

УНИВЕРЗИТЕТ "СВ.КИРИЛ И МЕТОДИЈ" – СКОПЈЕ

Д-р Димитар СТАМБОЛИЕВ, dipl. Ing. ISBN

редовен професор на Машински
факултет во Скопје (во пензија)
експерт на ISO/TC60 WG6 и IFTOMM
работните групи за запч.преносници

МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ

5.
изменето
ИЗДАНИЕ

Скопје, октомври 2012

Одобрено со решение на ректорот бр.11-293 од 18.11.1994 год.
како **ОСНОВЕН УЧЕБНИК.**

Знам дека ништо незнам; стареам се учам.

Сократ

Мнението е едно, а знаењето е друго.

Сите мненија кои не се базираат врз знаењето се без вредност

Платон

Знаењето е способност за докажување.

Цел на теоретската анализа е вистината, а цел на праксата е делото.

Аристотел

Што слушам-заборавам,што гледам-запаметувам,а што ќе направам-знам

Кинеска поговорка

РЕЦЕНЗЕНТИ

Проф.Петар **КАРДАЛЕВ**,dipl.Ing

Воислав **ГЕОРГИЕВСКИ**,dipl.Ing

ЛЕКТУРА:

Наталија **Ристова-ГЛИНСКА**

ЛЕЧАТИ:

CIP - Каталогизација во публикација

Народна и универзитетска библиотека

"Св.Климент Охридски"

621.82/.88(075.8)

669.13/.14(075.8)

СТАМБОЛИЕВ Димитар

Машински елементи: (основен учебник)

Димитар Стамболиев. - (5.изд.),- Скопје

Универзитет "Св.Кирил и Методиј"

2012 - илустр.: 24 cm.

Тираж **200** примероци

413 стр.

Библиографија 413 - 414

ISBN 9989-43-010-1

Машински елементи-Учебници

Според мислењето на Министерството за култура бр.08-862/2 од 02.02.
1995 г. за "Машински елементи" се плаќа повластена даночна стапка.

Тираж **200** примероци

СОДРЖИНА

ОПШТ ДЕЛ

СТР.

1.	ОПШТО	
1.1	ВОВЕД.....	11
1.2	МАШИНСКИ ДЕЛОВИ И СКЛОПОВИ.....	12
1.3	СТАНДАРДИЗАЦИЈА.....	13
1.4	ДЕЦИМАЛНА КЛАСИФИКАЦИЈА.....	17
2.	МАШИНСКИ МАТЕРИЈАЛИ	
2.1	ОПШТ ПОГЛЕД.....	17
2.2	ЖЕЛЕЗНИ МАТЕРИЈАЛИ	
2.2.1	Суровини.....	18
2.2.2	Преработка на железните руди-сурово железо.....	18
2.2.3	Леани железа.....	20
2.2.4	Челичен лив.....	21
2.2.5	Челик-добивање и особености.....	22
2.2.6	Полупроизводи на челикот.....	24
2.2.7	Означување на челикот.....	24
2.2.8	Видови челици.....	27
2.2.9	Термичка обработка на челикот.....	32
2.3	ДРУГИ МЕТАЛНИ МАТЕРИЈАЛИ	
2.3.1	Бакар и бакарни легури.....	33
2.3.2	Алуминиум и алуминиумски легури.....	34
2.3.3	Други метални легури.....	35
2.4	НЕМЕТАЛНИ МАТЕРИЈАЛИ.....	35
3.	ОПТОВАРУВАЊА, НАПОНИ И СТЕПЕН НА СИГУРНОСТА	
3.1	ОПТОВАРУВАЊА.....	36
3.2	МЕХ. КАРАКТЕР НА ЧЕЛИЦ ПРИ СТАТ. И ДИНАМ. ОПТОВ.....	38
3.3	НАПОНИ.....	40
3.4	СТЕПЕН НА СИГУРНОСТА.....	41
4.	ОСНОВНИ ВИДОВИ ОБРАБОТКИ НА МАШИНСКИТЕ ДЕЛОВИ	
4.1	ОПШТО.....	43
4.2	ПРИМАРНИ ПРОЦЕСИ НА ИЗРАБОТКАТА НА МАШ. ДЕЛОВИ.....	43

4.3	СЕКУНДАРНИ ПРОЦЕСИ НА ОБРАБ. НА МАШИНСК. ДЕЛОВИ	44
4.4	КВАЛИТЕТ НА ОБРАБОТКАТА НА ПОВРШИНИТЕ.....	45
5.	ТОЛЕРАНЦИИ	
5.1	ОПШТ ПОГЛЕД.....	46
5.2	ISO-СИСТЕМ НА ТОЛЕРАНЦИИ НА ДОЛЖИНСКИТЕ МЕРИ..	47
5.3	МЕРИ,ОТСТАПУВАЊА,ТОЛЕРАНЦИИ И ТОЛЕРАНЦ.ПОЛИЊА.	48
5.4	ГОЛЕМИНИ И ПОЛОЖБИ НА ТОЛЕРАНЦИСКИТЕ ПОЛИЊА...	49
5.5	СИСТЕМИ НА НАЛЕГНУВАЊА.....	50
5.6	ИЗБОР НА ТОЛЕРАНЦИИТЕ И НА НАЛЕГНУВАЊАТА.....	51

I Д Е Л

6.	НАВОЈНИ ЕЛЕМЕНТИ И ВРСКИ	
6.0	ВРСКИ НА МАШИНСКИТЕ ДЕЛОВИ.....	53
6.1	НАВОЈ И НАВОЈНА ВРСКА	
6.1.1	Делови и параметри на навојот. Термин и ознаки.	55
6.2	РАЗВОЈ И СТАНДАРДИЗАЦИЈА НА НАВОИТЕ.....	58
6.3	ВИДОВИ НАВОИ, ОБЛИЦИ, ОЗНАЧУВАЊА И ПРИМЕНА	
6.3.1	Метрички навој со триаглест ISO-профил	59
6.3.2	Whitworth-ов навој.....	62
6.3.3	Трапезен метрички навој со ISO-профил.....	63
6.3.4	Други видови навои	
6.3.4.1	КОС НАВОЈ.....	66
6.3.4.2	ЗАОБЛЕНИ НАВОИ.....	66
6.3.4.3	НАВОЈ ЗА ОКЛОПНИ ЦЕВКИ ЗА ЕЛЕКТР. ИНСТАЛАЦИИ.	67
6.4	НАВОЈНИ ПРЕНОСНИЦИ	
6.4.1	Опис и примена.....	67
6.4.2	Анализа на оптоварувањата.....	68
6.4.3	Степен на искористувањето.....	72
6.4.4	Пресметка и конструкција на навојните парови..	74
6.5	НАВОЈНИ ЕЛЕМЕНТИ И ВРСКИ	
6.5.1	Општ поглед.....	77
6.5.2	Навојни и помошни елементи.....	78
6.5.3	Материјал за станд. завртки, навртки и подлошки.	81
6.5.4	Осигурување на навојните врски.....	83
6.5.5	Пресметка на завртките-општо.....	84
6.5.5.1	НАДОЛЖНО ОПТОВАРЕНИ ВРСКИ.....	85
6.5.5.2	ПОПРЕЧНО ОПТОВАРЕНИ ВРСКИ.....	87

7	ЧИВИИ, ОСКИЧКИ, КЛИНОВИ И ЖЛЕБНИ СПОЕВИ	
7.1	ЧИВИИ - ОПШТО.....	90
7.1.1	Пресметка на чивиите.....	91
7.2	ОСКИЧКИ.....	92
7.3	КЛИНОВИ	
7.3.1	Задача, поделба и карактеристики.....	94
7.3.2	Попречни клинови.....	95
7.3.3	Надолжни клинови.....	95
7.4	ЖЛЕБНИ СПОЕВИ.....	99
8	ЗАВАРУВАЊЕ	
8.1	ЗАВАРУВАЊЕ - ОПШТО.....	102
8.2	КОВАЧКО ЗАВАРУВАЊЕ.....	103
8.3	ГАСНО ЗАВАРУВАЊЕ.....	103
8.4	ЕЛЕКТРИЧНО ЗАВАРУВАЊЕ.....	104
8.4.1	Електрично заварување со отпор.....	104
8.4.2	Електрично лачно заварување.....	105
8.5	ВИДОВИ ЗАВАРЕНИ СПОЕВИ.....	106
9.	ОСКИ И ВРАТИЛА	
9.1	ЗАДАЧА, ВИДОВИ И МАТЕРИЈАЛ.....	107
9.2	РАКАВЦИ	
9.2.1	Конструктивни облици.....	108
9.2.2	Пресметка на попречните ракавци.....	109
9.3	ОСКИ	
9.3.1	Конструктивни облици.....	112
9.3.2	Пресметки.....	113
9.4	ВРАТИЛА	
9.4.1	Конструктивни облици.....	115
9.4.2	Оптоварувања на вратилата.....	116
9.4.3	Пресметки.....	121
9.4.4	Конструктивно обликување.....	122
10	СПОЈНИЦИ	
10.1	НАМЕНА И ПОДЕЛБА.....	127
10.2	ПОСТОЈАНО ВКЛУЧЕНИ СПОЈНИЦИ.....	128
10.2.1	Крути спојници.....	128
10.2.2	Еластични и зглобни спојници.....	131
10.3	ИСКЛУЧНО - ВКЛУЧНИ СПОЈНИЦИ.....	136
10.3.1	Подвижна канцеста спојница.....	137
10.3.2	Фрикциони спојници.....	137
10.4	СПЕЦИЈАЛНИ СПОЈНИЦИ.....	141

6		
11	ЛЕЖИШТА	СТР.
11.1	ЗАДАЧА, ПОДЕЛБА И ГЛАВНИ ОСОБЕНОСТИ.....	144
11.2	ЛЕЖИШТА СО ЛИЗГАЌЕ	
11.2.1	Конструктивни изведби.....	145
11.2.2	Задача и процес на подмачкувањето.....	150
11.2.3	Мазиво и начин на подмачкувањето.....	158
11.2.4	Материјал.....	162
11.2.5	Избор, пресметка и конструкција.....	164
11.3	ЛЕЖИШТА СО ТРКАЛАЌЕ	
11.3.1	Состав, особености, видови и поделба.....	169
11.3.2	Класификација и обележување.....	171
11.3.3	Материјал и изработка.....	173
11.3.4	Носивост.....	175
11.3.5	Избор и проверка.....	183
11.3.6	Вградување и прикруп. на лежишт. на вратилото.....	186
11.3.7	Затнување.....	191
11.3.8	Подмачкување.....	193
12	ПРУЖИНИ	
12.1	ОДЛИКИ, НАМЕНА, ПОДЕЛБА И МАТЕРИЈАЛ.....	194
12.2	ГЛАВНИ ОБЕЛЕЖЈА.....	196
12.3	ФЛЕКСИОНИ ПРУЖИНИ.....	197
12.4	ЧИНИЕСТИ ПРУЖИНИ.....	201
12.5	ТОРЗИОНИ ПРУЖИНИ.....	202
13	ЦЕВКИ И ЦЕВКИНИ ЗАТВОРАЧИ	
13.1	ЦЕВКИ	
13.1.1	Видови, намена и главни обележја.....	208
13.1.2	Материјал и изработка.....	209
13.1.3	Челични цевки.....	210
13.1.4	Сврзување на цевките и фазонските делови.....	214
13.1.5	Избор и пресметка на цевките.....	216
13.2	ЦЕВКИНИ ЗАТВОРАЧИ	
13.2.1	Задача и класификација.....	218
13.2.2	Вентили.....	220
13.2.3	Приклопки.....	223
13.2.4	Шибери (засуни).....	223
13.2.5	Славини.....	225

II Д Е Л

0	ПРЕНОСНИЦИ. ОПШТИ ПОГЛЕДИ И ПОДЕЛБА.....	227
1	ПОСРЕДНИ ФРИКЦИОНИ - РЕМЕНИ ПРЕНОСНИЦИ	
1.1	ОПШТИ ПОГЛЕДИ И ОДЛИКИ НА РЕМЕНИОТ ПРЕНОС.....	229

1.2	ВИДОВИ РЕМЕНИ ПРЕНОСИ.ОБЛИЦИ И ДИМЕНЗИИ.....	231
1.2.1	Видови преноси со плоскат ремен.....	233
1.2.2	Плоскати ремени,особености,материјал.....	233
1.2.3	Облици и гл.дименз.на ремениц.за плоск.рем.....	235
1.2.4	Клинести ремени:видови,одлики,материјал.....	237
1.2.5	Начин на дејството на клинестите ремени.....	239
1.2.6	Ременици за клинест.ремени.Облици на венцот	240
1.3	ЗАТЕГНУВАЊЕ НА РЕМЕНОТ.....	242
1.4	СИЛИ ВО ЕЛЕМЕНТИТЕ НА ПРЕНОСОТ	
1.4.1	Сили во ременот.....	243
1.4.2	Сила на претходното затегнување на ременот.....	245
1.4.3	Сили што го оптоваруваат вратилото.....	246
1.5	НАПОНИ ВО РЕМЕНОТ.....	247
1.6	ПРЕСМЕТКА НА РЕМЕНИТЕ	
1.6.1	Оптимална брзина на ременот.....	248
1.6.2	Меродавен напон за пресметка на ременице.....	249
1.6.3	Пресметка на плоскати ремени.....	249
1.6.4	Пресметка на клинестите ремени.....	251
1.6.5	Мери на ременице преносници.....	253
1.7	СТЕПЕН НА ИСКОРИСТУВАЊЕТО.....	254
1.8	РЕМ.ПРЕНОСНИЦИ СО КОНТИН.ПРОМЕНА-ВАРИЈАТОРИ.....	255
2.	НЕПОСРЕДНИ ФРИКЦИОНИ ПРЕНОСНИЦИ-ФРИКЦИОНИ ТРКАЛА	
2.1	КИНЕМАТИЧКИ ПАРОВИ	
2.1.1	Општи поими.....	257
2.1.2	Осн.величини што го опред.кинематичкиот пар.....	258
2.1.3	Кинематика на одделните видови кинем.парови.....	259
2.1.4	Прости и сложени (НЕПОСРЕДНИ) преносници.....	262
2.2	ВИДОВИ КИНЕМАТИЧКИ ПАРОВИ.....	264
2.3	ПРИНЦИПИ НА РАБОТАТА НА ФРИКЦИОНИТЕ ПАРОВИ.....	264
2.4	ЛИЗГАЊЕ КАЈ ФРИКЦИОНИТЕ ПАРОВИ.....	264
2.5	ПРЕСМЕТКА НА ФРИКЦИОНИТЕ ТРКАЛА.....	265
2.6	ВКЛУЧНО-ИСКЛУЧНИ ПРЕНОСНИЦИ И ВАРИЈАТОРИ.....	267
2.7	ПРЕДНОСТИ И МАНИ НА ФРИКЦИОН.ТРКАЛА.ПРИМЕНА.....	267
3.	ЗАПЧЕНИЦИ-ГЕОМЕТРИЈА НА НАЗАБУВАЊЕТО	
3.1	ОСНОВНИ ПОИМИ	
3.1.1	Развој и улога на запчениците.....	268
3.1.2	Главни видови и примена на запчениците.....	268

3.1.3	Работни карактеристики на запчениците.....	270
3.1.4	Настанување и осн.обележја на запчест.парови	271
3.1.5	Поделба на запчестите парови.....	272
3.1.6	Запченик и назаб.венец.Опис и дефин.на поим.	273
3.1.7	Поделбени величини на запченикот.....	277
3.1.8	Основни димензионални величини на запченикот	279
3.2	ГЛАВНО ПРАВИЛО НА СПРЕГНУВАЊЕТО.....	280
3.3	ДОПИРНИЦА И ПРОФИЛ НА ЗАПЦИТЕ.....	281
3.4	ЕВОЛВЕНТЕН ПРОФИЛ И ЕВОЛВЕНТНА ФУНКЦИЈА.....	282
4.	ЦИЛИНДРИЧНИ ЕВОЛВЕНТНИ ЗАПЧЕНИЦИ-КИНЕМАТИКА	
4.1	ОПШТИ ПОГЛЕДИ	
4.1.1	Основни обележја и поделба.....	285
4.1.2	Стандарден профил.....	286
4.2	ЦИЛИНДРИЧНИ ЗАПЧЕНИЦИ СО ПРАВИ ЗАПЦИ	
4.2.1	Основна запчеста летва.....	287
4.2.2	Пречн.на одделн.кругови.Меѓуоск.растојание..	289
4.2.3	Акт.дел на допирн.и степ.на спрегн.на профил	290
4.3	ЦИЛИНДРИЧНИ ЗАПЧЕНИЦИ СО КОСИ ЗАПЦИ	
4.3.1	Бок на забецот-настанување и облик.....	292
4.3.2	Основна запчеста летва.....	295
4.3.3	Фактичен и фиктивен запченик.....	297
4.3.4	Агол на допирницата, пречници на одделн. кругови; и меѓуоскино растојание на спрегн.запченици.	299
4.3.5	Лак на спрегн и степ.на спрегн.на бочн.линии	300
4.3.6	Споредба на цил.запч.со прави и коси запци..	302
4.4	ПОДАТОЦИ НА ЦРТЕЖИТЕ	
4.4.1	Прик.на запч.на цртеж.и мерите што се нанес.	305
4.4.2	Табела на цртежите и во документацијата.....	306
5	КОНИЧНИ ЗАПЧЕНИЦИ	
5.1	КИНЕМАТИЧКИ ПОДЛОГИ.....	307
5.2	ПОДЕЛБА НА КОНИЧНИТЕ ЗАПЧЕСТИ ПАРОВИ.....	310
5.3	ГЛАВНИ МЕРИ НА КОНИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ.....	311
5.4	ПРИКАЖУВАЊЕ НА КОНИЧН.ЗАПЧЕНИЦИ НА ЦРТЕЖИТЕ.	315
6.	ХИПЕРБОЛОИДНИ ЗАПЧЕСТИ ПАРОВИ	
6.1	ОПШТИ ПОГЛЕДИ.ПОДЕЛБА.....	317
6.2	ХИПОИДНИ ЗАПЧЕСТИ ПАРОВИ.....	318

6.3	ПОЛЖАВНИ ПАРОВИ	стр.
6.3.1	Општи поими. Поделба	320
6.3.2	Бокови на запците на цилиндр. полжавни парови	320
6.3.3	Еквивалентен рамнински цил. пар. геометр. мери	322
6.3.4	Основен профил и број на обликот на полжавот	323
6.3.5	Главни димензии на полжавниот пар.	324
6.3.6	Облик на бокот на запците на полж. и поделба	324
6.3.7	Одлики и примена на полжавните преносници. .	325
6.3.8	Прикажување на полжавните преносн. на цртеж. .	326
7.	ДИНАМИКА И ЦВРСТИНА НА ЗАПЧЕСТИТЕ ПАРОВИ	
7.1	ОПТОВАРУВАЊА	
7.1.1	Општи погледи.	328
7.1.2	Сили што го оптоваруваат забецот на запчен. .	329
7.1.3	Оптов. на вратилото од сил. што дејств. на запч.	330
7.2	ОШТЕТУВАЊА НА ЗАПЦИТЕ	
7.2.1	Видови оштетувања.	339
7.2.2	Граници на подрачјето на оштетувањата.	343
7.3	МЕРОДАВНО ОПТОВАРУВАЊЕ	
7.3.1	Надворешни дополнителни оптоварувања.	345
7.3.2	Внатр. оптов. - динамички сили кај запчениците	347
7.3.3	Распределба на оптов. по должината на забецот	348
7.3.4	Распределба на оптоварув. во челната рамнина	351
7.3.5	Пресметка на меродавното оптовар. на запците	352
7.4	ИЗБОР НА ОСНОВНИТЕ ВЕЛИЧИНИ НА ЗАПЧЕНИЦИТЕ	
7.4.1	Тип на запченикот.	353
7.4.2	Широчина на запченикот.	353
7.4.3	Број запци.	355
7.4.4	Преносен однос.	356
7.4.5	Агол на запците β	357
7.4.6	Подмачкување и избор на мазиво.	358
7.4.7	Материјал за запчениците.	362
7.5	КРИТИЧНИ НАПОНИ И СТЕПЕН НА СИГУРНОСТА	
7.5.1	Општи погледи.	364
7.5.2	Мерод. крит. напон во одн. на свитк. во коренот	366
7.5.3	Мерод. крит. напон во одн. на Hertz-овиот прит.	366
7.5.4	Степен на сигурноста.	367
7.6	НАПОНСКА СОСТОЈБА И КОНТРОЛНИ ПРЕСМЕТКИ.	369
7.6.1	Нап. состојба во коренот на заб. кај цил. запч.	369
7.6.2	Напонска сост. во коренот на заб. кај кон. запч.	373
7.6.3	Степ. на сиг. во одн. на свитк. во коренот на з.	375
7.6.4	Површ. Hertz-ов прит. на боковите кај цил. запч.	376
7.6.5	Површ. Hertz-ов прит. на боковите кај кон. запч.	378
7.6.6	Степ. на сиг. во одн. на Hertz-овиот површ. прит.	379
7.6.7	Избор. на гл. величини кај полжавните парови. .	381
7.6.8	Осн. пресметк. постапки кај полжавните парови.	384
7.6.9	Гл. критер. на завршно-контр. пресм. на полж. пар.	385

8	ВЕРИЖНИ ПРЕНОСНИЦИ	Стр.
8.1	ОПШТИ ПОГЛЕДИ, ОДЛИКИ И ПРИМЕНА.....	386
8.2	КИНЕМАТИКА.....	388
8.3	ВЕРИГИ.....	389
8.4	ВЕРИЖНИЦИ: ОБЛИКУВАЊЕ НА ЗАПЦИТЕ И ГЛАВНИ ДИМЕНЗИИ.....	398
8.5	ОПШОВАРУВАЊА НА ВЕРИГАТА.....	403
8.6	ПРЕСМЕТКИ.....	404
8.7	ПОДМАЧКУВАЊЕ.....	407
8.8	ВЕРИЖНИ ПРЕНОСНИЦИ СО КОНТИНУИРАНА ПРОМЕНА НА ПРЕНОСНИОТ ОДНОС - ВАРИЈАТОРИ.....	409
8.99	Б И Б Л И О Г Р А Ф И Ј А.....	413

ПРЕДГОВОР

кон 2.издание

Позавата на ова преработено и (Computer-ски) обновено издание е условена со исцрпувањето на претходното издание (ноември 1985). Притоа е искористена пригодата да се изврши иновирање на текстот и негово усогласување со назновите научноистражувачки резултати и ставови на соодветни реномирани светски институции.

Инаку, во принцип, содржината во најголема мера се совпаѓа со онаа од претходното издание и одговара на наставната програма по наставниот предмет, што студентите од некои насоки на Машинскиот факултет во Скопје го слушат во III семестар.

Излаганата за проучуваните елементи имаат повеќе описен карактер, со минимални пресметковни операции, колку што на студентите на кои учебникот им е наменет, им дозволуваат знаената од претходно изучуваните предмети: механика, закост и др.

Освен на студентите, книгата корисно може да биде од корист и на соодветните стручни лица во практиката, бидејќи обилува со доволен број информации и податоци за избор на одделни стандардни елементи: звертки, лежишта, ремени и др.

Ја користам пригодата **посмртно** да им се **заблагодарам** на рецензентите за корисните сугестии и на лекторот за умесните забелешки. Скопје, февруари 1995 год. **А в т о р о т**

ПРЕДГОВОР

кон 5. издание

Непосредна причина за позава на оваа под итно во тек на наставата, изменето издание, е исцрпеноста на претходното, но се користи и пригодата да се воведат значителните **новости** од областа на измените на ознаките на железните материјали, одн. се воведуваат **ЕН-Европски норми**-прифатени и од **МКС-Макед.** стандарди, наместо досегашните **JUS**. Подробности за тоа види во текстот. **Авторот** се **отмжа** од **хонорарот**.

1 ОПШТО

1.1 ВОВЕД

Машинството е гранка на техниката чија цел е, со што порационалното искористување на природните средства, кои на човекот му стојат на располагање — материја и енергија, а врз основа на природните закони, со посредство на машини, на човештвото да му овозможи што подобар живот во материјална и духовна смисла.

На денешниот степен на развојот на науката и техниката, машината стана неопходен придружник на современиот човек во сите области на неговиот живот: човекот ја создаде да му помага и да му овозможи полесен и подобар живот или дури и целосно да го замени.

Под машина во најширока смисла се подразбира секоја комбинација на посебно обликувани цврсти тела, која игра определена улога во процесот на искористувањето на енергијата.

Според таа улога се разликуваат два основни вида машини:

- погонски и
- работни машини.

Погонските машини имаат задача другите видови енергии: механичката енергија на водата, топлинската енергија на пареата или гасот, кинетичката енергија на гасот, електричната енергија, нуклеарната енергија, непрекинато да ги преобразуваат—трансформираат во механичка енергија способна да врши механичка работа (мотори со внатрешно согорување, топлински турбини, хидраулични турбини, пнеуматични мотори, електромотори и сл.), се разбира, со што помали енергетски загуби.

Работните машини имаат задача да извршуваат корисна механичка работа, користејќи ја механичката енергија добиена од погонската машина, или механичката енергија да ја претвораат во некој друг вид енергија (алатни машини, дигалки, возила, пумпи, електрогенератори и др.). Во посебна група спаѓаат преносниците. Тоа се машини кои служат како посредници меѓу погонските и работните машини, со задача, механичката енергија на погонската машина да ја приспособат кон потребите на нејзиното користене во работната машина, со промената на: брзината, силата, моментот, насоката и карактерот на движењето и сл.

Погонската машина, работната машина и преносникот честопати се вклучени во една сложена машина (мотори возила, алатни машини и др.). Суштината на сите овие машини е во динамиката, во движењето со совладувањето на определени отпори, бидејќи само со движењето може да се оствари механичка работа.

Покрај овие машини, од чисто динамички карактер, постојат и машини од статички карактер: апарати, уреди, инсталации и инструменти. Нивните улоги се мошне различни: трансформација на топлинската енергија на горивото во потенцијална енергија на пареата (парни котли), трансформатори на напонот, спроведување на флуиди (цевкини водови и арматура), потоа разни мерни инструменти и прибори.

Множеството машини — погонски и работни, потоа преносници, апарати и уреди, како и инсталации и инструменти хармонично поврзани во една технолошка и органска целина со определена задача, претставува машинска постројка. Овде спаѓаат фабриките во кои со хармонично поврзаните рационални постапки, а со посредство на машини се произведуваат определени полуфабрикати, готови производи од секаков вид, потоа други машини, или други видови енергија: термо или хидроел. центри. До денес е конструирани произведен голем број најразлични видови и типови машини, почнувајќи од часовникот, преку сите можни транспортни машини и сообраќајни средства—патни и шински, потоа алатни машини, па

се до големите погонски машини — парни, гасни и водни турбини, електромотори и генератори, трансформатори и во најново време космички ракети и сателити.

Сите овие и други машини во крајна линија се производ на машиноградбата и електроиндустријата, дело на организираната соработка на научници, инженери, техничари, висококвалификувани и квалификувани работници од машинска и електротехничка струка.

Секоја машина напред треба да се замисли, проектира, конструира и пресмета, да се пропише начинот на изработката, контролата и монтажа, потоа да се изработат сите потребни делови и да се состават според пропишаниот редослед во една целина, да се испита и пушти во работа, да се води грижа за нејзината исправна работа и благовремено да се врши замена на дотраените делови. При се тоа, машината треба да биде што попогодна за ракување и употреба, што посигурна во работата, и што е, исто така, мошне важно, да биде што поекономична, и тоа како за изработка, така и за експлоатација.

1.2 МАШИНСКИ ДЕЛОВИ И СКЛОПОВИ

Секоја машина, зависно од функцијата и намената, е составена од помал или поголем број делови, усогласено поврзани во една органска целина така што секој од нив извршува точно определена задача. Врз основа на тоа, секоја машина може да се расчлени на машински групи и подгрупи, склопови и потсклопови и делови или детали.

Машинскиот дел или детал е елементарен, основен дел на машината, кој врши точно определена функција, заедно со другите, исто така, основни делови, во состав на еден потсклоп, склоп или цела машина. Машинскиот дел или детал без разурнување не може да се раздели на попусти составни делови. Така, завртката, навртката, вратилото, пружината, запченикот и др. претставуваат машински делови или детали. Бројот на машинските делови што влегуваат во состав на една машина е мошне различен — од неколку десетици и стотици, па до неколку илјади и повеќе делови. Машинскиот потсклоп е множество на два или повеќе машински делови во една целина, која потоа, заедно со другите делови влегува во состав на еден машински склоп. На пример, тркалото на вагонот или автомобилот заедно со сите свои делови и др.

Машинскиот склоп е множество на повеќе машински делови или потсклопови и детали, соединети во една целина, која врши определена функција. На пр., спознатата как автомобилот, тркалачкото лежиште, вентилот. Машинската подгрупа, односно машинската група е множество на повеќе склопови, потсклопови и детали, соединети во заедничка функција. Машинските групи претставуваат основни делови на една машина како целина: моторот, преносникот, уредот за управување итн. как автомобилот, потоа уредот за движење и подигане на товарот как дигалката и сл. Сите машини, колку на прв поглед и да изгледаат различни по облик и големина, функција и намена, имаат голем број исти или слични делови, потсклопови и склопови, со иста функција и намена, кои работат под слични услови, и кои, сите се битни за правилната работа на машината. Заради тоа, облиците и димензиите на ваквите делови, со оглед на нивната функција и намена, детално се проучени, и, во многуте случаи како најпогодни, строго пропишани. Ваквите делови, потсклопови и склопови, а понекогаш машински подгрупи и групи, кои во составот на низа различни машини вршат определени елементарни функции, се нарекуваат

машински елементи. Машинскиот елемент може да биде претставен и само со еден машински дел – пружина,оска,а исто така и со цела машинска подгрупа – лежиште,спозница и сл.

Извесни машински елементи претставуваат делови на машините од општо значене,така што тие се употребуваат кај голем број различни машини: завртки,клинови,оски,вратила,лежишта,запченици и сл. Овие машински елементи се познати под името **општи машински елементи**.

Други машински елементи,пак,се употребуваат само кај одделни видови машини: клипови,клипници,коленесто и бреговито вратило-кај моторите со внатрешно согорување,потоа,лопатки,дискови-кај турбините;челични јажина, куки, барабани и сл. кај дигалките итн. Тоа се посебни или сопствени машински елементи.

Во рамките на излаганата по овој предмет,информативно ќе се проучуваат машинските елементи,кои ги опфаќаат општите машински елементи. Притоа,начелно,ќе бидат проучувани конструкцијата,обликот,димензиите,материјалот,основните пресметки и изборот на одделни стандардни елементи, а во зависност од функцијата и намената. Проучувањето на посебните машински делови спаѓа во изучувањето на соодветните дисциплини (конструкција на овие или оние машини,на пример, електромотори,генератори,сообраќајни средства,рударски машини итн.).

Треба да се има предвид дека работата на секоја машина, па според тоа и на секој нејзин дел,се засновува врз користенето на природните закони. Затоа, за проучувањето на машините и на нивните делови неопходно е потребно,на прво место,добро познавање на основните теоретски дисциплини,како и способноста за нивната практична примена. Затоа,за успешното изучување на машинските елементи и,во општо конструирањето на машини од кој и да било вид, е неопходно претходно добро совладување на основните дисциплини од физиката.Овде спаѓаат: сите видови механики (статика,кинематика,динамика, па донекаде и хидро и термодинамика),потоа закоста – цврстината на машинските материјали и др.

Познавањето на машинските материјали,одн. на нивните особености е, исто така,потребно, заради што поисправниот избор на најпогодниот материјал за одделните машински делови.Во таа смисла,веќе во наредното поглавје,во главни црти ќе бидат изнесени главните видови конструктивни материјали применувани во градбата на машините, како и нивните механички карактеристики.

При конструирањето на машинските делови конструкторот мора да води сметка и за начинот на изработката,постојните стандарди и прописи, на кои проблеми,исто така,ќе им биде посветено потребното внимание во рамките на овие излагана.

1.3 СТАНДАРДИЗАЦИЈА

Потребата од еднообразност,што се чувствува во секојдневниот живот, ги наведе луѓето до сознанието за создавање на стандардите, и тоа, речиси,во сите области на животот,одн.во разните гранки на индустријата,па и во техниката: машинството,електротехниката,сообраќајот и др.Така,стандардите, ги опфаќаат: меренето на времето,обликот,масата (тежината),техничкото цртање,материјалите и др.

Во машинството и електроиндустријата стандардизацијата овозможува масовно и економично производство на голем број исти делови во специјализирани фабрики на автоматски машини,што доведува до целесооб-

разна поделба на трудот. Одделни делови се произведуваат независно еден од друг, на различни места, дури и во различни фабрики, а се склопуваат на некое друго место, без дополнителна доработка и дотерување. Понатаму, стандардизацијата ја олеснува работата на конструкторот, кој не мора секогаш одново да губи време решавајќи исти или слични проблеми, така што во такви случаи неговата работа се сведува на избор на најпогодниот дел. Исто така и потрошувачот има корист од стандардизацијата, со оглед на олеснетата набавка на делови со точно определени димензии, облик и квалитет. Во крајна линија, стандардизацијата влијае и врз заштедата на времето, материјалот и количеството стока во магацинот, а исто така обезбедува и поголема сигурност, бидејќи пропишаните опфатени со стандардите претходно се сестрано испитани—теоретски и практички. Конечно со примената на стандардните делови и материјали и со спроведувањето на нивната унификација, се ангажираат помалку средства (пари) за нивната набавка, а со тоа се подобрува и економичноста на работенето. Благодарение на стандардизацијата можно е да се конструираат склопови (па и машини) составени, речиси, исклучиво од стандардизирани делови.

Покрај наведените предности што ги даваат стандардите, може да се наведат уште следниве: лесно спогодување меѓу конструктивното биро и работилницата—погонот, бројот на алатите е намален, приборот за мерење и контрола точно е дефиниран, испитувањето на материјалот при испораката и приемот целосно е определено. Благодарение на стандардите купувачот може да набавува стока од поголем број производителите, кои, со оглед на конкуренцијата, се принудени да произведуваат што подобро (и поевтино). Се произведува помал број различни производи со точно определени големини и капацитет (на пример, електромотори). Ако се резимира сè што е наведено (и изоставено), може да се заклучи дека со заслуга на стандардизацијата се постигнува заштеда во материјали и во работна рака, така што производството станува порационално. Сепак, ризикот и масовното производство своето постоење го должат токму на стандардизацијата. Стандардите се основа за разменливоста на деловите. Според направената проценка, поединечното производство на автомобилот би чинело најмалку десет пати повеќе од сериски произведеното возило. Стандардизацијата битно влијае и врз дисциплината на индустрискиот начин на производство. Но, во никој случај со крутите прописи не се ограничува развојот на креативните стремежи на конструкторот. Смешно би било да се тврди дека дејноста на конструкторот е спречувана со постоењето на стандардните димензии на разните профили, завртки, лежишта и др. Напротив, стандардизацијата го овозможува и потпомогнува понатамошниот развој на техниката во целост.

Општо земено, значењето на стандардизацијата далеку ја надминува областа на техниката, така што таа игра мошне значајна улога и во сеопштиот културен живот на сите народи и на човештвото во целост (јазик, писменост, броеви), бидејќи воведува ред во сите области на човечката активност.

Одделните области на примената на стандардизацијата се сведуваат на следново:

- а) мерни единици, еталони, физички константи;
- б) терминологија и симболични означувања;
- в) производи и процеси на производството — дефинирање и избор на основните карактеристики на производите, методи на нивната контрола и мерење, спецификација на оние карактеристики на производите кои го определуваат нивниот квалитет, пропишување на разменливоста и разменливоста и сл.;
- г) сигурност на персоналот и на материјалните добра.

Во бивша (SFR) Југославија (а веројатно и во SRJ) работите околу стандардизацијата ги врши Југословенскиот завод за стандардизација, кој ги издава југословенските стандарди, чија основна ознака е JUS. Основните ознаки на стандардите на одделни земји се следниве:

ABS...Белгија	DIN...Германија	NF...Франција	STAS...Романија
ANSI...USA	ГОСТ...Русија	ONORM...Австрија	UNI...Италија
БДС...Бугарија	JIS...Јапан	PN...Полска	VSM...Швајцарија
BS...Англија			

За да се постигне што поголема согласност на националните стандарди и на тој начин предностите на стандардите што подобро да се искористат, основана е Меѓународната Организација за стандардизација ISO-International Organization for Standardization, во рамките на UN.

Дејноста на оваа организација, чиј член е и нашата земја, се состои во усвојување и издавање на меѓународните (ISO) стандарди.

Овие стандарди се обврзни за земјата (државата) што ги прифатила.

Според тоа, развојот на стандардите се одвива на следниов начин: Прво, со усогласувањето на интерните стандарди на одделни фабрики се донесуваат националните стандарди, и со нивното усогласување и резултатите од истражувањата на одделни експертски групи до конкретни проблеми, се донесуваат меѓународните ISO стандарди.

Во нашата земја туку што е во фаза на формирање организација за издавање стандарди под наслов МКС, така што, за жал, засега сме принудени да се служиме со JUS-стандардите. Но, паралелно со нив, досега во честа употреба се и DIN-стандардите, па и на некоја друга земја, доколку тоа е предвидено со некаков купопродажен договор. Со оглед на изнесената ситуација, во продолжение ќе бидат објаснети стандардите JUS, за полесното снаоѓање при нивното користење.

Целокупната материја што ја опфаќаат југословенските стандарди е поделена во 15 гранки, кои се означуваат со по една голема печатна буква латиница, почнувајќи од А. Во продолжение се наведуваат некои од поважните гранки за машинството, електротехниката и сообраќајот:

гранка А - основни и општи стандарди;

" В - рударство и преработка на минералите, јагленот и нафтата;

" С - металургија и технологија на преработка на металите;

" Н - хемиска индустрија;

" К - работен и мерен алат и прибор;

" М - машиноградба и метална индустрија;

" N - електротехника и електроиндустрија;

" Р - уреди и возила за шинскиот сообраќај.

Секоја гранка се дели на главна група, означена, исто така, со голема печатна буква латиница, и на подгрупа, означена со една цифра од 0 до 9. Потоа следува бројот на стандардот, што се означува со три цифри, почнувајќи од 001. Според тоа, секој југословенски стандард ја носи ознаката JUS, ознаката на гранката, главната група, подгрупата и бројот на стандардот. Притоа, ознаките на гранката и главната група, како и ознаката на подгрупата и бројот на стандардот се одделени со точки, на пример: JUS M.A0.040 цртежи во машинството.

Од основните и општите југословенски стандарди на прво место треба да се споменат:

JUS A.A0.001 стандардни броеви-бројни вредности и дефиниции;

JUS A.A0.002 стандардни броеви, насоки за примена.

Стандардните броеви претставуваат избор на броеви кои се користат во сите случаи кога треба да се избере, усвои или утврди некоја величина која се изразува бројно. За стандардните броеви се усвоени заокружените вредности на членовите на геометриските редови чии количници се:

$$\begin{aligned} \sqrt[5]{10} &= 1,5849 \cong 1.6 \quad \dots \text{ ред R 5} \\ \sqrt[4]{10} &= 1,2589 \cong 1.25 \quad \dots \text{ ред R10} \\ \sqrt[3]{10} &= 1,122 \cong 1.12 \quad \dots \text{ ред R20} \\ \sqrt[2]{10} &= 1,0593 \cong 1.06 \quad \dots \text{ ред R40} \\ \sqrt[1]{10} &= 1,03 \cong 1.03 \quad \dots \text{ ред R80 (по исклучок)} \end{aligned}$$

Во продолжение се наведени стандардните броеви од 1 до 10 на најчесто применуваниот ред R20.

1 1,12 1,25 1,40 1,60 1,80 2,00 2,24 2,50 2,80 3,15
3,55 4,00 4,50 5,00 6,30 7,10 8,00 9,00 10,00

Стандардните броеви за интервалите надвор од наведените подрачја се добиваат со множење на табеларните вредности со позитивни, односно негативни цели степени на бројот 10.

Врз основа на редовите на стандардните броеви, а во согласност со ISO стандардот, издаден е и југословенскиот стандард JUS A.A0.010 за стандардните должински мери од 0,01 до 1000 mm.

Овој стандард го пропишува изборот на згодните бројни вредности на должинските мери кои се препорачуваат за употреба.

Стандардните должински мери треба да се користат во сите случаи во кои на тоа не се спротивставуваат некои сериозни причини, било да се работи за определувањето на поединечните мери, било на цели низи мери кои се утврдуваат по слободен избор или врз база на пресметка. Овие мери треба првенствено да се применуваат за пречници на деловите со цилиндричен или топчест облик, освен тоа и за приклучни мери, како и за такви мери од кои зависат други величини или димензии на алатите. Примената на стандардните броеви особено доаѓа до израз при типизацијата и составувањето на стандардите.

Меѓутоа, во цела низа случаи не е можна примената на стандардните мери. Имено, кај многуте делови само некои мери може слободно да се определуваат—избираат, додека другите мери нужно произлегуваат од нив како збирови, разлики, количници, корени итн., што е условено со нивниот геометриски облик или кинематички врски и сл. Во таквите случаи, по правило, не постои можноста сите мери да бидат стандардни, бидејќи збирот, односно разликата на стандардните броеви, по правило, не е стандарден број. Ни со многу други пресметковни операции, по правило, не се добиваат стандардни броеви. Во таквите случаи треба да се процени за кои мери е целисходно да одговараат на стандардните. Затоа, примената на овие стандарди не е обврзна, но се препорачува во сите случаи кога тоа е можно.

Во тесна врска со стандардизацијата е и типизацијата. Типизацијата може да се дефинира и како внатрешна потреба на фабриката за типски модели распоредени во стандардни фамилии производи.

Во машинството а и во електроиндустријата често се завува потребата за еднородни производи од разни големини. Типски пример се електромоторите од разни силини. Кај таквата низа производи сите главни димензии од едната големина се пропорционални на другата и меѓусебно се слични.

1.4 ДЕЦИМАЛНА КЛАСИФИКАЦИЈА

Како добар пример на меѓународна соработка на полето на стандардизацијата може да послужи универзалната децимална класификација UDC. Децималната класификација е стандарден меѓународен систем на класификација на поимите што ја опфаќа целокупната област на човечкото знаење. Таа е воведена заради полесно распоредување и систематизација на стручната литература и на другата документација, а се заснова исклучиво врз примената на арапските броеви, како што следува од прегледот во продолжение:

UDC 0	Општо. Библиографија. Библиотекарство
" 1	Филозофија
" 2	Религија. Теологија
" 3	Социјални науки. Право
" 4	Лингвистика. Филологија
" 5	Математика. Механика. Природни науки
" 6	<u>Применети науки. Медицина. Техника</u>
" 7	Уметност
" 8	Книжевност
" 9	Географија. Историја
" 62	Т е х н и к а
" 621	Машинство
" 629	Техника на сообраќајните средства
" 621	Машинство
" 621.1	Енергија на пареата. Парни машини и котли
" 621.2	Хидраулични машини и постројки
" 621.3	Електротехника
" 621.4	Топлински машини
" 621.5	Пнеуматична енергија. Техника на ладенето
" 621.6	Вентилатори. Пумпи. Цевководи и арматура
" 621.7	Обработка на металите. Постапки
" 621.8	Машински елементи. Дигалки. Подмачкување
" 621.9	Алат и алатни машини.

Картотеката на документацијата, средена според децималната класификација, овозможува брзо изнаоѓање на сите публикации што третираат определена проблематика. Средувањето на ваквите картотеки е олеснето со тоа што денес при печатењето на стручни статии, списанија и книги, како и на стандарди, во горниот десен агол при насловот се означува и соодветниот број или броеви на UDC.

Во поново време, бројот на UDC се вклучува во CIP (Каталогизација). Со појавата и ширењето на компјутерската техника, картотеката постепено се заменува со датотека, дискети и др.

2 МАШИНСКИ МАТЕРИЈАЛИ

2.1 ОПИТ ПОГЛЕД

Од материјалите што се употребуваат за изработка на машински делови на прво место доаѓаат предвид металите, и тоа, првенствено легурите на железото-леаното железо, челиците и леаните челици, потоа обовните метали и нивните легури, и конечно неметалните материјали-пластмасите, керамиката, гумата, текстилот, стаклото, дрвото и др.

Во продолжение одделно ќе бидат разгледани поважните групи и поединечни материјали, кои најчесто се користат при градбата на разни видови машини произведувани и употребувани во машиноградбата и електроиндустријата, потоа за потребите на рударството, металургијата, хемиската и други видови индустрии, како и при градбата на транспортните средства (дигалки, кранови) и разните видови возила.

2.2 ЖЕЛЕЗНИ МАТЕРИЈАЛИ

2.2.1 СУРОВИНИ

Во принцип, железните (па и другите видови) материјали претставуваат легури на повеќе елементи, кои во природата се среќаваат во вид на разни хемиски соединенија во рудите.

Инаку, содржината на металите во рудите честопати е мошне мала. Искористувањето на рудите е врзано за определена концентрација и количество. Така, за искористувањето на железните руди се бара да имаат најмалку 25 - 35 % железо, за оловото 1%, а за златото 0,001%. Богатите руди се преработуваат во метали непосредно, а сиромашните мора да се концентрираат.

Назважни руди на железото се:

- оксидни: магнетит, хематит, лимонит
- карбонатни: сидерит.

Магнетитот Fe_3O_4 е сива до црна тешка руда, која содржи 60 - 70% железо. Магнетитот е густ и многу тешко се редуцира. Во Македонија претежно го има (ше) во рудникот Дамјан, а нешто и во Таџмиште.

Хематитот Fe_2O_3 е црвена железна руда, која содржи 40 - 60% железо. Во Македонија малку го има (ше) во рудникот Дамјан.

Лимонитот $2Fe_2O_3 + 3H_2O$ е жолта железна руда, која содржи до 45 % железо. Во Македонија го има (ше) во Демир Хисар, малку и во Таџмиште. Сидеритот $FeCO_3$ содржи до 40% железо. Во Македонија го има (ше), главно, во Таџмиште, а нешто и во Демир Хисар.

Шамозитот е силикатна руда.

Во Македонија го има (ше) во Таџмиште и во Демир Хисар.

Покрај овие, има и други железни руди од спореден карактер, како пиритот FeS_2 и други.

За жал, во Македонија, речиси, сите железни руди се исцрпени, така што на железарницата понатаму и преостанува само да преработува готови челични блокови т.н. слабови (од увоз) во ладната и топла ваљалница. Инаку, во пределите на бивша Југославија железни руди има главно, во Босна, а нешто и во Србија.

2.2.2 ПРЕРАБОТКА НА ЖЕЛЕЗНИТЕ РУДИ - СУРОВО ЖЕЛЕЗО

По спроведената потребна подготовка на рудата, понатаму таа се топи во т.н. висока печка (вкупна височина над земјата 30 - 40 m). Освен рудата, во високата печка се уфрлува уште кокс, како и варовник, чија задача е нечистотиите од рудата и пепелот од коксот да ги преведе во лесно топлива троска-згура и така полесно да бидат отстранети. Потоа се удирава топол воздух неопходен за горене на коксот.

Инаку високата печка има облик на голема кула, која кон врвот и кон дното се стеснува. Практично, таа претставува цела постројка, бидејќи има цела низа помошни уреди, на пример, транспортен систем за подигање и истовар на материјалот, потоа систем за користене на сог. гасови.

Нормално, денес таа се гради од лим, а однатре е обложена со огноотпорни тули. Неизмината работа се одвива непрекинато - дена, ноќе, делник, празник, сè додека не дојде до оштетување. Во таа смисла во железарниците секогаш има 1 - 2 резервни печки кои се пуштат во работа, додека некоја е во ремонт.

Главни делови на високата печка се: грло, стомак, инка и печница. На највисокото место на печницата има дупка, низ која повремено се испушта растопеното железо. Нешто над неа се наоѓа друг отвор, низ кој непрекинато излегува троската-згурата, која плива над растопеното железо како маслото над водата.

По својот капацитет високите печки може да бидат:

мали	-	до 250	t/ден
средни	-	400 до 700	"
големи	-	1000 и повеќе	"

Инаку процесот во високата печка се одвива како што следува: по уфрлувањето на рудата и коксот во горниот дел на стомакот најпрвин таа се суши. Потоа доаѓа во допир со загленмоноксидот CO што настанува со нецелосното согорување на коксот. Со одземањето на кислородот O од рудата загленмоноксидот се претвора во загленидиоксид според познатата формула



Со тоа железото станува твесто и набрекнува, поради што стомакот на печката на тоа место се шири.

Понатаму, железото почнува да се спушта надолу и се заситува со заглен. Со тоа се претвора во леано железо, чија температура на топењето е пониска од онаа на челикот, и ^икоја протекува надолу кон дното на печката.

Практично, во високата печка настанува редукција, која се одвива во две фази:

- редукција со загленмоноксид, која се нарекува **индиректна**. Таа се врши на релативно ниска температура (1000 до 1100 K);
- **непосредната** редукција се врши со ужарен кокс во долниот дел на печката при повисока температура (ска 1500 K) и таа се нарекува **директна**.

Примесите во железото (Si, Mn, P, S) доаѓаат во него во зоната на директната редукција.

Во индустриските високоразвиените земји, особено таму каде што електричната (хидро) енергија е обилна и евтина, на пример, Шведска, Норвешка и др. се градат **електрични лачни печки**. Во нив, потребната топлина за топење на рудата се произведува со електричен лак (чий електроди имаат пречник и до 2 m). Во таквите печки се додава само толку дрвен заглен, колку што е потребно за редукција.

И Скопската железарница е градена за електрични печки, но подоцна се реконструира за класичен начин на топење, поради скапата ел. енергија. Се смета дека за 1 t сурово железо што се добива од електрична лачна печка е потребно 1500 до 2000 (ладна шаржа до 3500) kWh и ска 350 kg мешавина (претежно) заглен (лигнит, антрацит) и кокс.

Од електричната лачна печка се добива вонредно чисто сурово железо, кое содржи сосем малку S, кој доаѓа, главно, од коксот.

Производи на високата печка се:

- сиво сурово железо,
- бело сурово железо,
- специјални видови сурови железа.

Сивото сурово железо кое се лее непосредно од високата печка во специјални песочни или ковани калапи, понатаму се користи во тн. куполни

печки за добивање на леано железо. Тоа е нечисто и содржи до 10 % разни примеси.

Белото сурово железо е доста тврдо. Тоа, главно, се преработува во челик, за што ќе стане збор подоцна.

Сите сурови жезела не се погодни за директна употреба како конструктивен материјал за машински делови, поради големата содржина на заглород, кој ги прави кршливи, поради што, овде се наречени полупроизводи. Во таа смисла и нема да се задржуваме на ова место подробно на нивните особености, туку само ќе ги споменеме редоследно како настапуваат сите производи на железото почнувајќи од рудите, и тоа само информативно.

2.2.3 ЛЕАНИ ЖЕЛЕЗА

Понатамошната преработка—топење на сивото сурово железо во веќе наведената куполна печка води кон создавањето на повеќе видови леани жезела.

Практично, леаното железо е легура на железото со повеќе од 1,7 % (обично 2 до 4%) заглород C, со уште некои примеси — легиранти: Mn, Si, Co, Ni, S, P и др.

Инаку куполната печка е валчеста, изработена од дебел лим, која од внатрешната страна е обложена со огноотпорни тули. Помеѓу лимот и тулите се наоѓа слој пепел, дебел околу 30 mm, кој дозволува слободно растегнување на печката и врши извесна термичка изолација. Како номинален се смета чистиот—внатрешниот пречник на печката, кој обично изнесува 0,8; 1; 1,2 до 1,5 m. Печката е висока 6 до 8 m, и е снабдена со помошни уреди за: дигање на суровината, компримирање и уфрлување на воздухот и др.

Во куполната печка се уфрлува сурово железо, старо железо—отпад, стари одливки, а како гориво кокс, како и варовник.

Во процесот на топењето на железото во куполната печка согоруваат првенствено Mn, Si и C. Всушност, целта на овој процес е што повеќе да согори заглородот, така што неговиот удел да се сведе на горенаведените проценти.

Инаку леаното железо лесно се топи (на 1500 до 1600 K) и добро го пополнува калапот. Поради тоа претставува еден од главните материјали за машинските делови со сложен облик, чии основен полуфабрикат се добива со леење во калап во вид на одливка.

Леаното железо е кршливо, а неговата структура е нехомогена. Овие и некои други негативни особености, ја ограничуваат неговата примена за делови изложени на високи и сложени напрегана, за што најдобро одговара челикот.

Механичките особености на леаното железо бргу опаѓаат со покачувањето на температурата. Тоа може донекаде да се сопне со легирање со Ni, Cr, Mo, Al и Si.

Во зависност од структурата, технолошката постапка на добивањето и хемискиот состав, се разликуваат повеќе видови леани жезела, и тоа: сив лив, темпер лив, нодуларен лив, модифициран лив, аустенитно леано железо, легирано леано железо отпорно на абеење и др.

Сивиот лив што се означува со SL, е стандардизиран по JUS C. J2. 020. Тој е евтин материјал, но изработката на моделите и на калапите е скапа, така што доаѓа предвид за примена само ако се работи за голем број парчина—исти делови.

Сивиот лив одлично поднесува само напрегана од притисок, додека за другите видови напрегана (затегнување, свиткување, усукување) воопшто не одговара. Во таа смисла тој се одликува со мошне добри особености

во однос на лизгане. Поради тоа, тој се употребува за делови со лизгачки површини: санки и постолза за алатни машини, кукишта за големи лежишта и редуктори, блокови за мотори, ременици, тркала итн.

Сивиот лив не се заварува (освен по специјални постапки).

Во однос на масата (тежината) деловите од сив лив кај стационарните машини заземаат прво место. Така, кај алатните машини масата на деловите од SL претставува дури 80 %, кај тракторите 50 - 60 % од масата на сите делови. Сивиот лив се лее-произведува во сите машиноградбени фабрики. Тој се произведува во следниве квалитети:

SL 100, SL 150, SL 200, SL 250, SL 300 и SL 350.

Бројките, покрај ознаката со буква, ја означуваат цврстината $Rm-N/mm^2$.

Темпер-ливот може да биде бел BTEL и црн CTEL. Тој е стандардизиран по JUS C.J2.021.

Практично, деловите од темпер лив прво се леат од SL, а потоа, во специјални печки се подложуваат на термичка обработка-се затоплуваат на определена температура. Со тоа се менува структурата на материјалот, како и неговите особености. Белиот темпер лив е потврд.

Темпер-ливот може да поднесе повеќе видови напрегана: на свиткување, затегнување, усукнување, но сè уште не е погоден за заварување и ковање. Белиот темпер лив се употребува за помали делови (маса до 1 kg), додека црниот одговара за поголеми делови.

Поради дополнителната обработка темпер-ливот е релативно поскап од сивиот лив. Тој се произведува во специјализирани фабрики, а во Македонија не се произведува.

Темпер-ливот се произведува во следниве квалитети:

— BTEL 35-04, BTEL 38-12, BTEL 40-05, BTEL 45-07, CTEL 30-06, CTEL 35-10, FTEL 45-06, PTEL 55-04, PTEL 65-02, PTEL 70-02. Првите две цифри по буквената ознака ја означуваат цврстината Rm во daN/mm^2 , а крајните две цифри го претставуваат минималн. издолжување (за $Lo = 3d$) во % добиено на епрувета со пречник од 12 mm. P-перлит.

Нодуларниот лив, што се означува со NL, е стандард. по JUS C.J2.022. Тој има мошне цврста метална основа и најпогоден облик на издвоениот графит-во вид на топчина, поради што често се нарекува и сферичен лив. Нодуларниот лив може да има затегнувачка цврстина $Rm=370$ до $800 N/mm^2$, отпорен е на смолкнување и на ударни оптоварувања, а има погодни особености и на лизгане. Може дури и да се кова. Во многу случаи може да го замени челичниот лив. Тој е нов материјал, и се произведува во Металскиот завод "ТИТО"- Скопје.

Тој се произведува како: NL 370-17, NL 400-12, NL 500-7, NL 600-3, NL 700-2 и NL 800-2. Првите три цифри по буквената ознака ја означуваат цврстината Rm во N/mm^2 , а крајните цифри го претставуваат минималното издолжување во %.

2.2.4 ЧЕЛИЧЕН ЛИВ: 6L

Тоа е ч е л и к - легура на железото со заглород $C \leq 1,7 \%$.

Челичниот лив е стандардизиран по JUS C.J3.011 и претставува одлика во калап, што одговара на обликот на саканиот дел. Значи, од тој материјал се прават делови од сложен облик што не може да се добие од стандарден (валан) облик (кружен, четвртест).

Заради подобрување на особеностите при леењето сите видови челични ливови содржат Mn и Si.

Во зависност од саканите особености и предвидената примена се разликува нелегиран-обичен и легиран-специјален челичен лив.

За разлика од сивиот лив, челичниот лив-аналогно на челикот, ги под-

несува сите видови напрегана, може да се заварува и термички да се обработува, но заради повисоката температура на топењето (1800 K), тој е поскап од SL и понепогоден за леење.

Деловите од CL како и од SL по леењето—поради нерамномерното ладене и др. се изложени на тн. заостанати напони. Поради тоа, одливките треба да се подложат на природно "стареене" (до 3 месеци) за да настапи смирување на овие напони, или термички да се обработат — во специјални печки да се затоплат до определена температура, кој процес трае неколку часови, но тоа чини пари. Меѓутоа, и одлежувањето—стареенето од неколку месеци, исто така, чини: врзува средства за кои се плаќа камата, која може да биде превисока. Затоа, од случај до случај, треба да се испита што е поевтино.

Челичниот лив се употребува за делови од сложен облик од кои се бара поголема цврстина, жилавост, отпорност на удар, отколку што е случајот со сивиот лив, а кои заради сложеноста на обликот не може да се ковват или да се добиват со заварување. Овде доаѓаат предвид блоковите на големите мотори со внатрешно согорување, потоа кукиштата на парните турбини, кукиштата на високопритисните водени турбини и пумпи, запчениците од големи димензии и сл.

Според наведениот стандард JUS, предвидени се следниве квалитети на обичен челичен лив за општа употреба:

CL 0300 CL 0400 CL 0500 CL 0600 CL 0602 CL 0700
 CL 0301 CL 0401 CL 0501 CL 0601 CL 0603

Значенето на брoјните ознаки ќе биде објаснето дополнително (заедно со тоа за челиците).

Квалитетните челични ливови, применувани за одговорни намени, приближно одговараат на челиците со истите ознаки, и се содржани во точката 2.2.7. Во Македонија не се лее челичен лив.

2.2.5 ЧЕЛИК — ДОБИВАЊЕ И ГЛАВНИ ОСОБЕНОСТИ

Како што е наведено во претходната точка, челикот е кована легура на железото со помалку од 1,7 % (обично 0,05 до 1,5 %) заглород и со цела низа елементи кои се наоѓаат во него било поради процесот на добивањето или поради намерното додавање, и тоа: P, S, Si, Mn, Cr, Ni, W, V, Co, Cu, Al и др.

Челикот секогаш содржи извесно количество фосфор и сулфур кои секогаш се сметаат како нечистотија, макар што кај извесни видови намерно се оставаат. Другите елементи намерно се додаваат или оставаат во челикот, за да се постигне определена структура и механички особености. Тоа се така наречени легирачки елементи.

Инаку челикот се добива, главно, со понатамошната преработка на белото сурово железо, и тоа на следниве неколку начини:

а) со смалувањето—редукцијата на содржината на заглородот и со согорувањето на разните примеси.

Тоа е принципот на добивањето челик според Bessemer, одн. Thomas, а во последниве децении според Linz-Donau — LD од Австрија, кој метод, како LD-AC, се применува (ше) во железарницата во Скопје;

б) со истовремено топење на старо железо (отпаден материјал) и сурово железо со додавање руда.

Тоа се врши во т.н. Siemens-Martin-ова печка

в) со т.н. метод на пудловање;

г) во специјални електропечки и

д) со цементација на мек челик.

Сепак, најмасовен начин на добивање е под а) и б), особено под б)

Добиването челик по **Bessemer**-овата и **Thomas**-овата постапка се одвива во т.н. **Convertor**, одн. крушка. Крушката е направена од челичен лим, а внатре е обложена со огноотпорни тули. На дното печката е издупчена со дупчина (околу 150, со пречник од 10 до 30 mm). Самиот процес се одвива на следниов начин: во (со кокс) затоплената крушка се влева растопено сурово железо. Истовремено (преку спец. уред) се дува топол воздух, а каз **LD-AC** постапката чист кислорот. Со тоа примесите во растопената маса почнуваат да изгоруваат, со што течната маса уште повеќе се затоплува. Меѓутоа, иако челикот има повисока температура на топене од суровото железо, тој сепак останува во растопена состојба. Се настојува на тој начин да изгори целокупното количество заглород, бидејќи тешко се определува кога во растопената маса ќе се создаде челик со бараната содржина заглород. Кога процесот ќе заврши (трае 10 до 20 минути) се додава определено количество заглород и разни легирачки елементи, зависно од предвидениот состав.

Bessemer-овата постапка е ограничена на преработката на релативно чисто сурово железо со поголема содржина на Si, а помала содржина на P-фосфор, кој на тој начин не може да се отстрани.

Главната разлика меѓу **Bessemer**-овата и **Thomas**-овата постапке е што каз **Bessemer**-овата постапка облогата е кисела (од шамот), а каз **Thomas**-овата постапка облогата е базична (доломитна), и P целосно изгорува. Примената на едната или другата постапка зависи од составот-примесите во суровото железо.

Siemens-Martin-овата постапка се одвива во специјална пламена печка од огромни димензии, налик на големо здание, со повеќе комори за затоплување на воздухот и други помошни уреди. Таа се затоплува со изгорувањето на претходно затоплен гас и претходно затоплен воздух.

И за овој процес видот на облогата зависи од составот на железото. Така, за железо кое, главно, содржи Si облогата на печката е кисела-од шамот, а за железо кое содржи P облогата е базична.

Во печката се става само околу 1/4 сурово железо, додека другото е старо железо-отпад, што е главна предност на оваа постапка. Процесот трае 6 до 8 часови, а содржината на печката изнесува 100 до 250 t. Каз сите (наведени и ненаведени) постапки на добивање челик, основниот хемиски процес е елиминирање на нечистотиите и штетните примеси во железото, како и изгорување, одн. редукција на заглородот, а со дополнително додавање определени количества сакани легирачки елементи се добива челик со определен состав и особености, според предвидената намена.

Челикот добиен во растопена состојба по постапките на **Bessemer**, **Thomas** или **Siemens-Martin-SM** (како и по другите ненаведени постапки), се лее во железни калапи-кокили, во кои се стврдува. Така одлеаните и оладените челични блокови со правоаголен профил, наречени **инготи** или **слаб-ови**, чија маса се движи од 5 до 20 t, по вадењето од кокилите се ставаат во специјални јами или длабински печки заради смирување на напоните и изедначување на температурата. Потоа слабовите се преработуваат во ладна или топла валалница во облик на ленти (лим) или (поретко) се коват.

Челикот предвиден за изработка на алати претходно мора да се претопи, односно да се рафинира.

Во поново време е усвојена одамна познатата постапка на добивање челик директно од руда.

Во споредба со другите машински материјали, челиците имаат механички особености што се најпогодни за најголем број најразлични машински делови: високата граница на пропорционалноста, еластичноста и развлеку-

ването, голема цврстина—статичка и динамичка, при сите видови напрегана, добра пластичност и развлечливост, голема тврдост и површинска цврстина, како и отпорност кон ударните оптоварувања. Понатаму, челикот има погодни особености кои овозможуваат обработка со режне и обработка со деформација во ладна и усвитена состојба. Со термичка обработка — со затоплување и држне на определена температура, и со ладене, може да му се менува структурата, а со тоа да му се подобрат многу механички особености.

2.2.6 ПОЛУПРОИЗВОДИ НА ЧЕЛИКОТ

Наведените челични слабови со понатамошна преработка со деформација со валане во топла и ладна состојба, потоа со коване и пресување се претвораат во разни стандардизирани облици: ленти, лимови и профили, најчесто применувани во машинството, и тоа: кружни, правоаголни (и квадрантни), шестоаголни; како и профили применувани во челичните конструкции: L, I, T, потоа шини и др.

Светловлечените кружни како и правоаголни профили (наменети за нормалните клинови без наклон), се подготвуваат дури и во толеранции, така што може директно да се употребуваат, без доработка, се разбира, цената им е повисока од истите профили добиени со валане.

Повеќето од овие профили (особено кружните) со понатамошна доработка: со деформација, а особено со симнување струшка, се претвораат во широк дијапазон разни машински делови, што се бградуваат во голем број машини и постројки.

Доколку машинскиот дел е од сложена конфигурација, наместо од полуфабрикат од стандардизиран облик, се прави со леене од сив лив или од челичен лив, кој понатаму подлежи на машинска доработка.

Во извесни случаи, сложен машински дел—во улога на полуфабрикат може да се добие и со ~~заварување~~ од стандардизирани челични профили, кој, во однос на сличен такъв дел добиен со леене, може да биде полесен и за 30%. Но тоа доаѓа предвид, главно, при поединечното производство, и тоа, во повеќето случаи кога се работи за одделни елементи или цели групи на некоја машинска постројка.

Според тоа, како поздовни облици—полуфабрикати, за разни машински делови може да служат стандардизирани челични профили—најчесто кружните, потоа одливките, отковките—чиј поздовен облик е пак некој стандардизиран профил, како и деловите добиени со заварување.

2.2.7 ОЗНАЧУВАЊЕ НА ЧЕЛИКОТ

Системот на означувањето на челикот (и на челичниот и сивиот лив) досега беше утврден со JUS, што применално, во продолжение JUS отпаѓа, Во таа смисла, понатаму ќе се применуваат EN—Европските стандарди Во принцип се разликуваат јаглеродни и легирани челици.

Кај јаглеродниот челик решавачко влизание врз неговите особености има содржината на јаглеродот, а содржината на другите елементи не ги преминува вредностите дадени во табелата 2.01.

Челиците со помала содржина на јаглерод имаат помала цврстина и тврдост, тие се развлечливи, лесно се обработуваат со деформација и со симнување струшка, добро се заваруваат, но термички не може да се обработуваат. Со порастот на содржината на јаглеродот се покачуваат цврстината и тврдоста, но расте и кршливоста, потешко се обработуваат со деформација и потешко се заваруваат, но може термички да се обра-

*Подробности за тоа види на стр. 411 и 412, JUS—дискус./ознаки—не важи,

ботуваат. Непогодните последици на поголемата содржина јаглерод делумно може да се отстранат со легирање. При содржината на јаглеродот поголема од 1% цврстината повторно се намалува.

Т а б е л а 2.01

Легирачки елементи	Si	Mn	Cr	Ni	W	Mo	V	Co	Ti	C	Al	Други
Содржина во масата %	0,6	0,8	0,3	0,03	0,1	0,08	0,05	0,1	0,05	0,4	0,1	
Фактор на билијателн.	1	1	4	4	7	14	17	20	30	1	1	30

Во смисла на горното, под легиран челик се подразбира оној челик кај што решавачко влијание врз особеностите има содржината на легирачките елементи. Притоа, таквите челици содржат еден или повеќе легирачки елементи во количества поголеми од наведените во табел.2.01. Според наведените стандарди, се разликуваат уште и т.н. микролегирачки челици. Тоа се челици со додаток на Ni, V, Ti и евентуално уште некои елементи кои се додаваат заради подобрување на механичките особености во количества кои може да ги минат границите наведени во таб.2.01. Таквите челици се означуваат според механичките особености за јаглеродните челици.

Покрај ознаката за материјалот С, одн. СL, видовите челици се означуваат со ознака што се состои уште од три делови, и тоа:

- 1 - основна ознака, што се состои од четири односно пет броеви симболи, кои го означуваат видот на челикот;
- 2- дополнителна ознака, за намената односно состојбата на челикот. Таа се состои од еден или повеќе броеви симболи или симболи од букви и на нивните комбинации;
- 3- други дополнителни ознаки, што се состојат од еден, два или повеќе броеви симболи или симболи од букви и на нивните комбинации.

Основната ознака од дополнителната ознака за намената односно состојбата на челикот меѓусебно се одделуваат со точка, а дополнителната ознака за состојбата на челикот (2) од другите дополнителни ознаки (3) се одделуваат со црточка.

Основната ознака се состои од арапски броеви симболи кои ги означуваат особеностите на челикот или припадноста на челикот кон некоја група. Притоа се разликуваат ознаки за челиците со пропишани механички особености и за челиците со пропишани хемиски состав и механички особености. За челиците со пропишани механички особености ознаката на првото место е "0".

Симболот на второто место за означува номиналната, односно минималната затегнувачка цврстина R_m што е пропишана за челикот во топло-обликувана или нормализирана состојба.

Значенето на симболите на второто место за челиците со пропишани механички особености е дадено во следнава табела:

Симбол	Номин. затегн. цврст. R_m	Симбол	$R_m - N/mm^2$
0	не е пропишана	5	од 490 до 580
1	намногу до 320 N/mm^2	6	" 590 " 680
2	од 330 " 350	7	" 690 " 780
3	" 360 " 380	8	" 790 " 880
4	" 390 " 480	9	" 890 и повеќе

Симболите на третото и четвртото евентуално и на петтото место ја означуваат припадноста на челикот кон определена подгрупа.

Значенето на овие симболи е дадено во продолжение.

- 00 - 44 Подгрупа на заглородните челици без пропишана содржина на P и S.
- 45 - 79 Подгрупа на челиците со ограничена содржина на P и S. За челиците од оваа подгрупа делумно се ограничува содржината на основните хемиски елементи (C, Si и Mn).
- 80 - 99 Подгрупа на челиците со ограничена содржина на P и S, со 801-999 делумно пропишана содржина на основните хемиски елементи (C, Si и Mn) и со додаток на легирачки елементи заради постигнување на специјални механички особености.

Кај групата челици со пропишани хемиски состав и механички особености, симболот на првото место го означува највлијателниот хемиски елемент, и тоа:

Броен симбол на легир. ел.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Легирачки ел.	C	Si	Mn	Cr	Ni	W	Mo	V	други

W - волфрам

Како највлијателен легирачки елемент се смета оној што бројно има најголем производ добиен со множење на средната процентуална содржина во челикот на тој елемент и факторот на влијателноста даден во таб.2.01, а како втор влијателен легирачки елемент се смета оној што има прв помал производ.

Ако кај повеќекратно легираните челици повеќе легирачки елементи имаат ист производ на процентуалната средна содржина и факторот на влијателноста, за највлијателен елемент се смета оној што според горенаведената табела носи поголем број, а како втор влијателен елемент оној што според истата табела го носи првиот помал број.

Симболот на второто место кај заглородните челици со пропишан состав ја означува десеткратната вредност на максималниот процент на содржината на заглородот заокружена на десетинка. Ако челикот содржи 0,9% C или повеќе, бројниот симбол на второто место е "0".

Кај легираните челици, вториот влијателен елемент се определува според претходно наведениот став. Кај еднократно легираните челици симболот на второто место секогаш е "1".

Значенето на симболот на третото и четвртото, евентуално и на петтото место е дадено во следнава табела:

Симбол	Подгрупа на челикот според намената
00 - 19	заглородни челици со пропишан состав и легирани челици ненаменети за термичка обработка
101 - 199	заглородни челици и легирани челици за цементација
20 - 29	
201 - 299	
30 - 39	заглородни и легирани челици за подобрување
301 - 399	
40 - 59	заглородни и легирани челици за алат
401 - 599	
60 - 69	челици со особени физички особености
70 - 79	челици хемиски постојани и огноотпорни
701 - 799	
80 - 89	брзорежечки челици

Се нагласува дека истите бројни ознаки ги носат и соодветните легирани челични ливови.

Дополнителните ознаки за намената, одн. состојбата на челикот, кај што треба да се одбегнува користењето на мали букви и римски броеви, се користат за означување на:

- посебните карактеристики на челикот постигнати во текот на производството;
- состојбата на челикот постигната без или со термичка обработка;
- состојбата на челикот постигната со ладна прераб. или доработка;
- утврдените карактеристики (гаранцијата) на челикот;
- состојбата и изгледот на површината;
- видот, изгледот и масата на премазот на површинската заштита и
- другите посебни карактеристики на челикот.

Дополнителните ознаки за намената одн. состојбата на челикот како и најчестите нивни комбинации се наведени во т.8 и 9 во JUS C.80.002. Другите дополнителни ознаки (З) не се утврдени со горенаведениот стандард и тие се утврдуваат со стандардите за техничките услови.

Начинот на обележувањето на челикот—како готов производ, е утврден во стандардот JUS C.80.004.

Зависно од начинот на обележувањето, предв. доаѓаат следниве ознаки:

- видот на челикот,
- битните мери на производот,
- идентификациониот број на групата или шаржата.

Овие ознаки, зависно од видот на производот, се поставуваат на еден од следниве начини:

- со валане,
- со втиснување,
- со плочки за обележување,
- со испишување со боја,
- со лепливи ленти.

Означувањето на производот се врши на еден од начините сп.табел.1 на наведениот стандард, со тоа што изборот на начинот на обележувањето се препушта на производителот.

Другите подробности види ги во точк.4.2 до 4.8 и 5 на нав. стандард.

2.2.8 ВИДОВИ ЧЕЛИЦИ

Во претходната точка, во рамките на обележувањето на челиците, начелно, веќе се наведени одделните видови челици, според нивниот состав.

Во продолжение ќе бидат наведени видовите челици според намената. Така, во тој поглед се разликуваат конструктивни и алатни челици. За машинските делови и конструкции првенствено се применуваат конструктивните челици, додека алатните челици се наменети за алати.

Во групата на конструктивните челици спаѓаат општите конструктивни челици, стандардиз. сп. JUS C.80.500, како и челиците за општа намена.

а) Општи конструктивни челици

Овде спаѓаат заглородните челици наменети за изработка на заварени конструкции, за конструкции споени со завртки и заковки, во високоградбата, нискоградбата, хидроградбата и машиноградбата, за изработка на делови на машини и уреди, цистерни за возила итн. Тоа се најзетини и најчесто применувани челици за најразновидни машински делови и конструкции, нормално оптоварени.

Прегледот на овие челици и на нивните главни механички особености е даден во табелата 2.02

Т а б е л а 2.02

Оп-шта-ка-рак	Ознака на видот челик	Г а р а н т и р а н и N/mm^2						Негарантирани						HB daN/mm ²	
		затегн. цврстина Rm	гран. на развлекув. за дебел. на прачка		динам. издржливост при еднонасочно наизменично променливо оптоварување		Зат			Сви			УСУ		
			до 16	40	63	80	100	Зат	Сви	УСУ	Зат	Сви			УСУ
МЕ-ки	С0130	290-410	185	175				150							
	С0370														
	С0371						205	195							
	С0361	340-470	235	225	215				220	260	140	120	170	100	105
	С0364 ^x														125
	С0362						215	215							
	С0366 ^x														
С0363															
С0368 ^x															
СРЕ-дно	С0451	410-540	275	265	255		235	225							
	С0454 ^x														
	С0452					245	235	250	300	160	150	190	120	120	
	С0456 ^x													140	
ТВР-ди	С0453														
	С0458 ^x														
	С0561	490-630	355	345	335		315	305							
	С0564 ^x														
	С0562								310	370	190	180	250	140	140
С0566 ^x						325	315							170	
С0563															
С0568 ^x															
ТВР-ди	С0545	470-610	295	285	275	265	255								
	С0645	570-710	335	325	315	305	295	360	430	220	200	260	160	170	
	С0745	670-830	365	355	345	335	325	420	500	260	230	320	190	195	
														240	

^x овие челици може да бидат изработени со содржина на бакар (Cu) од 0,25 до 0,35 %
 ЗТ - затегнување
 СВИ - свиткување
 УСУ - усукување

Во стандардот JUS C.80.500 се утврдени техничките услови за изработката и испораката на разните видови челични полуфабрикати (профили, лимови, жица, отковки и др.). Исто така во овој стандард се дадени и информации за дополнителните ознаки во смисла на состојбата на испораката. Така, со 0 се означува термички необработена состојба, а со 3 се означува нормализирана состојба.

Со ознаките со букви дадени во продолжение, кои се стават на последното место кај челиците наменети за понатамошна преработка, се означува постапката на преработка: коване во калап - К; ладно валане - Н; свиткување (превиткување) - S; влечене - V; изработ. на заварени цевки - С.

Пример: челикот C0562 во термички необработена состојба, наменет за понатамошна преработка со влечене се обележува C0562.O.V.

Во овој стандард се пропишани и други поединости, како: барани карактеристики, проверување на квалитетот, методи на испитувањето и др.

б) челици за носечки конструкции.

Тие се пропишани според JUS C.B0.501 , со гарантирана максимална содржина на C, Si, Mn, S и P , и со гарантирана граница на развлекувањето. Некои од нив се содржани во табелата 2.02.

в) челици за тенки лимови, според JUS C.B4.016 .

г) челици за влечена жица, според JUS C.B6.011 .

д) челици за заковки, според JUS C.B0.506 .

Челиците со гарантиран состав се делат на јаглеродни челици со пропишан состав и на легирани челици. Тие се стандардизирани според начинот на термичката обработка или според намената, и тоа:

а) челици за цементација, според JUS C.B9.020 (содржина на $\text{C} < 0,2\%$).

Тие се употребуваат за делови од кои се бара многу тврди површински слоеви-отпорни против абене, или за делови кои при многу тврди површински слоеви треба да имаат еластично и развлечливо јадро, како и за делови од кои се бара голема динамичка издржливост. Доколку се бара поголема цврстина на јадрото, предвид доаѓаат челиците за цементација со поголема содржина на C , како и легираните челици. Прегледот на овие челици е даден во таб.2.03.

Табела 2.03 ЧЕЛИЦИ ЗА ЦЕМЕНТАЦИЈА

Ознака	Главен легирант %	Информ. мех. особености- N/mm^2				динамичка издржливост при еднонас. наизмен. оптовар. усукув. свиткув. усукув.		
		за $d=30$		за $d=63$		R_{po2}	R_m	
		R_{po2}	R_m	R_{po2}	R_m			
C1120 C1121	C 0,07-0,13	300	500-650			170-190	220-280	130-150
C1220 C1221 C1281	0,12-0,18	380	600-800			200-230	250-300	150-180
C4120 C41201 C41202	0,6 Cr 0,9 0,9 - 1,2	450	750-1050	400	550-800	250-380	300-360	170-210
C4320 C4381	0,8 - 1,1	600	800-1100	450	650-950	360-430	320-400	190-230
C4321 C4382	1, - - 1,3	680	1000-1300	550	800-1100	370-450	340-420	200-240
C4721 C4781	1,1 - 1,4	800	1100-1400	700	990-1300	410-520	380-480	220-280
C75201 C75202	0,4-0,7 0,15-0,25	500	700-950	400	550-800			
C5420 C4520	1,4 - 1,7 1,4 - 1,8	630 780	900-1200 1050-1350	550 680	800-1100 950-1250	340-450	320-420	180-240

Граничните вредности на HRC , во зависност од оддалеченоста од калена+та челна површина, како и други податоци се дадени во JUS C.B9.020 .

б) челици за подобрување, според JUS C.В9.021. Тие се употребуваат не само во подобрена-калена и отпуштена состојба, и во површински калена (со пламен, со индукција и сл.) состојба, а во извесни случаи и во некалена (жарена) состојба. Овде доаѓаат предвид на прво место заглеродните челици до затегнувачка цврстина сса 800 N/mm^2 , легираните челици со поголема затегнувачка цврстина, а со поголема содржина на Cr-со затегнувачка цврстина преку 1100 N/mm^2 , а за делови со поголема дебелина. Прегледот на овие челици е во т.2.04.

Т а б е л а 2.04 ЧЕЛИЦИ ЗА ПОДОБРУВАЊЕ

Оз- нака	Главен легирант %	Мех.особености- N/mm^2 во п о д о б р е н а состојба за $d=16-40$ за $d=40-100$				динам. издржливост при еднонас.наизмен.оптовар усукув. свиткув. усукув.		
		R_{po2}	R_m	R_{po2}	R_m			
С1330 С13311	0,17-0,24 C	300	500- 650					
С13312 С13321	0,22-0,29	320	500- 650			200-240	220-270	130-160
С13322 С13324	0,27-0,34	350	550- 700	300	500- 650			
С1430 С1480	0,32-0,39	370	600- 750	320	550- 700			
С14341 С14343	0,37-0,44	400	630- 780	350	600- 750	220-280	270-320	160-190
С1530 С1580	0,42-0,50	430	650- 800	370	630- 780	230-310	300-340	180-200
С1630 С16303	0,47-0,55	460	700- 850	400	650- 800			
С1630 С1680	0,52-0,60	500	750- 900	430	700- 850			
С1730 С1780	0,57-0,65 Mn,C	520	800- 950	450	750- 900	280-370	340-400	200-230
С3135	1,3 -1,65 Cr,Mn	490	690- 840	440	640- 790	270-410	320-400	190-240
С4130 С4131 С4132		590 660 450	800- 950 900-1100 700- 850	460 560 350	700- 850 800- 950 600- 750	280-500	400-500	230-290
С4134 С4730 С4731	0,9 - 1,2	630 600 650	850-1000 800- 950 900-1100	510 450 550	750- 900 700- 850 800- 950	270-410 280-500	320-400 380-480	180-230 220-280
С4732 С4733		750 780	1000-1200	650 700	900-1100	340-550 370-550	460-550 500-580	270-310 290-340
С5430 С5431 С5432	0,9 - 1,2 1,4 - 1,7 1,8 - 2,2 Cr, V	800 900 1050	1000-1200 1100-1300 1250-1450	700 800 900	900-1100 1000-1200 1100-1300	340-550 370-550 430-640	480-580 500-600 520-620	270-320 290-350 300-360
С4830 С4734	0,9 - 1,2 2,3- 2,7	800 1020	1000-1200 1200-1450	700 900	900-1100 1100-1300	370-550 430-640	450-580 520-650	260-330 300-380

Т а б е л а 2.05 ПОДРАЧЈЕ НА УПОТРЕБ. НА ЧЕЛИЦ. ВО ПОДОБРЕНА СОСТОЈБА

R _p N/mm ²	1100	Č5432 Č4734	Č5432	
	1000	Č5431 Č4782 Č4733 Č5430 Č4830	Č4734	Č5432 Č4734
		Č4181 Č4783	Č5430 Č4830	Č5431
	800	Č4184 Č4180 Č47301 Č41331 Č41342	Č4733 Č4782	Č4733 Č5430 Č4830
	700		Č4783 Č4184 Č47301	Č4782
	600	Č3135 Č1730, Č1731, Č1780 Č1630, Č1631 Č1680 Č16301, Č16302 Č1530, Č1531, Č1580	Č4783 Č41331 Č41342	Č4184 Č4783
	500	Č14341, Č14342 Č14343 Č41302 Č1430, Č1431, Č1480 Č13322, Č13323	Č3135 Č1730, Č16302 Č41321	Č4180 Č47301, Č1730, Č1731
	400	Č13312, Č1332 Č13321 Č1330, Č1331, Č13311,	Č1530, Č1531, Č1580 Č14341, Č14342	Č3135 Č1630, Č1631, Č1680 Č14342, Č14342, Č1630
	300		Č1430, Č1431, Č1480 Č14322, Č14323, Č14302	Č1530, Č1531, Č1580 Č14341, Č14342, Č1434
			Č13312, Č1332, Č13324 Č1330, Č1331, Č13311	Č1430, Č1431, Č1480
	d < 16	16 < d < 40	40 < d < 100	
d = пречник на изработуваниот предмет				

Покраз подробно наведените и најчесто применуваните легирани челици кои се подложуваат на термичка обработка, во продолжение ќе наведеме уште неколку видови челици за конкретна намена.

- в) челици за котелски лимови, според JUS C.B4.014;
- г) челици за безрабни цевки, според JUS C.B5.021;
- д) челици за автомати, според JUS C.B0.505;
- е) челици за пружини, според JUS C.B0.551. Овие челици се одликуваат со висока граница на еластичноста. Легирани се со Si и Cr, како и со други легирачки елементи. Овие челици не се заваруваат. Прегледот на овие челици е даден во табелата 2.06.

Да наведеме дека во наредно време со стандардите се опфатени уште и некои други видови челици, на пример, челици што не прогосуваат според JUS C.B0.600, како и челици за посебни намени.

При изборот на материјалот предност треба да се даде на челиците со негарантиран состав, бидејќи тие се најевтини, меѓутоа, поради ниската цена, денест тие тешко се добиваат, особено по асортиман. Дури кога тие

по своите особености не задоволуваат, кога се бара поголема цврстина или тврдост, како и поголема жилавост, може да се мине на многу по-скапите челици, на челиците со гарантиран состав, термички обработливи. По количество, на многу се употребуваат термички необработливите челици. Но во случај на многу оптоварени делови, за збиени машински конструкции, предвид доаѓаат исклучиво легираните челици за термичка обработка.

Табела 2.06 ЧЕЛИЦИ ЗА ПРУЖИНИ

Ознака	Хемиски состав		Механички карактеристики				
	главни легиранти		HB-daN/mm ²		калено и попушт.		
	%		топло валан	МЕ-ЖА-РЕН	R _{poz}	R _m	
С2130	Si 1,5-1,8	C 0,52-0,6	Mn 0,7 - 1,-	≥ 290	245	1130	1320-1570
С2330	1,3-1,6	Mn 0,7-1,2	C 0,55 -0,65	310	255		
С2332	1,5-1,8	C 0,6-0,68	Mn 0,7 - 1,-	≥ 310	255		
С2430		Cr 0,2-0,4					
	Cr						
С4230	0,4-0,6	Si 1,2-1,4	C 0,62 -0,72		255	1180	1370-1620
С4332	0,6-0,9	Mn 0,7-1,-	C 0,52- 0,59	> 310	248		
С4830	0,9-1,2	V 0,1-0,2	Mn 0,7- 1,1		241		

2.2.9 ТЕРМИЧКА ОБРАБОТКА НА ЧЕЛИЦИТЕ

Покраз со избор на материјал со поголема цврстина, повишена носивост кај високооптоварените машински делови може да се постигне и со соодветна дополнителна термичка обработка.

Со соодветната термичка обработка се постигнува, првенствено, зголемување на тврдоста, што одговара на делови изложени на големи површински, пред сè, **HERTZ**-ови притисоци. Меѓутоа, може да се постигне и зазакнување на задроро на делот, што одговара за делови изложени на ударни оптоварувања. Покраз тоа, со погодна термичка обработка материјалот може да се доведе во состојба на подобра обработливост. Сепак, постигнувањето на поставената цел во голема мера зависи од правилно избраниот вид термичка обработка-според усвоениот материјал, како и од грижливоста при нејзиното спроведување. Во таа смисла, веќе во претходната точка се наведени неколку групи-видови челични материјали кои одговараат за овој или оној вид термичка обработка (таб.2.03 до 2.05). Покраз зазакнувањето на површината или на задрото на делот, со термичката обработка се менува и структурата на материјалот.

Начелно, се применува **длабинска** и **површинска** термичка обработка. Со **длабинската** термичка обработка се стреми да се постигне што поизедначена структура (добра хомогеност) и цврстина на материјалот по целиот пресек на предметот. Од овој вид обработка се изведуваат следниве процеси: жарене-нормално, меко, безналонско и др., потоа подобрување, како и некои други. Од сите овие процеси, најчесто се применува подобрувањето, со што се постигнува вонредно голема цврстина. Со **површинската** термичка обработка се стврдува само површинскиот слој, додека задрото останува меко и жилаво.

Во примена се следниве видови процеси на површинската термичка обработка:

- цементација во цврста, течна или гасна средина,
- нитрирање гасно или течно (во солна баня)
- индукционо калење или
- пламено калење.

Од сите наведени процеси најстара е цементацијата и тоа во цврста средина (заглена прашина), која сè уште има значителна примена. Се обрнува внимание дека во термички необработена состојба соодветните (обично легираните) челици се помекви од конструктивните. Освен ознаката на материјалот, на цртежот треба да се наведе и местото на предвидената термичка обработка, како и бараната тврдост (во HRC).

2.3 ДРУГИ МЕТАЛНИ МАТЕРИЈАЛИ

Како што е порано наведено, овде спаѓаат, главно, разни легури на обичните метали, првенствено на бакарот и на алуминиумот. Овие елементи и нивните легиранти, во машинството ретко се употребуваат како чисти елементи, бидејќи нивните механички карактеристики се многу послаби во однос на карактеристиките на нивните легури.

2.3.1 БАКАР И БАКАРНИ ЛЕГУРИ

Бакарот и неговите легури претставуваат многу ценети и широко применувани машински материјали, благодарение на низата погодни механички и технолошки особености.

Најважните особености се: голема отпорност против корозија, одлични особености на лизгане, како и отпорност против абене, а освен тоа поседуваат мошне добра топлинска и електрична спроводливост.

Чистиот бакар, стандардизиран според JUS C.D1.002, во машинството се употребува во термичките уреди, како цевки, потоа за ложишта, како лим а во машините како цевки во инсталациите за подмачкување.

Меѓутоа, во електротехниката, по обим, наоѓа значително поголема примена како: каблови, трафо лим, намотки за ел. мотори и генератори итн. Во зависност од начинот на добивањето на полуфабрикатот се разликуваат бакарни легури за леене и бакарни легури за гмечење.

Бакарните легури за гмечење се опфатени со JUS C.D2.100 и C.D2.106. Овде спаѓаат разни профили, цевки, лимови, ленти и др.

Бакарните легури за леене се опфатени со JUS C.D2.300 и C.D2.300/1.

Овде спаѓаат разни одливки, постелки за лежишта, полжавници и др.

Во однос на составот се разликуваат следниве легури:

- **месинг**, тоа е легура на бакар со цинк, евентуално со малку олово. Во машинството нема значајна примена, меѓутоа во електротехниката наоѓа доста употреба, како лим, ленти и др. Неговата ознака е: Cu56ZnPb, Cu58ZnPb, Cu60Zn, Cu63Zn, Cu72Zn и др. Брозките 56; 58, 60... и др. го означуваат процентот на Cu.
- **бронза**, тоа е легура на бакарот, главно, со калајот (Sn) со евентуален додаток на Pb или P. Таа претставува одличен материјал за лизгачките површини на постелките на лизгачките лежишта во спрега со ракавецот од цементиран челик. Освен тоа, леаната оловно-калајна бронза наоѓа широка примена и за полжавници, навртки кај навозните парови, потоа за ротори кај пумпите и турбините и др. Може да се каже дека бронзата има широка примена во машинството дури и за најодговорни делови.

Бронзите се означуваат како што следува:

$CuSn_6$, $CuSn_{10}$, $CuSn_{12}$, $CuSn_{14}$, $CuSn_{10Pb_{10}}$, $CuSn_5Pb_{22}$, $CuPb_{25}$ итн.

Во горните ознаки бронзите го означуваат процентот на Sn, Pb додека основната содржина е бакарот (Cu).

Постојат и бакарно-алуминиумски бронзи како: $CuAl_{10}$, $CuAl_{10}Fe$ и др.

Црвен метал - JUS C.D2.103 (за гмечене) и **црвен лив** - JUS C.D2.303 (за леене). Овие легури содржат преку 80 % бакар, а главни легирачки елементи се калајот и цинкот. Мошне се погодни за многу напрегнати делови.

Меѓутоа, со оглед на тоа што калајот за нашата земја е стратегиски материјал, кој се набавува од Малезија и Индонезија, се препорачува колку што е можно калајните бронзи да се заменуваат со алуминиумски или со други легури и материјали, за да се одбегне набавката на скапоцениот калај.

2.3.2 АЛУМИНИУМ И АЛУМИНИУМСКИ ЛЕГУРИ

Алуминиумот и алуминиумските легури се одликуваат на прво место со мала густина, а со голема тврдост, така што односот на овие карактеристики е многу погоден отколку кај челикот. Меѓутоа, цената на алуминиумот и на неговите легури е многу повисока од легурите на железото и челикот, па и од другите материјали.

Алуминиумските легури, речиси, ги постигнуваат особеностите на челикот во поглед на цврстината и тврдоста. Отпорни се на корозија, лесно се леат и обработуваат со симнување струшка или со деформација, а може и термички да се обработуваат и заваруваат.

Тие имаат добра топлинска и електрична спроводливост.

Бидејќи бившите YU републики (Црна Гора, Slovenija) обилуваат со алуминиум, неговата примена и во нашата земја е широко застапена.

Зависно од начинот на добивањето на полуфабрикатот се разликуваат алуминиум и алуминиумски легури за гмечење и алуминиумски легури за леене.

Чистиот алуминиум, стандардизиран според JUS C.C3.020, се изведува како разни профили, цевки, жица, лимови, ленти, фолии, пресувани парчина и др. Во машинството наоѓа примена за леене делови од мотори со внатрешно согорување (блокови, глави) како и разни делови за други машини, потоа како цевки во инсталациите за подмачкување, како лим и др. Меѓутоа, позначајна примена наоѓа во електротехниката како каблови (за далноводи), потоа во градежништвото како разни профили (па и во автомобилската индустрија), како цевки за наводнување, во хемиската индустрија, како стока за широка потрошувачка (украсни предмети). Алуминиумските легури за гмечење се опфатени со JUS: C.C3.120, C.C4.020, C.C4.120, C.C5.020 и C.C5.120.

Алуминиумските легури за леене се опфатени со JUS C.C2.300.

Алуминиумот и алуминиумските легури се применуваат во следниве случаи:

- за машински делови кои се движат осцилаторно со големи брзини: клипови, клипници;
- за делови на авиони, автомобили и бродови;
- во градбата на мебел, за декоративни цели, во архитектурата и градежништвото;
- за машини во домаќинството;
- во прехранбената и хемиската индустрија заради отпорноста против корозија;
- во електротехниката заради добрата електрична спроводливост.

Магнезиум и магнез легури, тие имаат уште помала густина од алуминиумските легури, така што одливките и покрај помалата цврстина се полесни од алуминиумските.

Тие лесно се леат и обработуваат, но тешко се деформираат во ладна состојба, тешко се заваруваат и лемат, и неосетливи се на удари. Примената им е слична на алуминиумот и на неговите легури, но цената им е повисока.

Олово - Pb. Како чист елемент порано наоѓаше поширока примена во некои санитарни водови. Инаку тој е чест легирачки елемент во разните бронзи. Во електротехниката, односно, автомобилската индустрија масовно се употребува во градбата на акумулатори, а наоѓа широка примена и во хемиската индустрија за садови низ кои протекуваат разни киселини и други хемикалии.

Цинк - Zn. Тоа е мошне евтин материјал, но не доаѓа предвид за напрегнати машински делови. Се употребува, главно, за лимови или за заштита на челичните лимови од корозија (процес на тн. поцинкување). Тој е важен како легирачки елемент. Опфатен е со JUS C.E1.020.

Синтеруваани метали. Овие метали се добиваат со пресување на соодветни метални прашоци од бакар, цинк и железо, со додаток на графит. Таа смеса се жари на висока температура, притоа доаѓа до стопување, т.е. синтерување на зрнцата, при што масата останува порозна. Овие метали се познати како материјали за лежиштата без подмачкување (за споредни цели). Подмачкување, сепак, се врши на тој начин, што пресуваните материјали по синтерувањето се потопуваат во масло кое влегува во порите. При употребата, поради покачена температура, маслото се шири, излегува од порите и така врши подмачкување.

Разни делови од синтеруваани метали се произведуваат во Фабриката "Први партизан" од Ужице-Србија.

2.4 НЕМЕТАЛНИ МАТЕРИЈАЛИ

Неметалните материјали во последно време наоѓаат сè поширока примена во градбата на машини, во електротехниката посебно, па и во другите области на техниката.

Во прв ред, по важност се разните видови **пластмаси**: полиестери, PVC, потоа смеси на разни смоли со органски или неоргански додатоци и др. Овде треба да се споменат уште: целулоидот, плексигласот, новотексот, фиберот и вулканфиберот, игалитот, текстолитот, полиамидот, неопренот и уште низа други.

Од нив некои се отпорни на лизгање, некои дури и на високи температури, некои покажуваат висока тврдост итн.

Тие се употребуваат за фрикции површини на сопирачките, за разни ситни машински делови, затинки, а во поково време и за ремени, посебно за тн. **Extremultus**-ремени кои се произведуваат во Slovenija.

Тие наоѓаат широка примена и во хемиската, посебно во електроиндустријата, па и во сообраќајот и сообраќајните средства.

Како друг-класичен, но уште доста применуван материјал во машинството е **гумата**. Природната како и вештачката гума се одликува, првенствено со голема еластичност. Природната гума е повластична, но е поосетлива на влизанието на светлината, топлината, кислородот, маслата и бензинот. Се разликуваат мека и тврда гума. Покрај еластичноста во сите правци, гумата поседува и одлична способност за амортизација на осцилациите, ударите и шумовите-бучавага.

Гумата возмногу се употребува за еластично потпирање на машините и

на машинските делови, за затнување и облоги на работните површини на фриксионите тркала, потоа за клинестите ремени, цевки и др.

Керамички и металокерамички материјали се употребуваат за лизгачки лежишта, за фриксионите површини на сопирачките за возилата, за облогите на електромагнетните спозници, за разни филтри, брусни плочи, потоа во ел. техниката, како и за делови изложени на високи температури. Во продолжение да ја споменеме уште техниката кожа, која се употребува за ремени, ленти, за затнување; за делови на еластичните спозници, за разни мембрани и сл. Овде спаѓа уште и текстилниот материјал, кој исто така се употребува за ремени, за затнување и сл. При крај да ги наведеме уште пресуваната хартија како и техничкото дрво, кое како машински материјал далеку помалку се употребува од металните материјали (главно за модели, за некои ситни делови итн.).

3. ОПТОВАРУВАЊА, НАПОНИ И СТЕПЕН НА СИГУРНОСТА НА МАШИНСКИ ДЕЛОВИ

3.1 ОПТОВАРУВАЊА

Оптоварувањата на машинските делови, во општ случај, претставуваат просторни системи на надворешните и внатрешните сили и моменти.

Овие оптоварувања се предизвикани од отпорите што машините треба да ги совладуваат вршејќи корисна работа (отпор на триењето, отпор на воздухот кај возилата, отпор на земјиштето кај плуговите и багерите, отпор на режението кај алатните машини, отпор на електромагнетните сили кај електричните генератори и др.), потоа со масите на одделните делови и со корисните товари, со притисоците на течностите и гасовите, со деформациите, како и со инерцијалните сили.

Во случаи кога оптоварувањето на машинските делови потекнува од отпорите кои машината ги совладува, тоа може да биде зададено било директно, во вид на сила или вртежен момент, било индиректно, преку потрошената работа во единица време, одн. силиката P , што машината ја троши при движењето со определена брзина v , односно при вртењето со определена аголна брзина ω . Така, $F = P/v$, одн. $T = P/\omega$.

Работното оптоварување што дејствува врз машинскиот дел се стреми да ги промени неговиот облик и димензии, па дури и да го разурне, а материјалот на машинскиот дел се спротивставува на деформирането со дејството на внатрешните меѓумолекуларни сили.

Состојбата на машинскиот дел кога настанува под дејството на надворешните сили-оптоварувањето, што се карактеризира со појава на деформации и соодветен внатрешен отпор (напон) се нарекува **напрегање**. Според тоа, напрегането е надворешно оптоварување на машинскиот дел изразено преку сила, а сведено на единица површина.

Напонот претставува величина што го карактеризира интензитетот на внатрешните сили во некоја точка на замислениот пресек на машинскиот дел, со кои материјалот се спротивставува на деформирането.

Според тоа, машинските делови бидуваат изложени на определени напрегана, а трпат соодветен напон.

Таа дефиниција одговара на меѓународните стандарди од пред 20 год. Во поглед на променливоста на оптоварувањето во текот на времето, принципиелно се разликуваат два карактеристични случаи:

- статичко и
- динамичко оптоварување.

Статичко или мирно оптоварување е оптоварување од постојан правец и насока, чиј интензитет расте од нулата до некоја определена конечна големина – постепено во текот на конечен временски интервал, и потоа останува константно. При статичкото оптоварување сите делови се наоѓаат во статичка рамнотежа и не постојат забрзувања и забавана. Тоа е сосем идеален случај, кој во практиката не се појавува, особено во машинството, но претставува една од основните претпоставки на јакоста на материјалите за карактерот на оптоварувањата.

Динамичко или променливо оптоварување е оптоварување кое во текот на времето се менува по интензитет, правец и насока.

Овде треба да се разликуваат **безударно** и **ударно** динам. оптоварување. Кај **безударното** динамичко периодично променливо оптоварување во идеален случај се разликуваат два изразени случаја: **еднонасочно** променливо оптоварување и **наизменично** променливо оптоварување. Еднонасочното променливо оптоварување интензитетот си го менува брзо и често помеѓу една максимална вредност и нулата, евентуално една минимална вредност од ист знак. Наизменично променливото оптоварување си го менува интензитетот брзо и често помеѓу една позитивна максимална вредност и една негативна минимална вредност.

Безударното динамичко оптоварување обично е периодично. Множеството на сите оптоварувања во текот на еден период претставува циклус на оптоварувањето. За цврстината на машинските делови, во првото приближување, самиот закон на промената на оптоварувањето не игра особена улога: битно е влизанието на интензитетот и знакот на минималното и на максималното оптоварување во текот на еден циклус, како и вкупниот број циклуси во текот на работниот век.

Кај **ударното** динамичко оптоварување интензитетот се менува нагло, речиси, дисконтинуирано, во текот на мошне краток временски период, така што има карактер на краткотраен импулс.

Всушност, оптоварувањата на машинските делови многу ретко одговараат на наведените, повеќе или помалку, идеализирани случаи. Тие најчесто се завуваат како наразлични комбинации на овие случаи.

Секое периодично динамичко оптоварување е карактеризирано со две гранични вредности – најголемо или горно гранично оптоварување F_e и најмало или долно гранично оптоварување F_i , во текот на еден циклус. Овие две вредности ја дефинираат амплитудата на променливото оптоварување F_a и средното оптоварување F_m .

Оптоварувањата, за кои одделните машини, а со тоа и нивните делови се предвидени нормално да работат претставуваат **номинални** оптоварувања (оптоварувањето кое произнесува од силината и зачестеноста на вртежите на електромоторот или моторот со внатрешно согорување според каталогот, потоа носивооста на дигалката или лифтоот).

Фактичното оптоварување на машината и на нејзините делови во текот на еден работен циклус како и во текот на подолг период на работата не е секогаш еднакво на номиналното. Овде треба да се разликуваат машини кои работат во услови на стационарен и машини кои работат во услови на нестационарен режим, потоа машини со рамномерна работа – добро и лошо урамнотежени машини.

Стационарниот режим на машината претпоставува рамномерно оптоварување на машината во тек на подолг временски период: константна зачестеност на вртежите и константно оптоварување. Овде спаѓаат погонските машини на електр. централи, центрифугалн. пумпи и вентилатори. Кај машините што работат во услови на нестационарен режим, оптоварувањето се менува често, бидејќи и отпорите се менуваат. Овде спаѓаат сите моторни возила, дигалките, лифтовите, земјоделските и градежните машини, алатните машини и сл.

Добро урамнотежените машини имаат константно оптоварување во текот на целиот работен циклус. Тоа се: електромоторите и електрогенераторите, турбомашините и повеќецилиндричните машини (мотори, компресори). Заради тоа, како основа за пресметката на цврстината на машинските делови се зема тн. меродавно оптоварување, кое во повеќето случаи се разликува од номиналното оптоварување.

Ако големината на меродавното оптоварување не е можно да се определи директно од условите на работата на машината, се проценува тн. погонски фактор K_A , па со множењето на номиналното оптоварување со овој фактор се добива меродавното оптоварување.

Погонскиот фактор се проценува според видот и карактерот на работата на погонската и на работната (гонетата) машина, и неговата вредност се движи од 1 до 2,25. Ориентационите вредности за факторот K_A се дадени во табелата 3.1. Во одделни случаи се зема предвид и факторот на брзината K_V , кога делот се движи со релат. голема брзина. Така, изразот за меродавната сила гласи:

$$w_p = P \cdot K_A \cdot K_V \quad (K_V > 1) \quad (3.01)$$

Табела 3.1 ПОГОНСКИ ФАКТОР K_A

Оптоварување на работната маш.	вид на погонската машина		
	ел.мот.турбомаш.	повеќецил.м.	едноцил.маш.
рамномерно	1,-	1,25	1,5
со умерени удари	1,25	1,5	1,75
со силни удари	1,75	2,-	2,25

3.2 МЕХАН.КАРАКТЕРИСТИКИ НА ЧЕЛИЦИТЕ ПРИ СТАТ.И ДИНАМИЧКО ОПТОВ.

Оваа проблематика, во принцип, се однесува на испитуваната на сите метали, но, практично, најчесто се однесува на челиците и чел. делови. Статичкото испитување со затегнување, практично, познатиот Hook-ов дизаграм, е пропишано со JUS C.A4.001 и C.A4.002, понатаму, испит. на тврдоста по: BRINELL според JUS C.A4.003 и C.A4.032, а по VIKERS сп. JUS C.A4.033.

Динамичкото испитување со заморување, одн. познатиот Woehler-ов дизаграм, е пропишан со JUS C.A4.035.

Во смисла на изложеното, во продолжение ќе бидат третирани карактеристичните величини при овие испитувања според наведените стандарди. Како што е познато, Hook-овиот дизаграм ја покажува зависноста меѓу моментната сила или моментниот напон во попречниот пресек и моментното издолжување, одн. скратување или единичното издолжување, одн. скратување на епруветата.

Така, според назвоите ISO (и JUS) стандарди, одделните карактеристични точки во Hook-овиот дизаграм се обележени и дефинирани како што следува:

R_{eH}	N/mm^2	горна граница на теченето
R_{eL}	"	долна граница на теченето
R_m	"	затегнувачка цврстина
R_p	"	конвенционална граница на теченето; граница на развлекувањето
R_r	"	напон при утврдено трајно издолжување (конвенционална граница на еластичноста)
R_t	"	напон при утврдено вкупно издолжување.

Се обрнува внимание дека одделните граници на теченето,практично, се напони,но вообичаено е да се нарекуваат граници на теченето. Другите подробности за Hook-овиот диаграм ќе бидат изоставени, бидејќи се смета дека материјалот е третиран во други предмети. За самите подробности околу испитувањето,заинтересираните се упатуваат на наведените (назнови) стандарди.

Сепак се истакнува дека, денес во машинството мошне ретко се среќаваат чисто статички оптоварувања,а резултатите од таквите испитувања на епрувети од стандарден облик,се најмалку меродавни. Затоа оваа проблематика е сè повеќе интересна.

Спротивно на горното, најголемиот број делови и машини денес се изложени на динамички начин на оптоварувања, проследени со повремени (силни) удари кои понатаму предизвикуваат тн. замор на материјалот. Во поглед на позавите во материјалот кои претходат на разурнувањето поради замор, карактеристична е зависноста на бројот промени на оптоварувањето до моментот на разурнувањето од соодветните најголеми вредности на периодично променливиот напон. Според стандардите и оваа зависност се определува со испитување на епрувети,но подобро е на испитување да се подложуваат готови делови,исти или многу слични на пресметуваните, по можност при исти работни услови.

Постојаната вредност кон која асимптотски се стреми кривата линија на заморувањето, претставува најголем номинален напон при периодично променливо оптоварување, што епруветата од испитуваниот материјал може да го издржи без лом и при неограничен број циклуси, се нарекува динамичка издржливост (порано тразна дин. цврстина) σ_D , одн. τ_D . Динамичката издржливост претставува збир од средниот напон σ_m одн. τ_m и најголемиот амплитуден напон σ_A одн. τ_A за N_D циклуси. Така,

$$\sigma_D = \sigma_m \pm \sigma_A \quad (3.02)$$

каде што:

$$\begin{aligned} \sigma_m + \sigma_A & \text{ претставува горен граничен напон, а} \\ \sigma_m - \sigma_A & \text{ долен граничен напон} \end{aligned} \quad (3.03)$$

Најмалиот број циклуси N_D по кој не настанува лом ни при неограничен број циклуси за даден напон, се нарекува граничен број циклуси.

Тоз се определува од кривата линија на заморувањето (Woehler).

На секој број циклуси $N < N_D$ на диаграмот на заморувањето одговара по една вредност динамичка издржливост σ_N одн. τ_N при тој број циклуси (порано таа динамичка издржливост се нарекуваше временски ограничена динамичка цврстина). Така,

$$\sigma_N = \sigma_m \pm \sigma_{AN} \quad (3.02')$$

Бидејќи вредноста на граничниот број циклуси N_D однапред не се знае, при испитувањето со заморување секогаш се применува некој поголем број циклуси, така што на тој начин со доволна точност се добиваат вредностите во областа на асимптотата на кривата линија на заморувањето. Тој број циклуси, пропишан со JUS, изнесува:

$10 \cdot 10^6$ —за општите конструктивни челици,

$100 \cdot 10^6$ —за другите челици и обоените метали, како и за испитување со заморување под дејство на корозија или при виши температури

Од експериментално утврдената крива линија на заморувањето може да се добие равенката на левата страна на кривата линија на заморувањето во следниов општ облик:

$$\sigma_D^m \cdot N_D = \sigma_N^m \cdot N \quad (3.04)$$

3.3 НАПОНИ

Во претходната точка беше наведено дека надворешното оптоварување изразено преку сила сведена на единица површина, претставува напрегане на кое бидува изложен замислениот пресек на машинскиот дел. Како реакција на тоа, пресекот трпи соодветен напон, по интензитет еднаков на напрегането, само од спротивна насока.

Поаѓајќи од поставката дека кај преовладувачкото динамичко периодично променливо оптоварување се разликуваат горно, долно, средно и амплитудно оптоварување, сведено на единица површина, во замислениот пресек на машинскиот дел предизвикува соодветен напон. Во таа смисла на сл. 3.1 е даден приказ на карактеристичните видови напони при променливо (динамичко) оптоварување, а во продолжение ќе бидат дефинирани и нивните изрази. Така,

σ_e , одн. τ_e е **горен напон**, што претставува најголема алгебарска вредност на напонот во циклусот;

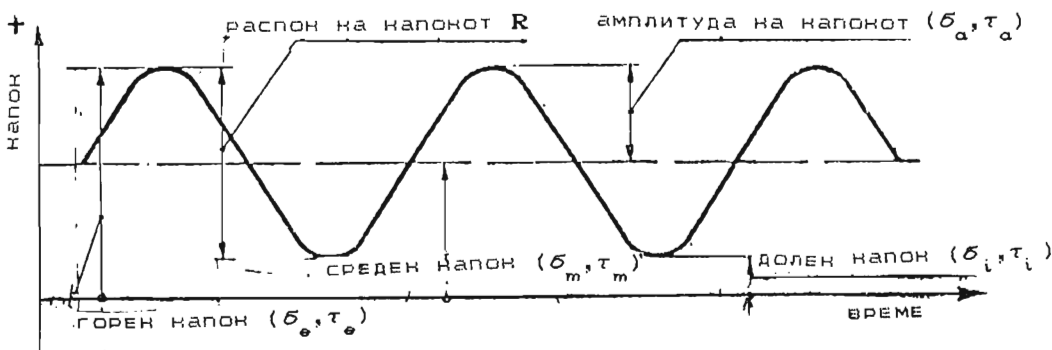
σ_i , одн. τ_i е **долен напон**, што претставува најмала алгебарска вредност на напонот во циклусот.

Другите видови напони математички се изразуваат на следниов начин:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_e + \sigma_i}{2}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_e - \sigma_i}{2}; \quad R = \sigma_e - \sigma_i; \quad R_s = \frac{\sigma_i}{\sigma_e} \quad (3.05)$$

Се разбира дека во случај на тангенцијални напони наместо σ во горните равенки се става τ .

Како што се гледа од дијаграмот на сл. 3.1 за определена вредност на горниот напон σ_e со зголемувањето на средниот напон се намалува амплитудниот напон σ_a , што претставува погодна околност. Во краен случај кога амплитудата на напонот сè повеќе и повеќе се намалува динамичкиот начин на оптоварување се приближува кон статичкиот. Со погодни конструктивни мерки, со примена на доволно големо претходно оптоварување F_m , на кое одговара средниот напон σ_m , изразитото променливо оптоварување може да се претвори во несиметрично оптоварување со релативно мала амплитуда. Тоа е целта кон која треба постојано да се стреми конструкторот, во случај кога σ_a е големо.



Сл. 3.1 Видови напони во циклусот

Предностите на одделните механички карактеристики, особено на динамичката издржливост σ_D за одделни видови материјали дадени во табелите 2.03 и 2.04 (и во други извори) претставуваат номинални вредности, добиени со испитување на модели-епрувети. Меѓутоа, практиката покажа дека динамичката издржливост на некои машински дел, кој работи при определени услови, може да биде (и значително) помала од динамичката издржливост на епруветата од ист материјал. Причините за тоа се многукратни, меѓу кои најважни се: геометријата на делот, концентрацијата на напоните, фактичната состојба на површините, брзината.

Поради тоа се воведува поимот на тн. **меродавен или критичен напон**, најчесто динамичка издржливост, што се однесува за конкретен машински дел од определен материјал кој работи при дефинирани услови. Тоа е граничен напон кој при определен вид оптоварување, на пример, динамичко, доведува до лом или до неподносливо оштетување на машинскиот дел.

Во таа смисла, за пресметката секогаш е меродавен тој **критичниот напон**, а не номиналната —табеларната цврстина —динамичка издржливост. Така, за чисто **статичко оптоварување**, какво што во машинството не се среќава, меродавната цврстина на машинскиот дел, од определен материјал, е дадена со следниов израз:

$$[\sigma] = R_m \cdot \frac{Y_R}{\alpha_k} \quad (3.06)$$

каде што $Y_R < 1$ е фактор на рапавоста (податоци има табеларно), а $\alpha_k = 1,5 - 1,8$ е тн.геометр.фактор на концентрацијата на напоните.

Во случај на малку променливо оптоварување на машински делови од развлечлив материјал, какви што во машинството се среќаваат, меродавната цврстина, односно критичниот напон е даден со следниов израз:

$$[\sigma] = R_e \cdot \frac{Y_R}{\alpha_k} \quad (3.07)$$

Значи, наместо R_m се става границ.на теченето R_e , или конвенц.гран. R_p .

Конечно, за **динамички начин** на оптоварување, меродавната динамичка издржливост е дадена со следниов израз:

$$[\sigma_D] = \sigma_D \cdot \frac{Y_x \cdot Y_R \cdot Y_N}{\beta_k} \quad (3.08)$$

каде што: $Y_x < 1$ е фактор на големината (вредности има табеларно);
 $Y_N > 1$ е фактор на векот на траењето, што се зема предвид само во случаи кога $N < N_D$, инаку $Y_N = 1$;
 $\beta_k = 1,4 - 1,7$ е ефективен фактор на концентр.на напоните

3.4 СТЕПЕН НА СИГУРНОСТА

Под степен на сигурноста на машинскиот дел, изработен од определен материјал, се подразбира односот на **критичното оптоварување**, претставено со меродавниот (критичниот) напон $[\sigma]$ (за определен вид напрегане), што доведува до определен вид разурнување на машинскиот дел, кон работното оптоварување, претставено исто така со работниот напон σ , пресметан според меродавното оптоварување (= номиналното оптоварување помножено со факторите K_A и K_V). Така,

$$S = \frac{[\sigma]}{\sigma} > 1 \quad (3.09)$$

Под работен напон σ се подразбира номиналниот напон што владее во посматраниот пресек (на пример, од свиткување $\sigma_s = M/Z$, од усукување $\tau = w_T/Z_o$, каде што $w_T = T \cdot K_A \cdot K_V$).

Притоа, за чисто статички начин на оптоварување како броител во рав. 3.09 се става изразот 3.06, за малку променливо оптоварување изразот 3.07 и за динамички начин на оптоварување изразот 3.08.

Во случај кога машинскиот дел е изложен на **сложено напрегање**—најмал-

КУ ДВЕ НАПРЕГАНА ИСТОВРЕМЕНО, ТОГАШ РЕЗУЛТАНТНИОТ СТЕПЕН НА СИГУРНОСТ Е ДАДЕН СО СЛЕДНИОВ ИЗРАЗ:

$$S = \frac{S_z \cdot S_s}{S_z + S_s} > 1 \quad (3.10)$$

КОГА ДЕЛОТ Е ИЗЛОЖЕН НА ЗАТЕГНУВАЊЕ (σ_z) И СВИТКУВАЊЕ (σ_s), ОДН.

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} > 1 \quad (3.11)$$

ВО СЛУЧАЈ КОГА ДЕЛОТ Е ИЗЛОЖЕН НА НОРМАЛНО (σ) И ТАНГЕНЦИЈАЛНО (τ) НАПРЕГАЊЕ.

ПРИТОА, ПРЕТХОДНО ТРЕБА ДА СЕ ПРЕСМЕТААТ КОМПОНЕНТНИТЕ СТЕПЕНИ НА СИГУРНОСТА S_z И S_s , ОДН. S_σ И S_τ , СПОРЕД РАВ. 3.09.

РАВЕНКИТЕ 3.09 ДО 3.11 СЕ ПРИМЕНЛИВИ КОГА СЕ ВРШИ ТН. ЗАВРШНА ИЛИ КОНТРОЛНА ПРЕСМЕТКА, ШТО ПОДРАЗБИРА МАШИНСКИОТ ДЕЛ ДА Е БАРЕМ ДИМЕНЗИОНИРАН ИЛИ ВЕЌЕ НАПРАВЕН.

ДОКОЛКУ СЕ ВРШИ ДИМЕНЗИОНИРАЊЕ НА МАШИНСКИОТ ДЕЛ, ТОГАШ РАВ. 3.09 СЕ ПРЕИНАЧУВА КАКО ШТО СЛЕДУВА:

$$\sigma_d = \frac{1 \cdot \sigma_1}{S} \quad (3.12)$$

КАДЕ ШТО σ_d ПРЕТСТАВУВА ДОЗВОЛЕН НАПОН СО КОЈ СЕ ВЛЕГУВА ВО ПРЕТ-СМЕТКАТА, СО ТОА ШТО РАБОТНИОТ НАПОН $\sigma < \sigma_d$.

ОВДЕ МОЖЕ ДА СТАНЕ ЗБОР УШТЕ ЗА ГОЛЕМИНАТА НА СТЕПЕНОТ НА СИГУРНОСТА S . ВЕДНАШ ТРЕБА ДА СЕ УКАЖЕ ДЕКА ЗА НЕГОВАТА ВРЕДНОСТ СИГУРНИ ПРЕПОРАЧЛИВИ ПОДАТОЦИ НЕМА И НЕ МОЖЕ ДА ИМА. СЕКОЈ КОНСТРУКТОР САМ – НА СВОЈА ОДГОВОРНОСТ, СПОРЕД СВОЕ И ТУЌО ИСКУСТВО И ОРИЕНТАЦИОНИ ПРЕПОРАКИ, ОД СЛУЧАЈ ДО СЛУЧАЈ ЗА ИЗБИРА ВРЕДНОСТИ ЗА S .

ДОКОЛКУ СЕ ИЗБИРААТ ПОГОЛЕМИ ВРЕДНОСТИ СЕ ДОБИВААТ ГЛОМАЗНИ И СКАПИ ДЕЛОВИ И МАШИНИ, КОИ НЕ МОЖЕ ДА БИДАТ КОНКУРЕНТНИ НА ПАЗАРОТ.

СПРОТИВНО НА ТОА, МАЛИТЕ ВРЕДНОСТИ НА СТЕПЕНОТ НА СИГУРНОСТА ДАВААТ ЛЕСНИ И ЕВТИНИ КОНСТРУКЦИИ, НО ВО ТАКОВ СЛУЧАЈ МОЖЕ ДА БИДЕ ДОВЕДЕНА ВО ПРАШАЊЕ ЦВРСТИНАТА И ИЗДРЖЛИВОСТА НА ДЕЛОТ И МАШИНАТА ВО ЦЕЛОСТ.

ПРАКТИЧНО, СТЕПЕНОТ НА СИГУРНОСТА ПРЕТСТАВУВА СТЕПЕН НА НЕСИГУРНОСТА. ИМЕНО, КОГ ПОГОЛЕМИ ВРЕДНОСТИ СЕ ОДИ ВО СИТЕ СЛУЧАИ КОГА НЕ Е ТОЧНО ДЕФИНИРАНО ОПТОВАРУВАЊЕТО, НЕ СЕ ДОВОЛНО СИГУРНИ ПОДЛОГИТЕ ЗА МАТЕРИЈАЛОТ, РАБОТНИТЕ И ДРУГИ УСЛОВИ И СЛ. ДОКОЛКУ ОВИЕ И ДРУГИ ПОДАТОЦИ СЕ ПОВЕРОДОСТОЈНИ – ДОБИЕНИ СО ЕКСПЕРИМЕНТИ И МЕРЕЊА ПРИ КОНКРЕТНИ РАБОТНИ УСЛОВИ, СЕ ДОЗВОЛУВА ИЗБОР НА ПОМАЛИ ВРЕДНОСТИ ЗА S .

ВО ТОЈ СЛУЧАЈ СТЕПЕНОТ НА СИГУРНОСТА ГО ОПФАКА, ГЛАВНО, ФАКТОРОТ НА СИГУРНОСТА НА МАШИНАТА ВО ЕКСПЛОАТАЦИЈАТА ОД ГЛЕДНА ТОЧКА НА БЕЗБЕДНОСТА НА ПЕРСОНАЛОТ ИЛИ ЛУЃЕТО КОИ ЈА КОРИСТАТ МАШИНАТА, НА ПРИМЕР, ДИГАЛКА, ЛИФТ, АВИОН И СЛ.

ОРИЕНТАЦИОНИТЕ МИНИМАЛНИ ВРЕДНОСТИ НА СТЕПЕНОТ НА СИГУРНОСТА ЌЕ БИДАТ ДАДЕНИ ПРИ ПРОУЧУВАЊЕТО НА ОДДЕЛНИТЕ МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТИ.

4.1 ОПШТО

Начелно, процесите на изработката на машинските делови од разни материјали може да се поделат на две главни групи или фази, и тоа:

- **примарни процеси**, во кои се дава само контурниот облик на машинскиот дел, и
- **секундарни процеси**, во кои се дава завршниот облик на маш.дел

Речиси во сите случаи, по примарното оформување на обликот следува, барем на некои (а понекогаш и на сите) површини, дополнителна механичка (а може и термохемијска) обработка на точно определените мери (во определени толеранции), со што делот го добива завршниот облик, и како таков може да се склопи со други делови. Притоа, основните изработки на некои стандардни профили и облици, што се вршат во железарниците, не спаѓаат во наведените примарни процеси, бидејќи тие облици допрва може да се подложуваат на некои од примарните процеси на изработка.

4.2 ПРИМАРНИ ПРОЦЕСИ НА ИЗРАБОТКАТА НА МАШИНСКИ ДЕЛОВИ

Во случајов се поаѓа од суровиот материјал во неговиот изворен облик-суровина. Притоа, како што е веќе наведено, суровината по својот облик и димензии може да биде стандардизирана, и како таква се набавува на пазарот. Во случај на примена на таков полуфабрикат, конструкторот треба да води сметка за расположливите димензии и облици на полуфабрикатите (и за можноста за нивната лесна набавка), и своето внимание да го сосредоточи на изборот на таков облик и димензии, за процесот на дополнителната механичка обработка колку што е можно да се сведе на најмала мера, а исто така и количеството на отфрлениот материјал да биде што помало. Како што веќе е речено, како полуфабрикати во случајов доаѓаат предвид ладно влечени и топло валани челици: челични прачки, челични профили, челични ленти, челична жица, челични цевки и лимови, кои, практично се производи на железарниците и се добиваат со валане, извлекување, пресување и сл.

Овде конструкторот не може многу да влизае врз обликот на полуфабрикатот, туку се прилагодува на постојниот облик на полуфабрикатот што може (лесно и евтино) да се набави. Тоа особено се однесува на челичните (и лимените) конструкции, кај кои стандардните димензии на профилите и лимовите директно влизаат врз обликот, димензиите и конструкцијата на соодветниот машински дел.

Доколку тоа не е случај, односно полуфабрикатот не постои како готов во оној вид како во претходниот случај, тогаш конструкторот го пропишува неговиот облик, така што делот се изработува според идејата на конструкторот, за секој одделен случај. Овде конструкторот има далеку поголема слобода, така што може да пропишуваа многу покомпликувани облици. Секако, овој начин е поскап, но со оглед на ограничените можности на добивањето на компликуваните облици од железарниците, ова споредување има само ограничено значење.

Од примарните процеси на изработката на машинските делови треба да се споменат следниве:

- **леење**, изворната суровина е растопен метал, што се влева во калапи од песок или метал, евентуално под притисок;

- **коване**, изворната суровина е метал затоплен до пластична состојба кој со ударите на чекал или под преса се обликува во капац или без него;
- **извлекување**, изворната суровина е незатоплен метал или затоплен лим, на кого му се дава саканиот облик со деформиране под преса во соодветни капаци;
- **заварување**, изворната суровина се претходно подготвените челични полуфабрикати, кои се локално затоплени и со стопување се спојуваат во сакани облици;
- **пресување**, изворната суровина е затоплен метал до усвитена состојба, што се обликува под преса во капаци.

Кој од наведените процеси ќе се примени зависи од повеќе фактори. На прво место би го спомнале саканиот облик на делот, меѓутоа, како битен фактор е брзот (исти) парчина. Ако се работи за едно парче, најевтин процес е заварувањето—доколку тоа го дозволува обликот. Потоа доаѓа леене. Меѓутоа, примарната обработка со деформација: ковање, пресување и сл. е исплатлива само за големосериско производство, особено ако се работи за таква обработка во капаци. Можно е, многу сложени облици да се добијат со заварување од делови претходно добиени со ковање. И поединечното леене е скапо, но сепак поевтино од ковањето. Се разбира, така дефинираното скапо ковање има и свои предности: површината е помазна и потврда, структурата изедначена.

Се нагласува дека за изработката на полуфабрикатите се потребни посебни цртежи со коти кои ги опфаќаат додаточите за секундарната обработка.

4.3 СЕКУНДАРНИ ПРОЦЕСИ НА ОБРАБОТКАТА НА МАШИНСКИТЕ ДЕЛОВИ

Со овие процеси полуфабрикатите се претвораат во готови машински делови. Полуфабрикатите добиени со примарните процеси на изработката ги немаат ни оние димензии на нивната точност, ни доволна глаткост на површините што се бара од готовите машински делови. Поради тоа, тие се подложуваат на понатамошна обработка со **режење**—со симнување струшка.

За потребите од точноста на димензиите ќе стане збор во наредното поглавје—за толеранциите. Што се однесува за глаткоста на површините таа е потребна, на прво место за оние површини што образуваат налегане. Освен тоа, деловите со пофино обработени површини имаат поголема динамичка издржливост и поголема отпорност против корозија. Понатаму, глаткоста на површините го подобрува естетскиот изглед на машината, а во извесна смисла влијае и за повнимателно ракување и подобро одржување на машината.

Се разбира, поглатките површини се и поскапи.

Во случаите кога се условува што помала маса, на пример, авионски мотори, секундарните процеси на обработката се вршат и заради смалувањето на масата.

Веднаш треба да се укаже дека секундарните процеси на обработката на машинските делови се **скапи**, па треба да се применуваат само тогаш и таму каде што тие фактички се потребни.

Од секундарните процеси на обработката на машинските делови со **режење** треба да се споменат следниве:

- **стружење** — за обработка на ротациони површини—цилиндрични, конични и сферични, како и на навозни површини;
- **рендосување** — за обработка на рамни површини на поголеми делови;

- **глодање** - за обработка на помали рамни површини, потоа за жлебови, како и за наразлични профилирани површини;
- **дупчење** - за обработка на отвори и дупки;
- **провлекување** - за обработка на рамни или профилирани површини во сервиско производство;
- **брусене** - за финазавршна и многу прецизна обработка на површини од различни облици (рамни, цилиндрични-надворешни и внатрешни, конични, навојни-хеликоидни и др.).

Покрај обработката со режене, овде спаѓаат и некои специјални постапки на валане на навои, потоа специјални методи на изработката и доработката на боковите на запците на запчениците (бричене, брусене, гладене, полиране и др.).

Повторно се нагласува дека секундарните процеси на доработката се многу поскапи од примарните, а освен тоа, тие се врзани и со поголема загуба на материјал, што се претвора во струшка. Заради тоа, треба да се настојува колку што е можно повеќе обработката на одделните површини да се префрли врз примарните процеси. Тоа значи дека бројот на површините што треба да се обработат со режене треба да биде што помал, а површините што попусти. Трошоците на завршната обработка со режене играат доминантна улога во вкупната цена на чиненето на машинскиот дел. Може да се случи обработката со брусене (на прим. на коничен запченик) да чини повеќе отколку вкупната претходна изработка. За тоа да се одбегне треба да се врши правилен избор и конструкција на полуфабрикатот, како и рационален избор на квалитетот на точноста на мерите, обликот и на квалитетот на површините. Во извесни случаи секундарните процеси може и сосем да изостанат. Во таа смисла, користенето на ладно влечените челици е мошне погодно и повеќономично од користенето на валаните профили. Заради олеснувањето на обработката со режене треба да се користат најпусти облици, заградени со рамни, цилиндрични или конични површини, кои најлесно може да се остварат на машините за обработка со режене. Треба да се обезбеди таква положба и конструкција на површините што се обработуваат, тие да бидат јасно издвоени од оние што не се обработуваат и да се обезбеди достатен премин.

4.4 КВАЛИТЕТ НА ОБРАБОТКАТА НА ПОВРШНИТЕ

Како што е познато, површините на обработените машински делови никогаш не може да бидат идеално мазни, тие секогаш имаат микронерамнини (во вид на брегови и вдлабнатини) од наразлични облици и димензии. Тие настануваат при обработката со симнување струшка, во зависност од режимот на режението, особеностите на материјалот и др. Квалитетот на обработените површини во голема мера влијае врз работната способност на машинските делови, и тоа, како кај површините кои образуваат налегнување, исто така и кај другите површини.

Рапавоста на површините на машинските делови е карактеризирана со обликот и големината на нерамнините. Во таа смисла стандардот JUS M. A1. 020 дефинира низа поими во врска со квалитетот на површините, од кои во продолжение ќе бидат наведени само најважните:

- R_a - средна аритметичка оддалеченост на профилот;
- R_z - средна височина на нерамнините во 10 точки;
- R_{max} - најголема височина на нерамнините.

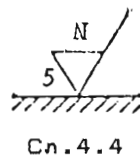
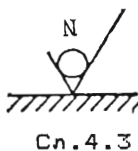
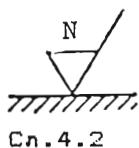
Како главен критериум на рапавоста е бројната вредност на R_a .

Врз основа на овој критериум, рапавоста се распоредува во 12 класи, во интервалот на вредностите од $R_a = 0,025$ до $R_a = 50 \mu\text{m}$, со фактор на порастот 2. Класата на рапавоста се означува со $R_a N1$, на која одговара $R_a = 0,025 \mu\text{m}$ – вредност која уште не е достигната, до $N12$, на која одговара $R_a = 50 \mu\text{m}$, и таа е најгрубата класа.

Во практиката предвид за примена доаѓаат класите $N5$ до $N9$.

Се обрнува внимание дека класата на рапавоста, големината на дозволеното отстапување на мерите, како и начинот на изработката на површините се меѓусебно тесно поврзани величини. Меѓутоа, класите на рапавоста не се идентични со класите – квалитетот на толеранциите.

Знаците што се внесуваат во цртежите заради означувањето на квалитетот на површините се содржани во **JUS M.A0.065**, и тие се дадени на сл.4.1 до 4.4. Како **дополнителна ознака** кон основните знаци, дадени на сл.4.1 до 4.4, се додава вредноста на R_a , или соодветната класа на квалитетот на обработката N .



5. ТОЛЕРАНЦИИ

5.1 ОПИТ ПОГЛЕД

Машинските делови по својот облик претставуваат различни комбинации на геометрички тела ограничени со рамки, цилиндрични, конични, навозни и слични површини. При изработката на машинските делови според соодветните цртежи се забавува сериозен проблем на точноста на остварените димензии, облици и меѓусебните положби на одделните контурни површини.

Како главна причина за отстапувањето од апсолутната точност се: несовершеноста на сите фактори што учествуваат во изработката на машинските делови, и тоа: алатните машини, алатите, материјалот, луѓето – фактор човек. Исто така и несовершеноста на методите на мерењето и контролата оневозможуваат точно мерење на фактичната големина на која и да било мера на произведениот машински дел.

Од друга страна, апсолутната точност на димензиите и на обликот на машинските делови не е неопходен услов за исправната работа на машината – некои мери и облици дозволуваат поголеми, а некои помали точности. За процентката на степенот на точноста што се бара од некој машински дел меродавни се два основни фактора: функцијата и економичноста на производството. По основа на функцијата, кај некој парскоплен делови и не смее да се одржи истата мера во апсолутна точност, на пример, номиналниот пречник на ракавец и лежиште, во кој случај, поради неостварениот звај склопот ракавец – лежиште не може да си ја врши функцијата, или склопот на два пресувани дела со иста номинална мера нема да го оствари потребниот преклоп, поради што таквиот склоп нема да може да пренесе определена сила. Според тоа, од функционална гледна точка, на два дела кои формираат некаков склоп, треба да им се допушти определено отстапување од номиналната мера. Инаку дело-

вите кои не доаѓаат во допир-не формираат склоп, не бараат особена точност на мерите и на обликот. Во таа смисла треба да се има предвид дека, трошоците на производството нагло растат со повишувањето на барането во поглед на степенот на точноста, па во тој поглед конструкторот има мошне одговорна задача, да ги усогласи условите на функцијата со условите на економичноста.

Во поединечното и занаетчиското производство завршната фаза на обработката на деловите од еден склоп се врши при самото склопување, па на тој начин се остварува саканата подвижност или неподвижност на деловите. Ваквото меѓусебно нагудување на деловите мора да се врши и при замената на едниот или на другиот дел на склопот.

Меѓутоа, во индустрискиот и големосерискиот начин на производство, условите на економичноста бараат раздвојување на процесот на обработката од процесот на монтажа, така што деловите на склопот може да се изработуваат независно еден од друг, и да може да се склопат и заменат без никаква дополнителна доработка и нагудување, за да се оствари предвидената подвижност или неподвижност.

Според тоа, за да се обезбеди исправна функција на секој машински дел, без оглед на неможност на постигнувањето на апсолутната точност, веќе при конструирањето мора да се пропишат границите во кои смеат да се движат димензиите и облиците на машинските делови. Така, дозволените отстапувања на обликот и димензиите на машинските делови, пропишани на овој начин, се нарекуваат толеранции. Според аспектите по кои може да се суди за точноста на изработката на машинските делови, се разликуваат следниве видови толеранции:

- толеранции на должинските мери на машинските делови;
- толеранции на обликот и на положбата на одделните контурни површини на машинските делови;
- толеранции на коничните површини (се уште неопфатени со JUS)
- толеранции на квалитетот на глаткоста на површините на машинските делови;
- толеранции на навоите;
- толеранции на тркалчките лежишта и
- толеранции на запчениците.

Овие системи на толеранции меѓусебно се слични но не и идентични.

На ова место, во принцип ќе бидат изложени само толеранциите на должинските мери, додека другите толеранции може да бидат третираны при проучувањето на соодветните машински елементи.

5.2 ISO – СИСТЕМ НА ТОЛЕРАНЦИИ НА ДОЛЖИНСКИТЕ МЕРИ

За да се одбегне произволноста во изборот на брозните вредности на дозволените отстапувања на должинските мери, разработен е и стандардизиран систем на толеранции кој ги опфаќа систематизираните податоци за големината на дозволените отстапувања приспособени на потребите на функцијата на машинските делови и на можностите на економичната изработка и контрола.

Назширока примена во светов има ISO-системот на толеранциите на должинските мери. Тој ги содржи принципите, врз основа на кои се определени низа дозволените отстапувања за разни класи на точноста и за разни видови налегнувања на одделните делови во склоповите. Исто така, ISO-системот содржи и табели на брозните вредности на дозволените отстапувања.

ISO - системот на толеранциите на должинските мери е предвиден за должинските мери на сите машински делови и склопови, освен за навешените елементи (навои, тркал, лежишта, запченици). Југословенските стандарди за толеранциите на должинските мери, група M.A1., се разработени врз основа на целосното усвојување на ISO-системот на толеранциите, со проширување на изборот на низите на дозволените отстапувања, во согласност со можностите што ги дозволува ISO.

5.3 МЕРИ, ОСТАПУВАЊА, ТОЛЕРАНЦИИ И ТОЛЕРАНЦИСКИ ПОЛИЊА

ISO - системот на толеранциите на должинските мери е разработен првенствено за мерите на машинските делови со кружен пресек. Меѓутоа, тој може да се примени и на кои и да било други должински мери. Овој систем предвидува посебни толеранции за надворешните, а посебни за внатрешните мери.

Надворешни мери се оние должински мери на машинскиот дел кај кои при мерењето допирните површини на мерниот прибор се наоѓаат однадвор од мерената должина. Карактеристичен претставник на надворешната мера е пречникот на оската, вратилото или на кој и да било цилиндричен дел. Во ISO-системот на толеранциите, величините што се однесуваат на надворешните мери се означуваат со малите букви латиница. **Внатрешни мери** се оние должински мери на машинскиот дел кај кои при мерењето допирните површини на мерниот прибор се наоѓаат однатре во мерената должина. Карактеристичен претставник на внатрешната мера е пречникот на цилиндричниот отвор (дупка).

Во ISO - системот на толеранциите, величините што се однесуваат на внатрешните мери се означуваат со големите букви латиница.

Покрај овие, има и некои тн. **неопределени мери**, кои може да се третираат било како надворешни било како внатрешни, зависно од функцијата. **Фактична мера** е онаа мера што ќе се установи со мерење на изработениот машински дел. Како и секоја друга мера, и таа мера ја опфаќа неточноста на мерењето.

Гранични мери се две пропишани мери помеѓу кои мора да се наоѓа фактичната мера на исправно изработениот машински дел.

Горна гранична мера е најголемата дозволена мера на исправно изработениот машински дел.

Долна гранична мера е најмалата дозволена мера на исправно изработениот машински дел.

Мера на максимум материјал или **добра гранична мера** е онаа гранична мера која дава максимум материјал на изработениот дел. Тоа е гранична мера на која прво се наидува при обработката на машинскиот дел со режене. Таа одговара на горната гранична мера на оската-чепот, а на долната гранична мера на отворот. Со понатамошната обработка на делот со режене се добиваат мери во областа меѓу граничните мери. На мерата максимум материјал одговара страната "оди" на граничните мерила.

Мера на минимум материјал или **лоша гранична мера** е онаа гранична мера која дава минимум материјал на изработениот дел. Тоа е гранична мера што одговара на најголемото количество симнат материјал при обработката на машинскиот дел со режене. Таа одговара на долната гранична мера на оската-чепот, а на горната гранична мера на отворот. Со понатамошната обработка со режене се добиваат мери надвор од областа определена со граничните мери. На мерата минимум материјал одговара страната "не оди" на граничните мерила.

Номинална мера е онаа мера која служи како основа за определување

на отстапуването, таа се впишува во цртежите и во другата техничка документација. Номиналната мера најчесто одговара на низата стандардни броеви, или претставува цел број изразен во mm .

Во општ случај, номиналната мера лежи надвор од областа ограничена со максималната и минималната мера. Таа не претставува сакана мера. **Отстапување** (a, A) е алгебарска разлика меѓу некоја определена мера и номиналната мера. Тоа е позитивно ако таа мера е поголема од номиналната, а негативно ако таа мера е помала од номиналната.

Нулта линија е права линија која при графичкото прикажување на толеранциите одговара на номиналната мера, така што таа претставува појдовна линија од која се сметаат отстапуваната (сл.5.1).

Според конвенцијата, се смета дека оската на машинскиот дел лежи под нултата линија, што значи дека позитивните отстапувана се прикажуваат над, а негативните под нултата линија.

Горно отстапување (a_e, A_e) е алгебарска разлика на горната гранична мера и соодветната номинална мера.

Долно отстапување (a_i, A_i) е алгебарска разлика на долната гранична мера и соодветната номинална мера.

Фактично отстапување (a_s, A_s) е алгебарска разлика на фактичната и номиналната мера.

Толеранција е разлика меѓу горната и долната гранична мера.

Толеранциско поле е подрачје ограничено со линии што одговараат на горното и на долното отстапув. при графичк. прикажув. на толеранциите.

5.4 ГОЛЕМИНИ И ПОЛОЖБИ НА ТОЛЕРАНДИСКИТЕ ПОЛИЊА

Во ISO-системот на толеранциите **секоја** толеранција е определена со големината на толеранцијата и со положбата на толеранциското поле во однос на нултата линија. За да се одбегне пишувањето на бројните вредности на дозволените отстапувана кон секоја номинална мера, толеранциите се означуваат со посебни ознаки, на кои во табелите им одговараат точно пропишани бројни вредности.

ISO-системот на толеранциите опфаќа две области на номиналните мери и тоа, до 500 mm и над 500 до 3150 mm . Областа на номиналните мери до 500 mm е поделена на 13 подрачја, а областа над 500 до 3150 mm — на 8 подрачја.

Големината на толеранцијата, односно височината на толеранциското поле во ISO-системот се изразува со квалитетот-степенот на саканата точност на мерите, и се означува со броеви, и тоа:

01, 0, 1, 2, 3, ... 18 за номиналните мери до 500 mm , и

6, 7, 8, 9, 16 за номиналните мери над 500 до 3150 mm .

Квалитетот 01 одговара на најголемата точност, и **умте не е достигнат**.

За редовното производство во примена се квалитетите 5 до 9 (10).

Положбата на толеранциските полиња во однос на нултата линија во ISO-системот се означени со буквите на латинската *abecede-a*, и тоа:

за надворешните мери: a,b,c,cd,d,e,ef,f,fg,g,h,j,js,k,m,n,p,r,s,t,
u,v,x,y,z,za,zb,zc;

за внатрешните мери: A,B,C,CD,D,E,EF,F,FG,G,H, .ZC;t.e.истите букви.

Толеранциските полиња "a...g" лежат под нултата линија, толеранциското поле h стасува до нултата линија, така што горната гранична мера му се совпаѓа со номиналната мера, толеранциското поле j е симетрично е поставено на нултата линија. Толеранциските полиња "k...,zc" лежат над нултата линија, така што обете гранични мери се поголеми од номиналните мери.

Положбата на толеранциските полина за внатрешните мери е спротивна во однос на онаа за надворешните мери. Така, полината "A....G" лежат над нултата линија, полето H стасува до нултата линија итн. Положбата на толеранциското поле од определена ознака во однос на нултата линија е дефинирана со основното отстапување (горно или долно). Толерираните должински мери во ISO-системот на толеранциите се означуваат со номиналната мера во mm, со соодветната буква на положбата на толеранциското поле во однос на нултата линија и со ознаката на квалитетот: $\phi 60g_6$, $\phi 60h_7$, $150m_8$, $\phi 100H_7$, $\phi 200h_8$ итн.

Налегнување е однос на два дела од еден склоп (оска и отвор) од исти номинални мери (склопни мери), кои произлегуваат од разликата на нивните фактични мери пред склопувањето.

Ознаката на налегнувањето во ISO-системот на толеранциите се состои од номиналната мера и ознаката на толеранциските полина на внатрешната и на надворешната мера, одвоени со дробна црта, така:
 $\phi 60H_6/g_5$, $\phi 80H_7/js_6$, $\phi 100H_8/k_7$

Под **зјаз** се подразбира разликата меѓу фактичните мери на отворот и оската-чепот, ако фактичната мера на отворот е поголема од фактичната мера на оската. Според тоа, зјазот (Z) е **позитивна** величина. Два дела на еден склоп (оска и отвор) со исти склопни номинални мери, кои по склопувањето секогаш имаат зјаз, без оглед на тоа дали фактичните мери се совпаѓаат со горните или со долните гранични мери, образуваат **лабаво налегнување** (налегнување со зјаз). Лабавите налегнувања се применуваат за склоповите од кои се бара лесна подвижност на едниот дел во однос на другиот.

Под **преклоп** се подразбира разликата на фактичните мери на отворот и оската пред склопувањето, ако фактичната мера на отворот е помала од фактичната мера на оската. Според тоа, преклопот (P) е **негативна** величина. Два дела на еден склоп (оска и отвор) со исти склопни номинални мери, кои даваат преклоп, без оглед на тоа дали фактичните склопни мери се совпаѓаат со горните или со долните гранични мери, образуваат **цврсто налегнување** (налегнување со преклоп), за чие склопување треба да се употреби сила, за деловите да се деформираат.

Толеранциите на склопните мери на отворот и на оската може да бидат и така избрани, некои комбинации на фактичните склопни мери да даваат мал зјаз, други пак, мал преклоп. Таквите налегнување се нарекува **неизвесно** или **преодно налегнување**. Таквите налегнувања овозможуваат подвижност на деловите на склопот со дејство на мала сила, поради што се применуваат за површини кои служат за центрирање при монтажа.

5.5 СИСТЕМИ НА НАЛЕГНУВАЊАТА

ISO-системот на толеранциите за налегнувањата пропишува само определени комбинации на толеранциите на склопните мери, според утврдениот принцип, така што веќе од самата ознака на налегнувањето, без употреба на табелите со бројните вредности на граничните отстапувања, може да се утврди видот на налегнувањето. Тоа е можно благодарение на посебната положба на толеранциските полина "h" и "H" во однос на нултата линија. Ако толеранциското поле на склопната мера на едниот дел на склопот ја носи ознаката "h" или "H" тогаш саканиот вид налегнување е определено само со толеранц. поле на другиот дел. Овие комбинации се нарекуваат **системи на налегнувањата**.

ISO-системот на толеранциите пропишува два система на налегнувањата: систем на заедничка толеранција на надворешната мера (заеднички чеп) и систем на заедничка толеранција на внатрешна мера (заеднички отвор). Во редовна употреба е системот на заедничка внатрешна мера-отвор. Тоа е систем на налегнување кај што сите внатрешни мери имаат толеранциски полина со ознака "H" (долното отстапување е еднакво на 0), додека толеранциските полина на надорешните мери имаат различна положба, во зависност од саканото налегнување. Според тоа, видот на налегнувањето во овој систем е определен со ознаката на толеранциското поле на надорешната мера.

На сл.5.1 е даден шематски приказ на положбите на толеранциските полина во системот заеднички отвор.



Сл.5.1 Положби на толеранциските полина во системот заеднички отвор

5.6 ИЗБОР НА ТОЛЕРАНЦИЈЕ И НА НАЛЕГНУВАЊАТА

Изборот на положбата на толеранциското поле е во врска со изборот на налегнувањето и е диктиран со функцијата на соодветниот склоп-лабав, цврст или неизвесен. Но изборот на положбата на толеранциското поле е во тесна врска и со изборот на квалитетот на толеранцијата. Фините квалитети бараат многу прецизни алатни машини и алати, а исто така и соодветно обучен персонал-работници. Избраниот квалитет треба да одговара на таквото толеранциско поле, при примената на првиот погруб квалитет делот да биде неупотреблив. Во таа смисла се укажува и препорачува примената на тесните толеранции да се сведе на најмалта можна мера-само таму каде што фактички треба, бидејќи само за еден степен пофиниот квалитет делот може да поскапи и за 50 %. Се разбира, на местата каде што треба соодветно фин квалитет: ракавци, лежишта и др. соодветниот квалитет мора да се примени, без оглед на цената на чиненето.

Еден од начините за одбегнувањето на премногу тесните толеранции и смалувањето на бројот неисправни парчина во производството е сортирањето на деловите при завршната контрола и пребирањето при монтажа. Тоа се применува кај деловите на склоповите кои бараат многу тесни толеранции на налегнувањата (тркалачки лежишта).

Пропишувањето многу тесни толеранции на одделни делови за производството би било мошне неекономично, а во извесни случаи и многу тешко остварливо.

ISO-системот на толеранции пропишува многу голем број толеранциски полина со различни квалитети и положби во однос на нултата линија,

што дава еден спектар од сса 15000 разни толеранциски полина. Затоа JUS, во согласност со ISO, дава ограничен избор на толеранциските полина, кои треба првенствено да се применуваат во практиката—тн. препорачливи толеранциски полина.

Начелно, за оската—чепот се избира еден квалитет подобар во однос на отворот, бидејќи потешко се постигнува подобар квалитет на отворот. Во кразна линија, обата дела може да имаат само ист квалитет.

И во поглед на налегнувањата, ISO—системот препорачува примена само на ограничен број препорачливи налегнувања. Тие се распоредени во три степени на приоритет. Првенствено треба да се применуваат налегнувањата од I степен на приоритет.

Во табелата 5.1 се дадени вредностите на граничните отстапувања за препорачливите толер. полина и квалитети, во системот заеднички отвор.

Т а б е л а 5.1 ВРЕДНОСТИ НА ГРАНИЧНИТЕ ОТСТАПУВАЊА во μm

Подр. на ном. мери	Квалитет	Гранични отстапувања за толеранц. поле										
		H	d	e	f	g	h	j	k	m	n	p
над 18 до 30	5	0	-65	-40	-20	-7	0	+5	+2	+8	+15	+22
		+9	-74	-49	-29	-16	9	-4	+11	+17	+24	+31
	6	0	-65	-40	-20	-7	0	+9	+2	+8	+15	+22
		+13	-78	-53	-33	-20	13	-4	+15	+21	+28	+35
	7	0	-65	-40	-20	-7	0	+13	+2	+8	+15	+22
	+21	-86	-61	-41	-28	21	-8	+23	+29	+36	+43	
	8	0	-65	-40	-20	-7	0	+17	0	+8	+15	+22
		+33	-98	-73	-53	-40	33	-16	+33	+41	+48	+55
над 30 до 50	5	0	-80	-50	-25	-9	0	+6	+2	+9	+17	+26
		+11	-91	-61	-36	-20	11	-5	+13	+20	+28	+37
	6	0	-80	-50	-25	-9	0	+11	+2	+9	+17	+26
		+16	-96	-66	-41	-25	16	-5	+18	+25	+33	+42
	7	0	-80	-50	-25	-9	0	+15	+2	+9	+17	+26
	+25	-105	-75	-50	-34	25	-10	+27	+34	+42	+51	
	8	0	-80	-50	-25	-9	0	+20	0	+9	+17	+26
		+39	-119	-89	-64	-48	39	-19	+39	+48	+56	+65
над 50 до 80	6	0	-100	-60	-30	-10	0	+12	+2	+11	+20	+32
		+19	-119	-79	-49	-29	19	-7	+21	+30	+39	+51
	7	0	-100	-60	-30	-10	0	+18	+2	+11	+20	+32
		+30	-130	-90	-60	-40	30	-12	+32	+41	+50	+62
	8	0	-100	-60	-30	-10	0	+23	0	+11	+20	+32
	+46	-146	-106	-76	-56	46	-23	+46	+57	+66	+78	
	9	0	-100	-60	-30	-10	0	+37	0	+11	+20	+32
		+74	-174	-134	-104	-84	74	-37	+74	+85	+94	+106
над 80 до 120	6	0	-120	-72	-36	-12	0	+13	+3	+13	+23	+37
		+22	-142	-94	-58	-34	22	-9	+25	+35	+45	+59
	7	0	-120	-72	-36	-12	0	+20	+3	+13	+23	+37
		+35	-155	-107	-71	-47	35	-15	+38	+48	+58	+72
	8	0	-120	-72	-36	-12	0	+27	0	+13	+23	+37
	+54	-174	-126	-90	-66	54	-27	+54	+67	+77	+91	
	9	0	-120	-72	-36	-12	0	+44	0	+13	+23	+37
		+87	-207	-159	-123	-99	87	-43	+87	+100	+110	+124
над 120 до 180	7	0	-145	-85	-43	-14	0	+22	+3	+15	+27	+43
		+40	-185	-125	-83	-54	40	-18	+43	+55	+67	+83
	8	0	-145	-85	-43	-14	0	+32	0	+15	+27	+43
		+63	-208	-148	-106	-77	63	-31	+63	+78	+90	+106
	9	0	-145	-85	-43	-14	0	+50	0	+15	+27	+43
	+100	-245	-185	-143	-114	100	-50	+100	+115	+127	+143	

6. ВРСКИ НА МАШИНСКИТЕ ДЕЛОВИ

Машинските делови, склопови и групи кои влегуваат во состав на една машина, зависно од функцијата, меѓусебно се поврзани со разни видови врски. Основна задача на секоја врска на машинските делови е пренесување на оптоварување од еден дел на друг, под услов, цврстината на врската да одговара на цврстината на деловите што се врзуваат. Освен овој општ услов, од врската на машинските делови често се бара и низа дополнителни услови: потребна подвижност или неподвижност, крутост или еластичност, раздвојливост или нераздвојливост, херметичност и др. Врз овие услови се засновува општата класификација на машинските делови. Покрај тоа, се разликуваат непосредни и посредни врски на машинските делови. Непосредните врски се остваруваат без учество на посебни елементи за врска така што оптоварувањето се пренесува директно од едниот на другиот дел. Посредните врски се остваруваат со посредство на посебни елементи за врска.

Подвижните врски на машинските делови овозможуваат извесно движење на едниот дел во однос на другиот. Тие се пропишани со кинематичката шема на машината и се остваруваат со разни видови зглобови: цилиндричниот зглоб (врска со оскичка) остава еден степен на слобода на движењето, сферичниот зглоб (топчест ракавец) во извесни граници овозможува три степени на слобода на движењето на едниот дел во однос на другиот. Посебно значење на подвижните врски претставуваат еластичните врски кои се остваруваат со помош на пружини. Подвижните врски се остваруваат првенствено како посредни врски.

Неподвижните врски на машинските делови овозможуваат **цврсто спојување** на машинските делови, склопови и групи во една цврста целина. Неподвижните врски овозможуваат расчленување на машините на делови, што ја олеснува изработката, транспортот и ремонтот, поради што се употребуваат кај секоја машина. Од некои неподвижни врски, покрај цврстината, се бара и одржување на доволна херметичност—кај разните цилиндри, садови под притисок, резервоари, цевки и др.

Непосредните врски може да се изведуваат како **раздвојливи** и како **нераздвојливи**. Нераздвојливите врски, еднаш остварени, не може повеќе да се раздвојуваат без разурнување или оштетување на деловите со кои е остварена врската. Нераздвојливите врски се употребуваат првенствено

ВЕНО НА ОНИЕ МЕСТА КАДЕ ШТО РАСЧЛЕНУВАЊЕТО НА ЕДНА КОМПЛИЦИРАНА КОНСТРУКЦИЈА Е ДИКТИРАНО СО УСЛОВИТЕ НА ПРОИЗВОДСТВОТО, СО МОЖНОСТА И ЕКОНОМИЧНОСТА НА ИЗРАБОТКАТА И ДОРАБОТКАТА. ТАКА, ЧЕЛИЧНИТЕ КОНСТРУКЦИИ НА КРАКОВИТЕ И МОСТОВИТЕ СЕ СОСТАВЕНИ ОД РАЗНИ ПРОФИЛИ МЕЃУСЕБНО ПОВРЗАНИ СО НЕРАЗДВОЈЛИВИ ВРСКИ.

ПРЕНЕСУВАЊЕТО НА ОПТОВАРУВАЊЕТО КАЈ НЕРАЗДВОЈЛИВИТЕ ВРСКИ МОЖЕ ДА СЕ ОСТВАРИ МЕХАНИЧКИ И ФИЗИЧКО-ХЕМИСКИ.

Механичките врски се остваруваат благодареејќи на погодниот облик и на цврстината на деловите што се врзуваат, или благодареејќи на прилепувањето (одн. на силата на триењето). Потребниот облик за остварувањето на ваквата врска се постигнува со пластично деформирање (валанае), или со залеванае (постелката на лизгачките лежишта).

Физичко-хемиските врски се остваруваат со посредство на молекуларните сили меѓу деловите што се спојуваат со: заварување, лемене, лепене.

Раздвојливите врски овозможуваат лесно врзување на машинските делови во една целина, а исто така и лесно раздвојување и повторно врзување без никакви оштетувања. Раздвојливите врски имаат најширока примена, бидејќи ја олеснуваат изработката, транспортот и ремонтот. Раздвојливите врски може да бидат конструктивни-диктирани од особеностаите на конструкцијата, и експлоатациони-диктирани со условите на олеснувањето на транспортот и ремонтот. Раздвојливите врски во повеќето случаи се остваруваат како посредни врски, со помош на посебни елементи за врска — завртки, клинови, чивии.

Конструирањето на врските на машинските делови претставува многу одговорен дел на конструктивната дејност, бидејќи местата во кои се врзани два или повеќе делови, најчесто претставуваат најопасни места, места каде што се забуваат најголем број ломови, било заради попуштање на врските, било заради недоволната цврстина или крутост. Експерименталните податоци покажуваат дека, крутоста на врската во повеќето случаи е помала од крутоста на деловите кои се врзуваат.

Покрај врските на машинските делови чија првенствена задача е пренесување на оптоварување во текот на работата на машината, голем број врски на машинските делови се применува кои пренесуваат незначителни оптоварувања. Кај нив условите на цврстината не играат битна улога, па конструкторот е слободен да избира облици со оглед на економичноста на производството и надворешниот изглед. Со оглед на многу широката примена на најразлични врски

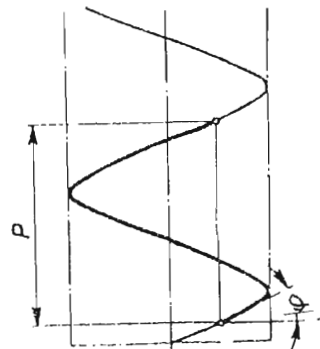
на машинските делови, стандардизиран е мошне голем број различни типови врски и елементи за врска, како и постапки за остварување на врските на машинските делови. Во смисла на горното, во продолжение, како прво поглавје, ќе бидат разгледани завртките и врските што со нив се остваруваат.

6.1 НАВОЈ И НАВОЈНА ВРСКА

6.1.1 ДЕЛОВИ И ПАРАМ. НА НАВОЈОТ.ТЕРМИНОЛОГИЈА И ОЗНАКИ

Под **навојница** (сл.6.01) се подразбира просторна крива линија која настанува кога точка рамномерно кружи околу една неподвижна оска, а истовремено паралелно се поместува со таа оска. Навојницата лежи на обвивката на еден замислен цилиндар, чија основа е идентична со проекцијата на навојницата врз рамнината нормална на нејзината оска.

Притоа се разликува **десна** навојница, случај кога точката кружи во насоката на стрелката на часовникот и притоа се оддалечува од погледот, и **лева** навојница кога точката кружи спротивно од насоката на вртењето на стрелката на часовникот.



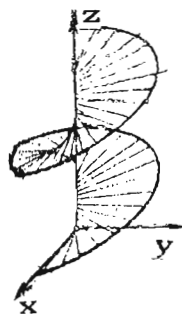
Сл.6.01

Навој е дел од навојницата што лежи меѓу два соседни пресека на навојницата со произволна права паралелна со оската на навојницата.

Чекор на навојницата P_h (по ISO p_z) е аксијално растојание на крајните точки на еден навој.

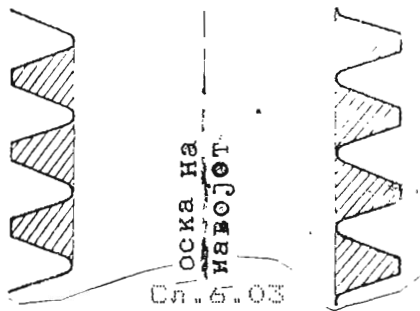
Агол на навојницата ϕ е оној агол што го склопува тангентата на произволна точка на навојницата со тангентата во истата точка на нејзината проекција на рамнината нормална на нејзината оска.

Навојна површина е површина во просторот што ја опишува геометријата слика, ако сите нејзини точки се движат по навојници со заедничка оска и со ист чекор (сл.6.02). Навојната површина лежи во просторот меѓу обвивките на замислените два коаксијални цилиндра, од кои едната (обвивка) ја допира навојницата најблизу до оската (впишан цилиндар), а другата најдалеку од оската (описан цилиндар).



Сл.6.02

Покатаму се разликуваат: **надворешен** навој што е ограничен со обвивката на цилиндарот впишан во навојната површина, и **внатрешен** навој што е ограничен со обвивката



на цилиндарот опишан околу навојната површина.

Профил на навојот е фактичната геометричка слика што се добива со пресекој на произволна рамнина, положена низ оската на навојот, со навојната површина на навојот (сл. 6.03).

Покрај **цилиндрична** се разликува и **конична** навојница.

Навојот може да биде **еднооден** (со еден почеток), што се добива со движењето на една затворена геометричка слика по навојницата, и **повеќеоден** (со n почетоци), што се добива со движењето на два или повеќе (n) еднакви затворени геометрички слики по навојниците, кои лежат една до друга во иста рамнина

Чекор на навојот P (по ISO p_x) е аксијално растојание на две произволни точки на **два соседни профила** на навојот кои лежат на истата навојница и во однос на профилот имаат иста положба.

Кај едноодниот навој чекорот на навојницата P_h е еднаков на чекорот на навојот P , а кај повеќеодниот, чекорот

$$P_h = n \cdot P \quad (6.01)$$

Теоретски профил на навојот е основна геометричка слика од која е изведена фактичната геометричка слика на профилот на навојот (сл. 6.04).

Сл. 6.04

Сл. 6.05

Агол на профилот на навојот α е агол што го склопуваат бочните страни на теоретскиот профил на навојот.

Бочен агол на профилот на навојот β е агол што го склопува една бочна страна на теоретскиот профил на навојот со правата нормална на оската на навојот (сл.6.04).

Теоретска длабина на навојот H е радијалното растојание меѓу најоддалечената и најблиската точка на теоретскиот профил на навојот во однос на оската на навојот. Теоретската длабина на навојот е еднаква на височината на теоретскиот профил на навојот, мерена нормално на оската на навојот.

Се разликуваат голем (d, D), среден (d_2, D_2) и мал пречник (d_1, D_1) на навојот, што се прикажани на сл.6.05.

Номинален пречник на навојот е оној пречник што ја означува големината на навојот.

Навојна врска е врска на два дела од кои едниот е снабден со надворешен, а другиот со внатрешен навој од ист номинален пречник и чекор, остварена на тој начин што делот со надворешен навој влегува во делот со внатрешен навој, така што кивните навои зафаќаат еден во друг (сл.6.06). Навојната врска може да служи за пренесување сила без релативно меѓусебно движење на споените делови, или за пренесување на движење и сила, при што постои релативно меѓусебно движење на споените делови.

Длабина на носењето на врската H_1 е проекцијата на линијата по која боковите на профилите на надворешниот и на внатрешниот навој меѓусебно се допираат на правата линија нормална на оската на навојот.

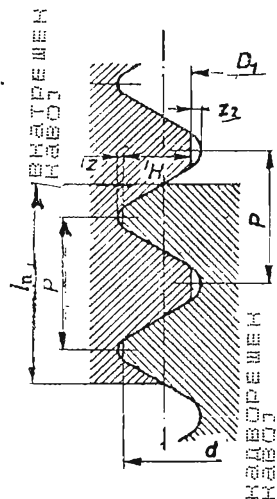
Длабината на носењето може да се пресмета од односот:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} \quad (6.02)$$

Зјај во врвовите на надворешниот навој z_1 , односно z_2 на внатрешниот навој, е длабина на прстенестиот меѓупростор меѓу врвовите и дната на навојот (сл.6.06).

Должина на носењето на врската l_n е аксијалното растојание на крајните точки меѓу кои постои меѓусебен допир на надворешниот и на внатрешниот навој.

Пресекот на навојот со средниот цилиндар (на кој одговараат средните пречници d_2 , одн. D_2) ја дава средната навојница на навојот. Како номинален се смета аголот на средната навојница, што претставува мошне важна карактер-



Сл.6.06

ристика. Тој се пресметува според равенката:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \quad (6.03)$$

На средниот цилиндар на навојот, на профилите одговара **средна линија**. На средната линија на профилите, дебелината на навојот и широчината на навојниот жлеб меѓусебно се еднакви.

Како што веќе е наведено, основната функција на навојната врска, одн. на навојниот пар е пренесување аксијална сила од надворешниот на внатрешниот навој или обратно. Во таа смисла се разликуваат **подвижни** и **неподвижни** навојни врски.

Подвижната навојна врска, всушност претставува **навоен преносник**. Кај него вртливото движење на едниот дел на навојниот пар се претвора во **транслаторно** движење на другиот, што одговара на претворањето на вртливата спрега во аксијална сила.

Неподвижната навојна врска служи за пренесување сила без меѓусебно движење на едниот дел во однос на другиот во текот на работата.

6.2 РАЗВОЈ И СТАНДАРДИЗАЦИЈА НА НАВОИТЕ

Првите секавања за навојот потекнуваат од прочуениот **Archimed** (222 г. пред Хр.) и **Heron Alexandrisky** (I век пред Хр.).

Меѓутоа, првиот систем на навоите е разработен многу подоцка, во средината на минатиот век—кога воопшто почна развојот на индустријата. Така, **Whitworth** во Англија ги постави темелите на стандардизацијата, и тоа, не само на навоите, туку и на машинските делови—воопшто. И покрај тоа што **Whitworth**-овиот навој е заснован врз цоловиот систем на должинските мери, тој долго време е употребуван како единствен облик на навоите дури и во земјите што го прифатиле метарскиот систем. Метричкиот навој, што е утврден кон крајот на минатиот век, е применуван мошне ретко.

Со оглед на многу големата примена на машинските конструкции, одамна постоеше стремеш за стандардизација на навоите во меѓународни рамки, но традицијата и огромните трошоци долго време ја запираа секаквата преориентација. Конечно, дури во 1958 год. со меѓународниот стандард **ISO R 68** за прв пат е утврден единствен систем на навоите:

метрички со триаглест ISO профил, кој повеќе пати е модифициран. Овој навој е прифатен и пропишан со стандардите на повеќето развиени земји, и во Европа, единствено дозволен за употреба. Меѓутоа, сè уште не може да се каже дека навоите засновани на цоловиот систем целосно се истискани од употреба, барем некои од нив-цевкиниот навој е дозволен за употреба во Европа, а сите видови Whitworth-ови навои сè уште се во употреба во англосаксонските земји, потоа во Америка и во други земји.

Освен метричкиот навој со триаглест ISO профил во потесна смисла на зборот, со меѓународниот стандард ISO 2904 е утврден и трапезниот метрички навој, кој исто така е мошне често во употреба.

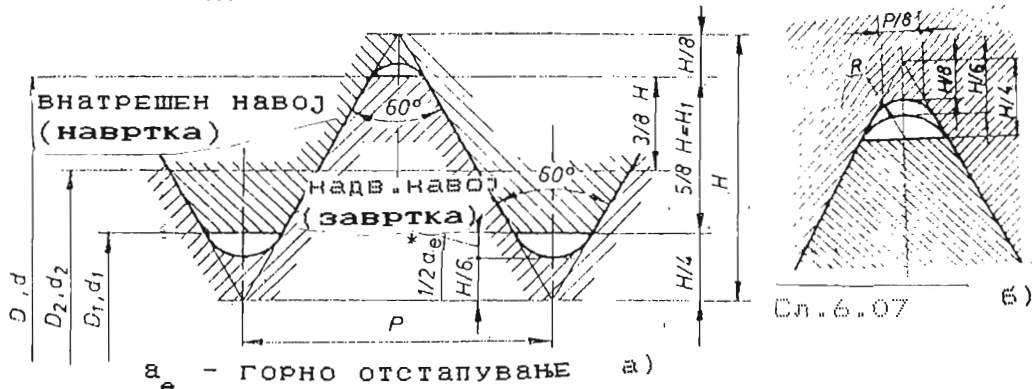
Освен овие два, со меѓународните и националните стандарди се опфатени уште низа други видови навои за посебна намена.

6.3 ВИДОВИ НАВОИ, ОБЛИЦИ, ОЗНАЧУВАЊА И ПРИМЕНА

6.3.1 МЕТРИЧКИ НАВОЈ СО ТРИАГЛ. ISO ПРОФИЛ (JUS M.B0.010)

Тоа е еднооден навој чиј теоретски профил има облик на рамностран триаголник (сл. 6.07) и има најширока примена во машинството за неподвижни навозни врски. Стандардизиран е за подрачје на чекори 0,2 до 8 mm и за номинални пречници од 1 до 300 mm. Во JUS M.B0.011 се дадени комбинациите пречник-чекор. Во таа смисла се утврдени три степени на приоритет, при што првенствено треба да се применуваат пречниците од првиот степен на приоритет.

За навојот за општа употреба, до пречникот 68 mm е предвиден крупен чекор, за кој е вообичаен терминот **груб навој**, што меѓутоа, нема никакво значење во однос на квалитетот на навојот. Во скратенката ознака на таквиот навој не се наведува големината на чекорот.



Сл. 6.07 б)

За навоите за специјални цели се предвидени големини на чекорите помали од оние за општа употреба. Овие големини се означени во табелите за навоите под име **ситен чекор**, а за навоите што имаат некои од тие чекори вообичаен термин е **фин навој**. Меѓутоа, тоа не го дефинира квалитетот на навојот. Во ознаките на овие навои мора да биде наведена големината на чекорот.

Навоите од пречник 70 mm и повеќе се употребуваат само со ситен чекор.

Бидејќи сите димензии на профилот на навојот зависат од чекорот, длабочината на навојот од ситен чекор е помала од онаа на крупниот, а исто така помал е и аголот на навојницата φ . Поради тоа, навојот од ситен чекор има поголем пречник на јадрото (d_1) отколку навојот од крупен чекор, се разбира при ист номинален пречник d . Затоа навојот од ситен чекор се применува првенствено за деловите со тенки ѕидови (цевки), а исто така и за деловите со кои се овозможува фино приспособување (навои на вратилата за прикрепување на тркалачките лежишта и сл.).

Метричкиот навој од **крупен** чекор се означува со симболот **M** и со номиналниот пречник изразен во **mm**:

M16

Метричкиот навој од **ситен** чекор се означува, исто така, со симболот **M**, со номиналниот пречник и чекорот, изразени во **mm**:

M20x2

M20x1,5

M20x1

Метричкиот навој, по правило, се изработува како **десен**, и во тој случај горните ознаки се доволни. Ако се пропишува лев навој, кон ознаката треба да се додаде уште зборот **лев**.

Т а б е л а 6.01 ГЛ.НОМИН.МЕРИ НА МЕТР.НАВОЈ-КРУПЕН Ч.

НОМ.ПР. $d = D$ ПРИОР.		ЧЕКОР P	Среден пречн. $d_2 = D_2$	Пречник на јадр. d_1	Длабочина на нос. H_1	Површина на јадр. A_1	Агол на нав. φ°
I	II		mm			mm ²	
1	2	3	4	5	6	7	8
5		0,8	4,480	4,019	0,433	12,7	3,26
6		1,00	5,350	4,773	0,541	17,9	3,42
8		1,25	7,188	6,466	0,677	32,8	3,18
10		1,50	9,026	8,160	0,842	52,3	3,03
12		1,75	10,863	9,853	0,947	76,2	2,94
	14	2,00	12,701	11,546	1,080	104,-	2,87
16		2,00	14,701	13,546	1,080	144,-	2,48

Т а б е л а 6.01 - ПРОДОЛЖЕНИЕ

1	2	3	4	5	6	7	8
	18	2,50	16,376	14,933	1,353	175	2,80
20		2,50	18,376	16,933	1,353	225	2,48
	22	2,50	20,376	18,933	1,353	282	2,24
24		3,00	22,051	20,320	1,624	324	2,48
	27	3,00	25,051	23,320	1,624	427	2,18
30		3,50	27,727	25,706	1,894	519	2,34
	33	3,50	30,727	28,706	1,894	647	2,08
36		4,00	33,402	31,093	2,165	759	2,19
	39	4,00	36,402	34,093	2,165	913	2,00
42		4,50	39,077	36,479	2,436	1045	2,10
	45	4,50	42,077	39,479	2,436	1224	1,95

Т а б е л а 6.02 НОМИН.МЕРИ-ЧЕКОРИ И ПРЕЧН.НА МЕТР.НАВ.

d		ЧЕКОР- P		I	II	III	КР.	СИТЕК		
ПРИОР. I	III	КРУ- ПЕН	СИТЕК							
					14		2	1,25		
						15	-	1	1,5	
5		0,8	0,5	16			2			
	5,5	-	0,5			17	-			
6		1,-	0,75		18			1	1,5	2
	7	1	-	20			2,5			
8		1,25	0,75	1	22		2,5			
	9	1,25	1		24		3	1	1,5	2
10		1,5	0,75	1	25		-			
	11	1,5	0,75	1	27		3			
12		1,75	1	1,25	30		3,5	1	1,5	2
			1,25	1,5		32	-			
					33		3,5	2		
						35	-	1,5	-	-
					36		4	2	3	
					39		4			
						40	-	1,5	2	3
42						45	4,5			
					48		4,5			
							5	1,5	2	3
						50	-			4
						52	5			
							55	1,5	2	3
56							5,5			4
						60	5,5			
					64		6	1,5	2	3
							65			4

6.3.2 WHITWORTH-ОВ НАВОЈ

Тоа е еднооден навој чии теоретски профил има облик на рамнокрак триаголник, чии агол на профилот $\alpha = 55^\circ$. Димензиите му се изразени во inch-цолови ($1'' = 25,401 \text{ mm}$). Номинален е големиот пречник. Бројот чекори на еден цол е цел број и тој е стандардизиран.

Овој навој е стандардизиран како нормален, фин (ситен) и цевкин. Во Европа, и во нашата земја е дозволена употребата на цевкиниот навој, кој е предвиден и по JUS M. BO. 056. Тој има поголем број чекори на еден цол, значи помал чекор за ист пречник отколку нормалниот.

Овој навој нема зјај на врвот и на дното.

Whitworth-овиот цевкин навој се означува со буквата R и со номиналниот - внатрешниот пречник на цевката за која е наменет. Така, R'' значи навој нарезан на надворешната површина на сидот на цевката чии внатрешен пречник е $1'' \cong 25 \text{ mm}$. Во тој случај големиот пречник на надворешниот навој изнесува $33,249 \text{ mm}$, а пречникот на задрото $d_1 = 30,291 \text{ mm}$, така што ненарежаната дебелина на сидот на цевката е $2,445 \text{ mm}$.

Т а б е л а 6.03 ГЛ.НОМ.МЕРИ НА WHITWORTH-ОВИОТ R-НАВ.

d''	d	d ₁	d ₂	z ₁	P	H ₁	R
R 1/8	9,728	8,566	9,147	28	0,907	0,581	0,125
R 1/4	13,157	11,445	12,301	19	1,337	0,856	0,184
R 3/8	16,662	14,950	15,806				
R 1/2	20,955	18,631	19,793				
R 5/8	22,911	20,587	21,749	14	1,814	1,162	0,249
R 3/4	26,441	24,117	25,279				
R 7/8	30,201	27,877	29,039				
R 1	33,249	30,291	31,770				
R 1 1/4	41,910	38,952	40,431				
R 1 1/2	47,803	44,845	46,342				
R 1 3/4	53,746	50,788	52,267				
R 2	59,614	56,656	58,135				
R 2 1/4	65,710	62,752	64,231	11	2,309	1,479	0,317
R 2 1/2	75,184	72,226	73,705				
R 2 3/4	81,534	78,576	80,055				
R 3	87,884	84,926	86,405				
R 3 1/2	100,330	97,372	99,851				
R 4	113,030	110,072	111,551				
R 5	138,430	135,472	136,951				

6.3.3 ТРАПЕЗЕН МЕТРИЧКИ НАВОЈ СО ISO ПРОФИЛ

Трапезниот навој може да биде **еднооден** или **повеќеоден** – со повеќе почетоци, чиј теоретски профил има облик на рамнокрак триаголник со агол $\alpha = 30^\circ$, стандардизиран е по JUS M. BO. 060. Профилот на навојот има облик на траpez (сл. 6.08).

Карактеристички димензии на трапезниот навој се номиналниот пречник и чекорот. Со оглед на големината на чекорот во однос на пречникот, трапезните навои се распоредени во три редови: **нормален** (JUS M. BO. 062), **ситен** и **крупен**. Нормалниот трапезен навој е наменет за општа употреба, додека другите се употребуваат за посебни цели.

Трапезниот навој се означува со кратенката **Tr**, со номиналниот пречник и со чекорот, изразени во **mm**:

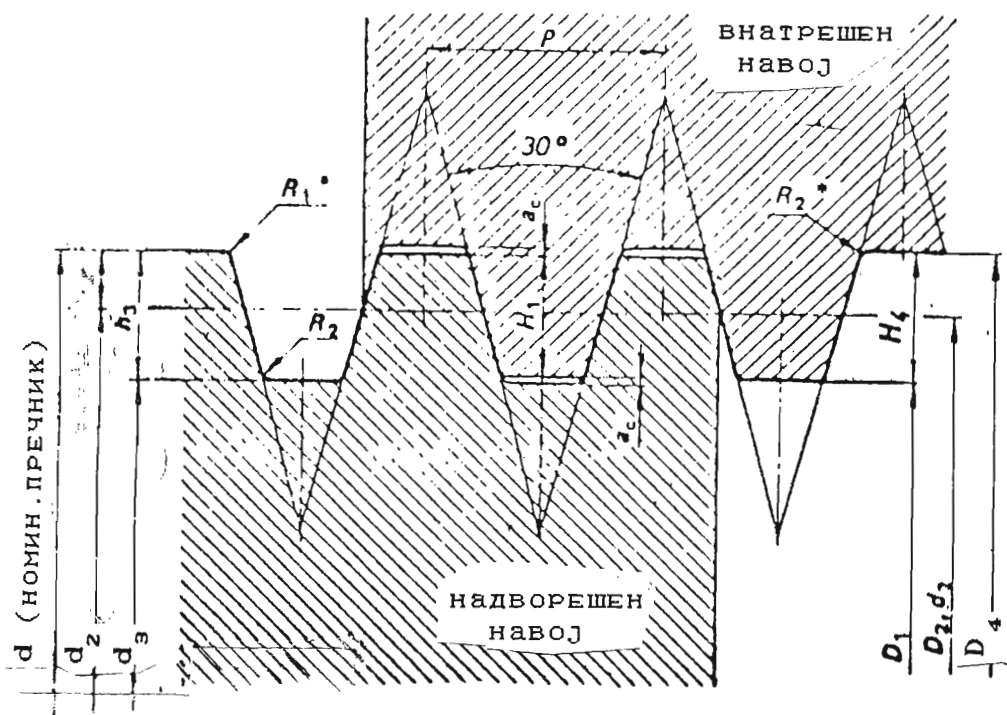
Tr40x3

Tr40x7

Tr40x10

Овие ознаки се однесуваат за едноодниот навој.

Во случај на **повеќеоден навој**, во заграда се додава уште **двооден, триоден** итн.



Сл. 6.08

Т а б е л а 6.04 Тр-НОВОЈ

Р	$a R_{2 \max}$	$h_{3,4}$	H_1	$R_{1 \max}$
1,50	0,15	0,9	0,75	0,08
2	0,25	1,25	1	0,13
3	0,25	1,75	1,5	0,13
4	0,25	2,25	2	0,13
5	0,25	2,75	2,5	0,13
6	0,5	3,5	3	0,25
7	0,5	4	3,5	0,25
8	0,5	4,5	4	0,25
9	0,5	5	4,5	0,25
10	0,5	5,5	5	0,25
12	0,5	6,5	6	0,25
14	1	8	7	0,5
16	1	9	8	0,5
18	1	10	9	0,5
20	1	11	10	0,5
22	1	12	11	0,5
24	1	13	12	0,5
28	1	16	14	0,5
32	1	17	16	0,5
36	1	19	18	0,5
40	1	21	20	0,5
44	1	23	22	0,5

Трапезните навои имаат помали отпори на триенето отколку метричките, поради што се употребуваат првенствено за подвижни навојни врски: за вретена кај дигалките, за влечни и водечки вретена кај алатните машини, за вретена на на вентилите и сл. Трапезниот навој денес целосно го истисна квадратниот, бидејќи профилот на трапезниот навој има појак корен, одн. поголема носивост, а и изработката му е полесна.

Т а б е л а 6.05 НОМИН.МЕРИ НА ТРАПЕЗНИОТ НОРМАЛ.НОВОЈ

НОМ. ПРЧН. d		ЧЕКОР P	$d_2 = D_2$	D_4	d_3	A_3 mm ²	D_1
1	2						
30		3	28,5	30,5	26,5	551,5	27
		6	27,-	31,-	23,-	415,5	24
		10	25,-	31,-	19,-	283,5	20
32		3	30,5	32,5	28,5	637,9	29
		6	29,-	33,-	25,-	490,9	26
		10	27,-	33,-	21,-	346,4	22
34		3	32,5	34,5	30,5	730,6	33
		6	31,-	35,-	27,-	572,6	28
		10	29,-	35,-	23,-	415,5	24
36		3	34,5	36,5	32,5	829,6	33
		6	33,-	37,-	29,-	660,5	30
		10	31,-	37,-	25,-	615,8	26

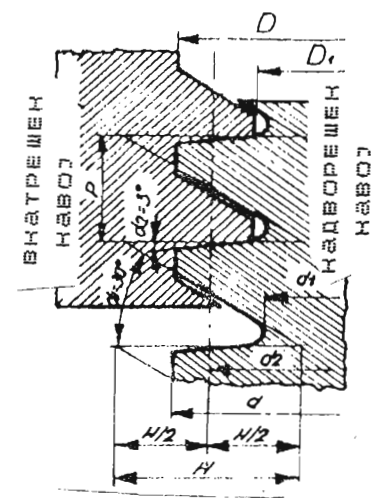
Т а б е л а 6.05 - ПРОДОЛЖЕНИЕ

1.	2.	P	$d_2 = D_2$	D_4	d_3	A_3	D_1
	38	3	36,5	38,5	34,5	934,8	35
		7	34,5	39,-	30,-	706,9	31
		10	33,-	39,-	27,-	572,6	28
40		3	38,5	40,5	36,5	1046,3	37
		7	36,5	41,-	32,-	804,2	33
		10	35,-	41,-	29,-	660,5	30
	42	3	40,5	42,5	38,5	1164,2	39
		7	38,5	43,-	34,-	907,9	35
		10	37,-	43,-	31,-	754,8	32
44		3	42,5	44,5	40,5	1288,2	41
		7	40,5	45,-	36,-	1017,9	37
		10	38,-	45,-	31,-	754,8	32
	46	3	44,5	46,5	42,5	1418,6	43
		8	42,-	47,-	37,-	1075,2	38
		12	40,-	47,-	33,-	855,3	34
48		3	46,5	48,5	44,5	1555,3	45
		8	44,-	49,-	39,-	1194,6	40
		12	42,-	49,-	35,-	962,1	36
	50	3	48,5	50,5	46,5	1698,2	47
		8	46,5	51,-	41,-	1320,3	42
		12	44,-	51,-	37,-	1075,2	38
52		8	48,-	53,-	43,-	1452,2	44
		12	46,-	53,-	39,-	1194,6	40
	55	9	50,5	56,-	45,-	1590,7	46
		14	48,-	57,-	39,-	1194,6	41
60		9	55,5	61,-	50,-	1963,5	51
		14	53,-	62,-	44,-	1520,5	46
	65	10	60,-	66,-	54,-	2290,2	55
		16	57,-	67,-	47,-	1734,9	49
		10	65,-	71,-	59,-	2734,-	60
70		16	62,-	72,-	52,-	2123,7	54
		10	70,-	76,-	64,-	3217,-	65
	75	16	67,-	77,-	57,-	2551,8	59
		10	75,-	81,-	69,-	3739,3	70
80		16	72,-	82,-	62,-	3019,1	64
		12	79,-	86,-	72,-	4071,5	73
	85	18	76,-	87,-	65,-	3318,3	67
		12	84,-	91,-	77,-	4656,6	78
90		18	81,-	92,-	70,-	3848,5	72
		12	89,-	96,-	82,-	5281,-	83
	95	18	86,-	97,-	75,-	4417,9	77
		12	94,-	101,-	87,-	5944,7	88
100		20	90,-	102,-	78,-	4778,4	80

6.3.4 ДРУГИ ВИДОВИ НАВОИ

6.3.4.1 КОС НАВОЈ

Косиот навој може да биде **еднооден** или **повеќеоден**, чиј теоретски профил е **несиметричен**, во облик на правоаголен триаголник (JUS M. BO. 070). Фактичниот профил на навојот има облик на трапез, а бочните агли на профилот се 30° и 3° (сл. 6.09). Работни бокови се само оние кои одговараат на бочниот агол од 3° .



Сл. 6.09

Карактеристични димензии на косиот навој се номиналниот пречник и чекорот. Овој навој се изведува во три редови. **Нормалниот** е стандардизиран по JUS M. BO. 072.

Косиот навој се означува со кратенката S_d , со номиналниот пречник и со чекорот, изразени во **mm**:

S48x3 S48x8 S48x12

Косиот навој се употребува за **подвижни** навојни **врски**, и тоа во оние случаи кога оптоварувањето дејствува само во едната насока, погоден е за големи статички оптоварувања, на пр. навојна вретена на тешките преси.

6.3.4.2 ЗАОБЛЕНИ НАВОИ

Тоа е **еднооден** навој чиј теоретски профил има облик на рамнокрак триаголник (JUS M. BO. 081). Аголот на теоретскиот профил е 30° . Фактичниот профил е скратен и заоблен, за врвот и дното на навојот да имаат облик на кружни лаци. Пречникот му е изразен во **mm**, а чекорот во дел од цол. Заоблениот навој се означува со симболот **Rd** и со номиналниот пречник:

Rd48

Заоблените навои се отпорни против абене и се употребуваат за **неподвижни** навојни **врски** на делови изложени на **прав** и **нечистотии**.

Заоблениот **крупен** навој за **железнички возила** (JUS M. BO. 082), се означува со буквите **Rd**, со номиналниот пречник и чекорот, изразени во **mm**:

Rd44x7 (JUS M. BO. 082)

Заоблениот навој за **железнички спојници** (JUS M. BO. 083), се означува на ист начин како и претходниот навој:

Rd50x7 (JUS M. BO. 083)

Edison-овиот навој (JUS M. BO. 086 и M. BO. 380), се означува со буквата **E** и со номиналниот пречник: **E27**

Овој навој се употребува за грла на **светилки** (сизалици), сл. 6.10.



Сл. 6.10

6.3.4.3 **НАВОЈ ЗА ОКЛОПНИ ЦЕВКИ ЗА ЕЛЕКТРИЧНИ ИНСТАЛАЦИИ**
Овој навој се означува со кратенката **Re** и со номиналниот (внатрешниот) пречник на **оклопната цевка**, изразен во **mm**, на пример, **Re 9**.

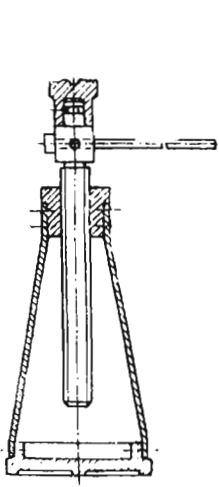
6.4 НАВОЈНИ ПРЕНОСНИЦИ

6.4.1 ОПИС И ПРИМЕНА

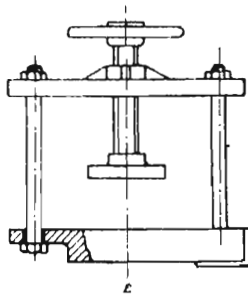
Навојниот преносник се состои од **навојно вретено** (дел со надворешен навој) и **навртка** (дел со внатрешен навој). Најчесто се употребуваат трапезен и кос навој. Облиците на навојните вретена и на соодветните навртки **не се стандардизирани**.

Навојните преносници служат за претворање на **вртливото** движење на едниот елемент во **транслаторно** движење на другиот, со посредство на навојен spoj, при што вртливата спrega се претвора во аксијална сила. По исклучок, навојниот преносник може да се употреби и за претворање на транслаторното движење во вртливо, така што аксијалната сила да се претвори во вртлива спrega.

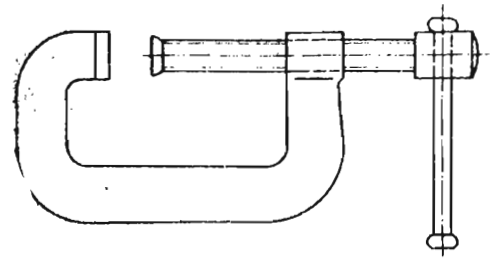
Во текот на работата на навојниот преносник едниот елемент на навојниот пар се движи во однос на другиот под полно работно оптоварување. Навојните преносници се одликуваат со проста конструкција, а постигнуваат голема носивост при мали габаритни димензии. Овозможуваат остварување на големи аксијални сили со мали вртежни моменти, па затоа се употребуваат за **рачни дигалки** (сл. 6.11), за преси (сл. 6.12) и сл. Навојните преносници се применуваат и кај уредите за нагодување на меѓусебната положба на машинските делови и склопови, како и за нагодување на згајот, потоа за затегнување на јажина кај уредите за затегнување (сл. 6.13) и за остварување на привремени врски— за стегнување на алатот или на предметот кај разните стеги (сл. 6.14), менгемина и сл. Во овие случаи во текот на работата **не постои релативно движење** меѓу елементите на навојниот пар, па овие навојни преносници, по својата функција, се приближуваат на навојн. врски.



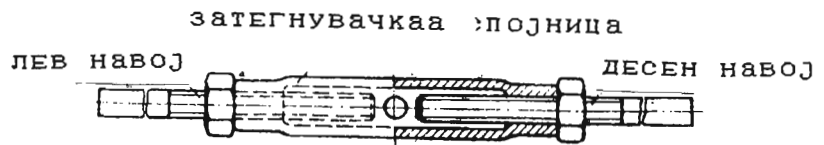
Сл. 6.11
Рачна дигалка



Сл. 6.12
Рачна преса

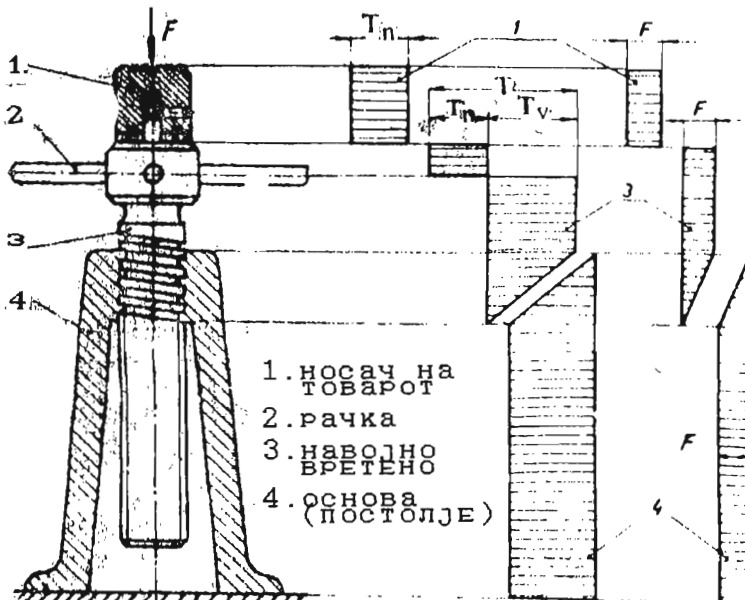


Сл. 6.14 Рачна стега



Сл. 6.13 Уред за затегнување

6.4.2 АНАЛИЗА НА ОПТОВАРУВАЊАТА



Сл. 6.15 Рачна дигалка со нав. вретено

Анализата на оптоварувањата и на напрегањата на кои се изложени навојните преносници најпогодено се изведува на примерот на рачната дигалка (сл. 6.15). Рачната дигалка со навојно вретено служи за подигање големи маси (0,5–15 t) на мали височини (100 до 500 mm) со рачна сила 15 до 25 daN, при монтажни и градежни работи. Кај рачната дигалка, сл. 6.15,

навртката, изработена заедно со основата-телото, е неподвижна, а навојното вретено се врти со рачните сили кои дејствуваат на краевите на рачката. Во случајов, навртката и вретеното имаат лев навој.

Товарот што со дигалката се подига го оптоварува навојното вретено со аксијална сила. Оваа сила во навојниот spoj се пренесува на навртката, односно на основата, а покатаму и на подлогата. Носачот на товарот, дел од навојното вретено и навртката со основата со оваа сила се напрегнати на притискање. Аксијалната сила на навојното вретено кај рачните дигалки во повеќето случаи приближно е константна во текот на работата. Кај пресите таа расте од нулата до некоја максимална вредност на крајот на работниот од на пресата,

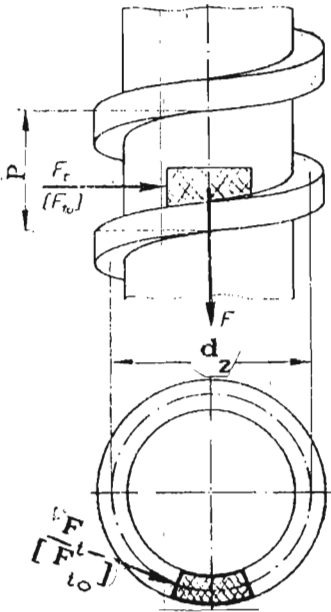
Рачните сили на краевите на рачката образуваат спрега на моментот T , која со посредство на навојниот spoj се трансформира во аксијална сила, и така се подига товарот, а освен тоа се совладуваат и отпорите на триенето на допирните површини на работните бокови на навојите на вретеното и на навртката, како и на допирната површина на главата на вретеното и на носачот на товарот.

Вртежниот момент T се пресметува како збир на вртежниот момент што служи за подигање на товарот и за совладување на отпорот на триене на допирните површини на навојниот spoj (момент на навојниот дел на вретеното T_v) и на вртежниот момент што служи за совладување на отпорот на триенето на допирната површина на главата на вретеното и на носачот на товарот (момент на триенето на потпората T_n). Така,

$$T = T_v + T_n \quad (6.04)$$

Вртежниот момент на навојниот дел на вретеното T_v го напрегнува вретеното, од рачката до навртката, на торзија. Овој момент преку навојниот spoj се пренесува на навртката во вид на периферна сила, така што основата ја напрегнува на торзија, па се пренесува покатаму на подлогата со прилепување. Моментот T_n го оптоварува делот на навојното вретено и носачот на товарот на усуквање, па се пренесува на товарот, кај кого мора да биде оневозможено вртењето. На сл. 6.15 се прикажани дизаграмите на моментите на торзија и дизаграмите на аксијалните сили.

Врската меѓу вртежниот момент на навојниот дел на вретеното T_v и на аксијалната сила F се определува од условот на статичката рамнотежа на силите на допирните површини на работните бокови на навојот на навојниот spoj. Заради



Сл. 6.16

полесното обзаснување, во случајов е користен квадратен навој, но подоцна ќе се зврши соодветна корекција за другите видови навој (сл. 6.16). За движењето на елементот на навртката по навојот на завртката, ако се занемари отпорот (аголот) на триењето, теоретски е потребна силата F_{to} . Притоа, за еден вртеж, навртката ќе се подигне за чекорот P , па од еднаквоста на работата на двете сили следува:

$$F_{to} \cdot d_2 \cdot \pi = F \cdot P,$$

од каде се добива:

$$F_{to} = F \cdot \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = F \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (6.05)$$

Фактички, при движењето на навртката по навојот се создава триење. Отпорот што потекнува од триењето ќе се земе предвид со аголот на триењето ρ . Според тоа, фактичката сила на движењето на навртката по завртката (завртување-дигање на товарот) ќе биде:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \rho) \quad (6.06)$$

За движењето на навртката низ завртката (одвртување-спуштање на товарот) ќе биде:

$$F_t' = - F \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \rho) \quad (6.07)$$

Во последниов случај навртката (или вретеното) треба да се врти во спротивната насока, што значи дека и силата на триењето ја менува насоката, и е пропорционална на разликата на аголот на навојницата и аголот на триењето. Моментот T_n , со кој се совладува отпорот на триењето на прстенестата допирна површина на главата на вретеното и косачот на товарот, се пресметува според изразов:

$$T_n = F \cdot \mu \cdot \frac{d_m}{2} = F \cdot \mu \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{d_a^3 - d_i^3}{d_a^2 - d_i^2} \quad (6.08)$$

каде што d_a и d_i се надворешниот и внатрешниот пречник на прстенестата допирна површина, а d_m е средниот пречник на оваа површина.

Според тоа, вкупниот вртежен момент T е даден со следниов израз:

$$\text{-- за дигање на товарот: } T = T_v + T_n = F \cdot \frac{d}{2} \cdot \left[\operatorname{tg}(\varphi + \rho) + \frac{\mu \cdot (d_a^3 - d_l^3)}{d_2 \cdot (d_a^2 - d_l^2)} \right]$$

-- за спуштање на товарот: (6.09)

$$T' = - F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left[\operatorname{tg}(\varphi - \rho) - \frac{\mu \cdot (d_a^3 - d_l^3)}{d_2 \cdot (d_a^2 - d_l^2)} \right] \quad (6.10)$$

Како трапезниот и триаглестиот навој наместо аголот на триењето ρ , треба да се воведе тн. **редуциран** агол на триењето ρ_v , кој со ρ е даден со следнава релација:

$$\operatorname{tg} \rho_v = \mu_v = \frac{\operatorname{tg} \rho}{\cos \alpha / 2} = \frac{\mu}{\cos \alpha / 2} \quad (6.11)$$

Вредностите на редуцираниот коефициент на триењето за некои триаглести навојници изнесува:

- за трапезната, $\alpha = 30^\circ$, $\rho_v = 1,0353 \cdot \rho$
- за метричката, $\alpha = 60^\circ$, $\rho_v = 1,1547 \cdot \rho$
- за Whitworth-овата, $\alpha = 55^\circ$, $\rho_v = 1,1274 \cdot \rho$.

Како што се гледа, за трапезниот навој, кој го истисна квадратниот, покачувањето на аголот на триењето е само за 3,53 %, што е незначително.

Со анализа на изразот 6.10 за вртежниот момент при спуштање на товарот може да се заклучи, дека овде се можни три карактеристични случаи:

Ако е $\varphi > \rho_v + \operatorname{arctg}\left(\frac{d}{d_2} \cdot \mu\right)$, ќе биде $T < 0$,

тоа значи дека навојното вретено (или навртката) ќе се врти спонтано и товарот ќе се спушта под влијание на неговата маса, така што со моментот T вретеното треба да се сопира (кочи) за да остане во состојба на мирување, или да се движи со константна брзина.

Ако е $\varphi = \rho_v + \operatorname{arctg}\left(\frac{d}{d_2} \cdot \mu\right)$, ќе биде $T = 0$,

што значи дека навојното вретено во однос на навртката се наоѓа на границата на лизгањето, одн. на границата на самосопирањето -- доволен е минимален вртежен момент за да се предизвика или сопре движењето на вретеното.

Ако е $\varphi < \rho_v + \arctg\left(\frac{d}{2} \cdot \mu\right)$, ќе биде $T > 0$,

што значи дека со навојното вретено може да се спушти товарот само со дејствувањето на вретеното со вртежен момент T — тоа е состојба на **самосопирање**.

Ако моментот на триенето на потпорите е мал или еднаков на нулата, во случај ако таму е вградено аксијално тркалчко лежиште, горните три алтернативи се сведуваат на следново:

- $\varphi > \rho_v$ — спонтано **спуштање** на товарот,
- $\varphi = \rho_v$ — граница на **лизгање** одн. на **самосопирање**,
- $\varphi < \rho_v$ — **самосопирање**.

Самосопирањето е дотолку поефикасно колку што аголот на навојницата е помал, а триенето поголемо. Едноодните навои и навоите со ситен чекор имаат помал агол φ , така што кај нив секогаш постои самосопирање. Самосопирањето на навојниот прекосник кај рачната дигалка го овозможува задржувањето на товарот во коза и да било положба, без примена на посебна сопирачка.

Големината на коефициентот на триенето зависи од материјалот на деловите на навојниот пар, од точноста на изработката, од квалитетот на допирните површини и од подмачувањето. Смалувањето на коефициентот на триенето најдобро се постигнува со подмачување. Така, кај подмачканите навојни вретена со трапезен навој коефициентот на триенето обично се движи во границите од 0,1 до 0,16. Вредностите на коефициентот на почетното триене се поголеми за 30 — 35 %.

Вредностите на коефициентот на триенето на местото на потпората се движат од 0,05 до 0,1, зависно од состојбата на површините.

6.4.3 СТЕПЕН НА ИСКОРИСТУВАЊЕТО

Кај рачната дигалка, како и кај секоја друга машина, само дел од вложената енергија се претвора во корисна работа, додека другиот дел, совладувајќи ги отпорите на триенето, се претвора во топлина. Затоа, степенот на искористување — то, како однос на корисно извршената работа кон вложената енергија, е мошне важна карактеристика на економичноста на работата на секоја машина. Бидејќи триенето не може целосно да се елиминира, степенот на искористувањето секогаш е помал од единица.

Како рачната дигалка, вложената работа за подигање на товарот во единица време - силата - P е дадена со следниот израз:

$$P = T \cdot \omega = \omega \cdot F \cdot \frac{d^2}{2} \cdot \left[\operatorname{tg}(\varphi + \rho_v) + \frac{d^m}{d^2} \cdot \mu \right]$$

каде што ω е аголна брзина на навојното вретено.

Корисно извршената работа во единица време - силата P_k е дадена со следниот израз:

$$P_k = F \cdot v = \omega \cdot F \cdot \frac{d^2}{2} \cdot \operatorname{tg}\varphi$$

каде што $v = \omega \cdot \frac{d^2}{2} \cdot \operatorname{tg}\varphi$ е брзина на дигањето на товарот.

Така, степенот на искористувањето ќе биде:

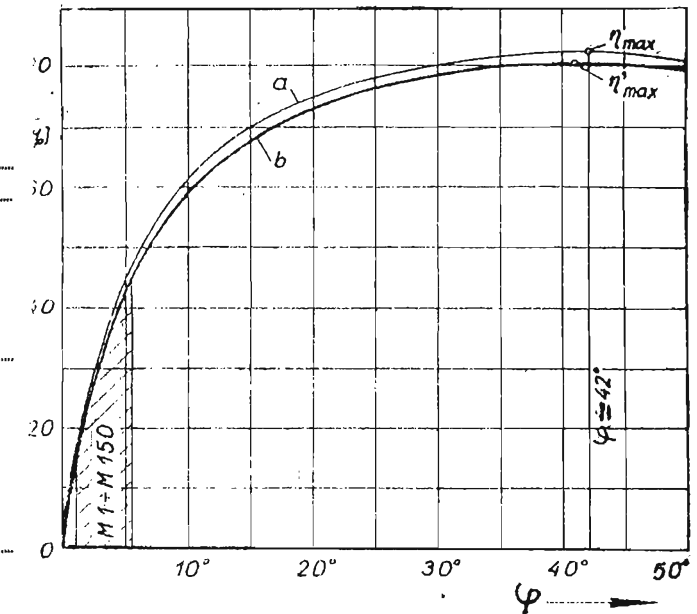
$$\eta = \frac{P_k}{P} = \frac{F \cdot v}{T \cdot \omega} = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho) + \frac{d^m}{d^2} \cdot \mu} \quad (6.12)$$

Во специјален случај, кога моментот на триењето на потпората е еднаков на нула, изразот за степенот на искористувањето го добива следниот облик:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho)} \quad (6.13)$$

Со анализа на горниот израз се доаѓа до заклучокот дека, за определена вредност на аголот на триењето ρ , при покачувањето на аголот на навојницата φ , степенот на искористувањето најнапред бргу расте (сл. 6.17), потоа порастот е се побавен до максималната вредност, а потоа опаѓа. Со диференцирањето на рав. 6.13, се добива дека η_{\max} се наоѓа при:

$$\varphi = 45^\circ - \rho_v / 2$$



сл. 6.17 Степен на искористувањето на навојен пар во зависност од аголот φ , а - квадратен, б - метр. навој

Самосопирачките навои, случај на дигалките, имаат мошне мал агол φ , па затоа и степенот на искористувањето им е мал ($\eta < 0,5$), бидејќи на границата на самосопирањето:

$$\eta = \frac{1}{2} (1 - \operatorname{tg}^2 \varphi) . \quad (6.14)$$

Според тоа, рачната дигалка со навојно вретено секогаш работи со низок степен на искористувањето: тоа е жртва што се прави свесно, за да се одбегне поставувањето на посебна сопирачка, како кај другите дигалки. Повеќедонките навои со добро подмачкување имаат попогоден степен на искористувањето (поради поголеми вредности на аголот φ).

При **спуштање** на товарот степенот на искористувањето е даден со следниов израз:

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}(\varphi - \rho\nu)}{\operatorname{tg}\varphi} < \eta \text{ (при дигане)} . \quad (6.15)$$

6.4.4 ПРЕСМЕТКА И КОНСТРУКЦИЈА НА НАВОЈНИТЕ ПАРОВИ

Навојните прекосници, некои прикажани на сл. 6.14, може да се изведуваат во повеќе конструктивни варијанти, зависно од намената и начинот на сврзувањето на вретеното и навртката со преносникот, како и од начинот на преземањето на оптоварувањето.

Под дејство на товарот — силата F и вртежниот момент T , елементите на навојниот пар се изложени на повеќе видови напрегана. Пресметката на рачната дигалка, прикажана на сл. 6.15, може да се одвива на два начина:

димензионирањето да почне со вретеното или со навртката.

Под дејство на силата F , вретеното е изложено на затегнување или притисок, а поради дејството на вртежниот момент T , јадрото на вретеното е изложено на торзија. Долгите притискати вретена може да бидат изложени и на извиткување. Според тоа, во пресекоот на вретеното владее сложена напонска состојба. Поради тоа, при димензионирањето, на некој начин, мора да се земат предвид дејствата на повеќето напрегана, сведувајќи ги на едно од преовладувачките (најчесто — нормалното). Во таа смисла, за почеток, дејството на торзијата се зема предвид со наголемувањето на силата F за 33 %, па така на едноставен начин, кон димензионирањето на вретеното се поаѓа само од напрегането на затегнување (или притисок), на следниов начин:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,33 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{zd}}} \cong 1,3 \cdot \sqrt{\frac{F}{\sigma_{zd}}} \quad (\text{mm}) \quad (6.16)$$

КАДЕ ШТО ДОЗВОЛЕНИОТ НАПОН ОД ЗАТЕГНУВАЊЕ:

$$\sigma_{zd} = \frac{R_e}{S} \quad (6.17)$$

Овде:

R_e е граница на течењето, а $S=3-4$ е степен на сигурноста. Според така добиената вредност за пречникот на задрото на вретеното d_3 , се избира пречникот на трапезниот навој (таб.6.05), за првата поголема вредност на d_3 .

Со вака утврдениот пречник на навојот на вретеното, прилично изгледа дека димензионирањето е исправно извршено. Меѓутоа, честопати се наложува промена—обично наголемување на така утврдениот пречник, и тоа, по основа на површинскиот притисок на навртката, особено, кога таа се прави од сив лив.

Но, кога веќе нешто е речено за **материјалот** на навртката, поподробно да се задржиме на материјалот за обата дела (вретеното и навртката). Материјалот за изработката на навојните **вретена** треба да има доволна цврстина, да биде отпорен против абене и да биде лесно обработлив. Затоа, за навојните вретена првекствено се користат **конструктивните челици**, обични, со гарантирани механички особености (таб.2.02). Предвид доаѓаат и челиците за цементација (таб.2.03), евентуално за подобрување (таб.2.04), заради отпорноста против абене. Треба да се одбегнува примената на челиците со голема цврстина, кои се осетливи на концентрација на напоните (С0745).

Најпогоден материјал за изработката на **навртката** кај навојните прекосници е **бронзата**, бидејќи најдобро ги задоволува условите на лизгањето и има добра отпорност против абене. Може да се употреби и сив лив. Мошне непогодно е ако навртката е изработена од истиот материјал како и навојното вретено.

Според **вториот** начин на пресметка, како што веќе е наведено, се поаѓа од дозволемиот површински притисок на навојите (на навртката), и од односот на височината на навртката кон номиналниот пречник на навојот $\psi = l_n/d$.

Така,

$$p = \frac{F_1}{A} = \frac{F_1 \cdot p}{D_2 \cdot \pi \cdot H_1 \cdot l_n} = \frac{F_1 \cdot p}{D_2^2 \cdot \pi \cdot H_1 \cdot \psi} < p_d$$

Бидејќи кај трапезниот навој $H_1 = 0,5 \cdot p$, ќе биде:

$$D_2 \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F_1}{\pi \cdot \psi \cdot p_d}} \geq (0,73 - 0,65) \cdot \sqrt{\frac{F_1}{p_d}} \quad (6.18)$$

Врз основа на така пресметаниот минимално потребен среден пречник D_2 на навојот, од таб. 6.05 се избира соодветниот номинален пречник d на стандардниот навој.

Во рав. 6.18 факторот ψ е избран во границите $\psi = 1, 2 - 1, 5$.
Дозволеният површински притисок изнесува:

$$\begin{aligned} p_d &= 7 - 9 \text{ N/mm}^2, \text{ за навртка од сив лив,} \\ p_d &= 11 - 18 \text{ " " " " " " " " " " } \text{ бронза.} \end{aligned}$$

Понатамошниот тек на пресметката се сведува на проверка-та на одделните видови напони што ги трпат вретекото и навртката. Така за вретеното:

$$\text{— напонот од затегнување во јадрото } \sigma_z = \frac{F}{A_a} \leq \sigma_{zd} \quad (6.17)$$

$$\text{— напонот од торзија во јадрото } \tau_t = \frac{T}{\pi \cdot d_a^3 / 16} \leq \tau_{td}$$

каде што $\tau_{td} = 30 - 48 \text{ N/mm}^2$ за челици со $R_m = 500 - 700 \text{ N/mm}^2$,
 $\tau_{td} = 60 - 80 \text{ " " " " " " } R_m = 700 - 1000 \text{ " " " " }$

$$\text{— виртуелниот напон во јадр. } \sigma_v = \sqrt{\sigma_z^2 + (\alpha_o \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{zd}$$

каде што $\alpha_o = R_e / R_t \cong \sqrt{3}$, при што R_e и R_t се соодветните граници на течењето, обично $R_t \cong (0,6 - 0,7) \cdot R_e$.

— напонот од свиткување во коренот на навоите:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{Z} = \frac{6 \cdot F \cdot H_1 / 2}{\pi \cdot d_3 \cdot z \cdot h^2} = \frac{6 \cdot F \cdot 0,25 \cdot P \cdot P}{\pi \cdot d_3 \cdot l_n \cdot (0,635 \cdot P)^2} \cong 1,188 \cdot \frac{F}{d_3 \cdot l_n} \quad (6.19)$$

каде што:

$$H_1 = 0,5 \cdot P, \text{ бројот на навоите } z = l_n / P, \text{ ви-}$$

социката на коренот на навоите $h \cong 0,635 \cdot P$.

И во случајов, степ. на сигурноста се движи $S = 3 - 4$.

— напонот од смолкнување на коренот на навоите:

$$\tau_s = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot z \cdot h} = \frac{F \cdot P}{\pi \cdot d_3 \cdot l_n \cdot 0,635 \cdot P} \cong 0,5 \cdot \frac{F}{d_3 \cdot l_n} \quad (6.20)$$

Како што се гледа, напонот од смолкнување е, речиси, 2,4 пати помал од напонот од свиткување на коренот на нав.

— виртуелниот напон од свиткување и смолкнување на коренот на навоите ќе биде:

$$\sigma_v = \frac{F}{d_3 \cdot l_n} \cdot \sqrt{1,188^2 + 3 \cdot 0,5^2} \cong 1,47 \cdot \frac{F}{d_3 \cdot l_n} \quad (6.21)$$

Напоните во навртката:

- површ. притисок на навоите

$$p = \frac{F}{D_2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot z} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{F}{D_2 \cdot l_n} = 0,637 \cdot \frac{F}{D_2 \cdot l_n} \quad (6.22)$$

- напон од смолкнување на коренот на навоите

$$\tau_s \cong 0,5 \cdot \frac{F}{D_4 \cdot n_n} \quad (6.20')$$

Овој напон се проверува во случаите кога се дозволуваат големи површински притисоци, поради што се добиваат мали должини на носенето на навојниот спој l_n . Дозволеният напон изнесува $\tau_{sd} = 25 - 35 \text{ N/mm}^2$ за навртки од сив лив или бронза.

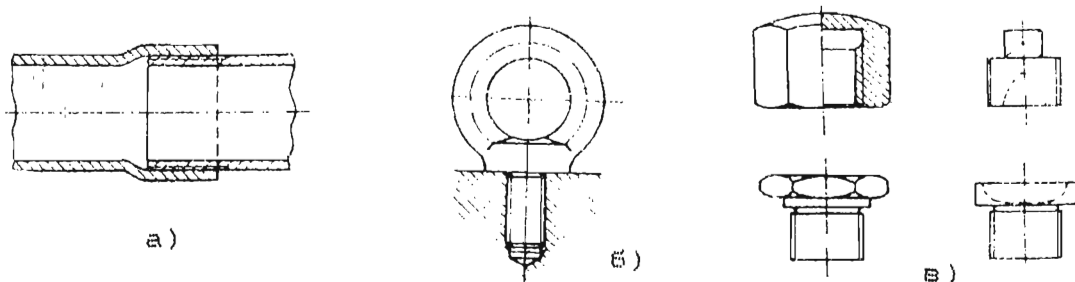
Пречникот на **телото** на навртката се определува **конструктивно**, обично се усвојува во границите $(1,5 \dots 1,8) \cdot d$.

При конструирањето на навојните вретена треба да се одбегнуваат големите разлики во пречниците во однос на номиналниот пречник на навојот, бидејќи тоа ги зголемува трошоците на обработката. Исто така, треба да се одбегнуваат и наглите премини и да се предвидуваат доволно големи радиуси на заоблувањето, за да се намали концентрацијата на напоните.

6.5 НАВОЈНИ ЕЛЕМЕНТИ И ВРСКИ

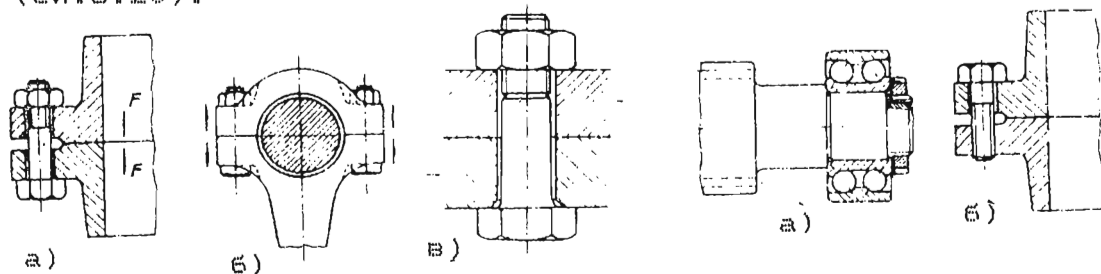
6.5.1 ОПШТ ПОГЛЕД

Навојните врски се непосредни и раздвојливи врски на машинските делови кои се остваруваат со помош на навој. Притоа, навојното движење се користи само во текот на остварувањето на врската. Во текот на работата елементите на навојниот пар се наоѓаат во релативно мирување. Основна карактеристика на навојната врска е нејзиното лесно остварување и раздвојување на врзаните делови, без никакво оштетување. Овде спаѓаат тн. **непосредни** навојни врски на два машински дела што се остваруваат со надворешен навој на едниот и со внатрешен навој на другиот дел. Таквите врски се употребуваат за врска на цевкини водови (сл. 8.18а), за врска на завртката со ушка на телото на машината (сл. 6.18б), за разки затвораачи (сл. 6.18в). **Посредните** навојни врски на машинските делови се остваруваат со помош на посебни машински елементи снабдени со



Сл.6.18 Непосредни навојни врски

навој-завртки и навртки, поради што, таквите врски се нарекуваат **врски со завртки**. Со завртки се врзуваат деловите што се допираат по рамна површина. Врската се остварува со уфрлување на завртки во отвори издупчени во овие делови и со притегнување со навртки. Овде спаѓаат најразлични посредни врски на машински делови: врска на две цевки со прирабници (сл.6.19а), врска на големата тупаница кај моторите со внатрешно согорување (сл.6.19б), врски на разни профилирани стапови (сл.6.19в). Покрај овие два карактеристични случаја, има и некои **посебни** решенија, каде што улогата на навртката ја презема другиот дел (сл.6.20).



Сл.6.19 Посредни врски со завртки

Сл.6.20 Посебни врски со завртки

6.5.2 НАВОЈНИ И ПОМОШНИ ЕЛЕМЕНТИ

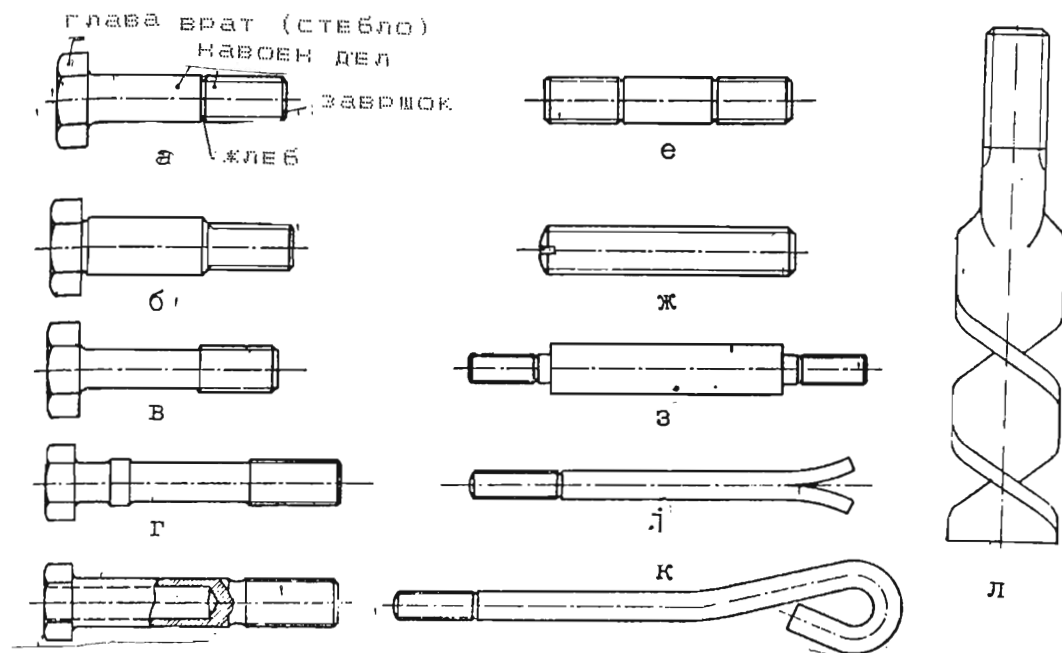
Завртката и навртката како навојни елементи, претставуваат пар машински делови спрегнати со навојен spoj, кои служат за остварување на врската со завртки.

Веднаш се укажува на тоа дека е стандардизиран голем број најразновидни завртки (сл.6.21 и 6.22), навртки, подложни плочки, клучеви и др., така што на конструкторот му преостанува само да изврши правилен избор.

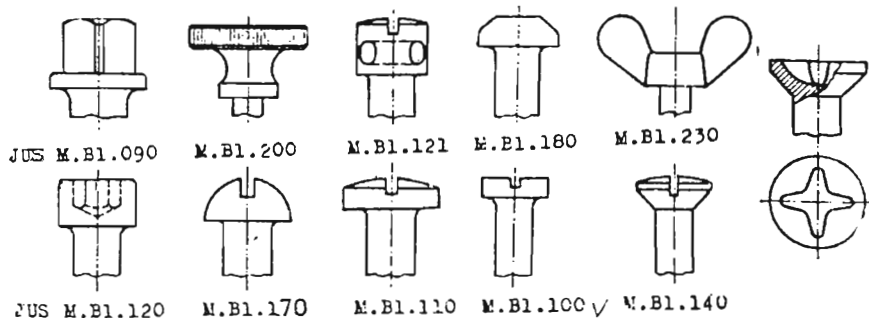
На завртката се разликуваат **глава** и **стебло** кое се состои од **врат** и **навоен дел**. Завршниот дел на стеблото се нарекува **завршок** на завртката. **Преодниот дел** на главата и стеблото на завртката се изведува со заоблување како **излез** или како **жлеб**. Обата облика, како и завршокот на стеблото се стандардизирани.

Исто така и **главата** на завртката може да има наразлични стандардизирани облици (сл.6.22), од кои шестостраната (сл.6.23) е најчесто во употреба.

Има завртки и без глава, тн. **голи завртки** (сл.6.21в,ж), пошто **анкер** завртки (кои може да имаат и малку слободна конструкција, сл.6.21з).



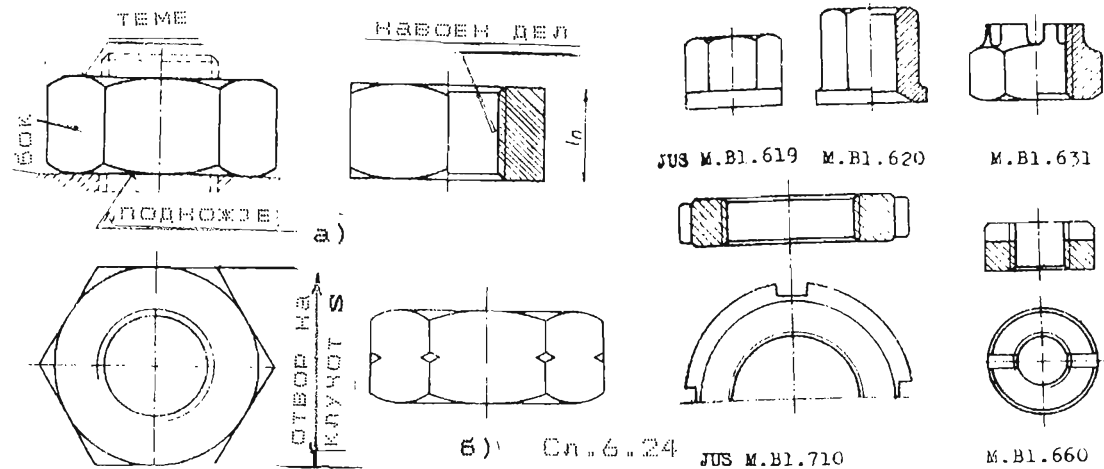
Сл.6.21 Разни облици завртки



Сл.6.22 Разни облици глави за стандардизирани завртки

Како навртката се разликуваат: **навоен дел, теме, подножје** и **бокови** (сл. 6.23). Темето и подножјето најчесто имаат облик на рамни површини. Обликот на навртката е определен со обликот на боковите. Стандардизирана е цела низа различни облици на навртки (сл. 6.24).

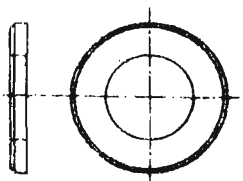
За стандардизираните завртки и навртки е пропишан метричкиот навој со триаглест **ISO** профил, и тоа, по правило **десен навој**. Завртки и навртки со **лев навој** се изработуваат само со изричко барање. Во тој случај, главата на завртката и телото на навртката мора да бидат посебно обележени. Така, за шестостраната глава на завртката и таквата навртка е пропишан жлеб на бочните рабови (сл. 6.23б). Височината на нормалната шестострана навртка $I_n \cong 0,8 \cdot d$ (стандардизирани вредности на цел број).



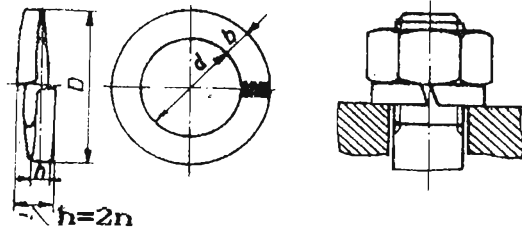
Сл. 6.23 Шестострана навртка

Разни обл. станд. навртки

Помеѓу навртката и подлогата се вметнува подложна плочка—**подлошка**. Подлошките, исто така, се стандардизирани, и се изведуваат како **нормални** (сл. 6.25) и **еластични** (сл. 6.26).



Сл. 6.25 Подлошка



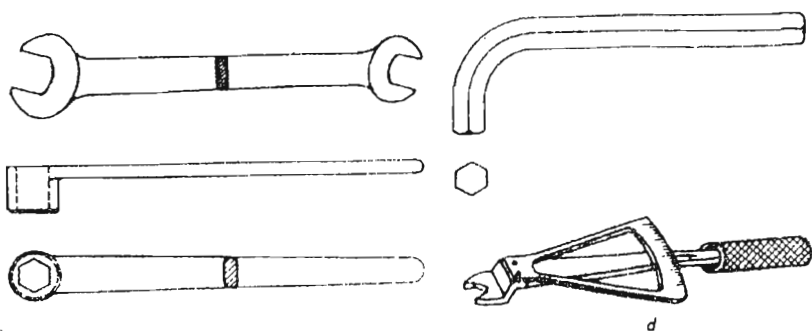
Сл. 6.26 Еластична подлошка: детал и примена како навојната врска

Со употребата на нормалните подлошки се намалува опасноста од контактните деформации на подлогата, ако таа е од помек материјал.

Еластичните подлошки служат за осигурување на навозната врска од одвртување, во случаи кога врската е изложена на удари, потреси и променливи аксијални сили. Има повеќе стандардизирани типови еластични подлошки, зависно од намената. Тие се означуваат со називот, типот на подлошката и номиналниот отвор.

Еластичните подлошки се прават од челик за пружини. Вообичаен материјал за нив е **С2130**.

За завртување, притегнување и одвртување на завртките и навртките се употребуваат разни видови **клучеви и одвртки**, чии облици им се приспособени на главите на завртките и навртките, како и на



расположливиот простор. Сл.6.27 Разни облици на клучеви

6.5.3 МАТЕРИЈАЛ ЗА СТАНДАРД.ЗАВРТКИ,НАВРТКИ И ПОДЛОШКИ

Основен материјал за елементите на навозните врски е челикот. Меѓутоа, предвид може да дојдат и други метали: месинг, бакар, алуминиум, па и неметали: стакло, пластмаси и др. Во поглед на челичните завртки и навртки, стандардите **JUS M.V1.021** и **M.V1.023**, за разлика од другите машински елементи, не ги пропишуваат суровинските материјали или полуфабрикати, туку ги пропишуваат само механичките особености што мора да ги имаат челичните завртки и навртки во состојба подготвени за употреба, така што изборот на материјалот е препуштен на производителот, бидејќи пропишаните механички особености може да се постигнат со употребата на разни видови челици. За да не се презјудира изборот на исходниот материјал, квалитетот на материјалот на готовите завртки и навртки се означува со посебни ознаки, составени од две цифри, од кои следува затегнувачката цврстина и границата на течењето на готовите завртки и навртки.

Прегледот на ознаките и на механичките карактеристики на готовите завртки е даден во таб.6.06, а на навртките во таб.6.07. По правило, за навртките се употребува материјал за еден степен понизок квалитет отколку што е квалитетот на соодветната завртка. Во таа смисла во таб.6.08 е даден преглед на комбинациите материјали за завртките и навртките.

Табела 6.06 ЧЕЛИЦИ ЗА ЗАВРТКИ

Озн. на мат.	Механ. каракт. R_m	R_{e2} N/mm^2	R_p	Забелешка
БЕЗ	340			НЕГАРАНТ. ЗАВРТКИ
4.6	400	240		СО ПРОПИШАНИ МЕХ. КАРАКТЕР. ЗА ОДГОВОРНИ МАШИНСКИ КОНСТРУКЦИИ.
4.8	400	320		
5.6	500	300		
5.8	500	400		
6.6	600	360		
6.8	600	480		
6.9			540	
8.8	800		640	
10.9	1000		900	
12.9	1200		1080	
14.9	1400		1260	

Таб.6.07 ЧЕЛ.ЗА НАВРТКИ

Озн. на мат.	Чврст. R_{m2} N/mm^2	Забелешка
БЕЗ	340	БЕЗ ПРОПИШ. МЕХ. КАРАКТ.
4	400	НАВРТКИ СО ПРОПИШАНИ МЕХАНИЧКИ КАРАКТЕР.
5	500	
6	600	
8	800	
10	1000	ЗА ОДГОВОРНИ МАШИНСКИ КОНСТРУКЦИИ
12	1200	
14	1400	

Таб.6.09 ГЛАВНИ ДИМЕНЗИИ НА 6-СТРАНИТЕ НАВРТКИ

НОМ. ПР. d	ОТВ. КЛ. S	ВИСОЧ. НА ГЛАВ. НА ЗАВРТ.	НА НАВРТ.	СРЕДЕН ПРЕДИК НА ОТВОРОТ
M 6	10	4,-	5,-	6,6
M 8	13	5,5	6,5	9,-
M10	17	7,-	8,-	11,-
M12	19	8,-	10,-	14,-
M16	24	10,-	13,-	18,-
M20	30	13,-	16,-	22,-
M24	36	15,-	19,-	26,-

Таб.6.08 Комб.материјали

Завртка	Наврт.	Забел.
4.6	4	-
4.8		
5.6	4	-
5.8		
6.6		
6.8	5	-
6.9		
8.8	$d/P < 9$	6 -
	$d/P \geq 9$	8 СИТЕН Н.
10.9	$d/P < 9$	8 -
	$d/P \geq 9$	10 СИТЕН Н.
12.9	$d/P < 9$	10 -
	$d/P \geq 9$	12 СИТЕН Н.
14.9	$d/P \geq 9$	12 -

Завртките за ЛИМ се изработуваат од челици за цементација ($C1120, C1121, C1220, C1221$), кои по завршената термичка обработка мора да имаат површински цементиран слој дебел : 0,1 до 0,2 mm, и тврдост 59 - 65 HRC.

За норм. подлошки се употребува челик со негарантирани мех. особенисти: $C0130, C0300$. Од ист материјал се прават и расцепките (елементи за осигурување).

Клучевите, чии отвори се стандардизирани (таб.6.09), се изработуваат од обичен, евентуално челик за термчка обработка (подобрување, калене).

Навоите се изработуваат на два начина:

- со **режење**-со симнување струшка: стругане, глодане, па и брусење;
- со **деформација**-со валане на навоите во ладна состојба.

Мошне добри резултати се постигнуваат со комбинирани постапки: претх. режење на навоите, а потоа завршно валане.

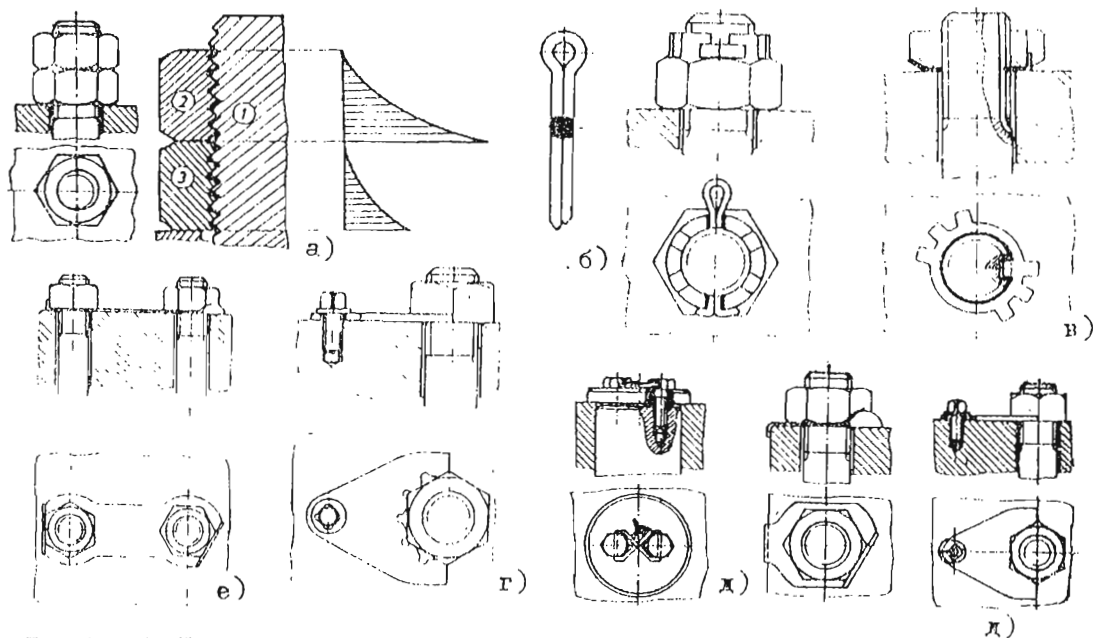
По потреба, навозните елементи се **заштиткуваат од корозија** и други хемиски влијанија со разни превлаки: поцинкување, никлување, хромирање, брунирање, фосфатирање и др.

6.5.4 ОСИГУРУВАЊЕ НА НАВОЈНИТЕ ВРСКИ

Навозните врски мора да бидат така конструирани и изведени за да биде исклучена секоја можност на спонтаното раздвојување, бидејќи тоа може да има катастрофални последици за машинскиот склоп или целата машина.

Сите навои што се употребуваат за навозни врски имаат особеност на самосопирање, што значи дека аксијалната сила што го оптоварува навозниот spoj не може да предизвика релативно движење на навртката во однос на завртката. Меѓутоа, кога навозната врска е изложена на променливи сили, удари, вибрации и сл. може да настапи состојба, аксијалната сила да биде еднаква на кула, и тогаш настапува самоодвртување и раздвојување на врската. Во такви случаи треба да се спречи самоволното одвртување на навртката, одн. да се осигури да не дојде до тоа.

Има поголем број начини и средства навртката да се осигури против одвртување. Најдобро осигурување против спонтаното раздвојување на врската е претходното добро притегнување. Понатамошните средства се: примена на две навртки (меѓусебно добро притегнати), обични и (подобро) еластични подлошки, употреба на крунеста навртка осигурена со расцепка (сл.6.28б), примена на специјални подлошки со завртка (сл.6.28д) и сл. Конечно, осигурување може да се изврши и со лепење, лемење или точкесто заварување на навртката со подлогата и сл.



Сл.6.28 Разни начини на осигурување на навозните врски

6.5.5 ПРЕСМЕТКА НА ЗАВРТКИТЕ - ОПШТО

Определувањето на степенот на сигурноста на завртката е ограничено на јадрото и на вратот, зависно од тоа каде е помала површината на пресекој.

Меродавната карактеристика на цврстината врз основа на која се пресметува степенот на сигурноста е границата на текенето R_e , бидејќи нејзиното пречекорување доведува до пластично деформирање на стеблото на завртката. Овие деформации ја намалуваат силата со која завртката ги притегнува деловите што ги поврзува, со што се оневозмо- жува исправната функција на навозната врска и се созда- ваат услови за разурнување на завртката, а освен тоа, мож- же да дојде и до спонтано раздвојување на врската.

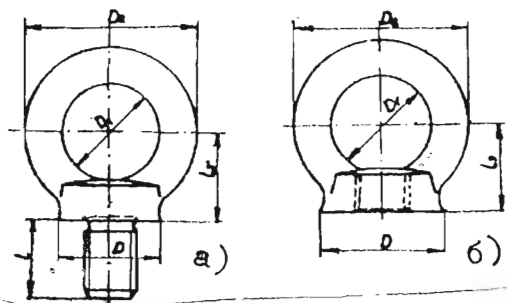
Зависно од функцијата, оптоварувањето и одговорноста на врската, се разликуваат неколку карактеристични групи на врска со завртки.

Начелно, врските со завртки може да бидат оптоварени со **надолжни** или **попречни** сили, при што се разликуваат по не- колку групи такви врска. Во понатамошното излагање оддел- но ќе бидат разгледани секоја група, и тоа, првин надолж- но, а потоа попречно оптоварените врска со завртки.

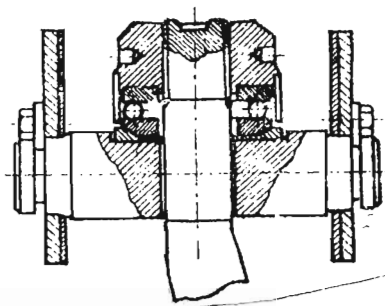
6.5.5.1 НАДОЛЖНО ОПТОВАРЕНИ ВРСКИ

I група - врска со завртки без претходно притегнување

Во оваа група спаѓаат завртките кои по завртувањето се оптоваруваат со **статичка** сила. Притоа, навозната врска се користи само за потпирање на деловите на кои е нарежан навозот, без никакво притегнување. Карактеристични примери за оваа група се завртките со ушки (сл.6.186 и 6.29) кои служат за прекресување на машинските делови или конструкции, како и куката на дигалката која на крајот е снабдена со навоз и со помош на навртката и преку аксијалн. тркалчко лежиште се потпира на попречниот носач (сл.6.30). Притоа, куката мора слободно да се врти околу лежиштето, а навртката со посебни елементи мора да биде осигурана од спонтано одвртување.



Сл.6.29 Завртка (а)
и навртка (б) со ушка



Сл.6.30 Навозна врска
на куката кај дигалка

Во случајов, завртката е оптоварена само со работната сила F_r , така што силата меродавна за пресметка на завртката е еднаква на најголемата работна сила:

$$F_v = F_r$$

Таа сила ја напрегнува завртката на затегнување, така што работниот напон изнесува:

$$\sigma = \frac{F_v}{A_1} < \sigma_{zd} \quad (6.23)$$

Со усвојување на степенот на сигурноста $S = 2,5..3$ и со примеката на рав.6.17, се пресметува површината на опасниот пресек, што обично е пресекот на задрото на завртката, или евентуално пресекот на нејзиниот врат, доколку е помал од пресекот на задрото.

II група - обични надолжно оптоварени навојни врски

Во оваа група спаѓаат врските со завртки кои се изложени на постоежни или малку променливи оптоварувања, што условуваат претходно притегнување, но без гарантирана вредност на притисокот на допирните површини. Овде спаѓаат најголем број надолжно оптоварени врски со завртки: капацити на лежиштата и кукиштата, врски на разни основи и конзоли и сл. Завртките за таквите врски се притегнуваат со обични клучеви, така што кај нив силата на притегнувањето не е посебно пропишана.

Големината на силата во завртките што е меродавна за пресметката на работниот напон и на степенот на сигурноста се проценува во зависност од работната сила:

$$F_v = (1,5 \dots 3) \cdot F_r \quad (6.24)$$

Нормалниот напон во завртката од затегнување со оваа сила се пресметува како и во претходниот случај, одн. според рав. 6.23; па со примената на рав. 6.17 и усвојувањето на степенот на сигурноста $S = 3 \dots 4$, се врши димензионирање на завртката сп. пресметаната вредност на површината A_1 . Во случајов се усвојува нешто поголема вредност на степенот на сигурноста, затоа што силата на претходното притегнување не е позната и дека е занемарено влијанието на напонот од усукување-торзија. Начелно, поголеми вредности се усвојуваат за завртките со помали пречници, бидејќи тие се позагрозени со неконтролираното притегнување.

III група - одговорни надолжно оптоварени навојни врски

Во оваа група спаѓаат завртките на многу одговорни навојни врски, изложени на периодично променливи оптоварувања. Од завртката се бара одржување на определена минимална сила на притисок на допирните површини на плочите во текот на работата, заради смалувањето на променливиот дел на силата во завртката, како и за обезбедувањето херметичност. Овде спаѓаат: завртките на капацитите на садовите под притисок, завртките за врска на прирабниците на цевкините водови, завртките за врска на главата со блокот на моторите со внатрешно согорување или кај клипните компресори, постоа завртките кај клипниците и сл.

Овие завртки се притегнуваат со тн. динамометарски клуч до вредноста на силата на претходното притегнување, која за дадената врска мора посебно да се пресмета и врз основа на неа да се пропише потребниот момент на притегнувањето.

Завртките за ваквите врски во повеќето случаи се изведуваат како **еластични**, од посебен облик и од квалитетни материјали. Пресметката на навозните врски од оваа група го опфаќа, на прво место, определувањето на крутоста на плочите, потоа определувањето на потребната сила на претходното притегнување, одн. моментот на притегнувањето, како и определувањето на сите карактеристички величини врз основа на деформациониот дијаграм.

Општиот израз за крутоста на машински дел од константен пресек, изложен на затегнување, го има следниов облик:

$$C = \frac{E \cdot A}{l} \quad (6.25)$$

каде што се:

- E** – модул на еластичноста на материјалот,
- A** – површина на попречн. пресек на маш. дел,
- l** – должина изложена на затегнување.

Поради комплицираноста на понатамошната пресметковна постапка, таа ќе биде изоставена, особено што евентуалната нејзина примена не спаѓа во доменот на работата на студентите, одн. идните стручници, на кои книгава првенствено им е наменета.

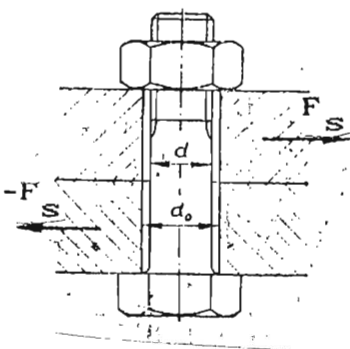
6.5.5.2 ПОПРЕЧНО ОПТОВАРЕНИ ВРСКИ

Како што се гледа од насловот, овде спаѓаат завртките изложени на попречни сили. Макар што завртката, по својата конструктивна суштина е определена да прима, главно, надолжни сили, сепак, понекогаш е изложена на попречни сили, кои според пригодите, как завртката може да предизвикаат напони од затегнување, смолкнување и свиткување.

Зависно од начинот на дејството на ваквата навозна врска се разликуваат две групи завртки.

IV група – ненагодени завртки

Овие завртки се нарекуваат ненагодени затоа што се вовлекуваат во отвори пошироки од дебелината на стеблото. Тие мора да обезбедат доволно притегнување на плочите за да се овозможи пренесувањето на попречната сила од едната на другата плоча со прилепување. Затоа, овие завртки се оптоварени во текот на работата само со силата на претходното притегнување, па не е потребно да се пресметува крутоста на завртката и на плочите. Во текот на притегнувањето овие завртки се напрегнати и на торзија со моментот T_v .



Сл.6.31 Врска со
ненагодена завртка

Потребната сила на претходното притегнување се определува со изразот:

$$F_p = (1,5 - 2) \cdot F_b \quad (6.27)$$

Силата F_p мора да се пропише на цртежот и да се контролира при P монтажа.

Степенот на сигурноста на овие завртки се определува врз основа на виртуелниот напон σ_v на крајот на притегнувањето. Така,

$$S = \frac{R_e}{\sigma_v} > (1,1 \dots 1,4) \quad (6.28)$$

Овие завртки се прават **еластични**, од растеглив материјал, а конструктивно се изведуваат така, што пречникот на стеблото да биде помал дури и од пречникот на задрото d_1 .

V група - нагодени завртки

Како што укажува насловот, овие завртки се нагодени на отворот во кои се вовлекуваат, односно пречникот на стеблото и пречникот на отворот формираат (преодно) налегнување. Овие завртки не се напрегнати на затегнување. Навојниот дел на завртката игра секундарна улога во врската. Стеблото на завртката е напрегнато на смолкнување и на површински притисок (сл.6.32).

Средниот тангенцијален напон поради смолкнување на стеблото на завртката е даден со изразов:

$$\tau_s = \frac{F_s}{A \cdot i} \quad (6.29)$$

Потребната сила на допирните површини на плочите F_b (сл.6.31) се определува од условот за граничната сила на триенето на овие површини F_μ да биде секогаш поголема од попречната сила што дејствува на врската F_s , односно:

$$F_s < F_\mu = \mu \cdot F_b,$$

од каде што следува:

$$F_b = S_\mu \cdot i \cdot \mu \cdot F_s \quad (6.26)$$

каде што се:

$S_\mu = 1,2 \dots 1,8$ степен на сигурноста,
 $\mu = 0,1 \dots 0,2$ коефициент на триенето,
 i - број парови допирни површин преку кои се пренесува попречн.оптоварување.

КАДЕ ШТО СЕ:

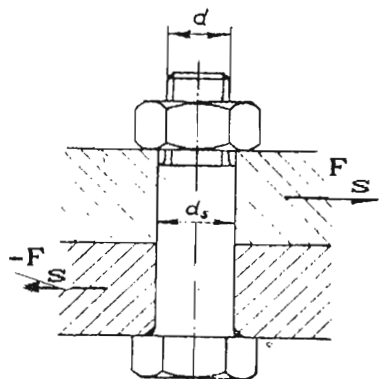
F_S – попречната сила што за оптоварува завртката,

A – површината на пресекоот на стеблото на завртката,

i – бројот парови допирни површини изложени на смолкнување.

Степенот на сигурноста на овие завртки против пластични деформации при смолкнување се определува според соодветната граница на течење – то R_T . Така,

$$S = \frac{R_T}{\tau} \quad (6.30), \quad \text{а} \quad R_T \cong 0,8 \cdot R_e.$$



Сл.6.32 Врска со нагодена завртка

Рамниката на смолкнувањето не смее да поминува низ највозниот дел на стеблото на завртката. За разлика од изведбата на завртките во претходната група, предметните завртки се изведуваат што покругли, одн. пречникот на стеблото се прави нешто поголем од номиналниот пречник на завртката, со што се спречува оштетувањето на навоите при монтажа или поради површинскиот притисок.

Средниот површински притисок на допирните површини на стеблото на завртката и на деловите што се врзуваат изнесува:

$$p = \frac{F_S}{A} \quad (6.31)$$

КАДЕ ШТО Е:

$A = d \cdot \delta$; d – пречник на стеблото на завртката,
 δ – дебелина на потенкиот дел.

Степенот на сигурноста против површинското разурнување на стеблото на завртката и на површината на отворот на завртката се пресметува врз основа на границата на гмеченето p_e и средниот површински притисок на допирната површина p :

$$S = \frac{p_e}{p} \quad (6.31), \quad \text{а} \quad p_e \cong 1,2 \cdot R_e.$$

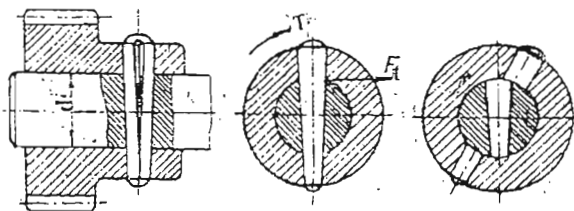
Завртките се добро димензионираани ако така добиената вредност за степенот на сигурноста против разурнувањето со смолкнување и против површинските разурнувања е поголема од 2...2,5.

7.1 ЧИВИИ - ОПШТО

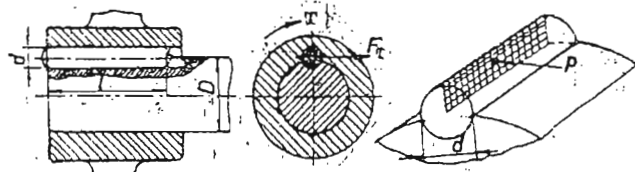
Чивиите се елементи за сврзување на разни тркала, запченици, лостови и др. за вратилата, а се употребуваат и за меѓусебно точно фиксирање и осигурување на два дела (особено кај алатните машини). Тие често се користат наместо нагодените завртки, како поевтини.

Чивиите може да бидат **цилиндрични** и **конични**, потоа **крути** и **еластични**. Тие се стандардизирани елементи, фино обработени, чии пречници за цилиндричните крути чивии се изведуваат во толеранциските полина **m6, h8** и **h11**.

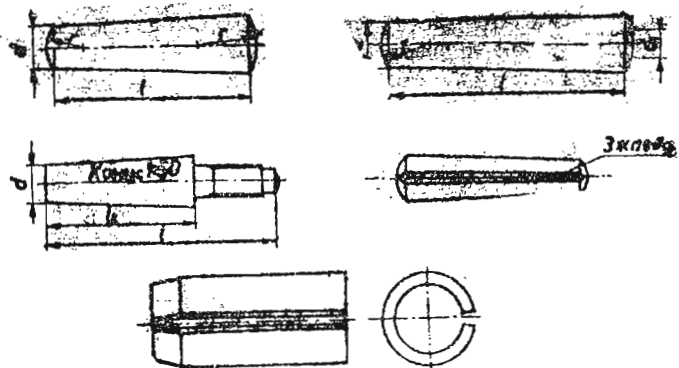
Поради тоа чивиите се релативно евтини елементи, и мошне добро одговараат за примена кај помалите оптоварувања. Најчесто чивиите се користат за **попречни врски** (сл. 7.01), а понекогаш и за **надолжни** (сл. 7.02). На сл. 7.03 е даден преглед на разните видови чивии.



Сл. 7.01 Попречна врска со чивија



Сл. 7.02 Надолжна врска со чивија



Еластична чивија

Сл. 7.03 Разни видови чивии

Цилиндричните чивии се опфатени со **JUS M.C2.201...204**, а се произведуваат во дизапазон на :

пречници **d** до **50 mm** должини **2** до **200mm**.

Коничните чивии се опфатени со **JUS M.C2.205...207**, се изработуваат со конус **1:50** со пречници до **50 mm** и должини до **260; 360 mm**.

Еластичните чивии се опфатени со **JUS M.C2.230**. Тие се изработуваат во дизапазон на :

пречници до **50 mm** и должини до **400 mm**.

Крутите чивии се изработуваат од општ конструктивен челик: **C0361, C0545**; а **еластичните** од челик за пружини, најчесто од **C2130**.

7.1.1 ПРЕСМЕТКА НА ЧИВИИТЕ

Како што веќе е наведено, чивиите се стандардизирани елементи, така што на секој пречник одговара дијапазон на стандардизирани должини. Пречниците на чивиите се нагоде-ни според пречниците на вратилата. Обично, пречникот на чивијата $d = (0,2 - 0,25) \cdot d_1$, (d_1 - пречник на вратилото). Точните вредности види ги во табелите на наведените JUS стандарди. Во таа смисла на конструкторот му преостанува прво да го избере типот на чивијата, зависно од функција-та и намената, потоа да го избере пречникот d сп. пречни-кот на вратилото d_1 и да ја усвои должината според кон-струкцијата - димензиите на свързаните делови.

Според тоа, во рамките на пресметките, конструкторот евентуално треба само да изврши проверка на напоните на загрозените места. Како што се гледа од сл. 7.04, силата F , што произлегува од вртежниот момент T , на одделни ме-ста чивијата ја изложува на површин-ски притисок и на смолкнување.

Концентрираната сила

$$F = \frac{T}{a}$$

каде што $a = \frac{2}{3} \cdot d_1$,

предизвикуива напон од површински при-тисок

$$\frac{P_{max}}{2} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{d_1}{2} \cdot d}$$

од каде што следува

$$P_{max} = \frac{6 \cdot T}{d_1^2 \cdot d} \quad (7.01)$$

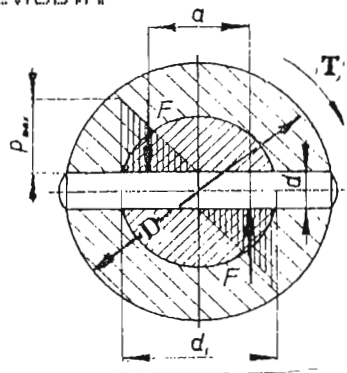
Доколку пречникот на главината D е премал, може да се слу-чи таа да биде загрозена од површински притисок. Во тој случај

$$F = \frac{T}{(D - d_1)/2} \quad \text{и} \quad A = (D - d_1) \cdot d$$

па

$$p = \frac{2 \cdot T}{(D - d_1)^2 \cdot d} \leq p_d \quad (7.02)$$

Во овој случај се зема p_d за SL , од кој обично се израбо-тува главината. Во спротивно, како и во првиот случај, се зема p_d за соодветниот помек челик, кој обично изнесува $p_d = 50$ до 85 N/mm^2 , а за SL $p_d = 20$ до 25 N/mm^2 .



Сл. 7.04 Шема на оптоварувањето на чивијата

Во однос на смолкнување силата изнесува:

$$F = \frac{T}{d_1/2}$$

па за двата пресека

$$2 \cdot A = 2 \cdot \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}$$

напонот од смолкување ќе биде:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot T}{d_1 \cdot d_1^2 \cdot \pi} \leq \tau_{sd} \quad (= 25 \text{ до } 42 \text{ N/mm}^2) \quad (7.03)$$

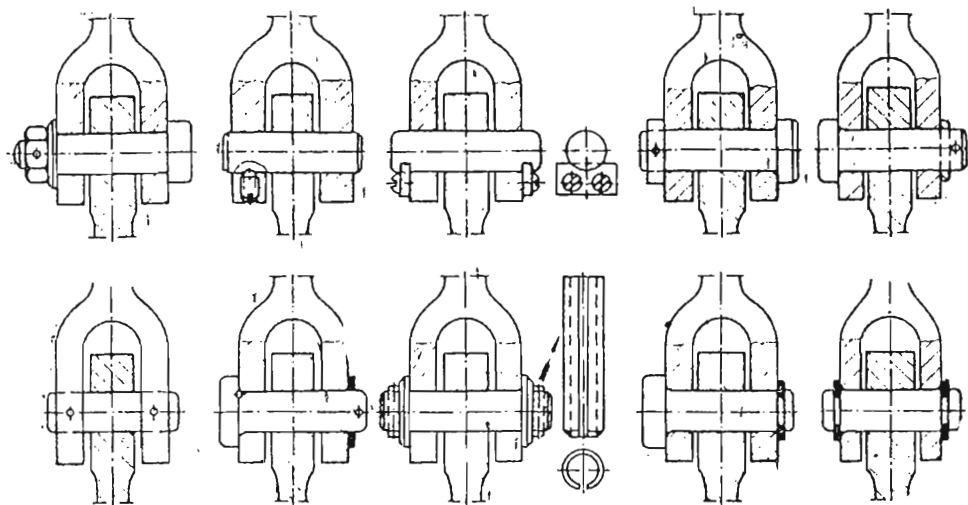
За дадена сила P и зачестеност на вртежите n (sec^{-1}) вртежниот момент се пресметува според равенката:

$$T = 159155 \cdot \frac{P}{n} \quad (\text{Nmm}) \quad (7.04)$$

Надолжно оптоварените чивии, кои и онака ретко се употребуваат, се пресметуваат како и надолжните клинови.

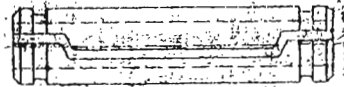
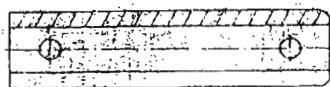
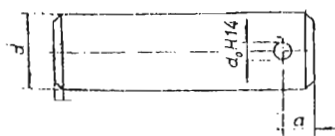
7.2 ОСКИЧКИ

Тоа се релативно кратки оски, кои по своето име привидно припаѓаат кон нив, меѓутоа, по својата функција: за остварување на зглобни врски, по начинот на оптоварувањето, а и по конструктивниот облик, сепак се поблизу до чивиите, а донекаде и до попречните клинови, поради што се распоредени во ова поглавје.



Сл.7.05 Разни облици оскички и нивно осигурување во зглобот

Оскичките или осцилираат во лежиштата, или мируваат па други елементи осцилираат околу нив, а има примери кога во зглобна врска истовремено се движат и лежиштата и оскичките. Карактеристични облици и начини на осигурување (за најчести случаи на примена) се дадени на сл.7.05. Некои облици на оскички се и стандардизирани по **JUS(M.C3)**. Оскичките во повеќето случаи се цементирани или нитрирани, може да бидат **полни или шупливи, крути (сл.7.06) и еластични (сл.7.07)**.



Сл.7.06 Оскичка

Сл.7.07 Два вида еластични оскички

Оскичката е изложена на повеќе напрегана, и тоа, првенствено на површински притисок, потоа на смолкнување, а незначително и на свиткување. Според сл.7.08, силата F на средниот дел на оскичката предизвикува површински притисок

$$p = \frac{F}{d \cdot b} \leq p_d, \quad (7.05)$$

а во потпорите

$$p = \frac{F}{(B - b) \cdot d} \quad (7.06)$$

За познат пречник d и со усвојување на дозволения површински притисок p_d за послабиот материјал, сп. рав.7.05 може да се пресмета широчината b . Но бидејќи, сепак најважна конструктивна карактеристика е димензијата B , често при пресметката на оскичките се поаѓа од однапред усвоените односи

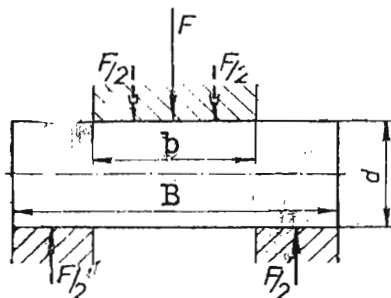
$\alpha = b/d < 1,4$ и $B/b \cong 1,6$. Па тогаш, според рав.7.05

$$d = \sqrt{\frac{F}{\alpha \cdot p_d}} \quad (7.05^a)$$

а според рав.7.06

$$b = B - \frac{F}{d \cdot p_d} = \alpha \cdot d \quad (7.06^a)$$

Се разбира дека пречникот d треба да биде стандарден број, додека димензиите b и B барем рационални броеви. Како дозволени вредности за p_d важат оние наведени за чивиите. Така димензионираната оскичка се проверува на напон од смолкнување според следниов образец:



Сл.7.08

сили кај оскичката

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4}} \leq \tau_{sd} \quad (7.07)$$

Макар што оскичките се релативно кратки, па моментот од свиткување, поради малиот распон, е мал, сепак треба да се провери и напонот од свиткување. Така, сп. сл. 7.08, моментот на свиткувањето во средината на распонот изнесува:

$$M_s = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{B-b}{4} + \frac{b}{4} \right) = \frac{F \cdot b}{2 \cdot 4} = F \cdot \frac{B}{8} \quad (7.08)$$

па тогаш напонот од свиткувањето ќе биде:

$$\sigma_s = \frac{F \cdot \frac{B}{8}}{Z} = \frac{4 \cdot F \cdot B}{d^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{sd} \quad (7.09)$$

Понекогаш, макар ретко, димензионирање се врши по основа на свиткување. Во тој случај, според рав. 7.09, потребниот пречник е даден со следнава равенка:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F \cdot B}{\pi \cdot \sigma_{sd}}} \quad (7.09^a)$$

Обично димензијата B е диктирана од конструктивни услови, така што по правило, димензионирање се врши првенствено на пречникот d (сп. рав. 7.05^a и 7.09^a), како и на широчината b (сп. рав. 7.06^a).

Се разбира, дека притоа треба да се води сметка и за конструкцијата на склопот во целост.

За **шупливите** оскички при проверувањето на напоните меродавни се површината и отпорниот момент Z на прстенестиот пресек.

7.3 КЛИНОВИ

7.3.1 ЗАДАЧА, ПОДЕЛБА И КАРАКТЕРИСТИКИ

Кликовите и чивиите се машински елементи со кои се остварува цврста, но по потреба раздвојлива врска, најчесто на вратилата со елементите на пренос (ременици, фриксиони тркала, запченици, зажници итн.). За разлика од чивиите, клиновите се најчесто со призматичен облик.

По својата функција, односно според начинот на дејството на силата клиновите може да бидат **попречни** и **надолжни**. Клиновите се изработуваат обично од тврд челик: C0545 или C0645.

7.3.2 ПОПРЕЧНИ КЛИНОВИ

Овие клинови, по својата функција, многу одговараат на чивиите, од кои во последно време, во голема мера се истиснати.

Порано, тие доста се употребуваа за врската на вкрстената глава со клипниот механизам кај парните машини, кои одамна се исфрлени од употреба.

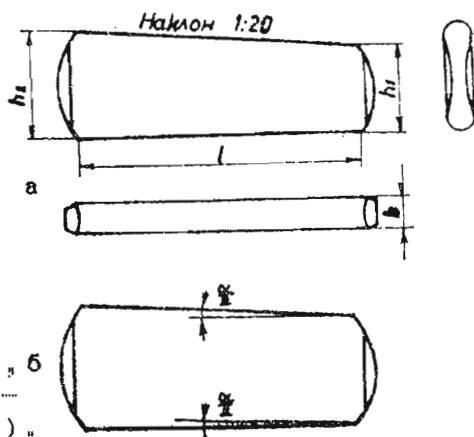
Попречните клинови се изработуваат со наклон 1:5 до 1:10 дури до 1:50 до 1:100 (за оние со самосопирање), и тоа, од едната (сл.7.09а) или (поретко) и од двете страни (сл.7.09б).

Попречниот клин поради својот призматичен облик е лесен за изработка, но во отворот кај што се сместува предизвикува силна концентрација на напоните, поради што се прави со полузаоблени страни (сл.7.09). Но, сепак, во тој поглед, далеку попогодни се чивиите, кои се повеќе ги истиснуваат овие клинови од употреба. Инаку попречниот клин се кабива и избива со удари на четкан по предната и по задната страна.

Во принцип, врската со попречен клин е предвидена за поголеми оптоварувања, во однос на омаа со чивија.

Аналогно на чивиите, и попречните клинови се изложени на истите напрегања: од површински притисок, смолкнување, а и од свиткување.

Бидејќи тие не се стандардизирани, се врши нормална пресметка на начин сличен на омаа за чивиите, а конструктивно се оформуваат зависно од намената, во што нема да навлегуваме во овој курс, односно за наменетите студенти.



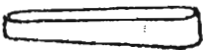
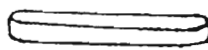
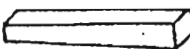
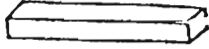
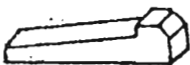

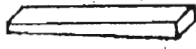
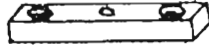
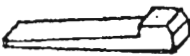
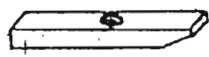
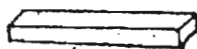

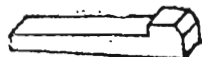
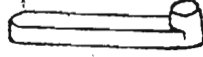
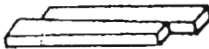

Сл.7.09 Попречен клин
а) со еден и
б) со два наклона

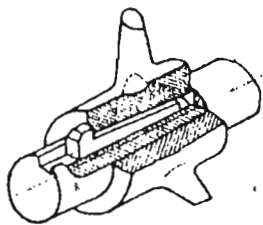
7.3.3 НАДОЛЖНИ КЛИНОВИ

Надолжните клинови се наменети за сврзување на главините на запчениците, ремениците и др. елементи на преносот, пошто тоа спознците и сл. со вратилото. Како такви, тие имаат масовен карактер на употреба, и тоа, како за мали, исто така и за големи оптоварувања. Поради тоа, тие се стандардизирани, со што при специјализирано производство во една фабрика, цената треба да им биде релативно ниска.

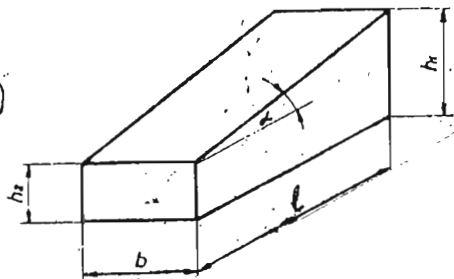
Како што веќе е наведено, надолжните клинови може да бидат со наклон (денес веќе поретко во употреба) и без наклон (најчесто во примена). Во таб.7.1 е даден преглед на неколку облици надолжни клинови со и без наклон според JUS.

Т а б е л а 7.1 ПРЕГЛЕД НА НАДОЛЖНИТЕ КЛИНОВИ

Клинови со наклон		Клинови без наклон	
	Клин со полукружно чело		Клин со полукружно чело
	Клин со рамно чело		Клин со рамно чело
	Кукест клин		Клин со полукружно чело и завртка за притегнување
	Плоскат клин		Клин со рамно чело, со две завртки за притегнување и навој за вдење
	Плоскат кукест клин		Клин со искосување и една завртка за притегнување
	Издлабен клин		Клин со ракавец во средината
	Издлабен кукест клин		Клин со ракавец на крајот
	Тангентен клин		Сегментен клин



Сл.7.10
Врска со надолжен клин



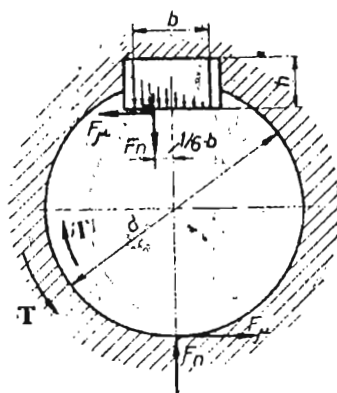
Сл.7.11 Клин со наклон

На сл.7.10 е даден приказ на надолжен (кукест) клин со наклон, а на сл.7.11 се дадени главните димензии на надолжниот клин со наклон. Наклонот на овие клинови е 1:100

што е определен со равенката 7.10.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h_1 - h_2}{l} \quad (7.10)$$

Функцијата на врската со таквите клинови се засновува врз триенето што се појавува на надворешната и на внатрешната страна на клинот (сл.7.12), каде што владее голем површински притисок, додека боочните страни се слободни. За носивоста на врската меродавен е наведениот површински притисок. Од условот на рамнотежата на силите (сл.7.12) се добива изразот за носивоста на врската со овој клин:



Сл.7.12 Напонска врска со надолжен клин со наклон

$$T \leq \frac{1}{12} \cdot b \cdot l \cdot \left[b + \left(1 - \frac{4}{\pi} \right) \cdot \mu \cdot d \right] \cdot p_d = \frac{1}{12} \cdot b \cdot l \cdot [b - 0,72676 \cdot \mu \cdot d] \cdot p_d \quad (7.11)$$

од каде што за даден вртежен момент T може да се пресмета потребната должина на клинот l , која обично треба да изнесува:

$$l = 1,5 \cdot d - \text{за главина од SL}$$

$$l = (1 \dots 1,3) \cdot d - \text{за главина од С.}$$

Коефициентот на триенето се движи во границите $\mu = 0,13$ до $0,18$. Дозволеният површински притисок се препорачува $p_d = 40 - 50 \text{ N/mm}^2$.

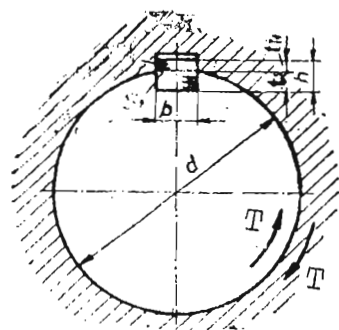
Склопот на вратилото со главината треба да биде цврст, бидејќи при лабав склоп, поради напонската врска, може да дојде до, ексцентрично поместување на главината во однос на вратилото. Вообичаени налегнувања се: H/k и H/m .

Простиот клин (без кука) се употребува кога клинот е пристапен од обете страни, во спротивно се применува клин со кука.

Тангентниот пар клинови, чиј наклон меѓу боочните страни изнесува $1:60$ до $1:100$, е погоден за прекесување на големи периферни сили, особено при променлива насока на вртењето, кога се применуваат два пара клинови, поместени по обемот за 120° .

За послаби оптоварувања се применува **издлабен клин**, во кој случај не се прави жлеб во вратилото, или **тетивен клин** при рамно засечено вратило.

Клиновите **без наклон**, кои и **најчесто** се применуваат, се употребуваат кога се сака: тркалото (запченикот) да се



Сл.7.13 Врска со клин без наклон

постави точно на определено место, да се одбегнат деформациите на тркалото што настануваат поради набивањето на надолжниот клин, особено кога вратилото се потпира на тркалачки лежишта (да се одбегнат ударите), тркалото да може да се поместува по должината на вратилото и сл.

Клиновите без наклон не произведуваат напонска врска. При вртењето површински притисок се создава на бочните страни на клинот – кој е изложен на смолкнување, додека надворешната страна е слободна (сл.7.13).

Клиновите без наклон се изработуваат со рамно или со полукружно чело (почест облик во употреба). Тие се изготвуваат од готови светло влечени призматични прачки со стандардни димензии $b \times h$ во толеранции $h9$ и $h11$, одн. само се сечат на (стандардни) должини l , во толеранција $-0,2$; $-0,3$ и $-0,5$ mm. Димензиите b и h се избираат според пречникот на вратилото, така што на конструкторот му преостанува само да ја определи должината l , врз база на оптоварувањето и дозволените напони.

Површинскиот притисок се проверува, обично, на болната страна на жлебот во вратилото, според следнава равенка:

$$p = \frac{2 \cdot T}{(d - t) \cdot t \cdot l} \leq p_d \quad (7.12)$$

Дозволеениот површински притисок за челик се движи $p_d = 50$ до 100 N/mm². Ако главината е одлеана од SL, површинскиот притисок се проверува и на болната страна на жлебот во главината, според следнава равенка:

$$p = \frac{2 \cdot T}{(d + h - t) \cdot (h - t) \cdot l} \quad (7.13)$$

Дозволеениот површински притисок за SL е $p_d = 40-50$ N/mm².

Клинот треба да се провери и на **смолкнување** на местото на пречникот d според следнава равенка:

$$\tau_s = \frac{2 \cdot T}{b \cdot d \cdot l} \leq \tau_{sd} \quad (7.14)$$

По горните равенки, нормално се пресметува должината l , воведувајќи ја во нив вредноста на вртежниот момент T пресметана сп.рав.7.04 и усвојувајќи некоја од дозволените вредности за соодветниот напон.

Притоа се усвојува најголемата вредност за l , која стандардизирана треба да се движи во рамките на дозволените вредности. Во спротивно, се усвојуваат два клина (случај на големи оптоварувања) или врска со нажлебен профил, за што ќе стане збор во наредната точка.

Табела 7.2 ПОДАТОЦИ ЗА ДИМЕНЗИИТЕ НА КЛИНОВИТЕ БЕЗ НАКЛОН

d над	17	22	30	38	44	50	58	65	75	85
до	22	30	38	44	50	58	65	75	85	95
b P9	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
J9	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14
h h14	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14
t	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5	6,2	6,8	7,4	8,5	8,7
l над	14	18	22	28	36	45	50	56	63	70
до	70	90	110	140	150	180	200	230	250	280

Толеранции за $l = (14-28) \pm 0,2$; $l = (32-80) \pm 0,3$; $l > 80 \pm 0,5$

Забелешка: P9 и J9 се толер. полина за b во главината, а за JUS M.C2.060 во вратилото P9 и N9, за цврст, одн. лабав скл.

7.4 ЖЛЕБНИ СПОЕВИ

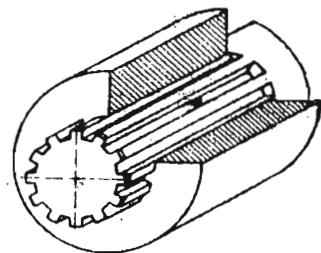
За врска на релативно кратки главини, одн. тесни-плочести високооптоварени евентуално и аксијално поместливи запченици по вратилото, се употребуваат разни профили (сл.7.14). Практично, тоа е пак врска со клин, одн. со повеќе, сега, пониски клинови. Концентрацијата на напоните во однос на врската со клин е помала, но сепак постои.

Површинскиот притисок на бочните страни на "запците" е мал. Меѓутоа, изработката на таквите жлебови е значително поскапа, особено што површините по кои се врши

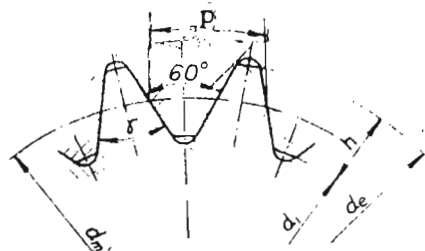
центрирање мора да се брусат. Сепак, тие денес често се во употреба, пред сè во менувачките кутии на влатните машини, сите видови возила: автомобили, трактори, локомотиви, разни градежни и рударски машини, авиони и др.

Во такви случаи за вратилата се применува висококвалитетен челик, редовно и термички обработлив.

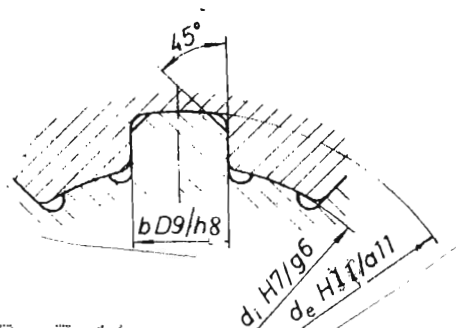
Профилот на жлебовите може да биде: триаголен (сл.7.15),



Сл.7.14
жлебен spoj



Сл.7.15 Триаголен профил



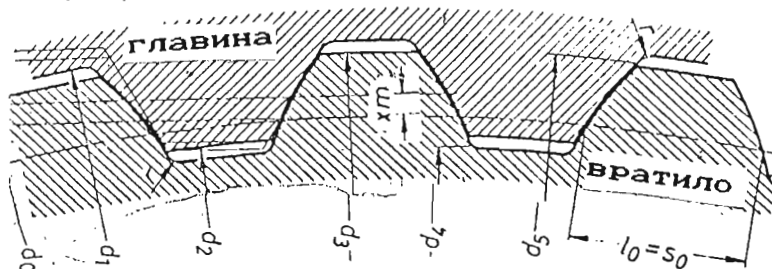
Сл.7.16

Правоаголен профил

- правоаголен (сл.7.16), најчесто во употреба, и
- еволвентен (сл.7.17), наменет за автомоб.индустр.

Центрирањето на вратилото со главината се врши или по внатрешниот цилиндар со пречник d_i , или по бочните страни на залиците (редовно кај еволвентниот профил), или мошне ретко, по надворешниот цилинд. со пречник d_e . Центрирањето е одлично.

Триаголните и правоаголните жлебови се стандардизирани и по JUS, додека еволвентниот профил е стандард. по DIN 5480.



Сл.7.17 Еволвентен профил

Одлика на еволв. профил (сл.7.17) е дека нападниот агол $\alpha = 30^\circ$ и дека височината на залиците $h = m$ (=модул), додека кај еволв. залиценици $\alpha = 20^\circ$ и $h = 2,2 m$.

Поради тоа, залиците се релативно ниски и дебели (здепасти).

Се разликуваат повеќе видови правоаголни профили стандардизирани по JUS, и тоа:

- лесна изработка, со 6 до 10 жлебови, сп. JUS M.C1.420;
- средна " " " 6 " 10 " " " M.C1.421;
- за алатни машини, со 4 жлебови, внатр. центр, M.C1.440;
- " " " " " 6 " " " M.C1.441.

По изборот на видот на профилот, зависно од функцијата и камеката, се врши пресметка на потребната должина l , на spojот, главно, според површинскиот притисок на боковите на залиците.

Т а б е л а 7.3 ГЛАВНИ ДИМЕНЗИИ НА ПРАВОАГОЛНИТЕ ПРОФИЛИ

Внатреш. пречник d	Лесна изработка			Средна изработка		
	жлебови n	d_1	b	жлебови n	d_1	b
21				6	25	5
23	6	26	6	6	28	6
26	6	30	6	6	32	6
28	6	32	7	6	34	7
32	8	36	6	8	38	6
36	8	40	7	8	42	7
42	8	46	8	8	48	8
46	8	50	9	8	54	9
52	8	58	10	8	60	10
56	8	62	10	8	65	10

Табела 7.4 ТОЛЕРАНЦИИ НА ПРАВОАГОЛН.ПРОФИЛИ, JUS M.C1.415

Забелешки: + приорит. избор 3) за $b \leq 6 \text{ mm}$ 4) за $b > 6 \text{ ''}$		b		d	d_1			
		Г л а в и н а						
		незакед.	закал.	закалена	незак.			
главина	за внатрешно и бочно налегнување	D9	F9	H7	H11			
вратило	внатр. налегнување	вратилото подвижно во главин.	f8 h8 ³⁾ + j7 ⁴⁾ k7	d9 e8 + f7	e8 f7 + g6	a11		
		вратилото неподвижно во главин.	p6 + s6 s6 ³⁾ u6 ⁴⁾ u6	h6 + j6 j6 ³⁾ k6 ⁴⁾ m6	j6 + k6 m6 n6			
			бочно налегнување	вратилото подвижно во главин.	h8 + j7 k7		e8 + f7 g6	-
				врат. неподв.	u6 +		k6 +	

8.1 ЗАВАРУВАЊЕ - ОПШТО

Заварените споеви спаѓаат во **нераздвојливите** врски. Благодарение на усовершената технологија, заварувањето наидува на сè поширока примена во металопрееработувачката индустрија. Заварените делови од посложен облик, одн. метални конструкции, се полесни од сличните делови оформени со: леење, ковање, одн. со заковување, и при поединечно производство значително поефтини. Покрај тоа, постапката на изработката на заварените споеви е побрза и без создавање буџава, а во крајна линија заварените конструкции имаат и поубав изглед. Поради тоа, тие сè повеќе ги потискуваат закованите, па и конструкциите споеви со завртки. Меѓутоа, покрај своите добри особености, заварените делови и конструкции имаат и свои недостатоци. Квалитетот на заварениот spoj во голема мера зависи од способноста на заварувачот, како и од материјалот за пополнување. Освен тоа, во материјалот, во близина на spojот се јавуваат заостанати капони и евентуални деформации. Со дополнително жегене заостанатите капони и деформации може да се сузбидат, па овој начин на термичка обработка често се применува за одговорни машински делови (запченици и сл.). Кај сложените заварени конструкции е задолжително радиографско и друг вид испитување на рабовите, со што, во извесна мера поскапува таквиот начин на производство.

За заварени конструкции се применуваат првенствено челиците со мала содржина на јаглерод ($C < 0,2 \%$). Тоа се тн. челици **погодни за заварување**, и тоа: за нормално оптоварени конструкции **С0363**, а за високооптоварени **С0463**, и поретко **С0563**. Понатаму може да се заваруваат и некои од легираните челици, како: **С1200, 1208, С1120, С1220, С4120, С4320, С4720** и **С5420**. Последните дваѓаат предвид за многу одговорни високооптоварени и релативно големи делови. Покрај наведените челици, заварување може да се примени и на делови од: челичен лив, потоа разни видови обоени метали и нивните легури, а под определени услови може да се заваруваат и делови од сив лив.

Некои од наведените материјали условуваат примена на особени методи, на пример, заварување во заштитен гас. За некои, пак, се потребни особено скапи електроди. Ваквите специфички услови ја поскапуваат конструкцијата, за што треба да се води сметка.

Се разликуваат повеќе начини на заварување, од кои во продолжение, принципиелно, ќе бидат опишани само некои од нив.

8.2 КОВАЧКО ЗАВАРУВАЊЕ

Ковачкото заварување се состои од тоа, што краевите на предметот што се заварува (на пример, разни обрачи) се загреваат во оган (создаден со кокс, камен или дрвен јаглен) до црвено усвитување, а потоа со удари на чекал или со мирно пресување, се спојуваат. Се разбира дека на тој начин може да се спојат два дела од сличен материјал. Парчињата кои така се заваруваат, со својот облик, меѓусебно мора да бидат приспособени на заварувањето. Бидејќи усвитеното железо брзо оксидира, пред загревањето, заваруваното место се посипува со некој прашок за заварување, обично со песок. Претходниот облик на заварениот предмет треба да е таков, за треската лесно да излета од завареното место.

8.3 ГАСНО ЗАВАРУВАЊЕ

Постапката на заварувањето со гас се состои во топење на рабовите со пламен од гас. Пламенот на гасот согорува со додаток на чист кислород, за да се постигне висока температура, одн. согорувањето да биде поинтензивно.

Кислородот, во практиката често нарекуван **Oxygen**, треба да биде што почист (98 % и повеќе). Тој се компримира во спец. боци на висок притисок. Од безбедна гледна точка, треба да се обрне особено внимание да не дојде во допир со масло или замастени предмети (раце, облека и тн.), бидејќи лесно може да дојде до запалување и интензивно ширење на пламенот.

Како гас за согорување најчесто се применува **ацетилен** C_2H_2 , меѓутоа може да се примени и водород H_2 , потоа

пропан, а и пареа на бензин или бензол C_6H_6 .

Од гасовите за заварување се бара:

- да имаат висока топлинска моќ,
- со кислородот да даваат смеса со висока брзина на согорувањето,
- да го заштитуваат заварениот раб од дејството на воздухот,
- да бидат евтини и лесно да може да се набават.

Под висок притисок ацетиленот експлодира и без кислород. Затоа апаратите за развивање на ацетиленот (тн. развивачи) не смеат да имаат притисок повисок од 1,5 bar.

Топлинската моќ на ацетиленот изнесува 54,43 kJ/m³. Помешан со кислородот има голема брзина на согорувањето и развива температура до 3500 K.

Ацетиленот се добива ако **Calci**-евиот карбид се накапува со вода. Тој се развива во спец. фабрики и добива во боци. Со две одделни црева—кислородот во **сино**, а ацетиленот во **црвено**, гасовите се доведуваат до тн. **горилник**, кој има два вентила за регулирање на количеството гас што протекува. Како материјал за пополнување се употребува мека челична жица. Кај заварувањето важи следново важно правило: добро подготвено, половина извршено.

Тоа значи дека местото каде што се заварува мора добро да се подготви, да се очисти од троска, масло, рѓа и работ да се подготви според дебелината на заваруваното парче. Освен заварување, со ацетилен може да се врши и тн. **аутогенско режење**, одн. **сечење** (на плочи, ленти и сл.).

Имено, кога челикот се загрева до светлоцрвено усвитување па тогаш на него се насочи млаз кислород, ќе настапи тесен прорез, па челикот ќе се одлее од прорезот, бидејќи се претворил во железен оксид, кој има пониска точка на топењето од железото (1620 K спрема 1770 K).

Како при заварувањето, исто така и при сечењето на потешко заварливи материјали се применуваат специјални прашкови, тоа особено се однесува на челиците кои содржат **Cr, Ni** и **Mo**, како и на легурите на бакарот и на алуминиумот.

8.4 ЕЛЕКТРИЧНО ЗАВАРУВАЊЕ

Електричното заварување се врши со помош на електрична струја. Зависно од начинот на создавањето на топлината ова заварување се дели на:

- а) електрично заварување со отпор:
 - тапо електрично заварување,
 - точкесто електрично заварување,
- б) електрично заварување со електричен лак.

8.4.1 ЕЛЕКТРИЧНО ЗАВАРУВАЊЕ СО ОТПОР

Ова заварување се засновува врз познатата дека при премин на електрична струја електр. вод се затоплува, и тоа со квадратот на зачината I .

Кај **тапото** или **челното** електр. заварување, преку трансформатор, струјата се трансформира од 220 V на струја од низок напон ($< 10 V$), но со зачина од неколку илјади **Amp.** Трансформираната струја се доведува до бакрените челзустии во кои се уцврстени предметите што треба да се заварат и челзустите се приближуваат сосем близу, така што обата дела, речиси, се допрат.

На местото на допирот струјата наидува на голем отпор, поради што краевите на предметите за накратко време ќе се усвитаат. Потоа струјата се исклучува и зажарените делови се притискаат еден кон друг, сè додека сосем не се заварат. Този начин се применува особено во сериското производство, на пр., за челно заварување на цевки-гасоводи. **Точкестото** електрично заварување всушност е само посебен вид на тапото заварување.

Помеѓу две бакрени електроди (понекогаш ладени со вода) се стават два лима кои треба да се прицврстат. Заради електричниот отпор на местото на допирот со електродите лимовите ќе се усвитаат, а кога електродите ќе се притиснат на лимовите ќе настане spoj сличен на spojот со заковки. Заварувањето се нарекува **точкесто** (герм. **Punktierung**) затоа што лимовите се загреваат само на едно место-во една точка. Кога заварени точки се наредат една до друга, настанува раб. Денес така се заваруваат, на пример, дршките и дната на локците, цевките за оцаците, деловите за шпоретите, разни лимени производи.

Така може да се заваруваат (меки) челични лимови до 20 mm дебелина, алуминиумски до 3 mm, а бакрени до 2 mm.

Кај **рабното** електр. заварување со отпор, електродите од претходната постапка се заменуваат со електроди во вид тркалца, така што сега заварувањето се одвива **континуирано**, па на лимовите останува раб. Оваа постапка често се применува во лимарската индустрија, на пр. за изработка на локци, бензински садови-резервоари, автокаросерии и сл.

8.4.2 ЕЛЕКТРИЧНО ЛАЧНО ЗАВАРУВАЊЕ

Кај **лачното** електрично заварување металот се растопува (за разлика од гасното заварување) со електричен лак. Се разликуваат следниве постапки:

- според **Benardos** (и **Олшовски**),
- " **Славјанов**
- " **Zerener** и
- специјални.

Од сите овие (а и други) постапки најмногу е во примена постапката на **Славјанов**. Постапката на **Benardos** се состои во тоа, електричен лак да се направи со јаглена електрода, а материјалот за пополнување се додава со метална прачка. Јаглената електрода се наоѓа во изолирана дршка, а обично е споена со **минус** полот. На тој начин може да се заварува само во **хоризонтална** положба. Понекогаш, денес се употребува за заварување на **леано железо**.

Постапката на Славјанов се разликува од претходната по тоа што наместо заглена електрода се употребува електрода од оној метал со кој се заварува, која исто така е прицврстена на посебно изолирана дршка. Обично, таа е споена со негативниот пол.

Може да се заварува со еднонасочна или со наизменична струја. Кај постапката на Zerener електричниот лак се создава меѓу две заглени електроди, а со посебен магнет лакот се "приведува" кон заваруваниот раб. Оваа постапка денес има само историско значење. Во специјалните постапки спаѓаат:

Argatom, потоа Argonarc—постапката воведена во USA по II светска војна, Union-melt постапката и други.

Струјата за заварување се произведува во спец. генератори—динамомашини за еднонасочна струја за мала рачина 20 до 60 А. Таквите машини се користат за заварување на тенки лимови. Меѓутоа, за заварување на дебели лимови (до 5 mm) се градат генератори за 50—300 А, 60 V. За заварување понекогаш се употребуваат и трансформатори, и тоа кога се работи за наизменична струја. Трансформаторите се поевтини од генераторите и се поедноставни, но со нив може да се работи само со обложени електроди кои се поскапи.

Ретко за извор на струја се користат исправувачи.

Електродите се заглени или метални прачки долги 250 до 550 mm, дебели 1,5 до 8 mm. Металните електроди може да бидат голи, со задрол или обложени. Денес, сепак, најчесто се употребуваат обложените електроди. Електродите се стандардизирани по JUS, со наведени нивни главни карактеристики и област на примена.

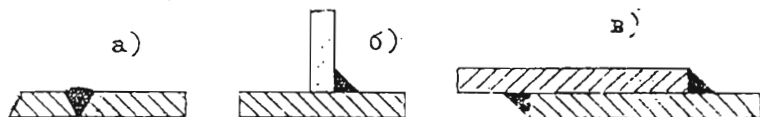
8.5 ВИДОВИ ЗАВАРЕНИ СПОЕВИ

Заварените spoevi може да бидат челни, аголни и преклопни (сл. 8.1).

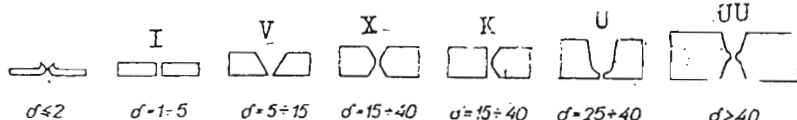
Челните spoevi, зависно од дебелината на лимот и пристапноста, се изведуваат на повеќе начини (сл. 8.2). Тие претставуваат најдобар начин за спојување делови со заварување, и треба да се применуваат секогаш кога тоа е можно.

И аголните spoevi, исто така, може да имаат разни облици, зависно од дебелината на лимот, како и од начинот на оптоварувањето (сл. 8.3). Преклопните заварени spoevi се релативно најслаби. Тие се применуваат мошне ретко, само тогаш кога нивната употреба е оправдана.

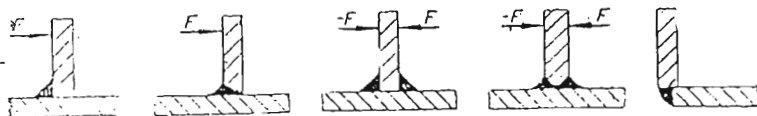
Сл. 8.1 Челен (а) аголен (б) и преклопен (в) зав. spoj



Сл. 8.2 Изведба на челни spoevi



Сл. 8.3 Разни видови аголни spoevi



9.1 ЗАДАЧА, ВИДОВИ И МАТЕРИЈАЛ

Оските и вратилата, во принцип, се носачи на елементи кои прицврстени со нив се вртат. Тие се потпираат (најмалку) на (две) лежишта.

Деловите на оските и вратилата со кои тие се потпираат врз лежиштата се нарекуваат ракавци. Склоповите ракавец-лежиште овозможуваат кружно движење на оските или вратилата со што помали загуби од триење.

По својот конструктивен облик оските и вратилата се мошне слични, меѓутоа, функционално битно се разликуваат.

Оските, кои може и да не се вртат, во потесна смисла на зборот се носачи, оптоварени со сили, но не и со вртежен момент, дури и кога се вртат. Типичен пример за тоа се: вагонската оска (сл. 9.06), оските на тркалата на велосипедот, оската на барабанот на дигалката и др.

Според тоа, оските се изложени, главно, на напрег од свиткување. За разлика од тоа, вратилата трпат напон и од торзија, поради пренесување на вртежен момент од страна на елементите на пренос (запченици, ременици, спозници и др.) што се прицврстени на нив, а како носачи, се изложени и на напрегане од свиткување. Понекогаш, вратилата се изложени и на притисок со евентуално извиткување (кај долгите и вити вратила), кога на нив дејствуваат и аксијални сили.

Вратилата редовно се вртат, ретко осцилираат.

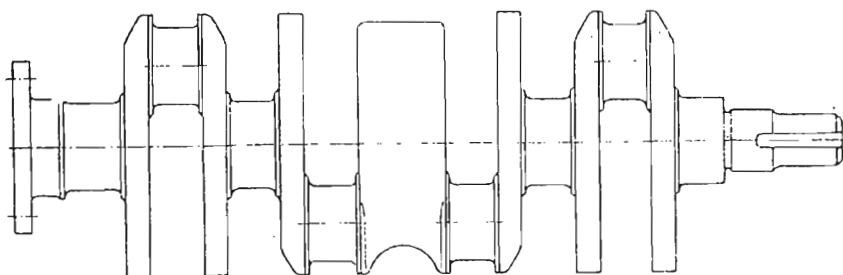
Примери за вратилата има многу: вратилата на моторите, турбините, пумпите, алатните машини, вретената на дигалките, вратилото на педалите на велосипедот, полувратилата (полуоските) на автомобилот и др.

Конструктивно, оските и вратилата, главно, се прави, но може да имаат и инаков облик, зависно од функцијата и намената, на пр. коленесто вратило, свиткана оска (за слободните тркала на возилата). Обично, вратилата имаат посложен облик од оските, па како пример, на сл. 98.01 и 9.02 се наведуваат најдебено (право) вратило (за менувачка кутија) и коленесто вратило (за клипна машина: мотор со внатрешно согорување, компресор и др.).

Сл. 9.01
Најдебено
вратило



Сл. 9.02
Коленесто
вратило



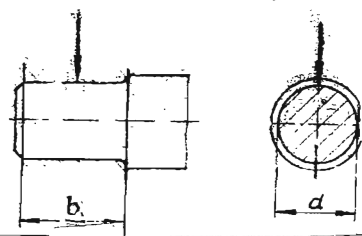
Оските и вратилата, за нормални оптоварувања и намена, се изработуваат од општ конструктивен челик : $\text{C}0545$, $\text{C}0645$ и за појаки оптоварувања од $\text{C}0745$.

Меѓутоа, за посилни оптоварувања, збиена конструкција и одговорна намена вратилата се прават од челик за термичка обработка, и тоа: од челик за цементација: $\text{C}4320$, $\text{C}4321$, $\text{C}4721$, $\text{C}5420$ и $\text{C}4520$, наменети за релативно кратки, нажлебени или назабени вратила (во менувачките кутии), како и од челик за подобрување: $\text{C}1330$, $\text{C}1430$, $\text{C}1530$, $\text{C}1730$, $\text{C}4732$ и др., наменети за тешки долги и мошне оптоварени вратила за рударски машини, турбини, бродски мотори и сл.

Малите и релативно кратки вратила се прават од стандардизирани кружни челични профили, а тешките и долги вратила се коват од челични блокови. Оските за неодговорна намена може да се прават и од цевки (со подебели видови). Оските и вратилата се подложуваат на обработка со симкување струшка со: стружене, глодање и др., а ракавците и површините на жлебовите за центрирање завршно се брусат. Пред завршката обработка се изработуваат жлебовите за клинови и се вршат некои други помошни операции.

9.2 РАКАВЦИ

9.2.1 КОНСТРУКТИВНИ ОБЛИЦИ



Сл. 9.03

Радијален ракавец

По својот облик ракавците се најчесто цилиндрични (сл. 9.03), конични, топчести и др. Според начинот на оптоварувањето ракавците може да бидат **радијални** (попречни), **радијаксијални** и **аксијални** (надолжни). По својата функција тие се **надворешни** и **внатрешни**.

Според својата намена ракавците може да бидат за **лизгачки** и за **тркалачки** лежишта. Конечно, ракавците може да

бидат **полни** и **шупливи** (главно, кај главните вратила на алатните машини, и кај некои кратки оски, ретко вратила).

Цилиндричните ракавци се најпрости за изработка и обработка. Тие не може да примаат аксијални сили. Но, за да се оспособаат за прием на мали аксијални сили, на краевите тие се прават со наслони, од едната страна—за тркалачки лежишта, и од двете страни—за лизгачки лежишта.

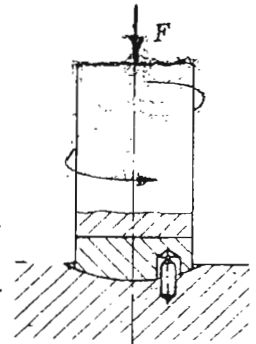
За прием на поголеми аксијални сили ракавците за лизгачките лежишта се прават **конични**, **гребенести**, а за чисто **аксијални** сили се користи цилиндричен ракавец со **аксијално** дејство на силата (сл. 9.04).

Коничните ракавци се поретко во употреба, бидејќи се поскапи за изработка, како и потешко нагодливи со таквото лежиште.

Топчестите ракавци имаат поголема слобода на движењето, но мошне тешко се обработуваат.

Надворешен ракавец е оној што се наоѓа на крајот на оската или вратилото, а **внатрешен** е оној што по него продолжува препуст (обично) на вратилото.

Конструктивниот облик на ракавецот е во тесна врска со видот лежиште на кое се потпира, како и со општиот конструктивен облик на оската, одн. вратилото. Во таа смисла подробно ќе стане збор при конструктивното обликување на оските и вратилата, и при проучувањето на лежиштата. Понатамошното разгледување ќе се однесува на ракавците за лизгачките лежишта, и тоа, главно на попречните ракавци, додека ракавците за тркалачките лежишта ќе бидат третирани заедно со оските, одн. вратилата.



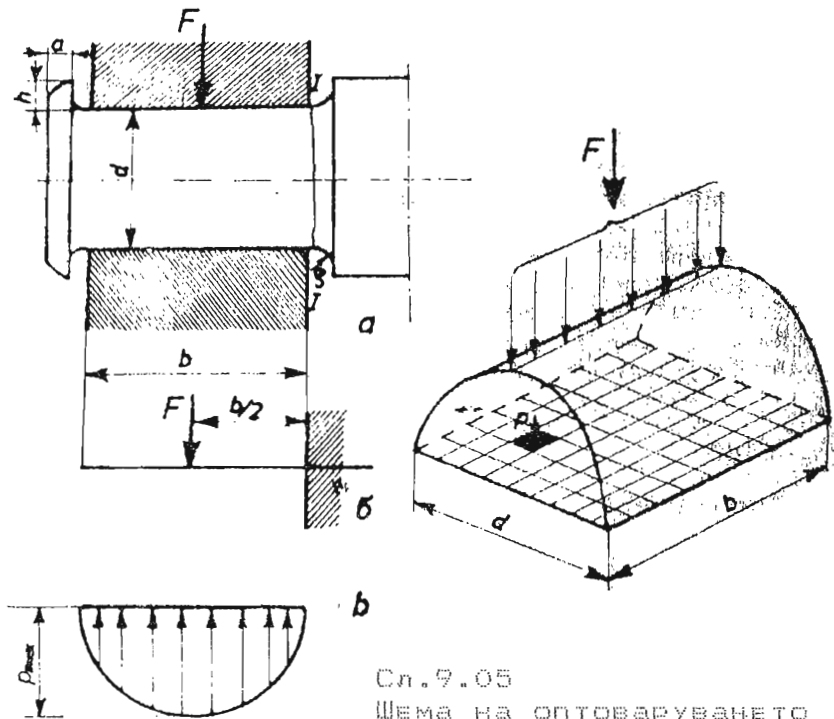
Сл. 9.04 Акси-залеен ракавец

9.2.2 ПРЕСМЕТКА НА ПОПРЕЧНИТЕ РАКАВЦИ

Овде треба да се разликуваат два случаја:

надворешен (сл. 9.05) и **внатрешен** ракавец.

Надворешниот ракавец оптоварен со силата F , сметајќи го како конзола (сл. 9.05б), е изложен на напрегание од свиткување, а истоа (незначително) и на површински притисок, на смолкнување и на торзија од триењето. Бидејќи работата на си-



Сл. 9.05
Шема на оптоварувањето на "надворешен" ракавец

лата на триенето се претвора во топлина, понатамошната пресметка се сведува на површински притисок, свиткување и проверка на затоплување.

Кај **внатрешниот** ракавец (кај вратилата) треба да се зема предвид и торзијата што настанува поради пренесувањето на вртежен момент.

Средниот површински притисок меѓу ракавецот и лежиштето е даден со изразовт

$$p = \frac{F}{b \cdot d} \quad (9.01)$$

Максималниот површински притисок значително е поголем од средниот поради нерамномерноста на оптоварувањето по должината (a и попречно) на ракавецот (сл.9.05в). Факторот на нерамномерноста се движи од 2 до 3, што не е мало. Меѓутоа, аналитички тоа не може да се опфати, туку само експериментално може да се утврди. Поради тоа, како основа служи средниот притисок p (рав.9.01).

Бидејќи за дадена сила F , во рав.9.01 се две непознати (d и b), воведен е односот $\kappa = b/d$, наречен конструктивна карактеристика на ракавецот, која обично се движи: $\kappa = 0,5$ до 1,2. За високооптоварени ракавци $\kappa = 0,5$ до 0,75; за средно оптоварени $\kappa = 0,7$ до 1,1; денес е тенденција $\kappa \leq 1$. Со усвоената вредност за конструктивна карактеристика κ (зависно од функцијата и намената), потоа со усвоен материјал за лежиштето, одн. вредност за дозволеениот површински притисок p_d (според таб.9.1), се пресметува пречникот на ракавецот според равенкава:

$$d = \sqrt{\frac{F}{\kappa \cdot p_d}} \quad (9.01')$$

Вака пресметаната вредност треба да се наголеми за сса 5 до 10%, заради абенето, и како таква треба да се приспособи на стандардизираните вредности. Потоа се утврдува активната ширина на ракавецот b , која треба да биде барем рационален број.

Проверка на напонот поради свиткувањето се врши според равенкава:

$$\sigma_s = \frac{16 \cdot F \cdot b}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{sd} \quad (9.02)$$

Силината потребна за совладување на отпорот на триенето во лежиштето е пропорционална на силата на триенето и брзината на ракавецот. Работата на триенето се претвора во топлина. Кај брзоодните ракавци, со оглед на големата брзина, силината и работата потребни за совладување на отпорот на триенето ќе бидат поголеми, па овие ракавци треба да се проверат и на затоплување.

Табела 9.1 ВРЕДНОСТИ НА ДОЗВ. ПОВРШ. ПРИТИСОК И КАРАКТ. κ

Намена	$\frac{P_d}{N/mm^2}$	κ	Материјал за равец/лежиште
алатни машини	2 - 5	1,2-2	ЧЕЛИК ПО ЛЕАНА БРОНЗА ИЛИ ЦРВЕН ЛИВ ПО БЕЛ МЕТАЛ
дигалки	6 12	0,8-1,2	ЧЕЛИК ПО СИВ ЛИВ ЧЕЛИК ПО ЦРВЕН ЛИВ
дробилки	0,8	1 - 2	ЧЕЛИК ПО СИВ ЛИВ, ПРИ $v = 1$ m/s
мелници			ЧЕЛ. ПО БЕЛ МЕТАЛ ВМ5, $v = 3$ "
рударски машини	1	1 - 2	ЧЕЛ. ПО БЕЛ МЕТАЛ ВМ10, $v = 2$ "
електр. маш.	8		ЧЕЛ. ПО ОЛОВКА БРОНЗА, $v = 1$ "
	0,7		ЧЕЛ. ПО БЕЛ МЕТАЛ, ПРИ $v = 10$ "

Главни конструкт. карактеристики на надв. ракавец, сл. 9.05:
 $h = (0,07.d + 3)$ до $(0,1.d + 5)$ mm; $a \approx 1,4.h$; $\rho \geq 0,1.d$.

Силината потребна за совладување на отпорот на триене е дадена со изразов:

$$P_{\mu} = T_{\mu} \cdot \omega = \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega = \mu \cdot F \cdot v \quad (9.03)$$

Ако оваа силина се подели со вкупната површина на ракавецот $A = d \cdot \pi \cdot b$, се добива тн. специфична силина на триенето

$$\frac{P_{\mu}}{A} = \frac{\mu \cdot F \cdot v}{d \cdot \pi \cdot b} = \frac{\mu}{\pi} \cdot p \cdot v \quad (Nm/mm^2 \cdot S) \quad (9.04)$$

Производот $(p \cdot v)$ е наречен карактеристика на затоплување. Со испитување се утврдени најголемите дозволени вредности за оваа карактеристика за различни видови машини, одн. за различни намени. За почести случаи на употреба, дозволениите вредности за $(p \cdot v)_d$ се дадени во долната табела:

- обични ракавци кои работат во области на триене - то на мокри површини, во околн воздух што мирува	$\frac{(p \cdot v)_d}{0,8-2}$
- ракавци за вагонски оски	3,5-5
- ракавци за колелестите вратила на локомотивите	7-10
- вештачки ладени ракавци	10-15

Ако проверката на затоплување не задоволува, т.е. ако $p \cdot v > (p \cdot v)_d$ треба да се зголеми пречникот, задржувајќи го по можност односот κ , или да се примени подмачкување под притисок, кога $(p \cdot v)_d$ може да биде и до 100, па и повеќе.

Ако се преиначи равенката 9.04, може да се добие изразот за пречникот d во зависност од $(p \cdot v)_d$ и други величини, како што следува:

$$d \geq \frac{\pi}{1000} \cdot \frac{F \cdot n}{\kappa \cdot (p \cdot v)_d} \quad (mm) \quad (n \cdot s^{-1}) \quad (9.05)$$

Во равенката 9.05 за $(p.v)_d$ се става максималната вредност за дадениот случај.

При пресметката на **шупливи** ракавци на свиткување треба да се зема отпорниот момент за **прстенест** пресек.

При проверката на **внатрешните** ракавци на **оските** во однос на свиткување, меродавен е моментот на свиткувањето на оската на тоа место. Така,

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \bar{M}_s}{\pi \cdot \sigma_{sd}}} \quad (9.06)$$

Како што веќе е наведено, **внатрешните** ракавци на **вратилата**, освен на свиткување, изложени се и на торзија-усукување, поради што пречникот им се пресметува според **виртуелниот** момент од свиткување:

$$M_v = \sqrt{M_s^2 + \left(\frac{\sigma_{sd}}{2 \cdot \tau_{td}} \cdot T\right)^2} \quad (9.07)$$

па

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{sd}}} \quad (9.08)$$

Во равенките: 9.02, 9.06, 9.07 и 9.08 σ_{sd} се определува според рав. 3.08 и 3.12.

Коничниот ракавец се пресметува како и цилиндричниот, со тоа што како основа се зема **средниот** пречн. $d = (d_1 + d_2) / 2$.

Надолжните-полни ракавци (сл. 9.04) се пресметуваат, главно, на површински притисок, како што следува:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p_d}} \quad (9.09)$$

9.3 ОСКИ

9.3.1 КОНСТРУКТИВНИ ОБЛИЦИ

Конструктивниот облик, особено **должинските** димензии на оската, во голема мера зависат од функцијата и намената. Единствено може да се зборува за некои детали: премини, ракавци и др. Инаку, самата конструкција мора да се вклопи во машинскиот склоп во целост. Така, како илустрација, на сл. 9.06 е дадена шемата на вагонска оска, со силите што ја напаѓаат и моментите што ги предизвикуваат, добиени по графички пат. Се разбира дека **попречните** димензии ќе бидат во функција од нападните оптоварувања.

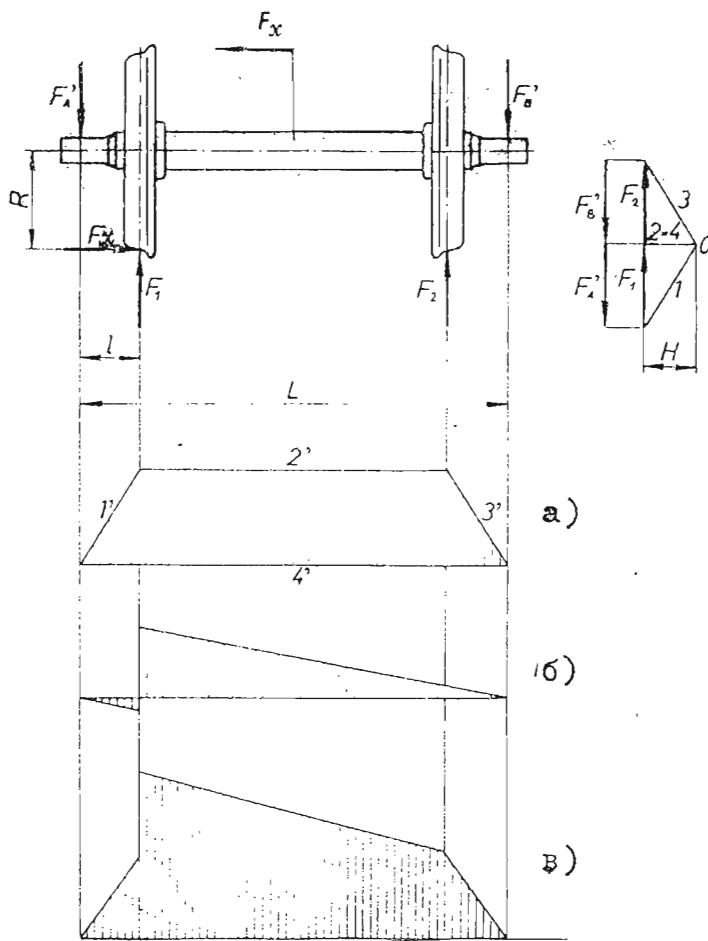
9.3.2 ПРЕСМЕТКИ

Оската, како типичен носач, е изложена на дејството на една или повеќе сили: радијални, аксијални, од различно потекло (маси-сопствени и на евентуалните прицврстени елементи, и др.), што во моментов, не е важно. Според тоа, за димензионирањето на една оска е потребно да бидат дефинирани: нејзината поставеност-бројот и положбата на лежиштата, распоните, силите-по место на дејството, интензитет и насока итн. Со други зборови, носачот да биде целосно определен.

За една таква-дадена ситуација, по правилата на статиката се решава

носачот-графички и аналитички, со определување на: отпорите на потпорите, нападните моменти, моментот на трансферзалните сили и др. За пресметката на така дефинираната оска (на пр., онаа на сл. 9.06), меродавно е само свиткувањето. Зависно од функцијата и намената, понатаму се избира материјалот за оската, со определување на неговите главни механички карактеристики.

Самото димензионирање се спроведува на неколку тн. опасни пресеци, каде што се забележуваат најголемите нападни моменти, а евентуално и во некои други карактеристични пресеци, според наведената равенка 9.06, каде што M_S е нападниот



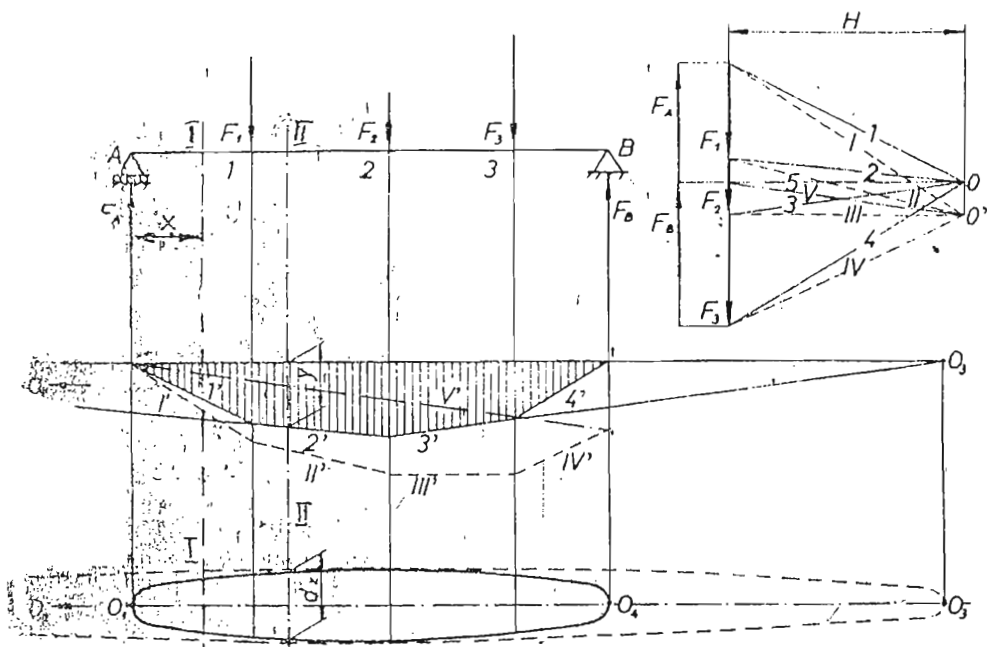
Сл. 9.06 Шема на вагонска оска, со графичко решение на отпорите и моментите

МОМЕНТ (во Nmm) што владее во посматраниот пресек, а дозволеениот напон σ_{sd} се утврдува според рав. 3.08 и 3.12. Така пресметаниот пречник се приспособува кон првата поголема стандардна вредност.

На овој начин се пресметува пречникот на оската во неколку пресеци, во кои се постигнува владение на ист напон.

Кога оската би се обликувала така за во секој пресек напоните да бидат еднакви—на пример, на дозволеениот напон, материјалот на оската би бил на рационално искористен.

Таквата оска се нарекува **идеална** и нејзината карактеристика е $\sigma_s = \text{const} = \sigma_{sd}$.



Сл.9.07 Графичко решавање на оска

Во полето меѓу потпората A и пресекот I - I (сл.9.07) на растојание x од потпората A моментот на свиткувањето изнесува:

$$M_S = Z \cdot \sigma_S = F_A \cdot x = \pi \cdot d^3 \sigma_S / 32$$

Ако се стави за $d = 2 \cdot r$ и за $\sigma_S = \sigma_{sd}$, се добива

$$r^3 = \frac{4 \cdot F_A}{\pi \cdot \sigma_{sd}} \cdot x = C_1 \cdot x \quad (9.10)$$

Како што се гледа, рав.9.10 претставува **кубна параболо**

со теме во точката C_1 . Од тоа произлегува дека полупречникот на идеалната оска (r_i) се менува по законот

$$r_i = \sqrt[3]{C_1 \cdot x}$$

Во полето 1 - 2 граничната линија на идеалната оска е пак кубна парабола со равенкава

$$r_i^3 = C_2 \cdot x + C_2' \quad \text{со теме во точката } O_2 \text{ итн.}$$

Фактичниот облик, меѓутоа, се разликува од идеалниот, бидејќи идеалниот облик ги занемарува ракавците како фактични составни елементи на оската, а освен тоа точната изработка на оската со идеален облик би била прескапа, а и конструктивно неприфатлива, бидејќи на неа не би можеле да се прицврстат елементите кои би ѝ припаѓале (тркала и сл.).

Според тоа, фактичниот облик на оската не се прави параболичен, туку степенест, со тоа што ни на едно место пречникот d не смее да биде помал од идеалниот пречник d_i , па дури ни жлебот за евентуален клин не смее да продре во идеалната област на пресекоот.

Подетално за конструктивното обликување на оските ќе стане збор во точката за вратилата.

9.4 ВРАТИЛА

9.4.1 КОНСТРУКТИВНИ ОБЛИЦИ

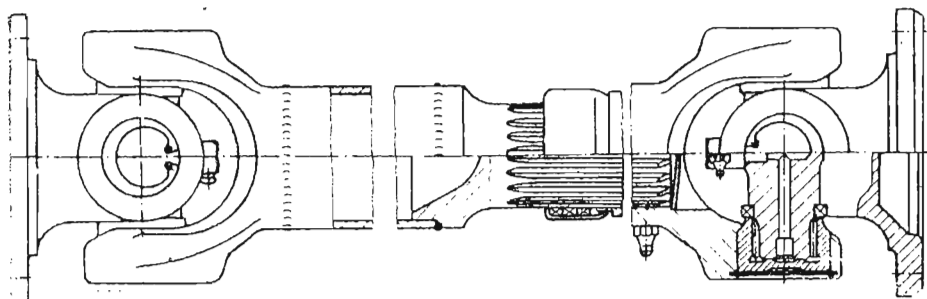
Вратилата, како многу повеќе применувани носечки елементи во однос на оските, имаат најразлични можни конструктивни облици, зависно од функцијата и намената, оптоваруваната, работните услови и др. Вратилата спаѓаат во **виталните** елементи на секоја машина, поради што на нивната конструкција и пресметка се полага особено внимание.

Покрај илустративните примери на вратила прикажани на сл. 9.01 и 9.02, во продолжение накусо ќе бидат наведени уште некои други карактеристични облици.

Така, еден од многу често применуваните облици во автомобилската индустрија е тн. Карданско вратило (сл. 9.08), кое може да има разни модификации, зависно од видот на возилото и др. Покрнату, макар ретко во примена, вратилото може да има триаглест пресек (со заоблени рабови).

Еден од интересантните облици е тн. **еластично** вратило. Тоа може да пренесува вртежен момент и кога е свиткано во разни правци. Таквото вратило с состои од една или повеќе

жици, свиткани во вид на цилиндрична навојна пружина, жици навивки се допираат. Еластичните вратила имаат широка примена. Тие се употребуваат кај подвижните мали влатки, на пр. за брусење со подвижна брусна плоча, за дупчење, за чистење на котелските водогрејни цевки, потоа во заботехниката, каде што достигнуваат фантастична зачестеност на вртежите $n = 10\ 000\ \text{sec}^{-1}$. Заради заштита од надворешните влијанија, на пр. влага, нечистотија и сл. Жицено то еластично вратило од надвор може да биде замотано (кожа, поливинил, еластична челична цевка и др.).



Сл. 9.08 Карданско (зглобно) вратило

Освен наведените, има уште низа, посебни облици вратила, кои се конструираат за конкретна намена и работни услови, во што не можеме да навлегуваме.

9.4.2 ОПТОВАРУВАЊА НА ВРАТИЛОТО

Вратилото бидува изложено на оптоварувања—сили и моменти, од различно потекло.

Тие може да бидат редовни и повремени.

Во редовните спаѓаат:

- а) масите (тежините) на елементите прицврстени на вратилото: запченици, рвменици, спозници, разни вртливи дискови (на пумпи и турбини) итн. При проектирањето нивната маса не е позната. При тешки вратила таа се претпоставува, а кај лесните и кратки вратила, нивната маса се занемарува;
- б) сопствената маса (тежина) на вратилото, која исто така, во почетокот не е позната, па или приближно се проценува—според слични изведени вратила, или се занемарува (кај лесните вратила);
- в) **периферните сили** на елементите кои пренесуваат вртежни моменти. Овие сили даваат вртежни моменти, кои

вратилото го изложуваат на торзија, и го притискаат, со што вратилото го изложуваат и на свиткување. Притисоците на вратилото од периферните сили може да бидат произволно наклонети кон вратилото, зависно од положбата, местото на зафатот на спрегнатиот елемент, како и од насоката на вртењето на вратилото. Со разложување на компоненти, при пресметувањето тие се сведуваат на вертикални, хоризонтални, а понекогаш и на аксијални компоненти;

- г) радијалните и аксијалните сили, и тоа, првите од сите видови елементи на прекос, а вторите од цилиндричните заплеченици со коси заплечи, од коничните заплеченици, потоа од разликата на притисоците помеѓу предната и задната страна на работните кола кај сите видови турбомашини.

Во **повремените** или нередовните сили спаѓаат: периодичните сили од разни удари или променливост на оптоварувањето кои потекнуваат од начинот на работата на машината (преси, чекани, клипни машини).

Сите сили во вратилото може да предизвикаат напони од: свиткување, торзија, затегнување, притисок и извиткување. Како што се гледа, вратилото е елемент изложено на сложени напрегана, поради што при неговата пресметка мора да се земаат предвид сите можни оптоварувања, односно напони што тие ги предизвикуваат.

Од познатиот израз за силината $P = T \cdot \omega$ следува равенката за вртежниот момент $T = P / \omega$. За силината изразена во kW и аголната брзина ω изразена преку зачестекоста на вртежите n , $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \text{ sec}^{-1}$, се добива веќе наведениот израз за вртежниот момент

$$T = 159155 \cdot \frac{T}{n} \text{ (Nmm)} \quad (n \text{ во } \text{sec}^{-1}) \quad (7.04)$$

Од друга страна, вртежниот момент е производ на периферната сила F_t и полупречникот на кругот на кој таа дејствува, па нејзиниот израз може да се напише како што следува:

$$F_t = \frac{T}{d/2} = 318310 \cdot \frac{P}{n \cdot d} \text{ (N)} \quad (9.11)$$

каде што d е пречник на: заплеченикот, ременикот, верижникот.

При **ремен** пренос, притисокот на вратилото што потекнува од периферната сила дејствува во насоката од оската на вратилото кон оската на погонскиот ременик. Интензитетот на оваа сила варира во широк дијапазон и зависи од видот на ременот (плоскиот или трапезен) како и од степенот на затегнувањето. Обично се зема :

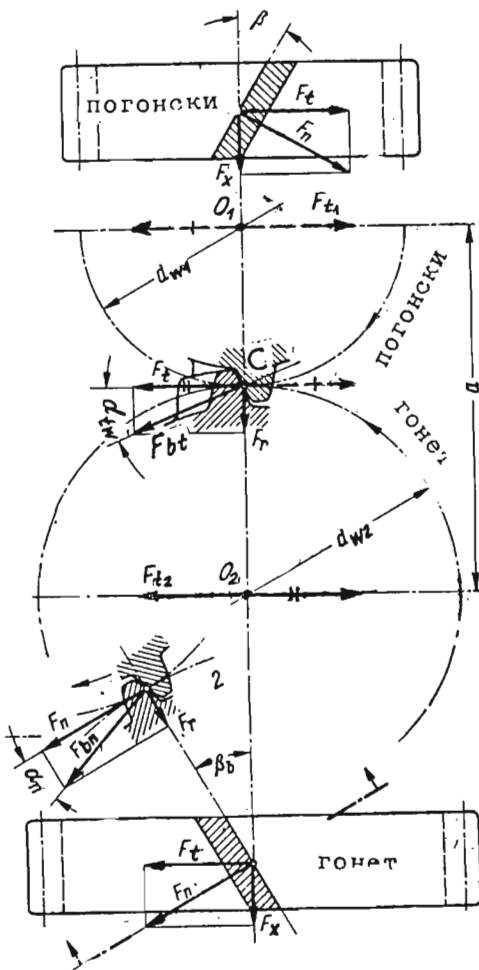
$F \cong 2 \cdot F_t$ за трапезен и $F \cong 3 \cdot F_t$ за плоскиот ремен.

Подетално за тоа при проучувањето на ремениот прекос.

Кај **фрикционите** тркала радијалната сила што го притиска вратилото, а потекнува од периферната сила, е значително поголема. Нејзиниот израз го има следниов облик:

$$F_r = \frac{F_t}{\mu} \quad (9.12)$$

каде што вредноста на коефициентот на триенето се движи $\mu = 0,1$ до $0,5$, зависно од материјалот на облогата на спарените тркала.



Сл. 9.09 Насоки на дејството на одделните сили кај цилинд. запчен. со коси запци

да дава резултантната сила F_n нормална на правецот на

Кај **цилиндричните запченици**, периферната сила (рав. 9.11) во точката на допир C , наречена уште кинематички пол, под агол од 20° , се декомпонира на силата F_{bt} — која го оптоварува забецот, и радијалната сила F_r , која дејствува во насоката r кон оската на запченикот. Освен тоа, кај запчениците со коси запци и кај коничните запченици се јавува и аксијална сила F_x . Според тоа, запченикот го оптоварува вратилото со следниве сили:

- периферна F_t (рав. 9.11)
- рад. $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos \beta$ (9.13)
- аксијална $F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$ (9.14)

Притоа β е агол на наклонот на косите запци.

Насоката на дејството на силата F_t , одн. F_{bt} во оската на погонското вратило е спротивна од нејзината насока во точката C , а во оската на гонетото вратило дејствува во истата насока како и во точката C (види за сл. 9.09).

Ова правило важи за сите видови запченици.

Насоката на дејството на аксијалната сила F_x секогаш е таква, што со периферната сила F_t (активна или реактивна) да дава резултантната сила F_n нормална на правецот на

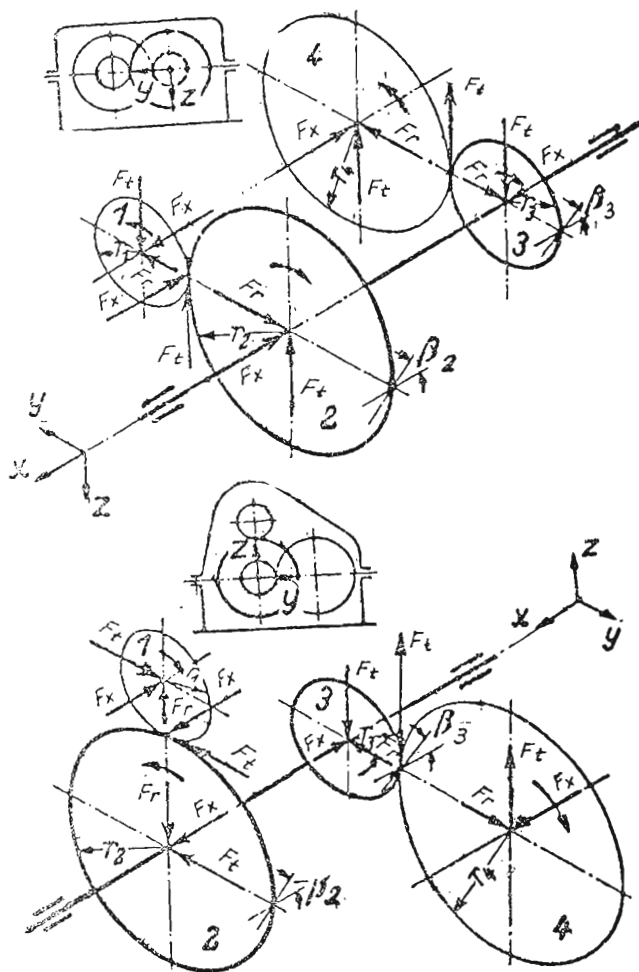
правецот на наклонот на запците на погонскиот, односно гонетиот запченик.

Кај **коничните** запченици со **прави** заpci аксијалната сила дејствува секогаш од врвот кон телото на запченикот, додека кај коничните запченици со **криви** заpci, таа може да дејствува во наведената или во спротивната насока, зависно од улогата на запченикот (погонски или гонет), насоката на вртенето и насоката на запците (налево или надесно наклонети), за што подробно ќе стане збор во поглавјето за запченици.

Како илустрација на сл.9.10 е даден просторен приказ на дејството на одделните сили кај цилиндричните запченици со коси заpci.

Сите наведени сили во својата рамнина на дејството, вратилото го изложуваат на напрегане од свиткување, периферната сила уште и на торзија, а аксијалната сила вратилото го изложува на затегнување или притисок, зависно од местото на аксијалното лежиште, а евентуално и на извиткување, доколку вратилото е релативно долго и вито (со мал пречник).

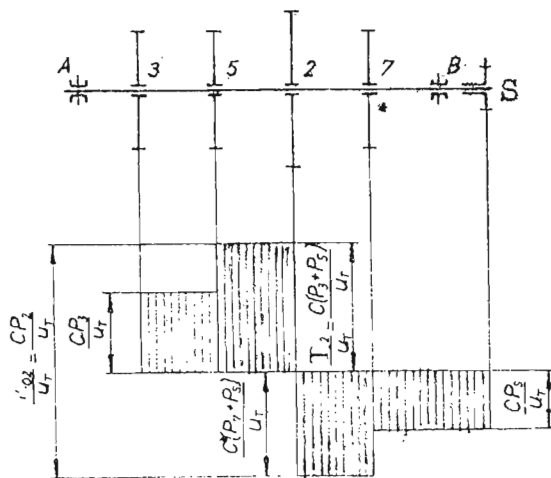
Веднаш треба да се укаже дека напреганата од свиткување и торзија не мора да го напаѓаат вратилото по целата негова должина. Имено, некои делници може да бидат изложени само на свиткување, некои само на торзија, а некои и на свиткување и на торзија.



Сл.9.10 Сили на вратилата кај цилиндрични запченици со коси заpci

Тоа зависи од општата положба на одделните елементи на пренос на вратилото, од нивната улога: погонски или гонет елемент и др.

Доколку на едно вратило има прицврстено повеќе елементи на пренос, познавајќи ја нивната поединечна поставеност со спрегнатите елементи, одн. вратило и насока на вртење, се пристапува кон пресметувањето на одделните сили за секој елемент според веќе дадените обрасци, а потоа, следува најважното: да се определат насоките на дејството. Во општ случај тоа ќе претставува просторен систем на сили, па сега е најдобро, сите овие сили да се разложат на хоризонтални и вертикални компоненти, во кои евентуално може да бидат вклучени и масите. На тој начин се добиваат два система сили: во хоризонталната и во вертикалната рамнина, и како такви, според познатите правила од статиката, аналогно за оските, се решаваат. Откако ќе бидат поединечно решени обата система, се врши сложување во резултатни елементи: отпори на потпорите, моменти од свиткувањето и др. Се тоа се решава по аналитички и по графички начин, во што на ова место не навлегуваме, бидејќи се смета како познато.



Сл.9.11 Изглед на дизаграмот на торзија за дадениот случај

Дизаграмот на сл.9.12б е поприроден, бидејќи приемот и оддавањето на моментот почнува од едниот кон другиот крај на наседот.

Заради илустрација, во продолжение, на сл.9.11 и 9.12 се изложени два случаја на дизаграми на торзија, и тоа: на сл.9.11 запченикот 2 ја прима силината од погонското вратило, а таа се оддава преку запчениците 3; 5; 7 и спојницата S. Во случајов, делницата A3 не е изложена на торзија, а делницата BS не е изложена на свиткување (занемарена масата на спојницата), што не е прикажано. На сл.9.12 е прикажан случај кога силината се прима преку запченикот 1 (гонет), а се оддава преку запчениците 2 и 3 (погонски). Диза-

грамот на сл.9.12б е поприроден, бидејќи приемот и оддавањето на моментот почнува од едниот кон другиот крај на наседот.

И во случајов, на торзија е изложена само делницата 1 - 3, каде што дејствува и свиткувањето, а во делниците A1 и 3B дејствува само свиткување. Се разбира, овие дизаграми треба

да се инкорпорираат во дизаграмите за свиткување, па тогаш да се има целосен преглед на оптоварувањата, според кои може да се суди за напоните што владеат во одделните пресеци.

9.4.3 ПРЕСМЕТКИ

Откако се дефинирани оптоварувањата, односно напреганата на кои се изложени одделните делници, односно и извршено статичко решение на носачот-вратилото, се пристапува кон неговото димензионирање.

Димензионирање се врши, првенствено на тн. карактеристични места: во потпорите, на местата на наседите на елементите на пренос, евентуално и на некои други загрозе-ни места (пресеци).

Пресметката се врши по познатите равенки. Местата кај што владеат само свиткување, според рав. 9.06, делниците кај што владеат само торзија според равенкава:

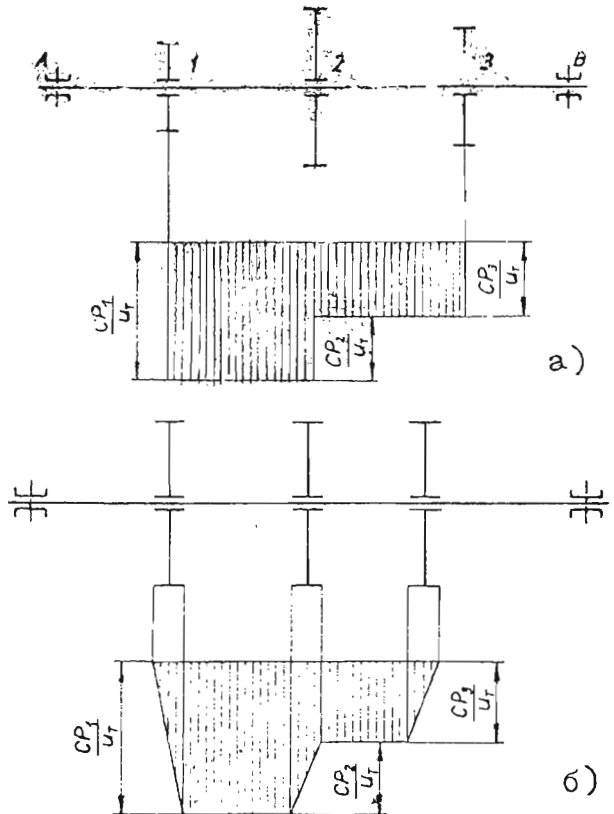
Сл. 9.12 Теоретски и фактичен дизаграм на торзија за даден случај

Сл. 9.12 Теоретски и фактичен дизаграм на торзија за даден случај

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{td}}} \quad (9.15)$$

а местата во кои владеат **сложен напон** (од свиткување и торзија) се димензионираат според виртуелниот момент од свиткување (рав. 9.07, стр. 112), од каде што следува пречникот d_i , дефиниран според рав. 9.08.

Релативно **кратките** вратила, кај кои поради малите распони, свиткувањето не е така изразено, во претсметката се димензионираат само по основа на торзија (рав. 9.15), со тоа што се намалува дозволеениот напон τ_{td} (за 30 - 50 %). Но, во завршката пресметка се земаат предвид обете напрегана. Објаснувањата дадени за "идеалната" оска важат и за "иде-



алното" вратило. Во таа смисла, пречниците добиени според рав. 9.06, 9.07 и 9.14 се идеални.

Доколку се работи за пречник на **ракавец**, тој се наголемува само до првата поголема стандардна вредност.

Меѓутоа, ако се работи за пресек каде што е изведен жлеб за клин или каков било друг прорез заради прицврстување на елементот за пренос (заченик, ременик, спозница), идеалниот пречник треба да се наголеми толку за да не биде оштрбен, односно ништо не смее да навлезе во "идеалниот" пресек. Во таа смисла фактичниот пречник треба да биде:

$$d = [(1,1 \text{ до } 1,3 \dots (1,6))] \cdot d_1 \quad (9.16)$$

Притоа, поголемите вредности се избираат за помалите пресеци, а за поголемите пречници ($d > 150 \text{ mm}$) доволно е наголемување од 10 – 15%. Се разбира, дека така наголемениот пречник треба да се стандардизира.

Пречниците за ракавците, предвидени за **тркалачки** лежишта, треба да се заокружат на брозките 0 или 5, но за пречници преку 105 mm само на 0.

Освен во однос на дозволени напони, кај некои вратила [на пример, главното вратило (вретено) за алатните машини, потоа вратилата на: топлинските турбини, електромоторите и електрогенераторите и др.] треба да се проверат и во однос на дозволениите **деформации**: уклони, наклони, агол на усукуването и сл. Некои од овие вратила дури се и димензионираат по таа основа, така што напоните паѓаат далеку под дозволениите вредности. Тоа се тн. **крути** вратила.

При крај да наведеме дека одговорните вратила треба да се проверат и во однос на **осцилации**, одн. да не работат во областа на **резонанциската** зачестеност на вртежите, туку да бидат за сса 30 % под или над таа област.

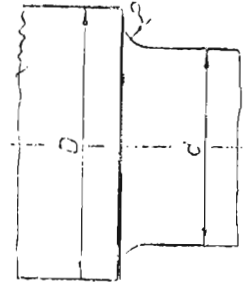
9.4.4 КОНСТРУКТИВНО ОБЛИКУВАЊЕ

Во претходните две точки е извршена анализа на оптоварувањата на вратилата и е даден редослед на нивната пресметка во неколку карактеристични места-пресеци. Меѓутоа, вратилото треба да се обликува во целост, при што треба да се води сметка за повеќе фактори, за што ќе стане збор во оваа точка.

Пред сè, мора повторно да се истакне дека фактичниот облик на вратилото треба да се простира над "идеалниот", кој со ништо не смее да да биде оштрбен.

Логично е дека некаде меѓу лежиштата-симетрично или асиметрично вратилото ќе има најголем пречник, кој кон крае-

вите треба да се намалува. Значи, вратилата (и оските), во принцип, се обликуваат **степенести**. Треба да се има предвид дека степените се прават со првенствена цел, да служат како **насед** на елементите за пренос кои се прицврстуваат на вратилото (заченици, ременици, спозници), како и на лежиштата. Притоа, начелно, треба да се одбегнуваат големи скокови од една до друга степенница, како и мали радиуси на заоблуването, првенствено за да се одбегне високата концентрација на напоните. Посматраќо од тој аспект, како минимален радиус на заоблуването се препорачува $\rho \geq 0,1 \cdot d$ (сл. 9.13). Уште попогодено (но и поскапо) решение е со два радиуса (сл. 9.14) или со елиптичен премин (сл. 9.15). Повисоките степенници се одбегнуваат со два премина (сл. 9.16) или, уште подобро, со **коничен** премин (сл. 9.17).

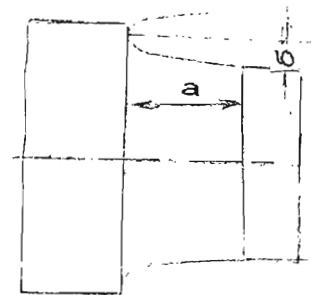


Сл. 9.13

Меѓутоа, воведувањето големи скокови (со повеќе премини или со коничен премин) има економско оправдание само ако таквите форми, одн. вратилото во целост, претходно грубо се изведе со **ковање** (секако при големосериско производство, на пр. кај алатните машини,

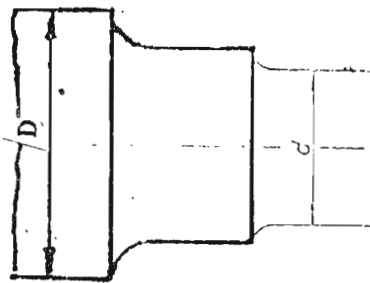


Сл. 9.14

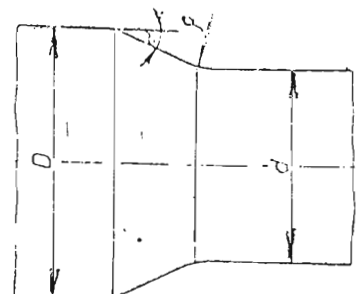


Сл. 9.15

или кај тешки и големи вратила за енергетски машини (турбини, мотори). Во спротивно, ако како суровина се користи кружен профил, преголемата разлика



Сл. 9.16



Сл. 9.17

во пречниците од средината кон краевите, односно приближување кон "идеалното" вратило, заради постигнување изедначен напон, значи примена на скапа обработка со симнување струшка, со што производот-вратилото (и оската) само поскапува. Тоа е силно изразено кај надворешните ракавци на

вратилата со препуст, кои во однос на внатрешниот ракавец обично се оптоварени со значително помала сила, па пречникот на надворешниот ракавец може да падне и на половината од пречникот на внатрешниот ракавец или од најголемиот пречник на вратилото. Во таков случај, сепак е поевтино, кај надворешниот ракавец да се примени макар и скапо (тркалачко) лежиште од поголем пречник—по големина блиско или исто како и кај внатрешниот ракавец, отколку непотребно да се примени скапо стружение, само да се задоволи суевтата да се постигне ист напон во сите пресеци, одн. рационално искористување на материјалот.

Во продолжение уште подетално да се задржиме на обликувањето на преминот кај што треба да наседне тркалачко лежиште. Како прво, овде веќе не важи правилото $\rho \geq 0,1 \cdot d$, односно не може да се постигне тоа, поради премалиот радиус на работ на прстенот на лежиштето. Во таа смисла, како прво, радиусот на преминот мора да биде помал од радиусот на работ на прстенот, одн. $\rho < r$. Покатаму, за лежиштето да може да налегне на наседот, мора да постои една прстенеста површина нормална на оската на вратилото. Поради тоа, зависно од големината на лежиштето и радиусот на заблудувањето на неговиот прстен r , пропишани се височината на наседот h и радиусот на заблудувањето на преминот ρ , чии податоци се дадени во таб.9.2.

Т а б е л а 9.2 ВРЕДНОСТИ НА РАДИУСОТ ρ И ВИСОЧИНАТА h

r	0,5	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5
ρ	0,3	0,5	0,6	0,8	1	1,3	1,6	2	2,2	2,5	3
h	0,9	1,3	1,6	1,9	2,3	3	3,7	4,5	5,1	5,8	7,3
h_1^1	1,3	1,8	2,1	2,4	2,8	3,5	4,5	5,5	6	7	8,5
h_2^2						4,5	5,5	6,5	7	8	10
h_3^3											

Забелешки: податоците за h_1 се однесуваат за лежиштата од од редот на пречниците ρ и 0; за h_2 од редот 1; 2 и 3; а за h_3 од редот на пречн. 4. Податоците не важат за аксиј. леж.

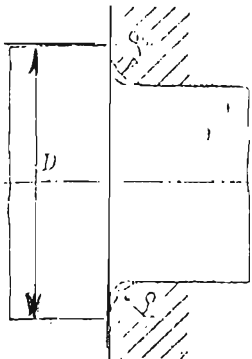
Како илустративни примери на изведби наседни за тркалачки лежишта се дадени на сл.9.18 и 9.19, каде што наместо заблудување е направен жлеб, за да се одбегне скапото брусење на наседот. Се разбира дека, притоа пак мора да биде запазена потребната височина h на преминот, спор. таб.9.2. Се нагласува дека во секој случај за пречникот D мора да биде запазена вредноста добиена според равенкава

$$D = d + 2 \cdot h \quad (9.17)$$

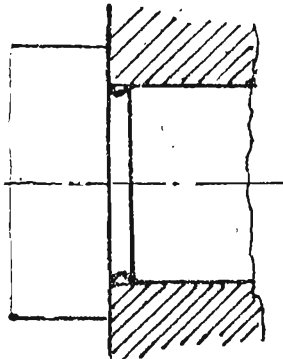
без оглед на тоа дали таа е стандарден број или не.

Во случај кога од кои и да било причини пречникот D е фиксиран на вредност помала од онаа сп.рав.9.17, одн. не

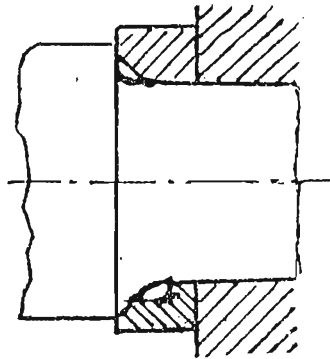
може да се одржи височината h , тогаш запазувајќи ја вредноста за радиусот ρ според таб. 9.2, меѓу наседот и лежиштето се вметнува прстен со истата височина h , како што тоа е прикажано на сл. 9.20. Се разбира дека и во случајов мора да биде запазен односот $D > (d + 2 \cdot \rho)$.



Сл. 9.18



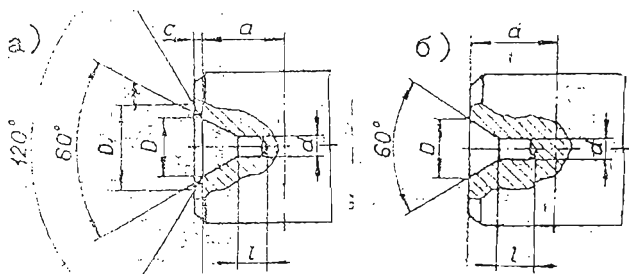
Сл. 9.19



Сл. 9.20

На ова место обрнуваме внимание дека во случај на примена **тркалачки лежишта** надворешните ракавци не се изведуваат со насед од обете страни како примерот на сл. 9.05, туку како што е приказот на сл. 9.03, бидејќи тие лежишта се **едноделни**.

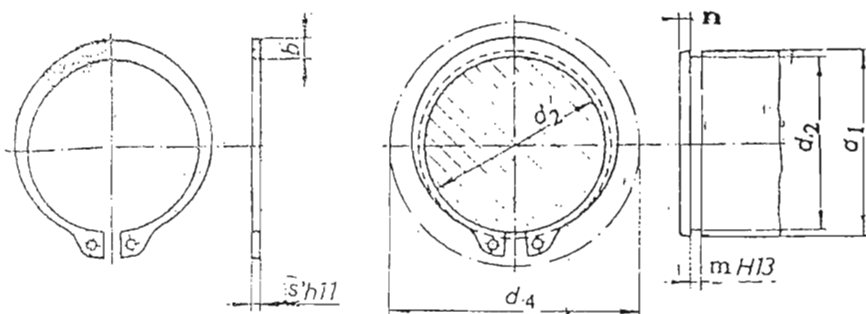
При крај уште да наведеме дека релативно долгите вретена и вратила на краевите се снабдуваат со тн. **средишни гнезда** (сл. 9.21), што се стандардизирани според **JUS M.A5.210**. Гнездата



Сл. 9.21 Средишни гнезда

овозможуваат правилно центрирање при обработка со стружене, брусене и сл. постапки. Тие може да останат или да бидат отсечени од вратилото, ако пречат.

За **осигурување** на деловите—најчесто **тркалачките лежишта** од аксијално поместување, редовно се употребуваат (надворешни) прстенести осигурувачи, наречени **Segger-ови прстени** (сл. 9.22), чии главни димензии и димензиите на жлебот во вратилото се дадени во таб. 9.3. Се обрнува внимание дека овие жлебови се предизвикувачи на силна **концентрација на напоните**, па затоа смеат да се приме-



НУВААТ ТАМУ
КАДЕ ШТО
НОМИНАЛНИОТ
НАПОН Е РЕ-
ЛАТИВНО МАЛ,
ШТО ОБИЧНО
СЕ СЛУЧУВА
НА КРАЕВИТЕ
НА ВРАТИЛОТО.

Сл. 9.22 Надворешен **Segor**-ов прстенест осигурувач

Табела 9.3 НАДВОРЕШНИ **SEGOR**-ОВИ ПРСТЕНИ, ср. **JUS M.C2.401**

d_1	Осигурувач				Жлеб				Аксијална сила N \leq				
	s $h11$	b \approx	d_4 нагрегат	Маса на 1000 парчиња \approx kg	номинална вредност d_2 $h12$	m_1 H13	m_2 најмал- ку	n најмалку					
1	2	4	7	9	10	12	13	14	15				
20	1,2	2,6	29	1,30	19	1,3	1,4	1,5	7700				
21		2,7	30,2	1,42	20				8050				
22		2,8	31,4	1,60	21				8450				
24		3	3,3,8	1,77	22,9				10100				
25			3,4,8	1,90	23,9				10600				
26	3,1		36	1,96	24,9	11000							
28	1,5	3,2	38,4	2,92	26,6	1,6	1,7	2,1	15000				
29		3,4	39,6	3,20	27,6				15600				
30		3,5	41	3,32	28,6				16200				
32		3,6	43,4	3,54	30,3				21000				
34		3,8	45,8	3,80	32,3				22200				
35		3,9	47,2	4,00	33				26700				
36		4	48,2	5,00	34				27600				
38		4,2	50,6	5,62	36				29100				
40		1,75	4,4	53	6,03				37,5	1,85	2	3,8	38100
42			4,5	56	6,50				39,5				40000
45	4,7		59,4	7,50	42,5	43000							
48	1,75	5	62,8	7,90	45,5	2,15	2,3	4,5	46000				
50	2	5,1	64,5	10,2	47				57000				
52		5,2	67	11,1	49				59500				
55		5,4	70,4	11,4	52				63000				
56		5,5	71,6	11,8	53				64000				
58		5,6	73,6	12,6	55				66500				
60		5,8	75,8	12,9	57				69000				
62		6	78	14,3	59				69300				
63		6,2	79,2	15,9	60				70200				

10.1 НАМЕНА И ПОДЕЛБА

Под spojница во машинството се подразбира машински пот-склоп (или склоп) кој служи за сврзување на две вратила погонското со гонетото, потоа вратило со некој преносен елемент (запченик, фрикционо тркало, верижник и сл.). При-тоа, spojницата треба да овозможи пренос на определен вртежен момент T од едниот на другиот елемент што ги spojува, или да изврши нивно раздвојување при преоптова-рување или пречекорување на зачестеноста на вртежите n (сигурносни spojници).

Spojниците треба да се поставуваат што поблизу до лежиш-тето, одедќи од насоката на изворот на енергијата. Тие треба да бидат што полесни, а при големи зачестености на вртежите статички и динамички **урамнотежени**. Понекогаш се поставува условот spojницата да може лесно и брзо да се расклопи и повторно монтира, за што конструкторот тре-ба да води сметка.

Според **принципот** на пренос на вртежниот момент spojни-ците се делат на:

- механички,
- хидраулични,
- пнеуматични и
- електромагнетни.

На ова место ќе бидат проучени, главно, механичките spoj-ници, додека некои од другите ќе бидат само информативно споменати.

Механичките spojници, според можноста за манипулирање со нив во текот на работенето на машината, се делат на три главни групи:

- *постојано вклучени,*
- *исклучно-вклучни управувани и*
- *вклучно-исклучни самоуправув. (автоматски)*

Инаку, од сите видови наведени (и некаведени) spojници денес има вонредно голем број разни конструктивни реше-низа и изведби, најчесто произведувани во специјализира-ни фабрики, интерно или на широк план стандардизирани, приспособени за специјални намени и работни услови. Во таа смисла на ова место ќе бидат изложени само некои од покарактеристичните типови, кои наоѓаат поширока примена. Масовно употребуваните spojници поединечно не се пресе-туваат, туку, тие, главно, се избираат, првенствено според меродавниот вртежен момент, пречникот на вратилото, макси-малната зачестеност на вртежите n_{max} и некои други ра-ботни услови, се разбира според функцијата и намената.

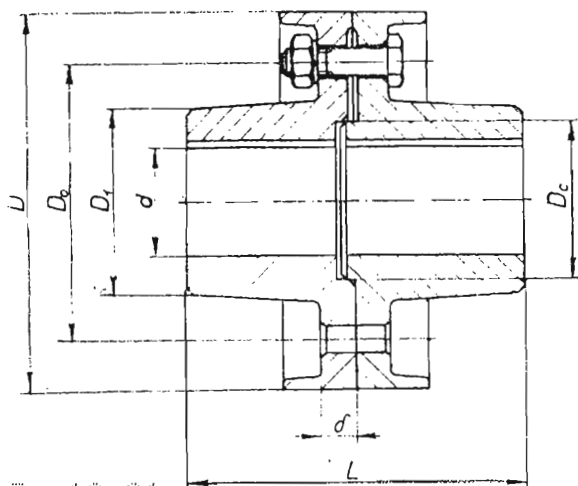
10.2 ПОСТОЈАНО ВКЛУЧЕНИ СПОЈНИЦИ

Тоа се spojници кои овозможуваат **постојана** врска меѓу вратилата за време на работата, односно тие се раздвојуваат само за време на застој (ремонт). Зависно од тоа каков треба да биде карактерот на врската и во која положба се наоѓаат вратилата, постојано вклучените spojници натаму се делат на уште неколку подгрупи, кои во продолжение ќе бидат поединечно проучени.

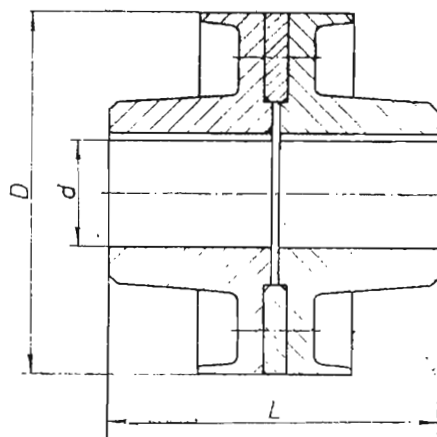
10.2.1 КРУТИ СПОЈНИЦИ

Вратилата споени со крута spojница претставуваат **статичка целина**. Сите удари и нерамномерности на вртежниот момент без промени и целосно се пренесуваат на другото вратило. Бидејќи крутата spojница целосно ги пренесува моментите на торзија и на свиткување, таа мора да биде што поблизу до лежиштето, особено со оглед на центрифугалната сила заради евентуалната ексцентричност на нејзиното тежиште. Геометриските оски на споените вратила мора точно да се совпаѓаат, услов што тешко може да се исполни. Освен тоа, раздвојувањето на таквите spojници често е тешко и изискува доста време. Овие и некои други непогодности условиа таквите spojници во последно време се помалку да се применуваат.

Во таа смисла на ова место ќе бидат споменати само некои од порано употребуваните крути spojници, а само некои посовремени ќе бидат изложени. Така се споменуваат:



Сл.10.01
Spojница со одделни прирабници

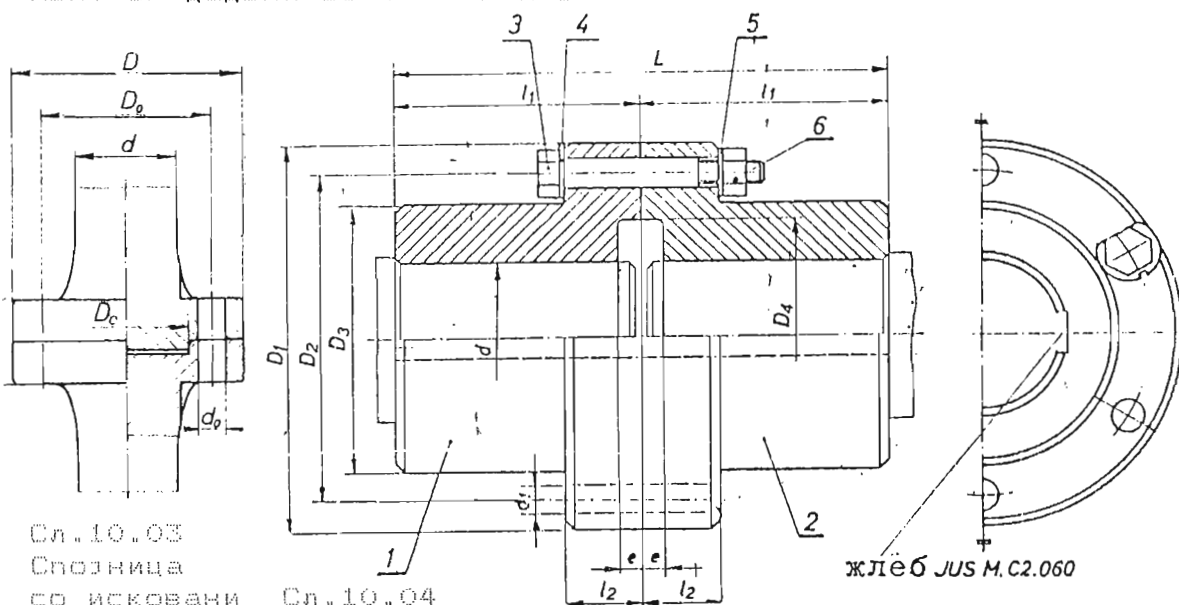


Сл.10.02 Spojница со
вметнат дводелен прстен

Спојница со муф, спојница со муф на Фабриката SKF, SEL-
LERS-ова спојница, оклопна спојница и др.

Од спојниците кои се уште наоѓаат примена се оние со при-
рабници, и тоа: со насед за центрирање, сл.10.01; со дводе-
лен прстен за центрирање, сл.10.02; со исковани прирабници
сл.10.03 и за индустриски дигалки, стандардизирани сп. JUS
M.C1.510, сл.10.04.

Расклопувањето на спојниците прикажани на сл.10.01 и 10.
03 условува аксијално поместување на едното вратило, што
претставува проблем, коз не постои каз спојницата прикажа-
на на сл.10.02. Центрирањето на деловите на спојницата
прикажана на сл.10.04 се врши со помош на нагодените z
завртки. Главните димензии и можниот меродавен вртежен мо-
мент се дадени во табелата 10.1.



Сл.10.03

Спојница

со исковани

прирабници

Сл.10.04

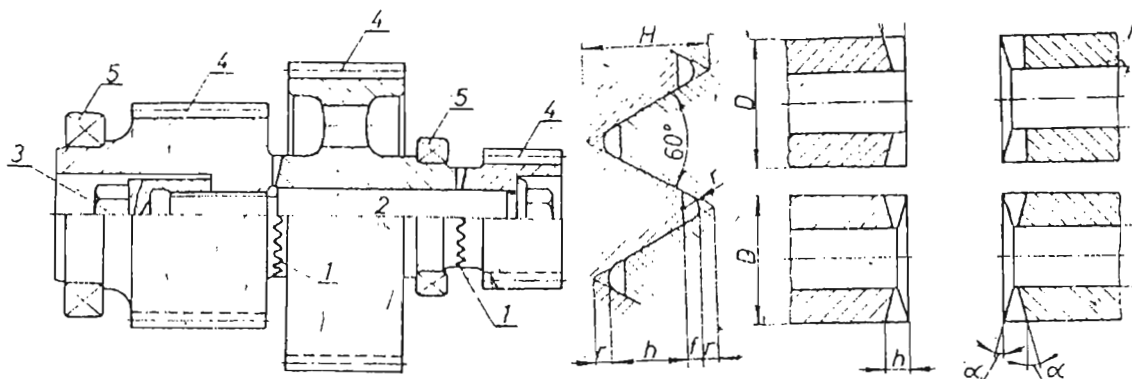
Прирабна спојн. за инд. дигалки, JUS M.C1.510

Табела 10.1 ГЛ. ДИМЕНЗИИ НА СПОЈНИЦАТА ЗА ИНДУСТР. ДИГАЛКИ

Ном. d_n	D_1	D_2	D_3	d H7	d_1 H7	L	l_1	l_2	e	T kNm	G kg	z	Mdx	l
50	150	120	90	32- 50	13	150	75	20	4	0,5	10	4	M12x	65
60	180	150	110	50- 60	17	180	90	20	4	1	18	4	M16x	80
80	220	180	140	60- 80	21	240	120	25	5	2	39	6	M20x100	
100	260	220	180	80-100	21	300	150	30	5	4	72	6	M20x120	
125	320	280	220	100-125	25	360	180	35	6	8	131	6	M24x150	
160	400	330	270	125-160	25	420	210	40	6	16	260	8	M24x190	

Во продолжение, на сл.10.05 е прикажана HIRTH-овата spojница, што се состои од делови што на бочните страни имаат врежени заpci. Деловите се притегнуваат со завртката-5 од нагоден облик. Запците се простираат радијално стеснувајќи се кон средиштето, т.е. имаат пирамиден облик.

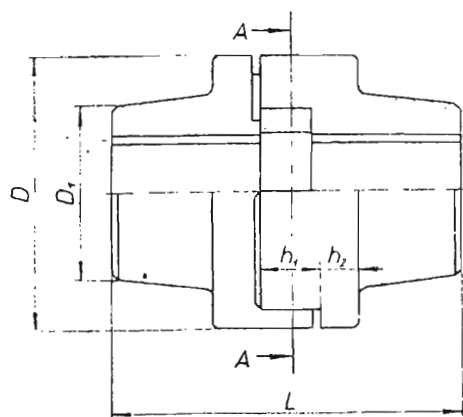
Денес како модифицирана без завртка, оваа spojница се изведува со големи пречници, чии делови се центрираат со помош на насади, слично на примерот од сл.10.01. На сл.10.06 се прикажани профилите на spojничките заpci по надворешната обвивка развиена во рамника. Запците се наклонети од едната или и од двете страни (сл.10.07). Оваа spojница е релативно скапа, бидејќи изискува голема **точност** на изработката. Такви spojници произведува Фабр. MAAG во Zürich.



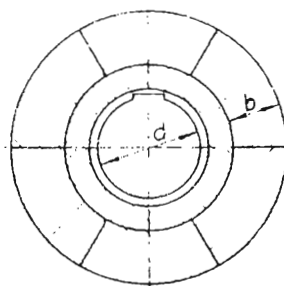
Сл.10.05 Hirth-ова spojница

Сл.10.06

Сл.10.07



Пресек А - А



На сл.10.08 е прикажана дилатациона канџеста spojница наменета за спојување долги вратила, изложени на издолжување поради затоплување, или за вратила кои осцилираат аксијално.

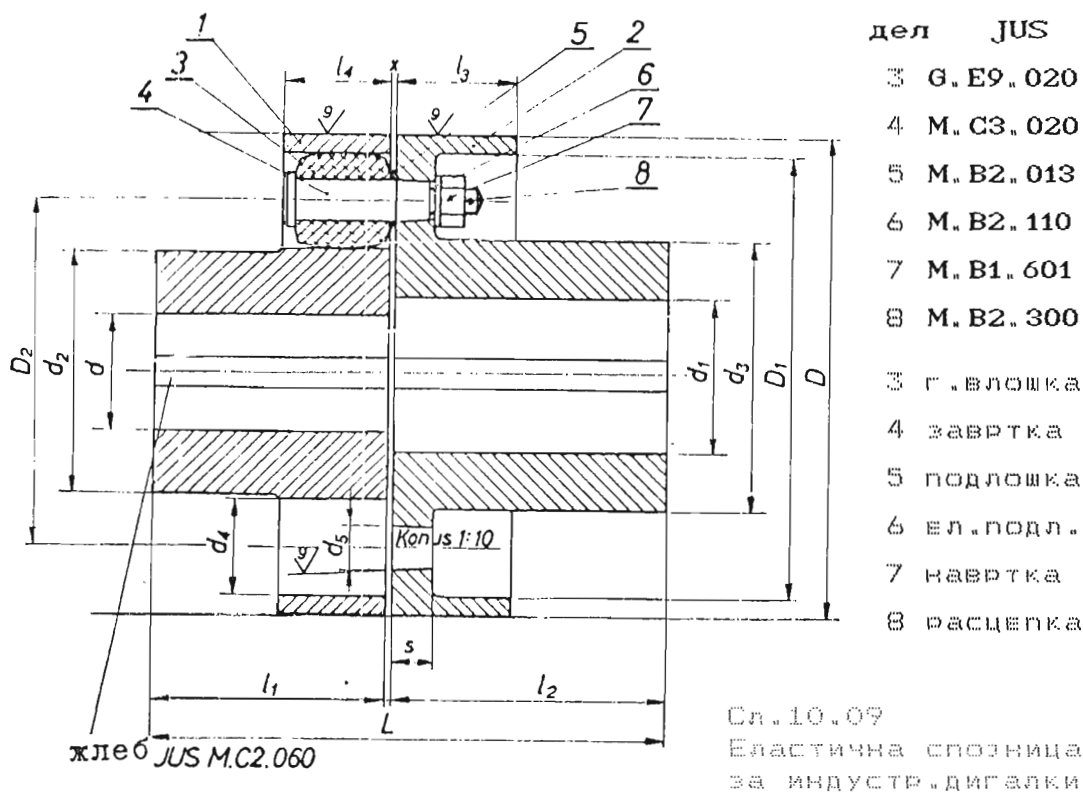
Оваа spojница има две главини, со по три еднакви канџи

Сл.10.08 Канџеста spojница

кои влегуваат една во друга. Центрирањето се постигнува со помош на прстен. Во секој случај треба да се испита дилатацијата.

10.2.2 ЕЛАСТИЧНИ И ЗГЛОБНИ СПОЈНИЦИ

Еластичните spojници ги израмнуваат малите неточности во склопувањето на соседните вратила и ги придушнуваат промените на вртежниот момент и на ударите кои настануваат во текот на работата. Ваквата способност на spojниците се постигнува со употребата на еластични посредници: кожа, гума, пластмаса и др. во вид на валзачина, чаури, ленти, ламели, или пак пружини од разновидни облици. Прашањето на релативната подвижност може да се реши и кинематички, на пример, со примена на запци или зглобови. Во продолжение се наведуваат неколку карактеристични типови spojници.



На сл. 10.09 е прикажана еластичната spojница за индустриски дигалки стандардизирана според JUS M.C1.515, која, меѓутоа, може да се употребува и за други машини (spojуваче на пумпа, компресор и др. со електромотор). По својата кон-

Струкцијата таа е слична на крутата спојница со прирабници (сл.10.01;10.03). Разликата е само во тоа што завртките во едната прирабница се нагодени по коничното стебло, а во другата прирабница лежат во прстени (3) од гума, кои вршат извесна амортизација на ударите, совладуваат извесна ексцентричност и некоаксијалност на оските, поради што оваа спојница е еластична.

Во табелата 10.2 се дадени главните димензии и другите параметри на оваа спојница, според наведениот стандард. Најголемиот вртежен момент се однесува за површ. притисок меѓу завртките и гумената влошка $p_d < 2,4 \text{ N/mm}^2$, а најголемиот напон од свиткување во завртките $\sigma_{sd} < 140 \text{ N/mm}^2$. Најголемата зачестеност на вртежите n е лимитирана со максималната периферна брзина од $30 \text{ m/sec}^{\text{max}}$.

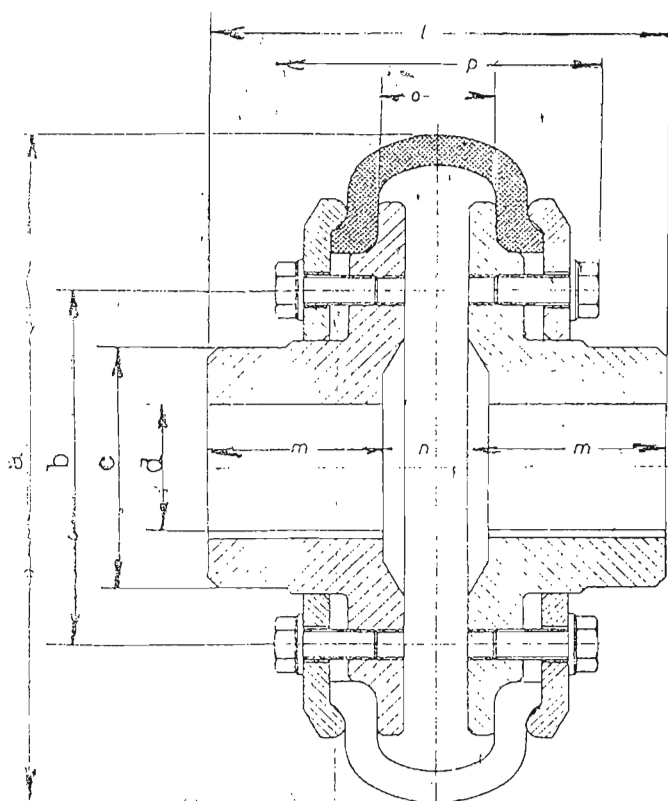
Табела 10.2 ГЛ. ДИМЕНЗИИ НА ЕЛАСТ. СПОЈНИЦА ЗА ДИГАЛКИ

Номинален пречн. D	D_1	D_2	d H7	d_1 H7	d_2	d_3	d_4	d_5	L	l_1	l_2	l_3	l_4
100	92	70	14 до 32	16 до 32	50	50	18	8	132	50	80	25	24
130	120	90	16 до 40	20 до 40	60	63	18	8	152	60	90	38	26
160	148	120	20 до 50	25 до 56	80	90	28	14	187	75	110	40	35
200	188	145	25 до 60	32 до 71	100	115	28	14	217	95	120	45	38
250	238	180	30 до 70	38 до 80	120	135	50	22	264	120	140	60	55
300	278	210	35 до 90	50 до 100	150	170	50	22	324	150	170	60	57
400	384	300	50 до 100	65 до 125	170	210	70	32	405	190	210	78	80
500	484	360	60 до 125	80 до 160	210	270	70	32	515	240	270	100	85
560	544	425	90 до 160	100 до 160	255	270	70	32	540	265	270	100	85

Табела 10.2, дел II

Номинален пречн. D	s mm	x mm	T Nm	n_{max} o/min	G. D_i^2 kg. m ²	G kg _i	z	Номинална мера на делот, mm:					
								3 d	4 D_1	5 d	6	7 Md	8 d_n
100	15	2	85	5720	0,015	3,7	6	18	8	8,4	6	M6	1,6
130	15	2	145	4410	0,047	7	8	18	8	8,4	6	M6	1,6
160	23	2	375	3580	0,152	15,1	6	28	14	15	10	M10	2,5
200	23	2	605	2860	0,406	27,6	8	28	14	15	10	M10	2,5
250	35	4	1425	2290	1,29	51	6	50	22	23	16	M16	4
300	35	4	2220	1980	2,55	80,3	8	50	22	23	16	M16	4
400	43	5	4990	1430	11,3	173	6	70	32	33	24	M24	5
500	43	5	7740	1150	30,1	310	8	70	32	33	24	M24	5
560	43	5	13700	1020	46,1	378	12	70	32	33	24	M24	5

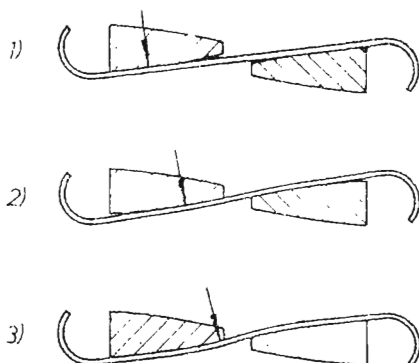
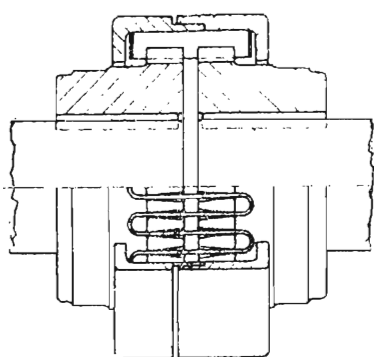
PERIFLEX-спојницата (сл.10.10) како ела-
стичен елемент има
свиткан прстен од
гума или пластмаса.
Овој прстен се свр-
зува со главината
на едниот и на дру-
гиот дел на спојни-
цата со обрачи со
помош на завртки.
Изборот на големина-
та на спојницата се
врши според вртеж-
ниот момент T и по-
датоците на произво-
дителот, со ограничу-
ване на максималната
зачестеност на врте-
жите n_{max} .
Зависно од примената,
вакви спојници се
произведуваат во по-
веќе конструктивни
изведби и варијанти,
дури и како единки
заедно со: ременик,

Сл.10.10 **PERIFLEX**-спојница

сопирачко тркало, сигурносни канџи, па и со електромагнет-
на спојница (сл.10.20). Оваа спојница се произведува во
проучената Фабрика за разни видови спојници **STROMAG** од
UNNA во Германија, по чия лиценца ги произведува Фабри-
ката за алатни машини "**Pobeda**" во **Novi Sad (Vojvodina)**.
Овие спојници, иако нешто поскапи, во последно време сѐ
повеќе се применуваат во сите области на машиноградбата.
дури и ги истиснуваат прирабните спојници.

Табела 10.3 ГЛ.КАРАКТЕРИСТИКИ НА **PERIFLEX**-СПОЈНИЦАТА

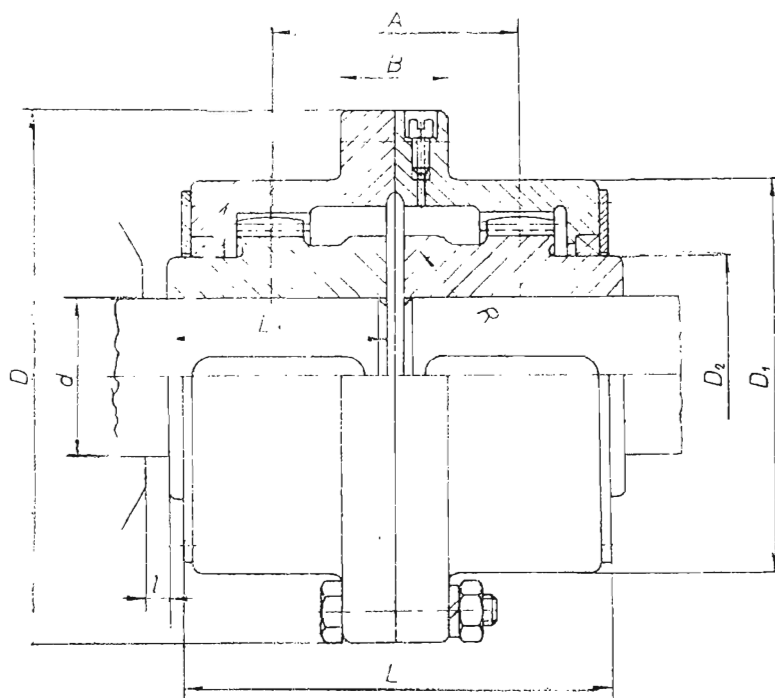
Големина	01-1	03-1	06-1	10-1	14-1	18-1	22-1	25-1	28-1
$T_{ном} - Nm$	5	10	30	70	150	300	600	1200	4000
T_{max}	15	30	80	200	450	900	1750	3500	12000
$d_{претх.} - mm$	10	12	15	20	25	30	38	38	50
$d_{max} - mm$	18	22	32	38	50	60	80	90	110
$GD^2 - kgm^2$	-	-	0,01	0,05	0,13	0,4	0,9	2,4	5,7
G-маса kg_1	0,9	1,2	2,8	6,6	12	21	45,5	71	82
$n_{max} - min$	3000	3000	3000	3000	2500	2000	2000	1600	1250



Сл.10.11 Еластична spojница **VIBVY**
(десно: состојба на пружината при
норм.оптов.-1; лесно опт.-2; удар-3)

та обиколка се специјално назабени, низ чии меѓузубја спирално се провлекува пружината, која при оптоварување повеќе или помалку се деформира, така што главините меѓусебно се завртуваат за извесен агол. Spojницата **VIBVY** е одлична и одговара за тешки работни услови (удар и сл.). Таа е употреблива за оптоварувања до $T = 8500 \text{ kNm}$ и зачестеност

на вртежите
 $n < 333 \text{ sec}^{-1}$.

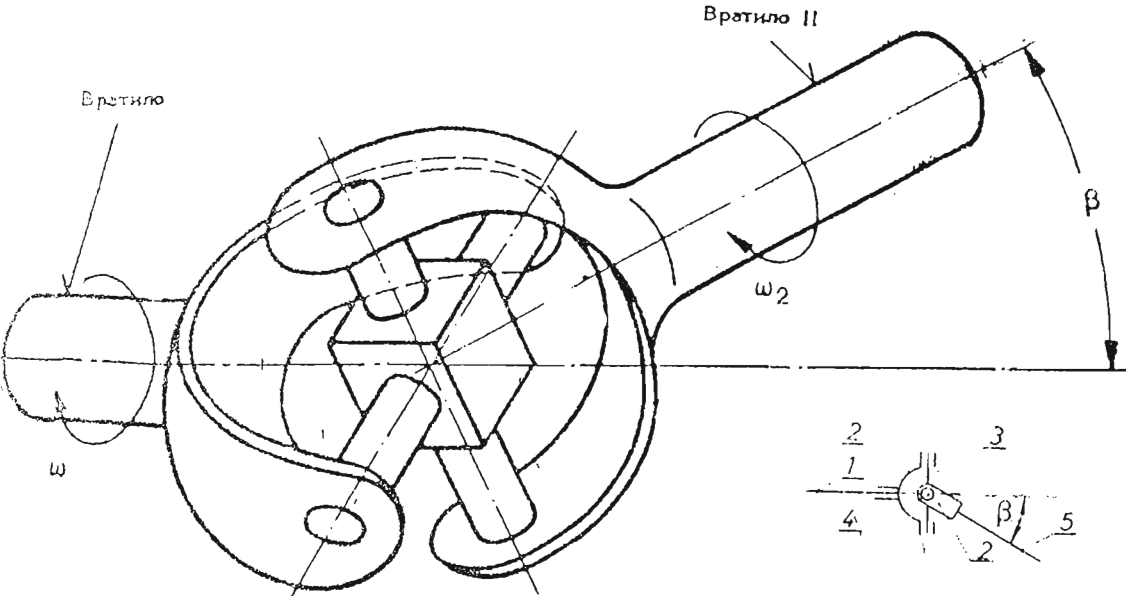


Сл.10.12 Запчеста spojница **TASKE**
за пречн. на вратилото $d < 560 \text{ mm}$; врт.момен T до 1000 kNm ; закосување до 30°

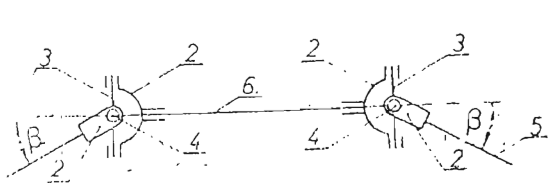
Еласт. spoj-
ница **VIBVY**
(сл.10.11) за
разлика од
претходно
описаните,
наместо гу-
мени елемен-
ти, поседува
пружина, која
spojницата
за прави
еластична.
Двете главини
по својата

На сл.10.12 е
прикажана зап-
честата spojни-
ца **TASKE**. Таа
озможува па-
ралелни релати-
вни поместувања
и поместувања
под агол. На гла-
вините однадвор
е изведен наза-
бен венец на чии
(кружни) запци
одговараат внат-
решно назабените
венци во заед-
ничкиот дводелен
муф споен со за-
вртки. Оваа spoj-
ница се изведува
за пречн. на врат-

Зглобната-Карданската spojница (сл.10.13) поврзува две вратила чии оски се сечат под некој агол β . Преносот на вртежите е **нерамномерен**, т.е. при постојана аголна брзина на погонското вратило гонетото вратило ќе има периодично променлива брзина—до толку променлива доколку аголот β е поголем. Заради тоа, овој агол не смее да биде поголем од 5° . Рамномерна аголна брзина на гонетото вратило се постигнува со вметнување посредно вратило (сл.10.14) под услов аголот β да биде еднаков и за двете вратила. Должината на Карданското вратило смее да биде до 1,7 m.

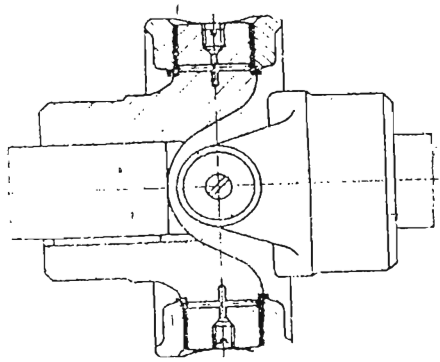


Сл.10.13 Единична зглобна Карданска spojница

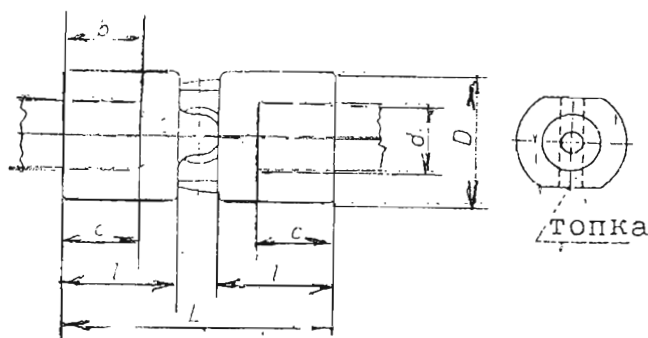


Сл.10.14 Двоен Кардански преносник

Инаку, **зглобната spojница** се состои од две оскички; секоја оскичка се потпира во една виљушка на секој на крај вратилата.



Сл.10.15 Зглобна spojница Wulfel



Сл.10.16 Згл.спозница со топка

метрално издупчека под 90° засечена нормално на оската на отворите, како и од приемен и предаен дел на спозницата со по два продолжувача со оскички кои влегуваат во соодветните отвори во топката.

Зглобните спозници и Карданските вратила наоѓаат широка примена кај сите видови **возила**, алатни машини, земјоделски машини и др.

Кардански спозници и вратила се произведуваат првенствено во Фабр. **Soko-Mostar**, како и во фабриките за автомобили и трактори: **FAP, IMT-Beograd, Torpedo-Rijeka** и др.

10.3 ИСКЛУЧНО - ВКЛУЧНИ СПОЈНИЦИ

Заедничка одлика на исклучните и на исклучно-вклучните управувани спозници е таа, што едната половина на спозницата е аксијално поместлива и поврзана со посебен механизам за исклучување, од вклучување. Принципот на исклучување или вклучување може да биде **механички, хидрауличен** или **електромагнетен**.

Меѓутоа, главната **разлика** лежи во тоа, што за време на вртењето, исклучните спозници не може да вршат вклучување, туку само исклучување, додека исклучно-вклучно управувани спозници може да вршат како исклучување, така исто и вклучување, што е нивна главна предност.

Исклучните спозници се изведуваат со канџи, запци и сл., тие се нарекуваат уште и **обликовни**, и спаѓаат во групата на крутите спозници. Тие се употребуваат кога вклучувањето и исклучувањето не е потребно често да се врши и кога зачестеноста на вртежите n е мала.

Исклучно-вклучните спозници мора да имаат особеност да овозможат гонетото вратило од состојба на мирување постепено да се доведе до онаа зачестеност на вртежите n што ја поседува погонското вратило.

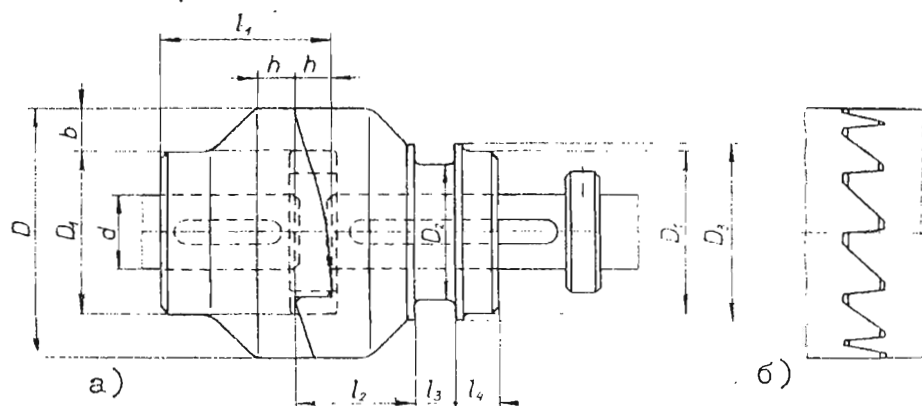
Мошне голем е бројот на модификациите и конструкциите на зглобните спозници и преносници-Кардански вратила. Така, во конструкцијата на **Wulfel**-зглобната спозница (сл.10.15) сместени се четири оскички во заедничкиот прстен.

Зглобната **топчеста** спозница (сл.10.16) се состои од **топка-диза-**

Постепеното вклучување се постигнува со **триењето** од лизгане на спозните органи на спозницата, поради што овие спозници се нарекуваат (**динамички**) спозници со триене или **фрикциони** спозници, кои денес имаат масовен карактер на употреба во сите области на машиноградбата: сите видови **возила**; алатни машини; рударски, градежни и други видови машини.

10.3.1 ПОДВИЖНА КАНЦЕСТА СПОЈНИЦА

Оваа спозница (сл.10.17) спаѓа во групата на обликовните спозници, и по својата конструкција е слична на дилатационата канцеста спозница (сл.10.08). Од неа се разликува по тоа што главината на гонетото вратило може да се поместува по должината на вратилото со кое е врзана со два клина без наклон. На подвижната главина се наоѓа прстен со врежен жлеб во кој влегува вилушка со гердан за вклучување и исклучување. Бројот канџи најчесто е три (сл.10.17а), но може да биде и поголем (сл.10.17б).



Сл.10.17 Исклучна канцеста спозница

10.3.2 ФРИКЦИОНИ СПОЈНИЦИ

Како што веќе е наведено, **единствено** фрикционите спозници овозможуваат **вклучување** и исклучување на вратилата за време на работата и под оптоварување, поради што тие, речиси, редовно се употребуваат во машиноградбата.

Вклучувањето и исклучувањето на гонетото вратило е меко и постепено. Почетокот на вклучувањето понекогаш може да биде проследен со мал удар. При наглото преоптоварување или удар за време на работата настапува лизгане на фрик-

ционите површини, што донекаде ги спасува вклучените елементи (на пр. запчениците) од лом. Исто така, во почетокот на работата на spojницата, т.е. во почетокот на вклучувањето се лизгаат фриксионите елементи по допирната површина сè додека гонетото вратило не ја достигне зачестеноста на вртежите n на погонското вратило. Последица на ова триење од лизгање е појавата абене на фриксионите елементи по допирната површина, и затоплување. Поради тоа високооптоварените и често вклучуваните фриксиони spojници понекогаш треба вештачки да се ладат со вода или воздух.

Како модифицирана изведба, фриксионите spojници се користат и како **сопирачки**, и тоа, многу често: кај автомобилите, дигалките, рударските и градежните машини и др.

Како **материјал** од кој се изработени или обложени фриксионите елементи по допирната површина се користат: челик, челичен лив, сив лив, бронза, месинг, кожа, дрво, пресувана хартија, азбестни маси, металокерамика итн. Фриксионите метални површини треба да се подмачкуваат, а кожата, дрвото и хартијата се натопуваат со маст. Единствено не се подмачкуваат азбестните маси и металокерамиката. Азбестните маси се постојани на топлината.

За **пресметка** на фриксионата spojница меродавни се: фриксиониот пречник d_μ , што се пресметува според познатата равенка:

$$d_\mu = \frac{d_a^3 - d_i^3}{d_a^2 - d_i^2} \quad (10.1)$$

потоа фриксионата површина A_μ и притиската сила на допирната површина F_n , што е дефинирана со следнава равенка:

$$F_n \geq \frac{t}{\mu} \quad (10.2)$$

Одовде може да се пресмета и фриксионата површина

$$A_\mu = \frac{F_n}{p_d} \quad (\text{mm}^2) \quad (10.3)$$

Вредностите на коефициентот на триењето μ и дозволеениот површински притисок p_d зависат од материјалот на спарените фриксиони површини и др. Податоци да се побараат во соодветни прирачници и производители на фрикси. материјали. Фриксионата spojница треба да биде проверена и во однос на затоплување според равенкава:

$$p_m \cdot v_m = (2 - 3) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (10.4)$$

каде што p_m е среден површ. притисок, а v_m ср. периф. брзина,

што одговара на пречникот d . При чести вклучувана овој производ треба да има уште μ помала вредност.

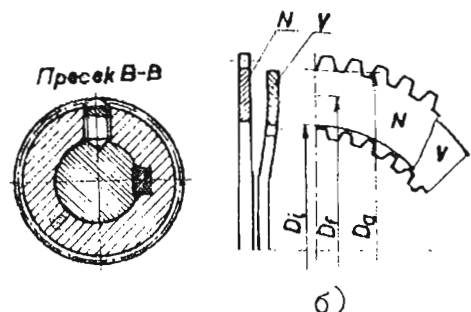
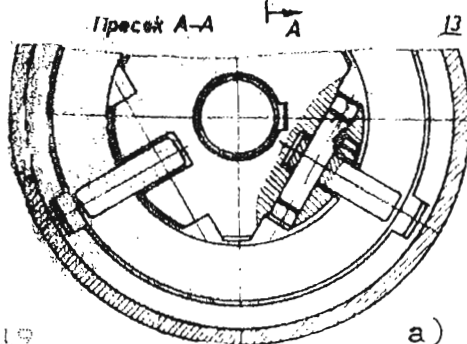
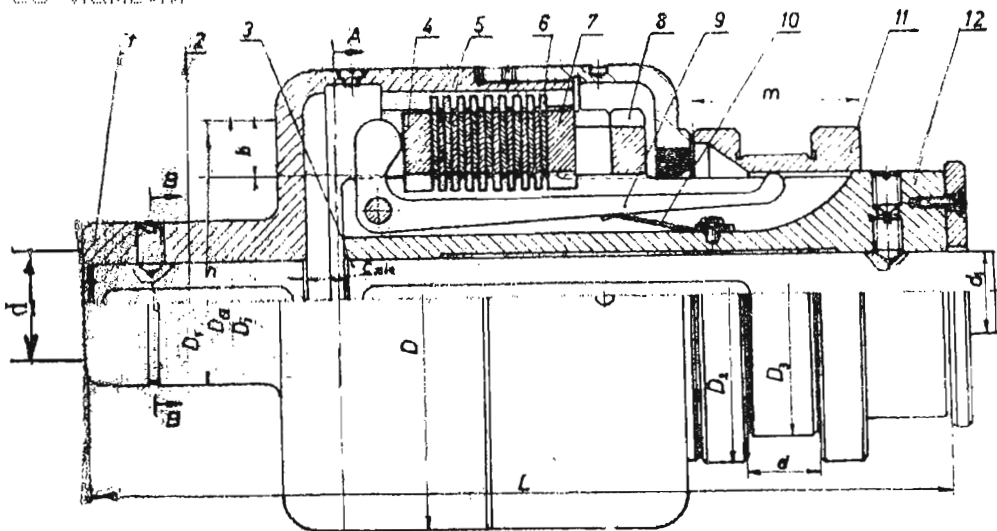
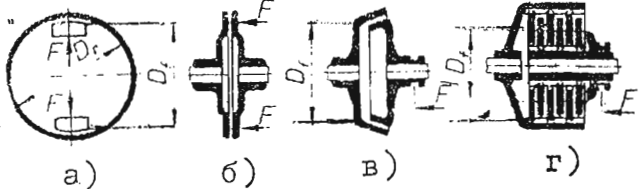
Растозанието на допирните површини x во исклучена состојба изнесува 0,2 до 2 mm.

Помалите вредности одговараат за металните површини.

Неколку основни шеми на дејствувањето на фрикт.спозници е дадено на сл.10.18.

Сл.10.18 Фрикт.спозници

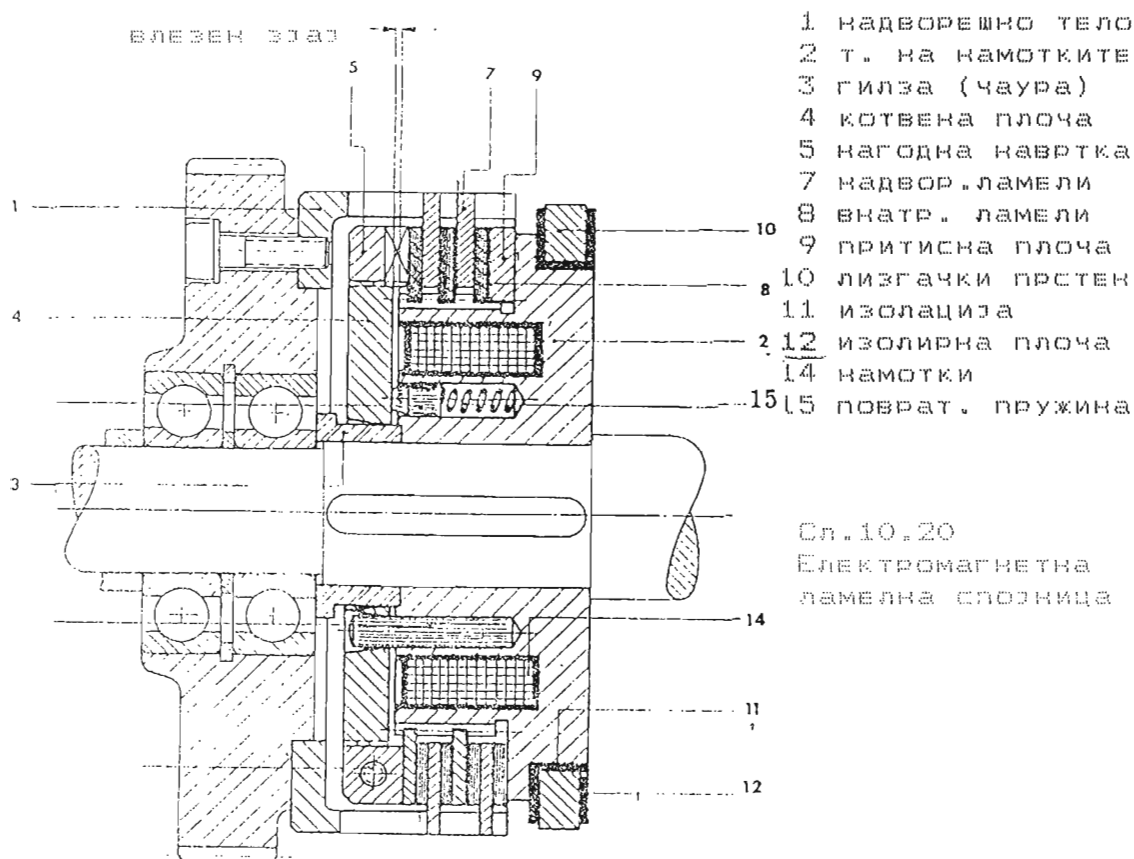
а) со папучи, б) со рамни површини, в) со конични површини, г) со ламели



Сл.10.19

Синусноламелна спозница: а) главни димензии и соодветни процеси на спозницата б) изглед на ламелите: N — надворешна, V — внатрешна

Потребната притиска сила може да се намали ако наместо еден пар допирни површини се применат повеќе парови ламели, како што тоа е прикажано на сл.10.19, чии внатрешни ламели имаат синусоидна форма, па дејствуваат како пружина.



Електромагнетната спојница прикажана на сл. 10.20, всушност е фриксиона ламелна спојница, со таа разлика што потребната притиска сила меѓу ламелите наместо по механички пат произлегува од електромагнетно дејство. Имено, со активирање на намотката 14 се забавува електромагнетна сила која ја привлекува плочата 4, притискајќи ги на тој начин внатрешните ламели 8. По престанувањето на дејството на електромагнетната сила, пружините 15 ја прекинуваат врската со поместувањето на делот 2 надесно.

За активирање на намотките служи еднокасочна струја 24 V. Ламелите се обложени со металокерамичен материјал отпорен на абене. Дозволеният површ. притисок се движи $80-100 \text{ N/mm}^2$. Овие спојници ги имаат следниве предности во однос на механичките:

- безударно вклучување и исклучување,
- погодни се за пренесување разл. врт. моменти,
- може да вршат функција на **сигурносни** спојн. што се вградуваат на изл. вратило на ел. мот.
- во посебна изв. може да служат како сопирачки.

Фрикционите спојници имаат широка примена во сите области на машиноградбата, особено во автоматски управувани алатни машини.

Прочуени производители на такви спојници се Фабриците: **ZF** (ги продава исклучиво **Siemens**) и **Stromag** од Германија. По лиценца на **Stromag**, овие спојници ги произведува Фабриката за алатни машини **Pobeda** во **Novi Sad (Vojvodina)**.

Освен со механичко дејство и електромагнетна сила, во модифициран облик, ламелните фрикции спојници може да се активираат и по хидрауличен пат. Тогаш, тие се нарекуваат **хидраулични** ламелни спојници. Тие одговараат за примена во машини каде што за други цели веќе постои хидрауличен систем.

10.4 СПЕЦИЈАЛНИ СПОЈНИЦИ

Овде ќе бидат опишани неколку карактеристични и во практиката често применливи спојници, кои по својата функција се разликуваат од претходно наведените. Инаку, за разни намени, во широката практика, има голем број на различни видови посебни спојници како: центрифугални, пневматични, сигурноски-разни типови и др., кои речиси, сите се со автоматско дејство: вклучуваат и исклучуваат при однапред поставени работни услови: зачестеност на вртежите n , вртежен момент T , насока на вртењето и др.

Спојниците со **слободен од** се такви механизми как кои, врз принципот на триенето, се воспоставува напонска врска меѓу одделните елементи, и тоа само во **едната насока** на вртењето. Овие спојници се третираат уште и како механизми граничници за блокада на вртењето во спротивната насока. Но, во исклучена состојба, тие дозволуваат вртене во насоката спротивна на предаваниот вртежен момент.

Спојниците со **слободен од** (герм. **Freilaufkupplungen**) сл. 10.21, функционираат на следниов начин:

Кога погонскиот дел 1 почнува да се врти, ги зафаќа валзачината 3, а пружините 4, кои постојано ги притискаат валзачината 3, ги втеруваат нив во најтесниот дел на клиновидниот канал 5. Притоа, триенето меѓу валзачината 3 и површината на гонетиот **дел 2** е **лизгачко**, додека спрема погонскиот **дел 1** триенето на валзачината е **тркалачко**.

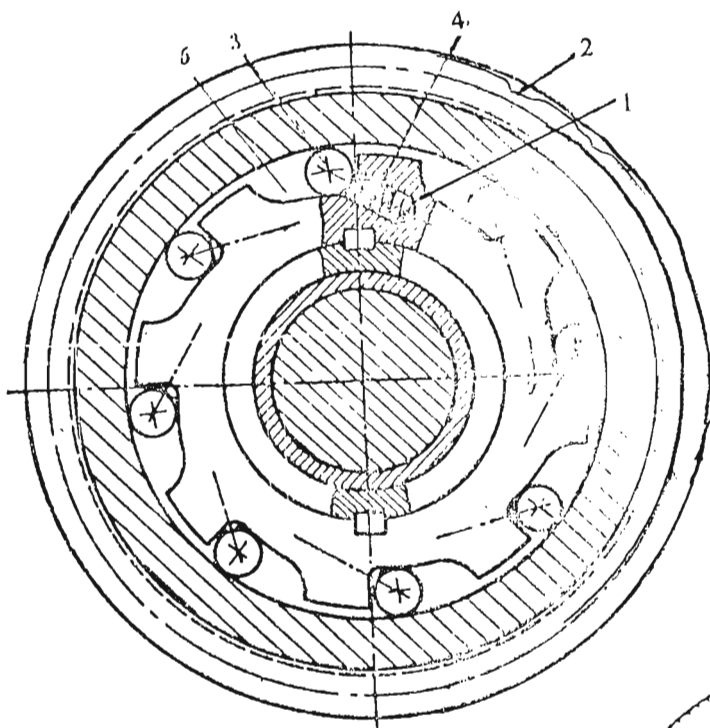
Ако во вклучена состојба, по некој друг кинематички пат, гонетиот дел 2 добие дополнително забрзување (значи да настане $n_2 > n_1$), втераните валзачина во клиновидните канали ќе почнат да се движат во обратната насока, т.е. кон пошироката страна, па врската меѓу двата дела на спојницата се исклучува.

Во принцип, притисните површини може да се изведат или по обемот на делот 1-на таквата spojница се нарекува со **внатрешна ѕвезда** (сл.10.21), или по обемот на делот 2, на таквата spojница се нарекува со **надворешна ѕвезда**. Покрај тоа, spojниците со слободен од се изведуваат и со **обликувани тела** (сл.10.22), во кој случај профилите и на двата дела се концентрични кругови.

Spojниците со слободен од може да се изведат и со **аксијална врска** (сл.10.23). Тие наоѓаат широка примена за покренувачите (анласерите) кај моторите за автомобилите.

Општо речено, spojниците со слободен од денес наидуваат на мошне широка употреба—речиси во сите гранки на современата машиноградба: во автомобилската индустрија, влатните машини, транспортните уреди, **велосипедите** итн.

Прочуени производители на такви spojници се: **ZF** и **STIEBER** од Германија. Последната е клон на амер. Фабр. **BORG WARNER**.

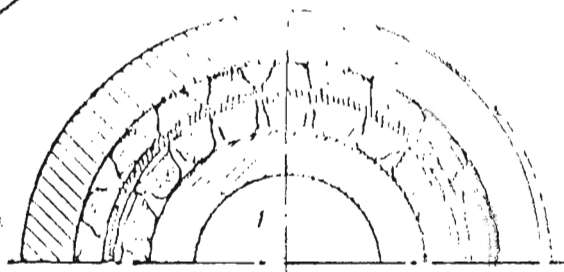


Сл.10.21

Spojница со слободен од со **внатрешна ѕвезда**;

- 1 внатрешен — погонски дел
- 2 надворешен — гонет дел
- 3 валзачина;
- 4 пружини со чивии
- 5 клиновиден канал

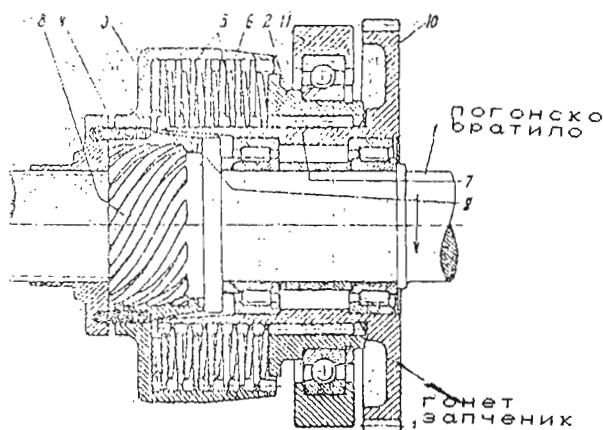
Сл.10.22 Еднонасочна spojница со обликувани тела



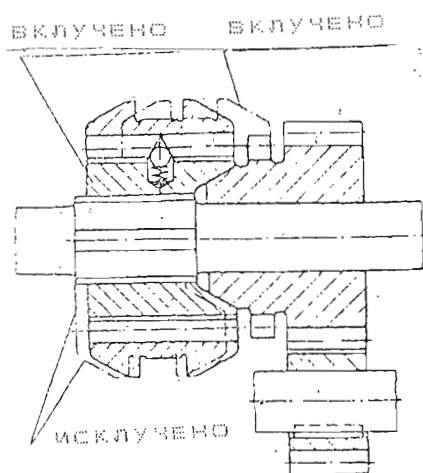
На сл.10.24 е прикажана синхроната spojница за автомобилските менувачи на брзините. Таа овозможува безударна промена на степенот на преносот (брзината) благодарение на постепено изедначување на брзината на вратилата што се спојуваат, со примена на триене, како кај фрикционата конусна spojница (сл.10.18в). Спојувањето на запчестиот дел на spojницата е можен дури откако фрикциониот дел ќе изврши синхронизација на обата дела на spojницата.

На сл.10.25 е прикажана една сигурносна spojница, кај која, при преоптоварување, врска се прекинува со пресекување—смолкнување на неколкуте чивии, благодарени на определен вртежен момент T .

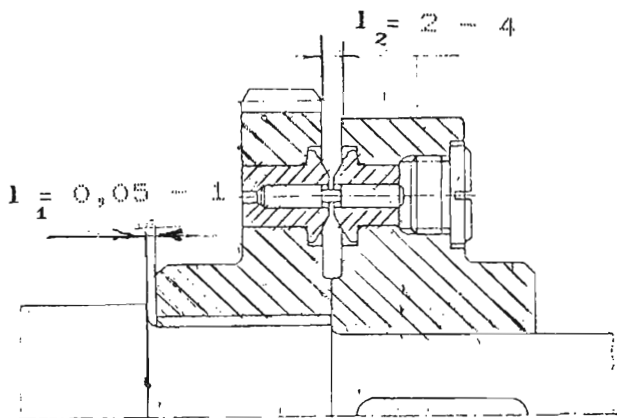
Се разбира, чивиите се од релативно мек челик.



Сл.10.23 Spojница со слободен од (фрикциона) со аксијално дејство



Сл.10.24 Синхронa spojница



Сл.10.25 Сигурносна spojница со чивии

11.1 ЗАДАЧА, ПОДЕЛБА И ГЛАВНИ ОСОБЕНОСТИ

Лежиштата се машински потсклопови (или склопови) кои служат како потпори на оските и вратилата. Практично, силите кои дејствуваат на оските и вратилата, преку нивните ракавци се предаваат на лежиштата, а понатаму на основата и подлогата. Истовремено со преземањето на силите, лежиштата имаат за задача да овозможат кружно или осцилаторно движење на ракавците во нив, при што помали загуби од триене. Зависно од начинот на меѓусебното движење на ракавецот и елементот на лежиштето се разликуваат:

- лежиштата со **лизгање**, кај кои ракавецот **директно** се потпира на постелката на лежиштето и при вртенето се лизга по неа, притоа се забавува триене од лизгање (сл.11.03),
- лежиштата со **тркалање**, кај кои ракавецот се потпира на лежиштето **посредно**, преку куглици, валжачина, иглички, па при движењето се забавува триене од тркалање (сл.11.34).

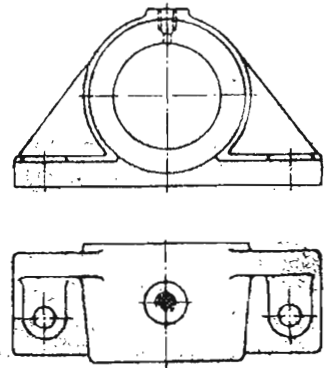
Зависно од правецот на дејството на силите во лежиштата, тие се делат на:

- **радијални** (или попречни), кои може да примат, главно, радијални сили — што дејствуваат попречно на оската, и евентуални незначителни аксијални сили;
- **аксијални**, кои може да примат, главно, аксијални сили што дејствуваат во правецот на оската на ракавецот и
- **радиаксијални**, кои по својата конструкција се погодни за прифаќање на радијални и аксијални сили.

Во принцип, конструктивно и функционално битно се разликуваат лежиштата со лизгање и лежиштата со тркалање. Затоа, понатаму, посебно ќе се разгледуваат овие две главни групи лежишта, во алтернат. изведба како радијални и аксијални. Битната **разлика** меѓу овие две главни групи лежишта е видот на **триењето** што се забавува во нив, одн. триењето при лизгање, кое е неспоредливо поголемо од триењето при тркалање. Тоа влијае и на конструктивното обликување на едната и другата група лежишта, што понатаму повлекува уште низа други карактеристични особености на едните и другите лежишта, за што ќе стане збор при нивното одделно разгледување. Во таа смисла, како битна разлика, уште на почетокот треба да се истакне улогата на **подмачкувањето**, која е сосем различна кај едните и другите видови лежишта. Понатаму, лежиштата со лизгање, редовно се поединечна конструкција-облека по мера, додека лежиштата со тркалање се стандардизирани елементи од масовен карактер на производство-конфекција.

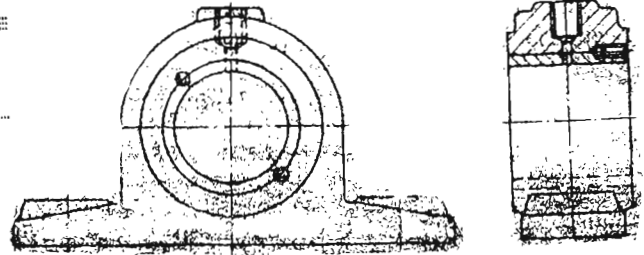
11.2.1 КОНСТРУКТИВНИ ИЗВЕДБИ

Назанапред да се укаже дека значително поголема примена имаат радијалните од аксијалните лежишта, па во таа смисла разгледувањето ќе отпочне токму со радијалните лежишта. Наједноставно радијално лежиште е едноделното (сл.11.01). Тоа се состои од кукиште од SL со отвор за ракавецот. Отворот на горниот дел служи за подмачкување, а двата отвора на долниот дел за прицврстување кон подлогата. Ова лежиште служи за споредни цели и лесни работни услови. За да не се фрла целото лежиште по оштетувањето на допирните површини, а и за да се примени материјал што има по добри мазивни особености, лежиштата со лизгање најчесто се изведуваат со **постелка**. Кај едноделните лежишта и постелката е едноделна (сл.11.02). По истрошувањето, постелката се заменува со нова или, ако е **двослојна**, само работниот дел (налевоката) се заменува со нов. Кај големите лежишта постелката може да биде повеќеделна, па се заменува само едниот на истрошениот дел, а другите се доработуваат на нешто поголем пречник. Дводелното лежиште (сл.11.03) од нормална конструкција ги има следниве делови: труп (1), капак (2), и дводелна постелка (3;4). Трупот и капакот се врзани со завртки (5) кои ја притегнуваат дводелната постелка. На врвот на капакот се наоѓа отворот (6) за довод на мазиво. При дното трупот на лежиштето е проширен во вид на стапало за прицврстување кон основата (постолејето).



Сл.11.01 Едноделно лежиште

Дводелното лежиште (сл.11.03) од нормална конструкција ги има следниве делови: труп (1), капак (2), и дводелна постелка (3;4). Трупот и капакот се врзани со завртки (5) кои ја притегнуваат дводелната постелка. На врвот на капакот се наоѓа отворот (6) за довод на мазиво. При дното трупот на лежиштето е проширен во вид на стапало за прицврстување кон основата (постолејето).



Сл.11.02 Едноделно лежиште со вметната постелка

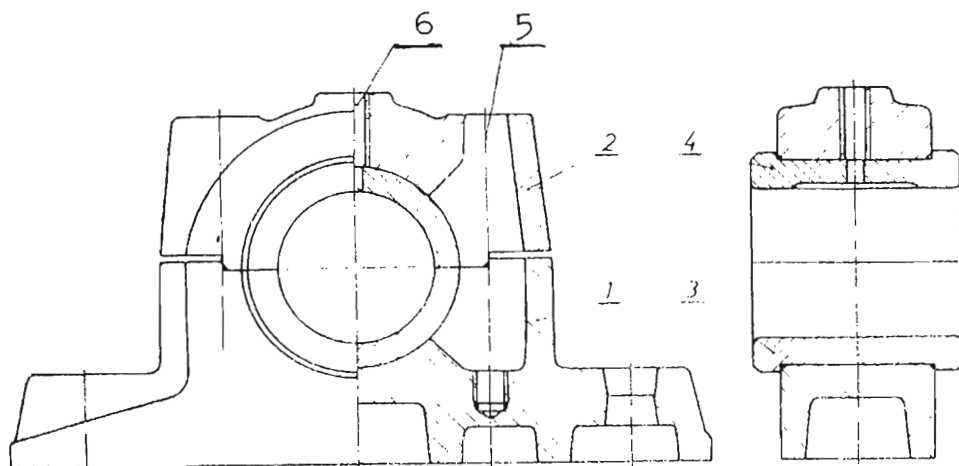
Дводелното лежиште е **поскапо** и конструктивно посложено од едноделното, но сепак, **најчесто се применува**, бидејќи лесно се монтира и демонттира (при ремонт).

На сл.11.04 е прикажано дводелно лежиште со **двослојна** постелка—залеана со бел метал и со корито за собирање на маслото. Се обрнува внимание дека кај дводелните лежишта

Дводелното лежиште е **поскапо** и конструктивно посложено од едноделното, но сепак, **најчесто се применува**, бидејќи лесно се монтира и демонттира (при ремонт).

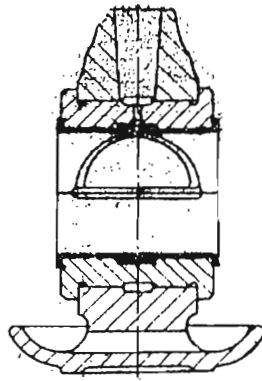
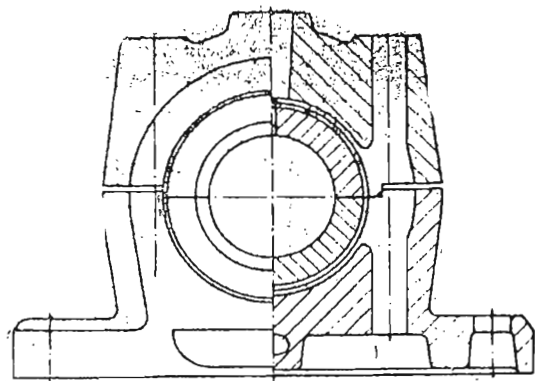
На сл.11.04 е прикажано дводелно лежиште со **двослојна** постелка—залеана со бел метал и со корито за собирање на маслото. Се обрнува внимание дека кај дводелните лежишта

СОСТАВОТ НА КАПАКОТ И ТРУПОТ ИМА СТЕПЕНЕСТ ОБЛИК ЗА ДА СЕ СПРЕЧИ НИВНОТО РЕЛАТИВНО ДВИЖЕНЕ.

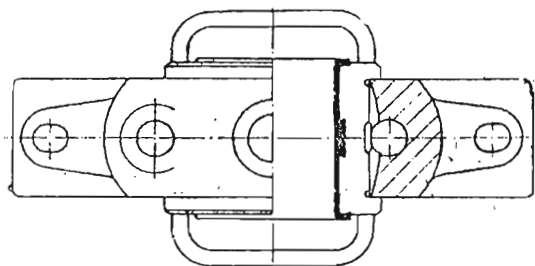


Сл.11.03 Двodelно лежиште од нормална конструкција
1 - труп; 2 - капак; 3 и 4 - долна и горна постелка;
5 - отвор за заврските за врска на трупот и капакот;
6 - отвор за довод на мазивото

Лежиште со двodelно куќиште и постелка од повеќе делови (сл.11.05) се употребува целисходно, кога значително се



менуваат насоката, пра-
вецот и ин-
тензитетот
на оптовару-
ването, или
кога се пос-
реди јаки у-
дари, па за-
ради тоа, де-
ловите на
постелката
брзо се абат
и често мора
да се наго-
дуваат. По-
ложбата на
постелката
се нагодува
со завртки и
со примена



Сл.11.04
Двodelно лежи-
ште со заливка
од бел метал
во постелката
и со корито
за собирање
на маслото

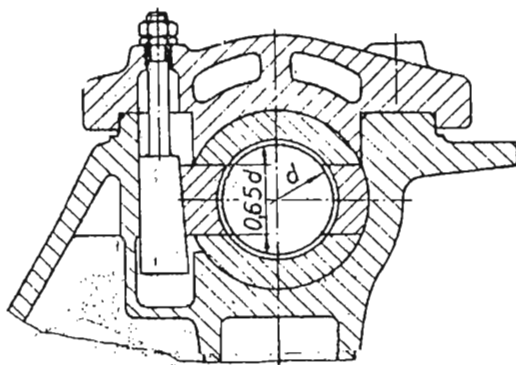
на попречни клинови, кои од едната страна се потпираат на куќиштето, а од другата на постелката.

Конструкцијата на лежиштето зависи и од начинот на подмачкуването, општата конструкција на вратилото, начинот на оптоварувањето и др. Во таа смисла на сл.11.06 е прикажано лежиште за подмачкување со прстен. Прстенот лежи слободно на ракавецот, а неговиот долен дел постојано е потопен донекаде во резервоарот за масло,

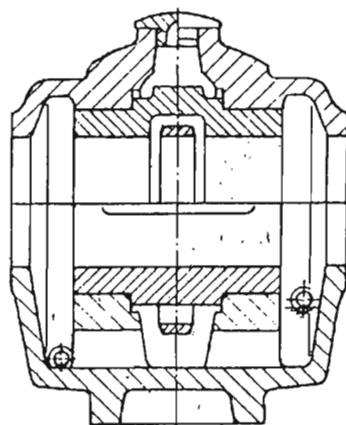
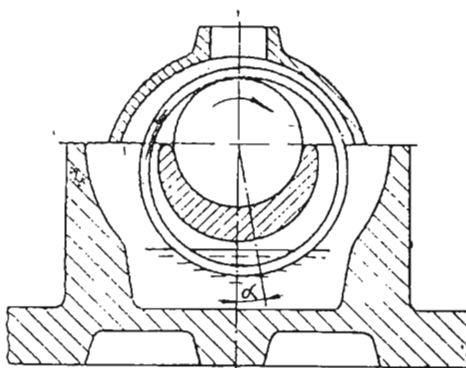
што се наоѓа во долниот дел на лежиштето. При вртењето на ракавецот прстенот се врти заедно со него, и зафаќа масло од резервоарот, донесувајќи го до ракавецот, ка-

де што тоа се одвојува и распоранува по лежиштето и ракавецот. По потреба, може да се употребат и два прстена. Подмачкувањето со прстен е економично, бидејќи едно определено количество масло постојано кружи. Во некои вакви случаи наместо слободен, се употребува **врзан** прстен-прицврстен за ракавецот.

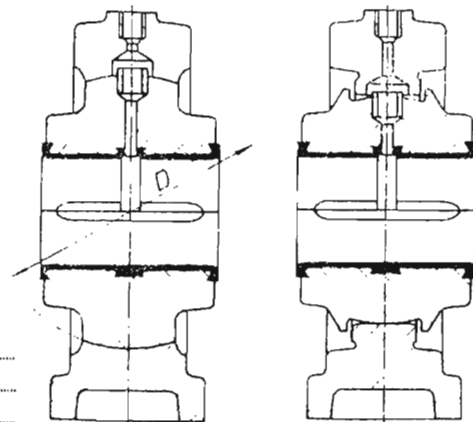
На сл.11.07 е прикажано **вртливо** лежиште во две изведби. Тоа одговара за вратила кои во текот на работата осетно се деформираат. Таквите лежишта се **приспособуваат** сами



Сл.11.05 Лежиште со постелка од 4 делови, залееана со бел метал

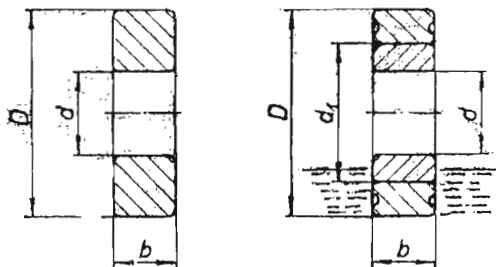


Сл.11.06 Лежиште за подмачкување со прстен



Сл.11.07 Вртл. лежишта

ОД СЕБЕ НА ПОЛОЖБАТА НА ОСКАТА НА РАКАВЕЦОТ НА ВРАТИЛОТО, Т.Е. **АВТОМАТСКИ** СЕ ПОСТИГНУВА ПАРАЛЕЛНОСТ НА ОСКИТЕ. КАКО ШТО СЕ ГЛЕРА, ПОСТЕЛКИТЕ НА ВАКВИТЕ ЛЕЖИШТА ИМААТ СФЕРИЧНА ПОТПОРА.



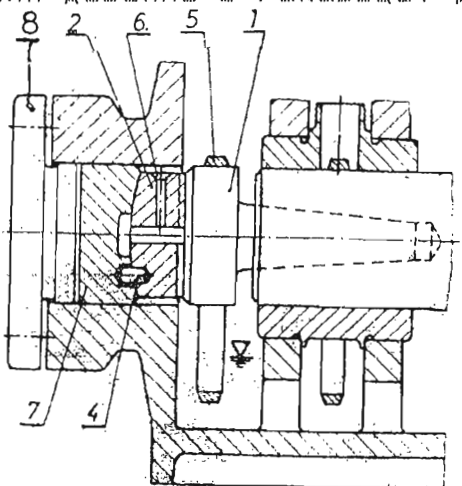
Сл.11.08 кратки лежишта

а) со еден; б) со два прст.

Внатрешниот челичен прстен термички обработен, брусен и гладен се навлекува на вратилото, а надворешниот прстен е од синтеруван метал, сив лив, нодуларен лив и сл. и се вградува во куќиштето на лежиштето. По потреба тој прстен може да биде залееан и со бел метал. Конструктивната карактерист. $\kappa \leq 0,3$, а површинскиот притисок $p_d \geq 30 \text{ N/mm}^2$.

Освен наведените има уште голем број разновидни конструктивни изведби на радијални лежишта, кои од разбирливи причини не може да бидат сместени на ова место.

Во продолжение накусо ќе бидат претставени и неколку конструкции на **аксијални** лежишта. За незначителни аксијални сили доволно е ракавецот да има од едната или и од двете



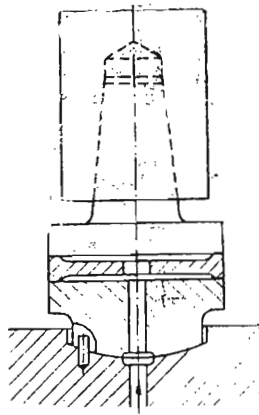
Сл.11.09 Бочно аксијално лежиште, 2-наслој, 5-прстен за подмачкув. 7-потпора

ОСКИТЕ. КАКО ШТО СЕ ГЛЕРА, ПОСТЕЛКИТЕ НА ВАКВИТЕ ЛЕЖИШТА ИМААТ СФЕРИЧНА ПОТПОРА. ДЕНЕС СЕ НАСТОЈУВА ДА СЕ ПОСТИГНЕ МЕЃУСЕБНА **РАЗМЕНЛИВОСТ** НА ЛИЗГАЧКИТЕ И ТРКАЛАЧКИТЕ ЛЕЖИШТА, Т.Е. ДА СЕ ИЗЕДНАЧАТ НИВНИТЕ НАДВОРЕШНИ МЕРИ. ЗА ТАА ЦЕЛ СЕ ПРАВАТ ТН. **"КРАТКИ"** ЛИЗГАЧКИ ЛЕЖИШТА (СЛ.11.08). ЛЕЖИШТЕТО СО ДВА ПРСТЕНА (ИЗВ.б) ПОМЕЃУ КОИ Е ПОВРШИНАТА НА ЛИЗГАНЕТО, ПРЕТСТАВУВА ОСНОВЕН ОБЛИК НА ВАКВИТЕ ЛЕЖИШТА. ВНАТ-

РЕШНИОТ ЧЕЛИЧЕН ПРСТЕН ТЕРМИЧКИ ОБРАБОТЕН, БРУСЕН И ГЛАДЕН СЕ НАВЛЕКУВА НА ВРАТИЛОТО, А НАДВОРЕШНИОТ ПРСТЕН Е ОД СИНТЕРУВАН МЕТАЛ, СИВ ЛИВ, НОДУЛАРЕН ЛИВ И СЛ. И СЕ ВГРАДУВА ВО КУЌИШТЕТО НА ЛЕЖИШТЕТО. ПО ПОТРЕБА ТОЈ ПРСТЕН МОЖЕ ДА БИДЕ ЗАЛЕЕАН И СО БЕЛ МЕТАЛ. КОНСТРУКТИВНАТА КАРАКТЕРИСТ. $\kappa \leq 0,3$, А ПОВРШИНСКИОТ ПРИТИСОК $p_d \geq 30 \text{ N/mm}^2$. ОСВЕН НАВЕДЕНИТЕ ИМА УШТЕ ГОЛЕМ БРОЈ РАЗНОВИДНИ КОНСТРУКТИВНИ ИЗВЕДБИ НА РАДИЈАЛНИ ЛЕЖИШТА, КОИ ОД РАЗБИРЛИВИ ПРИЧИНИ НЕ МОЖЕ ДА БИДАТ СМЕСТЕНИ НА ОВА МЕСТО. ВО ПРОДОЛЖЕНИЕ НАКУСО ЌЕ БИДАТ ПРЕТСТАВЕНИ И НЕКОЛУКУ КОНСТРУКЦИИ НА **аксијални** лежишта. За незначителни аксијални сили доволно е ракавецот да има од едната или и од двете страни наслоји на кои се потпира на бочните страни на постелката.

За големи аксијални сили служи било надворешно (бочно) аксијално било гребенесто лежиште. Пример на надворешно-бочно аксијално лежиште за хоризонтално вратило, подмачкувано со прстен, е прикажано на сл.11.09. Во вратилото е воведен и со клин е прицврстен бочникот (1), кој налегнува на неподвижниот лежиштен наслој 2. Со одземање или додавање лимови меѓу потпорите 7 и капакот 8, може да се нагодува аксијалната положба на вратилото.

На сл.11.10 е прикажано аксијално лежиште со вметната плоча за вертикално вратило. Во плочата се изведени наклонети рамнини заради целосно подмачкување. Радиаксијално лежиште за



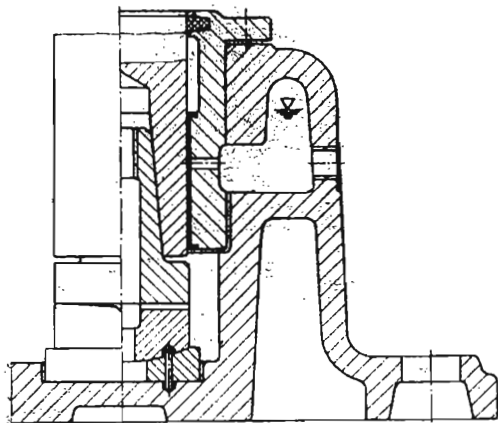
Сл.11.10 Аксијално лежиште за верт.вратило

е прикажано на сл.11.11, чии лизгачки површини се

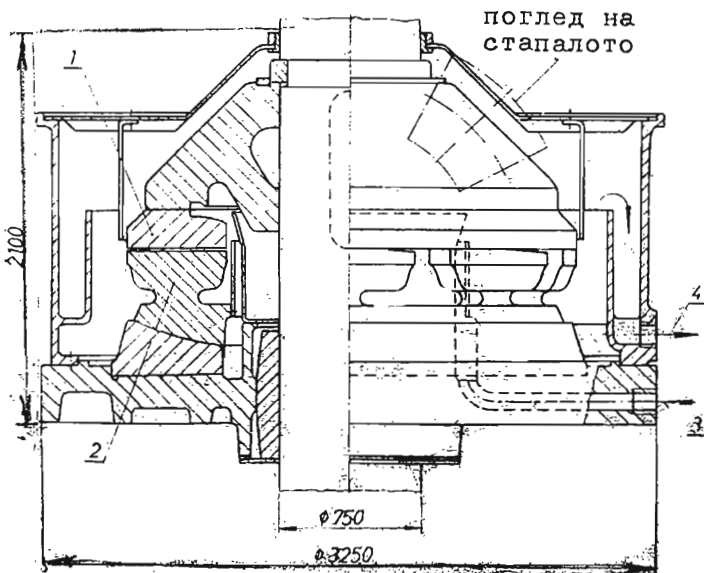
наклонети заради целосно подмачкување.

За мошне големи аксијални сили потпората е составена од низа одделни сегменти, кои може да се нишат, бидејќи не се круто врзани со трупот на лежиштето и така да се приспособуваат во текот на работата за секогаш да биде обезбеден наклон заради постигнување динамичко кливање. Пример на вакво лежиште за хидраулична турбина е прикажано на сл.11.12, тн. Michel-ово лежиште.

Това лежиште со 8 сегменти е оптоварено со вкупно 9000 kN. На вратилото е наглавена главината, која е врзана со че-



Сл.11.11 Комбинација на радијално и аксијално лежиште за верт.вратило



Сл.11.12 Аксијално сегментно лежиште за хидраулична турбина со верт.вратило
1-прстен на вратилото; 2-сегмент;
3-довод на мазивото до работната површина; 4-одвод на затопленото масло

личниот прстен (1), чија лежишна површина на лизгането е долната страна. Потпората на лежиштето се состои од сегментите (2), чии краеви се закосени и заоблени во насоката на наидувањето на вртливиот прстен (1), така за да се овозможи пораст на притисокот во слојот на маслото и динамичко пливање.

11.2.2 ЗАДАЧА И ПРОЦЕС НА ПОДМАЧКУВАЊЕТО

Кога ракавецот при вртенето би бил во непосреден допир со постелката на лежиштето, би се јавило силно триене, кое би предизвикало значителна загуба на енергија, штетно затоплување и абене на допирните површини. За овие непогодности да се ублажат, потребно е допирните површини да бидат подмачкани, т.е. постелката да биде одделена од ракавецот со слој на мазиво.

Главни, постојат три видови триена во лежиштата: триене на **суви** површини, триене на **полумокри** површини и триене на **мокри** површини.

Триенето на **суви** површини настанува кога на допирните површини воопшто **нема** мазиво—металните површини тогаш се допираат непосредно. Ваквото триене не смее да се дозволи во лежиштата, бидејќи трошењето на металот на допирните површини е мошне интензивно, загубата на енергија значителна, а затоплувањето осетно. Триене на суви површини во лежиштата се толерира само во моментот кога почнува вртенето на ракавецот.

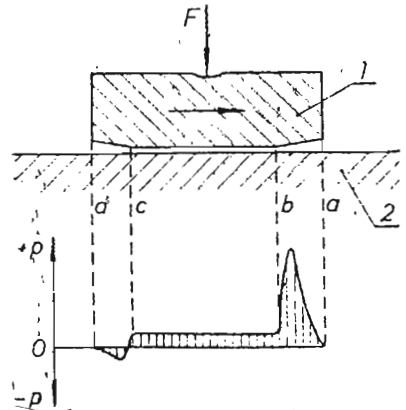
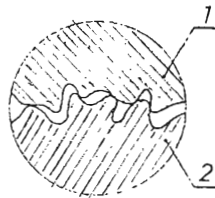
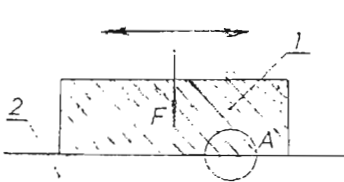
Триенето на **полумокри** површини се јавува кога ракавецот и постелката **делумно** се одвоени со слој на мазиво, а делумно непосредно се допираат. Ваква состојба во лежиштето настанува кога нема доволно мазиво, кога доведеното мазиво не е исправно, кога ракавецот и постелката не се правилно конструирани или не се добро обработени, или кога општите услови под кои работат ракавецот и лежиштето не се погодни (на пр.: изглобови, кулисни механизми и сл.). При триенето на полумокри површини, кое редовно се јавува во почетокот на вртенето на ракавецот во лежиштето, абенето може да биде мошне силно.

Триенето на **мокри** површини може да се оствари со добра конструкција на лежиштето и со избор на погодно мазиво, ако тоа го дозволуваат општите услови на работа. Во тој случај, ракавецот и постелката **целосно** се **одделени** со слој на мазиво, а за определувањето на отпорот на триенето меродавни се **хидродинамичките** закони, бидејќи постои само триене **меѓу честичките** на мазивото, а не и меѓу нив и металните површини, кои во таа состојба не се абат.

Отпорот на триенето е незначителен и многу послаб од отпорот на триенето при суви површини. Се вели дека подмачкуването е целосно, кога ракавецот и постелката на лежиштето наполно се одвоени со слој на мазиво. Сепак, треба да се има предвид дека, целосно подмачкување не се постигнува со изобилен довод на мазиво, туку со рационална конструкција на лежиштето и на ракавецот, со избор на правилен начин на подмачкуването и на погодно место за довод на мазивото, при доволна **брзина** на вртенето.

Целосно подмачкување не може секогаш да се постигне. Подмачкуването пружа уште една корист: со циркулација на мазивото може значително да се олесни **ладењето** на лежишт. При наизменично праволиниското движење на телото (1) по подлогата (2), сл. 11.13, се позавува триене на допирните површини. За да се намали триенето потребно е лизгачките површини да се подмачкаат. Целосно подмачкување, кое е најпогодно, не може да се оствари, бидејќи мазивото ќе биде истиснато под влијание на оптоварувањето, а освен тоа, остриите рабови на телото (1) ќе го стружат мазивото од подлогата и ќе го оддалечуваат од фактичната лизгачка површина.

детал А

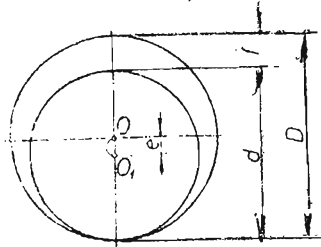


Сл. 11.13 Движење на телото по подлогата (А—микроегеометриски изглед на површините на допирот)

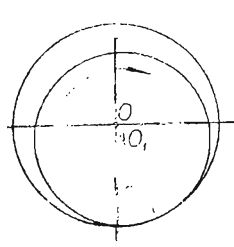
Целосно подмачкување може да се постигне кога допирната површина на телото (1) е малку закосена на краевите (сл. 11.14). При доволна брзина на движењето на телото (1) тогаш расте притисокот во слојот мазиво и телото (1) се одвојува од подлогата (2). Овој притисок што зависи од брзината на движењето и вискозноста на маслото, овозможува телото (1) да заплива по маслото, т.е. целосно да се одвои од подлогата. Со тоа ќе се постигне целосно подмачкување со најпогодна состојба на триене на мокри површини; металните делови (1 и 2) тогаш нема веќе да се допираат. Промената на притисокот на одделни места за покажува ди-

Сл. 11.14 Поделба на притисокот во слојот мазиво при движење на телото надесно

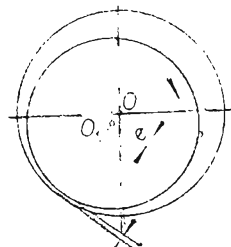
забрамот на сл. 11.14. На работ **a** притисокот е еднаков на нулата, па пораѓајќи оттаму тој расте, доколку се намалува пресекот на "процепот" во кој маслото се потиснува поради движењето на телото (1), за непосредно пред работ **b** да ја достави најголемата позитивна вредност, па веднаш потоа да опадне на работ **b**, до извесна вредност, која практично не се менува од **b** до **c**. Од местото **c** до местото **d** пресекот на процепот се наголемува, притисокот во слојот на маслото опаѓа, станува дури и негативен и конечно повторно е еднаков на нулата во точката **d**. Заради тоа, во областа на негативниот притисок може да настапи и цицнење, секако во незначителна мера. Но тоа може да се користи за довод на маслото. Наклонот на поцепот е сосем мал, речиси, незабележителен. Тој треба да се движи од 1:500 при помали брзини, до 1:200 при поголем брзини и помали притисоци.



Сл. 11.15 Положба на ракавецот во лежиштето (сошт. на мирување)

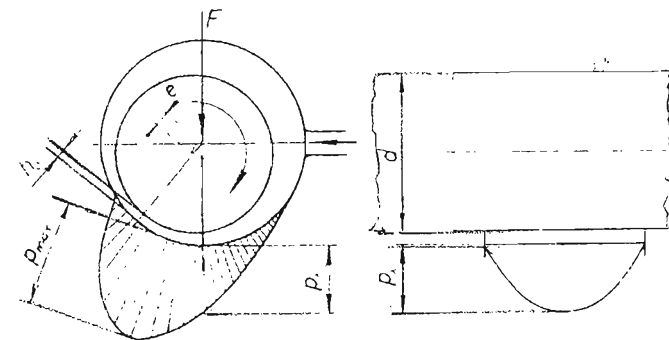


Сл. 11.16 Положба на ракавецот во лежиштето (при подгаѓање)



Сл. 11.17 Положба на ракав. во работа

Работите се заоблуваат. Кај радијалните лежишта ракавците не се движат праволиниски туку кружно-тие се вртат. Допирните површини не се рамни туку цилиндрич-



Сл. 11.18 Поделба на притисокот

тето D е поголем од пречникот на ракавецот d , нивната разлика го дава згајот

$$s = D - d \quad (11.01)$$

Вообичаено е, наместо фактичниот згај s да се пропишува релативниот згај $\psi = s/d$. Релативниот згај се избира врз

ни. За и во овој случај да се оствари динамичко пливане, т.е. целосно подмачкување со одделување на ракавецот од постелката со слој мазиво, потребно е да се создадат процепи. Тоа се постигнува со згајот во лежиштето (сл. 11.15). Бидејќи пречникот на лежиш-

основа на работните услови и материјалот на постелката.

Така, за материјал на постелката:

-бел метал	$\psi = 0,0005-0,001$
-бронза и цев. лив	$\psi = 0,001 -0,0017$
-оловна бронза	$\psi = 0,002 -0,003$
-лесни легури	$\psi = 0,0013-0,0017$
-сив лив	$\psi = 0,001 -0,002$
-синтерметал	$\psi = 0,0015-0,002$
-металокерамика	$\psi = 0,002 -0,004$
-пластмаса	$\psi = 0,003 -0,0045$

Зависно од пречникот d и толеранц. на налегнув. релат. зваз изнесува за:

d	H7/g6	H7/f7
30- 50	0,00074	0,00125
50- 80	0,00053	0,00092
80-120	0,00041	0,00071

Под апсолутна дебелина на слојот на маслото h_0 се подразбира најмалото растојание меѓу височините на нерамнините, одн. широчината на процепот. За постигнување мирна работа мора да биде $h_0 \leq 0,17 \cdot s \geq 1 \mu m$.

За пресметката на хидродинамичкото подмачкување важна е уште релативната дебелина на слојот на мазивото

$$\delta = 2 \cdot h_0 / s \quad (11.02)$$

Кога ракавецот мирува за допира постелката по права линија (сл. 11.15). Тогаш ексцентричноста e , а тоа е растојанието меѓу средиштето на лежиштето O и центарот на ракавецот O_1 е најголемо, $e = s/2$.

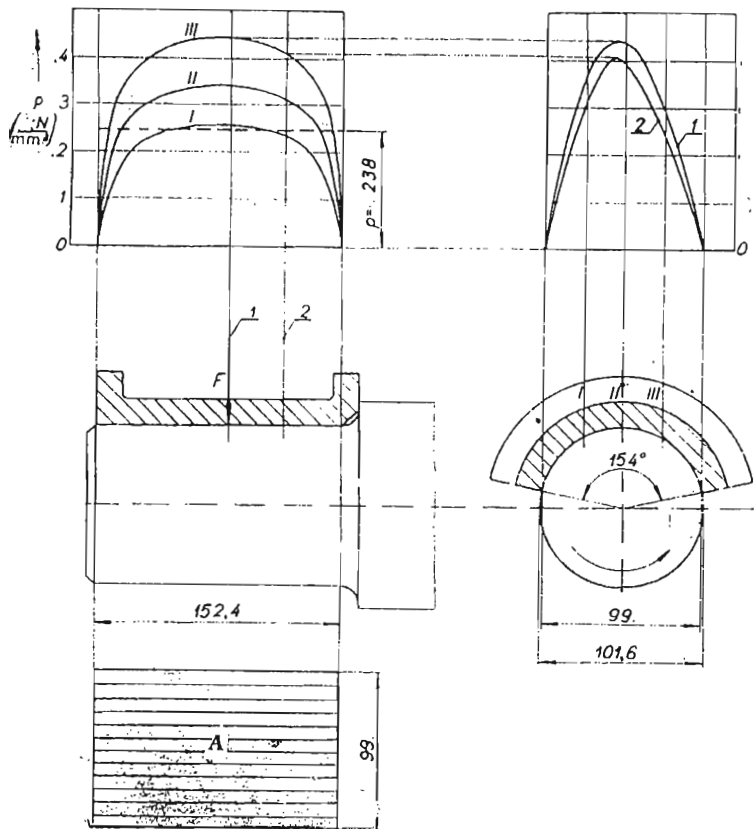
Кога ракавецот почнува да се врти, ексцентричноста станува помала, ракавецот навлегува во процепот во вид на полумесецина (сл. 11.17), поместувајќи се сè повеќе налево со зголемувањето на зачестеноста на вртежите n , поради притисокот во слојот на мазивото што е поголем од десната страна. Колку што зачестеноста n расте, ексцентричноста опаѓа, а ракавецот сè повеќе се подига. Геометриското место на средиштето на ракавецот O_1 е крива линија, OO_1 е приближно кружен лак. При бесконечно голема зачестеност на вртежите $n = \infty$, средиштата O и O_1 ќе се поклопат, ексцентричноста веќе не би постоела $e = 0$. Меѓутоа, тоа приближно се постигнува при доволно голема зачестеност на вртеж. n . Диаграмот на промената на притисокот на секое место во оптоварениот дел на постелката е даден на сл. 11.18, чиј карактер е сличен на сл. 11.14. Кога ќе се оствари опишаниот процес во лежиштето, подмачкувањето е целосно, ракавецот и постелката на лежиштето се одделени со слој на мазиво, триенето не зависи од материјалот на ракавецот и на постелката, туку од зачестеноста на вртежите на ракавецот, од притисокот во слојот на мазивото и од вискозноста на мазивото.

Врз основа на изложеното може да се заклучи дека за целосното подмачкување, односно динамичко пливане, се потребни следниве услови:

- во лежиштето мора да постои **зјај**, за да се добие процеп во вид на клин, кој го овозможува порастот на притисокот во слојот мазиво;
- зачестеноста на вртежите или **брзината** на лизгането мора да биде доволно **голема**, за да може да се оствари потребниот притисок за динамичко пливане на ракавецот;
- маслото мора да биде доволно **вискозно** и
- **геометриските оски** на ракавецот и на постелката мора да бидат **паралелни** т.е. по потреба, лежиштето да биде вртливо.

Во неоптоварениот, најчесто горниот дел на постелката на лежиштето не владее притисок, како што се каоѓа најголемо количество масло.

Маслото треба да се доведува во лежиштето на местото на ниските притисоци, значи во неоптоварената зона.



Поделбата на притисокот во лежиштето не е рамномерна (сл.11.19). Притисокот е најголем некаде во средината на лежиштето, како во попречната така и во надолжната рамнина, и опаѓа кон краевите. Положбата на најголемиот притисок по должината на оската на лежиштето зависи од еластичните деформации на вратилото и од пластичноста и вртливоста на лежиштето. Примерот на сл.11.19 спор. испитуваната на Tower е оптоварен со $F = 36 \text{ kN}$ при $n = 2,5 \text{ sec}^{-1}$. Како што се гледа, $p = 4,3 \text{ N/mm}^2$, а $p = 2,36^{\text{max}}$. Факторот на нерам-

Сл.11.19 Пресм допирна површина и фактична поделба на притисокот (поп. пресеци се озн. арапски, а надолжн. рамски)

номерноста на поделбата на притисокот

$$\gamma_p = \frac{P_{max}}{P} = \frac{4,3}{2,36} = 1,82.$$

Во попречната рамнина (десниот дизаграм) положбата на најголемиот притисок е поместена малку во насоката на вртењето на ракавецот.

За да се одбегнат мошни големите напони од притисокот на одделните места на постелката, а особено на нејзвиките рабови-напони што може да ги предизвика деформираното вратило, треба да се настојува, растојанието меѓу лежиштата да биде што помало, а лежиштата да бидат што пократки во однос на пречникот, значи односот $x = b/d$ да биде што помал. И неточното склопување на лежиштето може да биде причина за локалното зголемување на притисокот, а исто така и неточноста на изработката и изабеноста на ракавецот и на постелката.

На поделбата на притисокот во попречната рамнина значително влијае периферната брзина. Колку што брзината е поголема, толку е поголема и разликата меѓу најголемиот и средниот-пресметковниот притисок, одн. факторот γ .

Важна улога на ефикасноста на подмачкувањето по целиот обем на лежиштето играат и каналите. Фактички, тие имаат задача да овозможат мазивото да се доведе, правилно да се разведе по должината на лежиштето и да се одведе од него. Дали воопшто канали ќе се предвидат и какви ќе бидат кога се потребни, зависи од начинот на подмачкувањето, од обликот и положбата на површините на лизгането, од видот на релативното движење на ракавецот и постелката, од честеноста на вртежите n и од големината, насоката, положбата и променливоста на резултантната сила што дејствува на ракавецот. Општо правило е, во оптоварениот дел на постелката да нема канали, од причина што максималниот притисок што владее во таа зона ќе биде камален, па поради тоа нема да биде обезбедено динамичко пливане на ракавецот. Дизагонално поставените канали (X) ги сврзуваат местата на високиот со местата на нискиот притисок, поради што настанува изедначување на притисокот (на маслото), па ваквата постелка е лоша. Попречните (I) канали исто така непогодно влијаат врз процесот на подмачкувањето, бидејќи за намалуваат активната должина на постелката и го олеснуваат излегувањето на маслото, па и тие канали треба да се одбегнуваат.

Правилно конструирана постелка е ако разводните канали се наоѓаат во рамнината нормална на правецот на дејството на силата, а доводниот канал во неоптоварениот дел, со тоа што во оптоварениот дел да нема никаков канал. Пока-

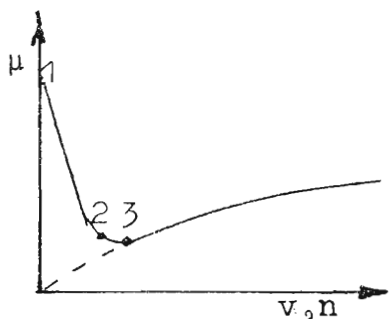
таму, разводниот канал не смее да се простира до крајот на постелката, за маслото да не биде истиснато надвор од неа. Канали во оптоварениот дел на постелката може да се дозволат само кај ракавците кои изведуваат осцилаторно движење (клипен лост).

Мазиво може да се доведува во лежишниот дел и низ оската на вратилото, кое специјално за таа цел има изведен аксијален отвор, како и радијален.

Како што е познато, при вртенето на ракавецот во лежиштето секогаш постои отпор на триенето, кој по својата суштина значително се разликува по тоа дали се работи за триене на мокри или полумокри површини. Пресметковниот коефициент на триенето може да се определи од равенката на моментот на отпорот, се разбира врз основа на мерење. Така,

$$T_{\mu} = \mu \cdot F \cdot d/2 \quad (11.03)$$

Карактерот на зависноста на коефициентот на триенето μ од периферната брзина на ракавецот v , или од зачестеноста на вртежите n , одн. аголната брзина ω , а за определено мазиво и определен специфичен притисок, е прикажан на сл. 11.20. Во



Сл. 11.20 $\mu = f(v, n)$

моментот кога почнува движењето, т.е. при $v = 0$, во лежиштето владее триене на суви површини, па коефициентот на триенето има максимална вредност. Со покачувањето на брзината μ опаѓа, сè додека при некоја брзина не падне на μ_{\min} . Точката 2 ја одбележува состојбата во која почнува одделувањето на ракавецот од подлогата. Од точката 3 почнува вистинската област на триенето на целосно мокрите површини во која коефициентот на триенето расте со покачувањето на брзината. Зачестеноста на вртежите што одговара на точката 3 се нарекува **гранична** и може да се пресмета според следнава равенка:

$$n_g = 2,122066 \cdot \frac{p}{d \cdot \eta} \quad (\text{sec}^{-1}) \quad (11.04)$$

каде што се става: p во N/mm^2 , вискозноста η во Pas и пречникот d во mm .

Според тоа, динамичко пливане на ракавецот, одн. триене на мокри површини може да се очекува при $n > n_g$ и при исполнети други услови.

Како мошне важна за пресметката на радијалните лежишта е бездимензионалната карактеристика, наречена **Sommerfeld-ов број**:

$$\Phi = 10^6 \cdot \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \quad (11.05)$$

КАДЕ ШТО ПРИТИСОКОТ p Е ИЗРАЗЕН ВО N/mm^2 И ВИСКОЗНОСТА η ВО Pas ($N \cdot sec/m^2$), ДОДЕКА 10^6 Е ФАКТ. НА ПРОПОРЦИОНАЛНОСТА. **Sommerfeld**-ОВИОТ БРОЈ ЗАВИСИ ОД КОНСТРУКТИВНАТА КАРАКТЕРИСТИКА НА РАКАВЕЦОТ κ И ОД РЕЛАТИВНАТА ДЕБЕЛИНА НА МАСЛЕНИОТ СЛОЈ δ . ПОДАТОЦИ ЗА НЕГОВИТЕ ВРЕДНОСТИ ИМА ВО ПРИРАЧНИЦИТЕ. ТАКА, СО ПОЗНАТИ ВЕЛИЧИНИ: Φ , p , ψ И ω МОЖЕ ДА СЕ ПРЕСМЕТА ВИСКОЗНОСТА η , ШТО ОДГОВАРА НА КОНКР. ЛЕЖИШТЕ. СО ПРЕИНАЧУВАЊЕТО НА РАВ. 11.05 МОЖЕ ДА СЕ ДЕФИНИРА РАВЕНКАТА ЗА КОЕФИЦИЕНТОТ НА ТРИЕНЕТО КАКО ШТО СЛЕДУВА:

$$\text{— при } \Phi < 1, \quad \mu \cong \frac{3 \cdot \psi}{\Phi} > \frac{3 \cdot \eta \cdot \omega}{10^6 \cdot p \cdot \psi} \quad (11.06)$$

$$\text{— при } \Phi > 1, \quad \mu \cong \frac{3 \cdot \psi}{\sqrt{\Phi}} < \frac{3}{10^3} \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}} \quad (11.07)$$

ОД ОБАТА ОБРАСЦА СЕ ГЛЕДА ДЕКА КОЕФИЦИЕНТОТ НА ТРИЕНЕТО РАСТЕ СО ЗГОЛЕМУВАЊЕТО НА ВИСКОЗНОСТА η И НА АГОЛКАТА БРЗИНА ω , А ОПАГА СО ЗГОЛЕМУВАЊЕТО НА СРЕДН. ПРИТИСОК p . НА КОЕФИЦИЕНТОТ НА ТРИЕНЕТО ВЛИЈАЕ И ТЕМПЕРАТУРАТА, БИДЕЖКИ ВИСКОЗНОСТА ЗАВИСИ ОД ТЕМПЕРАТУРАТА. КОГА ТЕМПЕРАТУРАТА РАСТЕ ВИСКОЗНОСТА ОПАГА. ВО ТАА СМИСЛА, ПРИ ПОВИСОКА РАБОТНА ТЕМПЕРАТУРА ТРЕБА ДА СЕ ИЗБИРА ПОВИСКОЗНО МАЗИВО, И ОБРАТНО.

СЕ РАЗБИРА, И ДРУГИ ФАКТОРИ ВЛИЈААТ ВРЗ КОЕФИЦИЕНТОТ НА ТРИЕНЕТО, ОСОБЕНО НА ТРИЕНЕТО НА ПОЛУМОКРИТЕ ПОВРШНИ, А ТОА СЕ: МАТЕРИЈАЛОТ И КОНСТРУКЦИЈАТА НА ЛЕЖИШТЕТО, ЗЈАЗОТ, КВАЛИТЕТОТ НА МАЗИВОТО, ВИДОТ НА ОБРАБОТКАТА НА РАКАВЕЦОТ И НА ПОСТЕЛКАТА И ДР. СЕКАКО, ТОА ТРЕБА ДА СЕ ЗЕМА ПРЕДВИД ОСОБЕНО ВО СЛУЧАИТЕ КОГА МАШИНАТА РАБОТИ СО ЧЕСТИ ПРЕКИНИ И ПРИ МАЛИ БРЗИНИ, КАКО И ПРИ ТЕШКИ ОПТОВАРУВАЊА.

Табела 11.01 Експер. вредности на коефициент на триенето μ

Вид на лежиштето и начин на подмачкув.		Материјал на постелк.	Вид на триенето		
			суво	полумокро	мокро
рад.	подм. со маст	SL, Bz, CuSnZn	0,12	0,05–0,1	–
леж.	" " масло	SL, Bz, CuSnZn	0,14	0,04–0,07	0,014
"	" " масло, прст.	Bronza-Bz	0,14	–	0,003–0,005
"	" " прстен	Bel Metal	0,24	–	0,002–0,003
"	" " "	SL	0,14	0,02–0,1	0,004–0,008
"	" " "	Sinter-Metal	0,17	–	0,002–0,014
"	" " "	Plastmasi	0,14	0,01–0,03	0,003–0,006
акс.	маст	SL, BzSn	0,15	–	–
леж.	потпорни масло	Bel Metal	0,25	0,03	–
"	сегмент. масло	Bel Metal	0,25	–	0,002–0,004

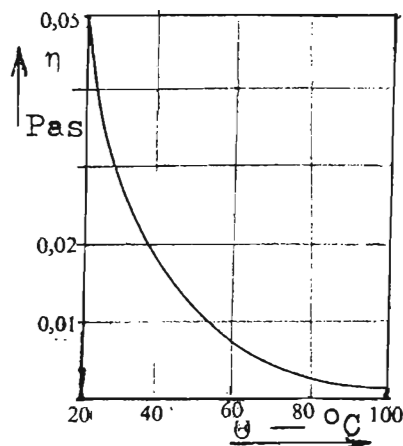
11.2.3 МАЗИВО И НАЧИН НА ПОДМАЧКУВАЊЕТО

За подмачкувањето на лежиштата се употребуваат, главно, **масла**, поретко масти, а евентуално вода и воздух.

Маслото, како редовно средство за подмачкување е особено погодно за лежиштата на брзоодните машини, за многу оптоварените лежишта и за лежиштата изложени на високи температури. По потекло, маслото може да биде **минерално**, **билно** и **животинско**. Минералното масло е **најпостојано**, па макар и стратегиски материјал, сепак, **најчесто се употребува**. Меѓутоа, во последно време значителна примена наоѓа и **синтетичното** масло, кое почнува успешно да му конкурира на минералното. На изборот на видот масло влијаат многу фактори, на прво место: температурата, притисокот, брзината и обработката на ракавецот и постелката. Подобноста на маслото се проценува според неговите карактеристики, до кои се доаѓа експериментално. Основна карактеристика му е вискозноста. Се разликуваат **кинематичка** вискозност ν , што се изразува во m^2/sec и почесто употребуваната **динамичка** вискозност η , што се изразува во $Pa.s$ ($Nsec/m^2$).

Други карактеристики на маслото се: густината ρ (kg/m^3), температурата на запалување, температурата на стврднување, чистотата која се однесува на содржините: вода, pepел и асфалт, што се определуваат според тн. неутрализациониот и сапунификациониот број. Потоа, отпорноста на стареење-постојаност со времето, емулзивноста и др.

Вискозноста е **внатрешен отпор** на честичките на секаков



Сл. 11.21 Зависноста на вискозн. η од темпер. θ за лесно маш. масло

вид флуид, во случајов на маслото, со кој се спротивставуваат на нивното меѓусебно поместување. Вискозноста се менува со температурата, и во принцип, со покачувањето на температурата вискозноста опаѓа. Конкретното влијание на температурата врз вискозноста зависи од потеклото и составот на маслото (влијание на адитивите). На пр. на сл. 11.21 е прикажана зависноста на динамичката вискозност η на лесното машинско масло кое има $0,01 Pa.s$ на $50^{\circ}C$, а во табелата 11.02 се дадени вискозностите според општата поделба на минералното масло по намената, за температурата $\theta = 50^{\circ}C$.

Т а б е л а 11.02 Вискозност η на минералните масла при 50 °C

Вид на маслото	Динам. вискозн.
масло за вретена	0,001 – 0,010
лесно маш. масло	0,010 – 0,022
средно " "	0,022 – 0,039
тешко " "	0,039 – 0,131
цилиндарско "	0,131 – 0,394

Маслото треба да има дотолку поголема вискозност доколку притисокот во лежиштето е поголем, температурата повисока, а брзината помала, и обратно.

При мала периферна брзина ($v < 2 \text{ m/sec}$) и при

квалитетно послаба обработка на ракавецот и на постелката, маслото треба да се одликува со **лепливост**. Понекогаш во таков случај, во маслото се додава колоиден графит, кој одлично прилепува кон металот и значително ги ублажува нерамнините на допирните површини. Слично влијае и додатокот на фино смелениот MoS_2

Маста како мазиво **поретко** се употребува од маслото. Подмачкувањето со маст е економично. Тоа се состои во тоа што при покачувањето на температурата во лежиштето, маста навлегува до површините на лизгането. Маста често се употребува и во лежиштата во кои маслото не би можело да се задржува заради нивната (вертикална) положба.

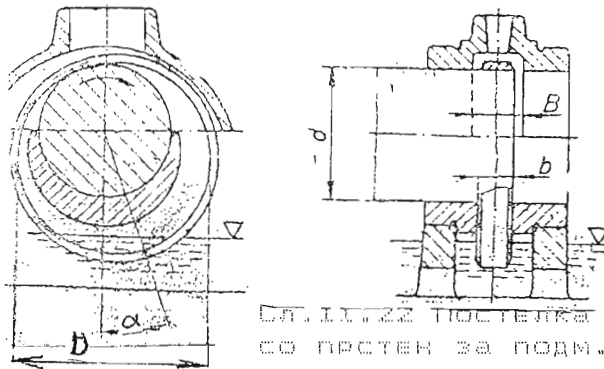
Мастите се добиваат од минералните масла и калциумовиот, натриумовиот или калиумовиот сапун.

Најважна карактеристика за проценка на квалитетот на мастите е температурата на **топењето**, која не смее да биде пониска од 60 °C, а за тешко оптоварени лежишта—изложени на силно затоплување, да не е пониска од 120 °C.

Начинот на **подмачкувањето** и на **доведувањето** на мазивото во лежиштето зависи од периферната брзина на ракавецот, од оптоварувањето, температурата, положбата и значењето на лежиштето и од видот и особеностите на мазивото.

Доведувањето на мазивото може да биде **поединечно** и **групно** (централно подмачкување). Во првиот случај мазивото се доведува во секое лежиште засебно, а во другиот, поголем број лежишта се снабдува од едно централно место.

Поединечното подмачкување со масло може да се оствари на повеќе начини. Најпрост начин е со кантичка—рачно, повремено, кое не е рамномерно и ефикасно. Добар начин на поединечното подмачкување е со **мачкалки**, кои ги има повеќе видови. Така се употребува мачкалка со **фитиљ**. Притоа, мазивото доспева од садот на мачкалката во лежиштето благодарение на капиларното дејство на фитиљот. Понатаму, се употребува мачкалка со **прачка**. Со долниот крај працката е во допир со ракавецот, таа поигрува и понатаму пропушта масло во лежиштето. Наместо прачка, подобро решение е мачкалка со вентил.

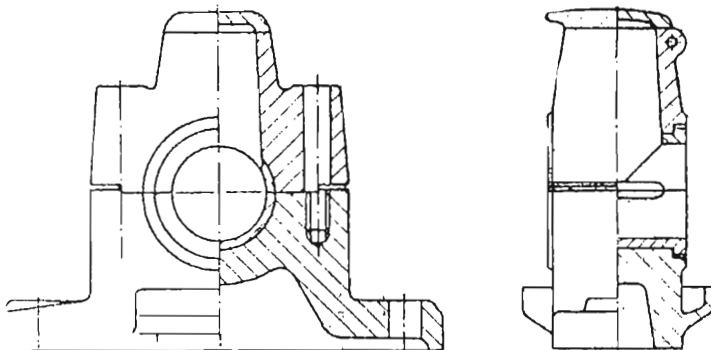


Сл.11.22 Постелка со прстен за подм.

Секкако, најдобар и често применлив начин на подмачкување е со **прстен** (сл.11.06 и 11.22). Тој се разликува од претходно опишаните по тоа што исто количество масло постојано циркулира и се искористува за подмачкување. Подмачкувањето со прстен одговара за дизапазон на зачестеност на

вртежите $1,67 < n < 33 \text{ sec}^{-1}$. Кога лежиштата се изложени на големи оптоварувања и кога ракавците се вртат со голема периферна брзина, маслото се доведува во лежиштето **под притисок**, што се создава со (запчеста) пумпа, преса или (ретко) со гравитација. Маслото под притисок може да се доведува едновремено во неколку лежишта, тоа е **централно подмачкување под притисок**. Најчесто во тој случај, по извршеното подмачкување, маслото се враќа во резервоарот, и со помош на пумпата, филтерот и др. арматура повторно се користи за подмачкување. Таквото-кружно или **циркулационо подмачкување денес е често применливо**, кај: моторите со внатрешно согорување, парните турбини, алатните машини итн. За лежиштата на механизмите во затворен простор подмачкувањето може да се оствари со прскање: подвижните делови на механизмот на пр. моторниот лост, клипницата, запченици и сл. маслото го растураат (од резервоарот) на сите страни во просторот, и така го расфрлаат и во лежиштата (мотори со внатрешно согорување, редуктори и сл.).

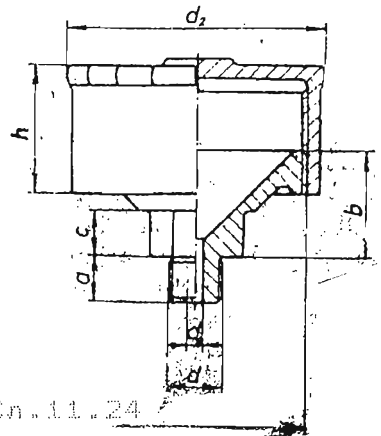
За поединечното доведување на маса во лежиштето може да послужат обичните отвори во горниот дел на лежиштето (сл. 11.23). При работата маса се затоплува и растопува и под



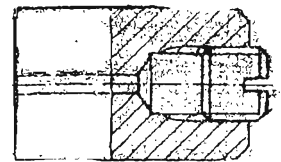
Сл.11.23 Лежиште со отвор за маст

дејството на сопствената маса доаѓа до ракавецот во потребното количество. Подмачкувањето е економично при пониски температури ($40 - 50 \text{ }^\circ\text{C}$). Најчесто применливата мачкалка за подмачкување е **Stauffer** (сл.11.24). Мач-

калката одгоре се полни со маст, со притегнување на капакот, од време на време маста се потиснува кон ракавецот. Една варијанта на **Stauffer**-овата мачкалка е прикажана на сл.11.25, каде што потиснувањето на маста се врши со завртка, што се притегнува со клуч.



На сл.11.26 е прикажана тн. **Tekallemit** мачкалката, во која маста се втиснува под притисок со помош на (рачна) преса. Топчестиот вентил автоматски ја затвора мачкалката по употребата. Ваквите мачкалки **масовно** Сл.11.24

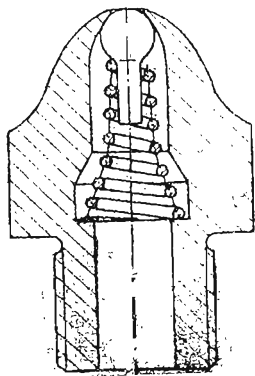


се употребуваат кај голем број разновидни машини: автомобили и други видови возила, алатки машини, рударски и градежни машини и цели постројки.

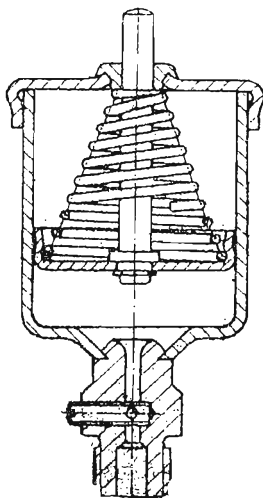
За посилно оптоварените лежишта се употребуваат **автоматски** мачкалки, во кои тегови или пружини (сл.11.27) постојано ја потиснуваат маста. На сл.11.28 е прикажана автоматската мачкалка по системот **Mewi**,

Сл.11.25
Мачкалка со завртка

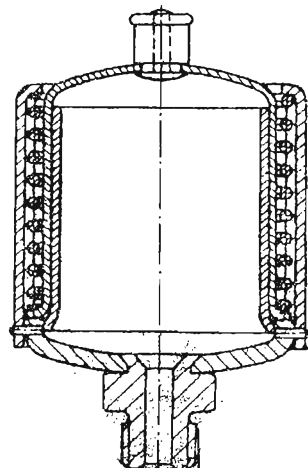
која се полни со рачна преса, а притоа не се отвора. Благодарение на тоа при полнењето во мачкалката не може да влезат прав и други туѓи тела. Дури и пружината може да се замени без отворање на мачкалката.



Сл.11.26
Мачкалка со
ТОПЧЕСТ ВЕНТИЛ



Сл.11.27 Мачкалка со пружина



Сл.11.28 **Mewi**-мачкалка за маст

Т а б е л а 11.03 Stauffer-ова мачкалка, JUS M.C4.600

Полем	Содрж. cm ³	a			d ₀	d' на навојот		d ₁	d ₂	h	e
		max	max	min		метр.	цевк.				
0	1,5	8	14	7	3	M10×1	R 1/8"	M14×1	16	14	10
1	2	8	15	7	3	M10×1	R 1/8"	M16×1	18	17	10
2	4	10	16	8	4	M12×1,5	R 1/4"	M20×1	25	19	14
3	11	10	19	10	4	M12×1,5	R 1/4"	M30×1,5	38	21	17
4	20	10	20	10	4	M12×1,5	R 1/4"	M36×1,5	46	23	17
5	40	10	23	10	4	M12×1,5	R 1/4"	M48×1,5	60	27	17
6	60	10	27	10	4	M12×1,5	R 1/4"	M56×1,5	68	31	17
7	90	12	30	12	5	M16×1,5	R 3/8"	M64×1,5	76	34	19
8	150	12	31	12	5	M16×1,5	R 3/8"	M80×1,5	94	36	19

Сите опишани мачкалки имаат **мана** што притисокот постепено опаѓа со намалувањето количеството маст. Кога се сака притисокот да биде постојан, се употребуваат **преси**, кои добиваат погон од вратилото и на тој начин постојано произведуваат потребен притисок.

За едновремено подмачкување повеќе лежишта служат, исто така, преси за маст; тоа е **централно подмачкување со маст** под притисок. Најчесто во овој случај, постои разводник кој маста ја разведува од централното место — од пресата до поедините лежишта.

11.2.4 МАТЕРИЈАЛ

На прв поглед се чини дека не е важно од каков материјал е постелката на лежиштето во кое е остварено целосно подмачкување, бидејќи во таквата состојба на подмачкувањето металните површини на ракавецот и на постелката наполно се одвоени со маслен слој. Меѓутоа, и при целосното подмачкување, металната постелка **мора** да го прими притисокот на кој е изложен слојот на маслото, т.е. таа мора да има доволна **цврстина** и издржливост при стационарната температура на лежиштето. Затоа денес постелките се прават од доволно цврст материјал, а одвнатре, околу површината на лизгането се налеваат со слој од помек метал, што има добри особености во поглед на триенето и способност да се приспособи кон ракавецот во текот на работата, т.е. да се разработи, и по потреба да ги апсорбира ситните честички на материјалот одвоени со абенето во периодите на нецелосното подмачкување.

Освен тоа, се случува, од кои и да било причини, во лежиштето да потрае состојба на нецелосно подмачкување — за покус

или подолг временски период (на пр. во почетокот и на крајот на работата, потоа заради наглите промени на оптоварувањето, појава на удари, поради моментен недостиг на мазино и сл.). Тогаш доаѓаат до израз особеностите на материјалот на постелката, и тоа: тврдоста, цврстината, издржливоста, еластичноста, отпорноста на абене, отпорноста против лумене, прилепливоста на маслото и металот и др. Секако, овие особености се значајни и за лежиштата кои постојано работат во областа на триенето на полумокрите површини.

Конечно, без оглед на состојбата на триенето, видна улога игра и топлинската спроводливост на материјалот од кој е направена постелката, а исто така и коефициентот на ширењето заради топлината. Тугите тела кои навлегуваат во лежиштето непосредно или со мазивото мошне штетно влизаат на постелката. Нивното влизание е послабо кога постелката е од помек материјал, бидејќи таквите тела може да бидат втиснати во помекниот метал, па така се поштедени и ракавецот и постелката како целина. Во случај на опасност од навлегување туѓи тела, треба да се обезбеди ефикасно затнување на лежиштето.

Во продолжение се дава преглед на поважните лежишни материјали со нивните главни карактеристики.

Притоа треба да се разликуваат две конструктивни алтернативи на лежиштето во потесна смисла на зборот.

Едната алтернатива е лежиштето да има само постелка, а другата таа да биде и залиана.

Само постелки—без залипка, се прават од различни метални, па и од неметални материјали. Така, за мали брзини до 2 m/s и послаби оптоварувања за неодговорна намена постелката се прави од SL (за оптоварување до $0,8 \text{ N/mm}^2$). Синтерувањот метал (и металокерамичен материјал) исто така доаѓа предвид за употреба за постелки, но при мали брзини и оптоварувања. Но при сосем мали брзини под $0,5 \text{ m/s}$ постелката од синтеруван метал може да издржи оптоварување и до 7 N/mm^2 . Вештачките материјали—смоли, пластмаси и др. исто така се применуваат за лежишни постелки во некои области на машиноградбата, на пр.: транспортни ленти, дигалки, хидраулични па и алатни машини. Бидејќи тешко спроведуваат топлина, како средство за подмачкување се употребува вода, која истовремено се користи и за ладене. Овие материјали одговараат за притисок $p_d = 12 - 35 \text{ N/mm}^2$ и брзини $v = 5-10 \text{ m/s}$, а за max температура до 120°C . Гумата се употребува за постелките на лежиштата на пропелерите на хидрауличните турбини и подземни пумпи за вода. Специфичниот притисок се движи $p_d = 2-5 \text{ N/mm}^2$, при $v_{\text{max}} = 25 \text{ m/s}$. Подмачкув. со вода.

Во случај кога постелката се залива со мек метал, таа може да се прави од повеќин материал, почнувајќи од SL -за помалку оптоварени лежишта, или \dot{C} , одн. \dot{CL} за поголеми оптоварувана, а за најголеми оптоварувана се применуваат разни бронзи кои одговараат за притисоци до 50 N/mm^2 при брзини v до 50 m/s и карактеристика $(pv)_d = 10-15 \text{ Nm/smm}^2$. Како бронза најчесто се користи оловната ($CuSnPb$), особено за лежишта изложени на високи температури и притисоци (до 100 N/mm^2), па и удари. Постелките се прават и од алуминиумските легури, кои може да примат релативно големи оптоварувана $p_d = 35-40 \text{ N/mm}^2$ при брзини $v = 5 - 8 \text{ m/s}$. Бидејќи во нашата околина алуминиумот е доста распространет (Црна Гора, Далмација, Словенија), а калазот во бронзите, како оддалеку увозен и стратегиски материал, препорача е, колку што е можно, калазните легури да се заменуваат со алуминиумските.

Како материал за **налевање** најпогоден е тн. бел метал. Тој е легура на калазот кој количински доминира, потоа бакарот, оловото и антимонот (Sb). Има повеќе видови бел метал почнувајќи од $BM80$ - со $80\% Sn$, па до $BM5$ во кој оловото влегува со $78,5\%$. Белиот метал е погоден за големи површински притисоци $p_d = 20-25 \text{ N/mm}^2$ и за брзини $v = 60 \text{ m/s}$, а за конструктивна карактеристика $(pv)_d = 15-100 \text{ N.m/s.mm}^2$ при $\Theta_{max} = 110^\circ C$. Тој е мек скапоцен материал. Дебелината на заливката се движи од $0,1$ до 3 mm .

Како **замена** на белиот метал може да се употребуваат легури со претежна содржина на олово (Pb) или цинк (Zn) и со извесно количество калаз (Sn) и антимон (Sb) и незначително Cd, Cu, Ni, As и др. Таквата легура врз база на Zn погодна е за притисоци $p_d = 1-2 \text{ N/mm}^2$, при брзини $v = 10-15 \text{ m/s}$, по исклучок и за $p_d = 14 \text{ N/mm}^2$, при брзини $2-5 \text{ m/s}$ и $(pv)_d = 10-15 \text{ Nm/s.mm}^2$.

Се обврнува внимание дека постојат и **интерно** - фабрички стандардизирани голем број легури на бронзи, бел метал и др. чии карактеристики, потребни при употребата, одн. пресметуваната, треба да се побараат од фабриките-леарниците што ги произведуваат. Табеларните податоци во литературата не се доволно сигурни и треба да се применуваат претпазливо.

11.2.5 ИЗБОР, ПРЕСМЕТКА И КОНСТРУКЦИЈА

Типот на лежиштето се избира во зависност од неговата намена и условите на работата: начинот на дејството на силата-радијално или аксијално, променливоста на оптоварување-

то, зачестеноста на вртежите, очекуваната температура, специфичниот притисок p и други услови.

Како поздовен пресметковен параметар служи средниот специфичен притисок, дефиниран уште при пресметката на ракавецот:

$$p = \frac{F}{d \cdot b} \quad (9.01)$$

Покрај изборот на основните мери d и b и општата конструкција на лежиштето, важна задача е и правилниот избор на мазивото, начинот на неговиот довод и подмачкување, како и материјалот за лежиштето, одн. неговата постелка. Исто така пресметковно треба да се провери и температурата на лежиштето, водејќи сметка за употребеното мазиво и околината во која лежиштето работи.

Лежиштето треба да се конструира почнувајќи од основните мери имајќи како **углед** слично изведено лежиште за слична намена.

Во рамките на хидродинамичката пресметка, напред се определуваат апсолутниот и релативниот зраз S и ψ , според претходно избраните толеранции на налегнувањето ракавец/постелка, водејќи сметка за материјалот на постелката. Понатаму се определува минималната дебелина на маслениот слој h . Со изборот на маслото, одн. неговата вискозност се определува мошне важниот параметар – **Sommerfeld**-овиот број Φ (рав. 11.05), или обратно, според општата конструкција на лежиштето и др. услови се избира Φ , врз основа на што се утврдува потребната вискозност η на маслото.

Подробно за тоа, види во точката 11.2.2.

Понатаму треба да се определи граничната зачестеност на вртежите n според рав. 11.04 и коефициентот на триенето μ сп. рав. 11.06 или 11.07.

Затоплувањето на лежиштето е важна појава и таа треба да се провери. Температурата на слојот на мазивото, која практично е идентична со температурата на лежиштето, може приближно да се определи врз основа на енергетскиот биланс: создадената топлина од триенето со оддадената топлина (по пат на природно или вештачко ладене). Количеството топлина која се **произведува** во лежиштето во една секунда е еднаква на силата на триенето и изнесува:

$$P_{\mu} = \mu \cdot F \cdot v \quad (\text{kW-kJ/s}) \quad (11.08)$$

Количеството топлина што лежиштето **ја предава** на околината пропорционална е на обвивката на ракавецот $d \cdot \pi \cdot b$ и на **разликата** на температурата $\Delta\Theta$:

$$P_{\theta} = \alpha \cdot d \cdot \pi \cdot b \cdot \Delta\Theta \cdot 10^{-4} \quad (\text{kJ/s}) \quad (11.09)$$

каде што α [kJ/s.m².°C] е коефициент на одведувањето на топлината, чија вредност се движи:

$\alpha =$	0,14	за	леж.кои	работат	под	погодни	услови
$\alpha =$	0,07-0,08	"	"	"	"	"	нормални
$\alpha =$	0,05	"	"	"	"	"	непогодни

Ако количеството топлина произведена во единица време P_{μ} е помала или еднаква на количеството топлина P_{θ} , природното ладене задоволува. Во спротивно треба да се прибегне кон вештачко ладене. Ако врз база на рав.11.08; 11.09 се добие

$$\Theta = \Theta_0 + \frac{\mu \cdot F \cdot v}{\alpha \cdot d \cdot \pi \cdot b} \cdot 10^4 = \Theta_0 + \frac{\mu}{\alpha \cdot \pi} \cdot p \cdot v \cdot 10^4 \geq 80 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.10)$$

природното ладене не задоволува, па треба да се прибегне кон вештачко ладене. Тоа може да се оствари на повеќе начини: со засилена циркулација на големо количество масло, со ладене на лежиштето со вода или масло, со зголемување на површината на зрачене топлина-изведба ребра на лежишт. Стабилните лежишта се затоплуваат повеќе од подвижните—на пример, лежиштата на возилата. Заради тоа, кај таквите лежишта коефициентот α се покачува и до 5 пати, зависно од брзината и положбата на лежиштето во возилото.

Во случај на вештачко ладене со масло, потребното количество изнесува:

$$G = \frac{\mu \cdot F \cdot v \cdot 3600}{c \cdot (\theta_a - \theta_e)} \quad [\text{kg/h}] \quad (11.11)$$

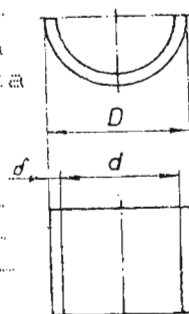
каде што: специф. топлина на маслото $c = 1,7-2,09$ [kJ/kg.°] влезната температура $\theta_e = 35-45$ °C, а излезн. $\theta_a = 90-100$ °C.

Забелешка: Во рав.11.08 до 11.11 силата F се става во kN, димензиите d и b во m, а притисокот p во kN/cm².

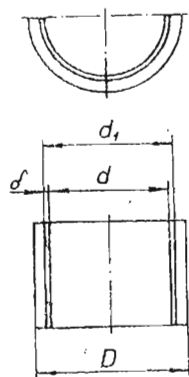
Покрај изложената пресметковна постапка по хидродинамичката теорија на подмачкувањето, во последно време доста се применува и тн. **Еластохидродинамичка-ЕНД** теоријата на подмачкувањето, која помеѓу другото, ги зема предвид деформациите на допирните површини и промените на вискозноста поради големите притисоци и температури кои владеат на допирните површини.

Што се однесува до конструктивното обликување, **постелката** е од примарно значење. Покрај на сл.11.02 до 11.06; 11.19 и 11.22 наведени во положбата вградени во кукиштето, на сл. 11.29 до 11.32 се прикажани карактеристични конструктивни облици на постелки со соодветно осигурување (сл.11.31 и 11.32). Како конструкт. финеси на постелките се истакнуваат изведбата на: каналите за подмачкување, начинот на осигурување, обликотот—заоблувања и др. на краевите, и се разбира, толеранциите на отворот (од што зависи згазот) и

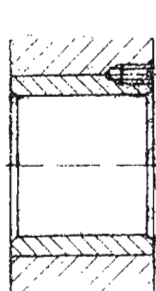
на надворешниот пречник (како едноделните постелки) со што се обезбедува неизмината положба во куќиштето. Како информација се наведува дека **DIN 1850** ги има опфатено обликот и сите конструктивни детали на постелките со насед од едната страна (според сл. 11.32), и тоа: листот 1 ги дефинира постелките од железни материјали - **С** и **SL**, за дијапазон на пречниците на отворот од 3 до 250 mm, на што одговараат надворешни пречници од 5 до 280 mm. Листовите 2-5 опфаќаат такви постелки од други материјали и за друг дијапазон на пречници и др. мери. Одделно **DIN 1591** ги содржи податоците за отворите за довод на мазиво, каналите за подмачкување и џеповите за собирање мазиво. Како што се гледа, наведените стандарди целосно ги дефинираат постелките од, речиси, сите редовно употребувани материјали, во дијапазон на пречници што најчесто се применува.



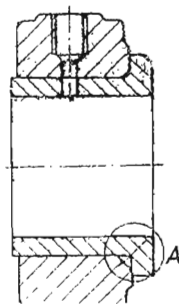
Сл. 11.29
Едноделна
постелка



Сл. 11.30 Едноделна постелка со заливка

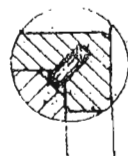


Сл. 11.31 Осигурување на положбата на постелката со завртка како чивизија



Сл. 11.32 Осигурување на положбата на постелката со завртка

детал А



Постелките заливани со слој од бел метал се подебели од оние без заливка. За постелките изложени на силно абене, дебелината на заливката се усвојува според емпириската равенка:

$$\delta = 0,06 \cdot d + 1,2 \quad [\text{mm}] \quad (11.12)$$

Бидејќи многу важно е заливката добро да е прилепена кон постелката, мора да се обрне големо внимание на самиот процес на заливањето. Како најважно е, пред заливањето постелката добро да се очисти, потоа да се калаздиса. Бидејќи калазот не се прилепува кон сивиот лив, постелките од **SL** треба да се изведат со специјални жлебови во вид на ластовичен опаш. При употреба постелки со заливка,

ракавците треба да бидат **цементирани**, брусени и гладени, особено при поголеми оптоварувања.

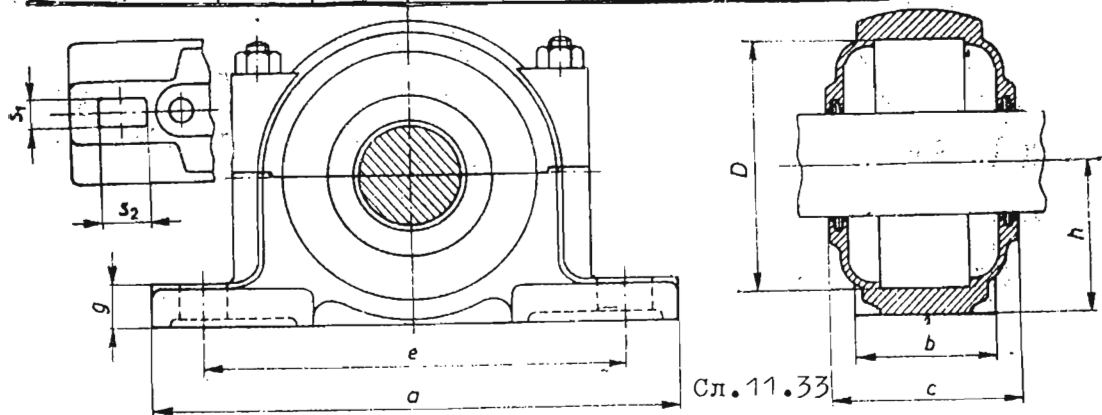
По постелката, друг важен дел во лежиштето е **прстенот**, кој може да биде едноделен и дводелен—споен со спец. брава. Најчесто прстенот има правоаголен пресек, но може да биде и трапезен, шестоаголен или полукружен. Посигурно подмачкување овозможува **врзаниот** прстен, дури и при мала зачестеност на вртежите, но лежиштето е **поскапо**.

Длабочината на потопувањето на прстенот зависи од пречникот на лежиштето и се движи од $d/4$ до $d/6$.

Прстените се прават од челик или бронза (почесто).

Табела 11.04 ГЛ. ДИМЕНЗИИ НА КУКИШТАТА, JUS M. C3. 542

D	h	e	S ₁	S ₂ min	c	a max	b	g max	Телото на лежиштето—трупот и капакот редовно се леат од SL, а за големи оптоварувања од 6L. Конструкцијата е, главно, слободна и зависи од многу фактори: намена, положба, вид на оптоварувањето итн. Единствено
62	50	150	15	15	82	190	52	22	
72	50	150	15	15	82	190	52	22	
80	60	170	15	15	90	210	60	25	
90	60	170	15	15	95	210	60	25	
100	70	210	18	18	105	270	70	28	
110	70	210	18	18	115	270	70	30	
120	80	230	18	18	120	290	80	30	
130	80	230	18	18	125	290	80	30	
140	95	260	22	22	130	330	90	32	
160	100	290	22	22	140	360	100	35	
170	112	290	22	22	145	360	100	35	
180	112	320	26	26	155	400	110	40	
190	112	320	26	26	160	400	110	40	
200	125	350	26	26	170	420	120	45	
215	140	350	26	26	170	420	120	45	
240	150	390	28	28	190	460	130	50	
260	160	450	33	33	205	540	160	60	
280	170	470	33	33	215	560	160	60	
300	180	520	35	35	235	630	170	65	
320	190	560	35	35	245	680	180	65	
343	200	580	42	42	255	710	190	70	



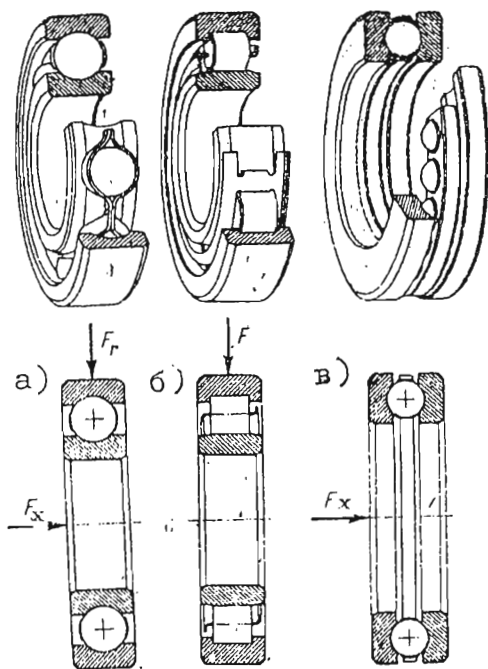
за куќиштата на лежиштата со тркалање, со JUS се опфатени неколку типови—за посебна намена, и тоа: за барабаните сп. JUS M.D2.060 и за транспортерите со гумена лента се стандардизирани куќиштата со бочен капак сп. JUS M.C3.543, како и куќиштата за лесни и средно-тешки конструкции се стандардизирани два типа, сп. JUS M.C3.542.

На сл.11.33 е прикажано куќиштето сп. JUS M.C3.542, чии гл. димензии на типот за средно-тешки конструкции се дадени во табелата 11.04.

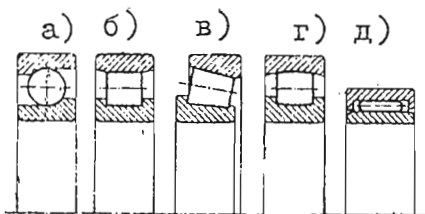
11.3.1 СОСТАВ, ОСОБЕНОСТИ, ВИДОВИ И ПОДЕЛБА

Лежиштата со тркалање се составени од два прстена, од кои едниот се навлекува на ракавецот, а другиот се вградува во куќиштето на лежиштето, и како најважни делови, определен број тркалачки елементи: **куглици, валјачиња или иглици** меѓусебно споени со кафез, сместени меѓу два прстена, каде што се тркалаат (сл.11.34–11.36). Елементите на тркалањето куглицата или валјачето, теоретски, прстените ги допираат во по една точка или линија, па локалното оптоварување е значително, што во извесна смисла претставува нивна мака.

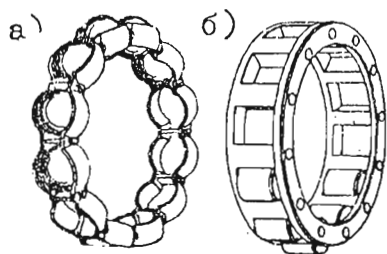
Меѓутоа, поради тркалачкиот карактер на движењето на допирните елементи, отпорот од тркалањето, кој е доминантен, е **занемарлив**, а отпорот од лизгањето, што се јавува само во држачите и затинките, е сосем мал и незначителен. Значајна одлика на овие лежишта, во однос на лизгачките (сл.11.20) е што во почетокот на работата, при мали брзини, отпорот е сосем малу поголем од отпорот за време на редовната работа, при нормални брзини. Таа важна одлика особено доаѓа до израз кај машините кои работат со чести прекин (ка пр. моторните возила, па и алатните машини). Лежиштата со тркалање се **кратки**, трошат незначителни количества мезиво, обично, не изискуваат никакви нагодувања ни особен надзор во текот на работата, а поради помалите ме-



Сл.11.34 Лежишта со тркалање: а) со куглици, б) со валјач. в) аксијално со кугл.



Сл. 11.35 Видови елементи за тркалане: а) куглица, б), в), г) разни валзачина, д) иглици



Сл. 11.36 Кафези за лежиштата со тркалане а) од лим-за куглица б) масивен-за валзач.

возна пружина намотана од жица со правоаголен профил. Според конструкцијата лежиштата може да бидат **едноредни** и **дворедни** (некои типови и **четириредни**), а според функцијата **крути** и **нагодливи**. Генерално, според JUS (и други стандарди) лежиштата се делат на **прстени-наменети** главно за **радијални сили** и **дискови** - предвидени за преземане на **аксијални сили**. Некои типови лежишта може да бидат и **расклопливи**. За различни места на примена, услови на оптоварување, правци и начини на прифаќањето на оптоварувањето, зачестеност на вртежите, точност на водежето и др. се применуваат широк асортиман типови и видови тркалачки лежишта, од кои, некои веќе спомнавме.

Во таб. 11.05 е даден преглед на главните видови лежишта. Правилниот избор на лежиштето, начинот на зативањето и начинот на подмачкувањето, одн. изборот на мазивото, се гаранција за исправната конструкција, сигурната и долготрајна работа на машината одн. постројката.

Исправната монтажа на лежишниот склоп, дозирането на средствата за подмачкување, остварени во условите на чистотата која лежиштата ја изискуваат, овозможуваат добивање максимална корист, што овие машински делови ја пружат.

ханички загуби помалку се затоплуваат од лизгачките лежишта. Мама им е што се **неделиви**, па секогаш не може да се **навлечат** на вратилото. Понатаму, тие изискуваат голема **прецизност** при изработката и внимателни при монтажа, **векот** им е ограничен и работат прилично **бучно**. Тие се употребуваат за големи брзини, и во случај на **оштетување** на некој составен

дел, не може да се поправат, туку лежиштето се заменува со **ново**. Како што веќе е наведено, според обликот на тркалачките елементи, лежиштата се изведуваат со **куглици** и **валзачина**, кои од своја страна може да бидат: **цилиндрични**, **бочести** и **игличести** (чиј пречник е многукратно помал од должината). Притоа, цилиндричните валзачина може да бидат и **еластични** (табела 11.05, сл.7), во вид на на-

Според стандардот **JUS M.C3.506** структурата на ознаката се состои од **назив** и **идентификацион дел**.

Називот на тркалачкото лежиште е дефиниран во зависност од видот на тркалачкото тело, геометријата на патеката на тркалането и насоката на оптоварувањето. Така, како што веќе е наведено, зависно од обликот на тркалачките тела, лежиштата се разделени во 4 групи:

- куглични, - бочвести и
- валчести, - игличести лежишта.

Ознаката на избраните карактеристики се состои од 3 делови, и тоа:

- ознака пред основната ознака,
- основна ознака и
- дополнителна ознака.

Со **ознаката пред основната ознака** се означуваат **некомплетните лежишта** (види за таб.1. на навед. **JUS**).

Основната ознака **Шема бр.1**

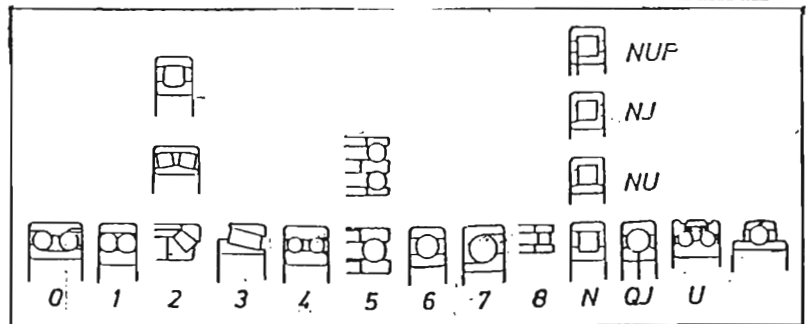
го карактеризира лежиштето. Таа се состои од ознаките на **серијата** и **отворот** на лежиштето.

Ознака на серијата на лежишт.		Ознака на	
тип на лежишт.	ред на мерите		отворот d
	широчина или височ. H	пречник D	

Ознаката на серијата на лежиштето ги опфаќа основните карактеристики на конструкцијата и редот на мерите (шема бр.1). Основната карактеристика на конструкцијата е определена со помош на еден или повеќе **броеви** и го покажува основниот тип на тркалачкото лежиште (шема бр.2).

Ознаката на **редот на мерите** се добива врз основа на стандардизираните **надворешни мери**, и тоа: **широчината V** или **височината H** и **пречникот D**. Таа зафаќа две места (**BD**-за радијалните, **HD** за аксијалните лежишта).

Шема бр.2 - Ознаки на типот на лежиштето

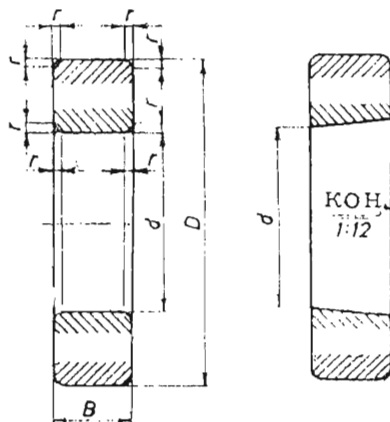


Во **JUS M.C3.521** е определен **планот** на надворешните мери за прстенестите радијални и коничновалчестите лежишта.

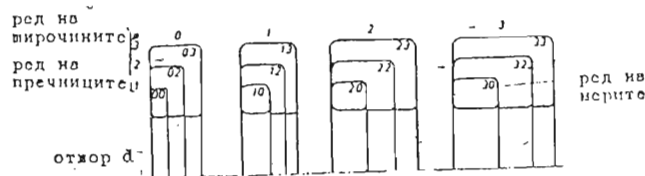
Планот е среден за седум редови на пречници, што се означуваат со броевите **8, 9, 0, 1, 2, 3** и **4**; при што бројот **8**

го означува редот со најмалиот, а бројот 4 со најголемиот надворешен пречник D за ист пречник на отворот d . Во секој ред на пречниците се предвидени по неколку редови на широчини, означени со броевите 0, 1, 2, 3, 4, 5 и 6; при што 0 го означува редот со најмалата, а 6 со најголемата широчина B на лежиштето со иста височина $(D-d)/2$. Ознаките на редот на широчините и на редот на пречниците, испишани по тој ред една до друга како двоцифрен број, го определуваат редот на мерите. На пр., редот на широчината 3 и редот на пречниците 2 го определуваат редот на мерата 32.

Ознаките на одделните мери се дадени на сл. 11.37, а вредностите во т. 11.06. Овој принцип е прикажан на сл. 11.38.



Сл. 11.37 Главни мери на радијално лежиште



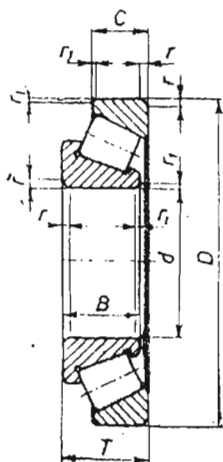
Сл. 11.38 Пречник на отворот на лежиштето со соодветните надворешни пречници и широчини

За коничновалчестите лежишта планот е среден во 4 редови на пречниците, што се означуваат со броевите 9, 0, 2 и 3; при што бројот 9 го означува редот со најмалиот, а бројот 3 редот со најголемиот надворешен пречник D на лежиштето со ист пречник на отворот d . Редови на широчини има три, означувани со броевите 0, 1 и 2; при што со 0 е означено најтесното, а со 2 најширокото лежиште со иста височина на пресекој $(D-d)/2$. Ознаките на редот на широчините и на редот на пречниците напишани по тој ред една до друга како двоцифрен број, го определуваат редот на мерите.

Ознаките на одделните мери се дадени на сл. 11.39, а вредностите во таб. 11.10.

Со JUS M.C3.525 е определен планот на надворешните мери на дисковите-аксијалните (едноредни) и двонасочни (дворедни) лежишта.

Планот на едностраните лежишта е среден во 6 редови на пречниците, означени со броевите 0, 1, 2, 3, 4 и 5; 0 го означува редот со најмалиот, а 5 со најголемиот надворешен



Сл. 11.39 Главни мери на кон. 0, 1, 2, 3, 4 и 5; 0 го означува редот со валч. лежиште најмалиот, а 5 со најголемиот надворешен

пречник на дискот на куќиштето D на лежиштето со ист пречник на отворот d , одн. d_1 . Редови на височини има три, што се означени со броевите 7, 9 и 1; 7 го означува редот со најмалата, а 1 со најголемата височина H на лежиштето со иста широчина на пресекот $(D-d)/2$.

Ознаките на редот на височините и на редот на пречниците, испишани по тој ред една до друга како двоцифрен број, го определуваат редот на мерите. На пример, редот на височините 7 и на редот на пречниците 3 го определуваат редот на мерите 73.

Планот на **двонасочните** аксијални лежишта е среден во три редови на пречници, означени со броевите 2, 3 и 4; 2 го означува редот со најмалиот, а 4 редот со најголемиот надворешен пречник на дискот на куќиштето D на лежиштето со ист пречник на отворот d , одн. d_1 . Предвиден е само еден ред на височини, што се означува со 2. Ознаките на редот на височините и на редот на пречниците испишани по тој ред една до друга како двоцифрен број, го определуваат редот на мерите.

Ознаките на одделните мери се дадени во таб. 11.05 под 10 и 11, а вредностите во таб. 11-11.

Ознаката на **отворот** на лежиштето, што се надоврзува на ознаката на серијата, се образува на различни начини, зависно од типот и големината на лежиштето.

За лежиштата со отвор $d \geq 20 \text{ mm}$, ознаката се добива кога пречникот d се подели со 5, со тоа што за $d \leq 45 \text{ mm}$ пред ознаката се става 0.

За $d \leq 9 \text{ mm}$ ознаката е идентична со пречникот d .

Посебни ознаки:

d	10	12	15	17	22	28	32
озн.	00	01	02	03	22	28	32

Со **дополнителните** ознаки се определуваат карактеристиките во однос на основната изведба на лежиштето, во што не навлегуваме на ова место.

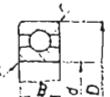
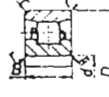


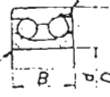




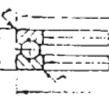


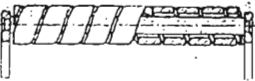
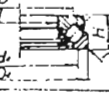
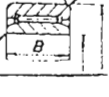
11.3.3 МАТЕРИЈАЛ И ИЗРАБОТКА

Најоптоварени делови на лежиштата се прстените, одн. диските и елементите на тркалане. Тие се изложени на висок површински (**Hertz-ов**) притисок, што може да предизвика оштетување на допирните површини. Затоа, тие се изработуваат од висококвалитетен челик за термичката обработка.

Бидејќи овие лежишта условуваат висок степен на **точноста**, по примарната механичка и термичка обработка, деловите се изложуваат и на дополнителна фина доработка-брусене и др. Инаку, лежиштата со тркалане, како најшироко стандардизирани

склопови, се од масовен карактер на производство во специјализирани фабрики, и тоа: во **IKL** во Београд, (порако) во **UNIS** во **SARAJEVO**, како и во една фабр. во Котор (Црна Гора). Од светски прочуени фабрики се: **SKF**, **FAG** и **INA** (за игличести лежишта) во Германија, **TIMKEN** за конусни лежишта (во **USA**). Овие лежишта денес се изработуваат и применуваат во огромни количества. Поради тоа, тие се релативно евтини производи така што нивната репаратура кога би се и изведувала, е не-исплатлива. Меѓутоа, при замената многу повеќе може да чини монтажата и демонтажата, како и денгубата, отколку цената на самото лежиште.

Табела 11.05 КАРАКТ. ИЗВ. НА ТРКАЛАЧКИ ЛЕЖИШТА, JUS M. C3. 501

Рд. бр.	Назив на лежиштето	Начин на лежиштето	Стандард ознака	Рд. бр.	Назив на лежиштето	Начин на лежиштето	Стандард ознака
1	Прстенесто куглично едноредно лежиште со радијален допир		6310 6202 6303 6404	8	Прстенесто цилиндрично валчесто едноредно лежиште		NU 10 NJ 02 N 22 N 03 N 23 N 04
2	Прстенесто куглично едноредно лежиште со кос допир		7202B 7203B				NJ 02 NJ 22 N 03 N 22 N 04
3	Прстенесто куглично дворедно лежиште со кос допир		3205 3208				KU 02 KU 22 N 03 N 04
4	Прстенесто куглично дворедно нагодливо лежиште со кос допир		1205 2206 2309 2311	9	Прстенесто конусно-валчесто лежиште		MUP 02 MUP 03 MUP 04
5	Прстенесто бочвесто едноредно нагодливо лежиште со кос допир		20308 20412	10	Дисково куглично едноредно лежиште		30204 32207 31306
6	Прстенесто бочвесто дворедно нагодливо лежиште со кос допир		22204 22311	11	Дисково куглично дворедно лежиште		51106 51208 51414
7	еластично валјаче			12	Дисково конусно бочвесто лежиште		52205 52312 52409
				13	Игличесто лежиште		29240 29340 29420
							Стандард DIN 617 MA

Елементите на лежиштето со тркалане: куглиците, валзачината и прстените, во текот на работата се изложени на зачестени промени на оптоваруването и на силно заморување—заради тркалането на куглиците, одн. валзачината меѓу прстените, чии допирни површини на оптоварениот дел, постојано ја менуваат положбата. Притоа, оптоваруването, заморувајќи го материјалот, по извесно време на работа, предизвикува видливи знаци на замореноста на елементот: фини пукнатини и, како последица—лупене на површината, со што лежиштето се онеспособува за понатамошна работа. Заради тоа, секое лежиште со тркалане честопати има ограничен век. Векот на лежиштето зависи од: конструкцијата, материјалот и изработката на неговите елементи. Меѓутоа, сепак поголемо влијание имаат големината, насоката, променливоста и зачестеноста на оптоваруването, зачестеноста на вртежите, точноста на склопувањето, подмачкувањето и специфичните услови под кои работи лежиштето. Вистина, голем број фактори.

Векот на лежиштето е време (одн. вкупен број вртежи N) што лежиштето ќе го проведе во работа до појавата на првите знаци на замор на материјалот (на прстенот или куглиците, одн. валзачината). Векот на лежиштето не може да се определи пресметковно, туку само експериментално—најдобро при конкретни работни услови.

Многубројните испитувања покажаа дека наполно еднакви лежишта, еднакво оптоварени, под исти работни услови, покажале разлика во векот на траењето и до 40 пати! Причината лежи во тоа што не е можно да се постигне ни апсолутна хомогеност на материјалот ни апсолутна точност и еднаквост во изработката. Се разбира, овде придонесува и нееднаквоста на монтажата, варијацијата на оптоваруването и др.

Освен векот, по **JUS** (и други стандарди) е воведен и поимот на **динамичката моќ** на носењето. Така, под динамичка моќ на носењето **C** се подразбира поим врзан за состојбата на движењето, а не за условите на оптоваруването. Според тоа, динамичката моќ на носењето е моќ на носењето при работата. Моќ на носењето на лежиштето е најголемото оптоварување од константна големина и правец што некоја група еднакви лежишта може да го прими при неподвижен надворешен прстен под услов под тоа оптоварување да има номинален век од еден милион вртежи на внатрешниот прстен.

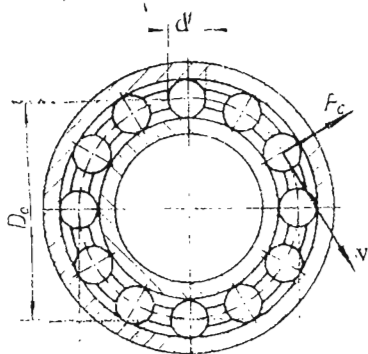
Номинален век на група истоветни лежишта е оној број вртежи (или часови работа при константна зачестеност на вртежите) што ќе го постигнат или пречекорат 90% од лежиштата од таа група, пред појавата на првите знаци на замор. Одделно се разликува моќ на носењето на радијално и на аксијално лежиште.

Под **релативна моќ** на носенето за определена зачестеност на вртежите се подразбира оптоваруването што лежиштето може да го прими при работа со таа зачестеност на вртежите, под услов да постигне номинален век од 500 часови. За лежиштата што мируваат или се вртат многу бавно ($n < 0,167 \text{ s}^{-1}$) меродавна е тн. **статичка моќ** на носенето C_0 . Во таа смисла според **JUS M.C3.851**, под статичка моќ на носенето се подразбира поим врзан за мирувањето, а не за условите на оптоваруването. Поради статичкото оптоварување настануваат деформации на местата на допирот меѓу тркалчките тела и патеките. Мерило за големината на статичката моќ на носенето претставува оптоваруването што на оптовареното место на лежиштето предизвикува вкупна пластична деформација од $1 \cdot 10^{-4}$ од пречникот на тркалчкото тело. Во наведениот стандард посебно се третира статичката моќ на носенето на радијално, а посебно на аксиј. лежиште. Статичката моќ на носенето за лежиштата со помали димензии е помала, а за лежиштата со поголеми димензии е поголема од динамичката моќ на носенето.

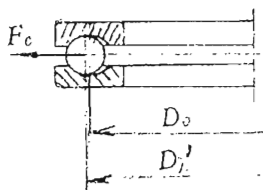
Под **еквивалентно оптоварување** F е она аксијално F_x или радијално оптоварување F_r , чие дејство на векот на лежиштето е еквивалентно со вистинското оптоварување, кое најчесто е сложено од радијално и аксијално.

Покрај влијанието на димензиите и материјалот на деловите на лежиштето, врз нивната носивост влијаат уште други фактори, за кои треба да се води сметка при изборот на лежиштето, а тое се:

- лежиштата со прстени имат помала носивост од лежиштата со дискови, бидејќи само дел од посредните тела ($cca z/5$ z = број на куглиците, одн. валзачината) учествуваат во



Сл.11.40 Дејство на центрифуг. сила как радијално деж.



Сл.11.41 Дејство на центрифуг. сила как аксијални деж.

носенето на товарот;
- лежиштата со валзачина, логично, имаат поголема носивост од лежиштата со куглици. Меѓутоа, лежиштата со валзачина имат поголем отпор од триене;

- врз носивоста на лежиштата влијае и зачестеноста на вртежите, бидејќи со нејзиното зголемување расте и центрифугалната сила F_c со која куглиците (сл.11.40) или валзачината го

ОПТОВАРУВААТ НАДВОРЕШНИОТ ПРСТЕН, ИЛИ ПАК КУГЛИЦИТЕ СЕ СТРЕМАТ ДА ИЗЛЕЗАТ ОД ЛЕЖИШТЕТО (сл.11.41), ЗГОЛЕМУВАЌИ ГО КОЕФИЦИЕНТОТ НА ТРИЕНЕТО, ШТО Е КАРАКТЕРИСТИЧНО ЗА АКСИЈАЛНИТЕ ЛЕЖИШТА.

Заради тоа, аксијалните лежишта не се погодни за работа при голема зачестеност на вртежите n . Затоа при големи брзини за совладување на аксијалната сила, поцелисходно е да се употреби радиаксијално лежиште (со конусни валзачина) наместо чисто аксијално лежиште, или дури чисто радијално лежиште, кое со својата конструкција може да прими и извесна аксијална сила.

Табела 11.06 ГЛ. ДИМЕНЗИИ И МОК НА НОСЕЊЕТО НА ПРСТЕНИТЕ ЕДНОРЕДНИ КУГЛИЧНИ ЛЕЖ. сл.11.37 и 11.40.

Осн. озн.	Пречн. Шир.			МОК на нос.		d	D	B	C		
	d	D	B	C	C _o				kN	C _o	
60.	20	42	12	7,21	4,46	63.	50	110	27	47,07	35,79
60.		47	14	9,81	6,18	64.		130	31	66,68	51,97
63.		52	15	12,26	7,84	60.		90	18	21,57	16,96
64.		72	19	23,53	16,67	62.		100	21	33,34	25,01
60.	25	47	12	8,63	5,59	63.	55	120	29	54,91	41,68
62.		52	15	10,79	6,96	64.		140	33	76,49	62,76
63.		62	17	17,26	11,38	60.		95	18	22,75	18,24
64.		80	21	27,45	19,61	62.		110	22	36,77	27,95
60.	30	55	13	10,20	6,82	63.	60	130	31	62,76	48,05
62.		62	16	15,-	10,-	64.		150	35	83,35	69,62
63.		72	19	21,57	14,71	60.		100	18	23,53	19,61
64.		90	23	33,34	24,03	62.		120	23	43,15	33,83
60.	35	62	14	12,26	8,48	63.	65	140	33	70,60	55,90
62.		72	17	19,61	13,73	64.		160	37	91,20	78,45
63.		80	21	25,50	17,95	60.		110	20	29,42	24,52
64.		100	25	42,17	30,89	62.		125	24	47,07	37,26
60.	40	68	15	12,94	9,32	63.	70	150	35	79,92	62,76
62.		80	18	23,53	16,67	64.		180	42	109,83	103,95
63.		90	23	31,38	22,36	60.		115	20	30,40	25,99
64.		110	27	49,03	36,77	62.		130	25	50,99	40,70
60.	45	75	16	16,28	12,26	63.	75	160	37	86,30	72,08
62.		85	19	25,50	18,63	64.		190	45	117,68	113,76
63.		100	25	40,70	29,91	60.		125	22	36,77	31,38
64.		120	29	58,84	45,60	62.		140	26	55,90	44,62
60.	50	80	16	16,67	13,14	63.	80	170	39	94,63	79,92
62.		90	20	26,97	19,61	64.		200	48		

Табела 11.06 - продолжение

Осн. ОЗН:	d	D	B	C		d	D	B	C		
				kN	C _o				kN	C _o	
60..	85	130	22	38,25	33,34	62..	95	170	32	83,36	69,63
62..		150	28	64,23	52,96	63..		200	45	117,68	109,83
63..		180	41	101,99	89,73	60..	100	150	24	46,58	41,68
64..		210	52			62..		180	34	94,63	78,45
60..	95	145	24	46,58	41,68	63..	215	47	134,35	131,41	

Табела 11.07 ГЛ. ДИМЕНЗИИ И МОК НА НОСЕНЕТО НА ПРСТЕНИТЕ
ДВОРЕДНИ КУГЛИЧНИ НАГОДЛИВИ ЛЕЖИШТА; таб. 11.05-сл. 4

	d	D	B	C			d	D	B	C	
				kN	C _o					kN	C _o
12..	20	47	14	7,65	3,14	13..	50	110	27	33,34	16,97
22..			18	9,61	3,82	23..			40	49,03	23,54
13..		52	15	9,61	3,92	12..	55	100	21	20,40	12,45
23..			21	13,73	5,39	22..			25		
12..	25	52	15	9,32	3,97	13..		120	29	39,23	21,57
22..			18	9,61	4,17	23..			43	57,37	27,95
13..		62	17	13,73	5,88	12..	60	110	22	23,14	14,32
23..			24	18,63	7,50	22..			28	25,99	15,69
12..	30	62	16	11,96	5,59	13..		130	31	44,13	25,50
22..			20	11,77	5,49	23..			46	66,68	32,85
13..		72	19	16,28	7,50	12..	65	120	23	23,54	15,69
23..			27	24,03	10,-	22..			31	33,34	20,01
12..	35	72	17	11,96	6,28	13..		140	33	47,07	27,95
22..			23	16,67	7,85	23..			48	73,55	38,25
13..		80	21	19,92	9,46	12..	70	125	24	26,48	17,26
23..			31	29,91	12,94	22..			31	33,83	21,18
12..	40	80	18	14,71	7,99	13..		150	35	57,37	33,83
22..			23	17,26	8,97	23..			51	83,36	44,13
13..		90	23	22,75	11,77	12..	75	130	25	29,42	19,61
23..			33	34,81	15,69	22..			31	33,83	21,97
12..	45	85	19	16,67	8,97	13..		160	37	60,80	36,77
22..			23	17,65	10,-	23..			55	93,16	50,99
13..		100	25	29,42	15,30	12..	80	140	26	30,40	21,57
23..			36	41,68	19,22	22..			33	37,27	24,52
12..	50	90	20	17,26	10,-	13..		170	39	68,16	40,70
22..			23	17,65	10,59	23..			58	103,95	57,37

Табела 11.08 ГЛ. ДИМЕНЗИИ И МОК НА НОСЕЊЕТО НА ПРСТЕНИТЕ ЕДНОРЕДНИ ВАЛЧЕСТИ ЛЕЖИШТА тип. N,NJ,NU и NUP, т. 11-05-сл. 8

ОСН. ОЗН.	ПРЕЧН.		ШИР. В	МОК НА НОС.			d	D	B	C	kN	C _o	
	d	D		C	kN	C _o							
2.	20	47	14	13,43	7,35	2.	100	21	50,99	33,83	55	120	
22.			18	18,24	10,79	22.		25	66,68	48,05			
3.			15	20,40	11,57	3.		29	100,03	66,68			
23.			21	29,42	18,63	23.		43	134,35	98,07			
10.	25	52	12	11,57	6,42	4.	140	33	129,45	86,30	60	130	
2.			15	15,30	8,83	2.		22	61,78	43,15			
22.			18	20,79	12,94	22.		28	88,26	68,16			
3.			17	25,99	15,-	3.		31	111,79	76,49			
23.	30	62	24	38,25	24,52	23.	150	46	152,98	113,76	65	140	
10.			55	13	14,32	8,48		4.	35	152,98			105,91
2.			16	20,40	11,96	2.		23	72,08	50,99			
22.			20	29,42	18,93	22.		31	105,91	81,39			
3.	35	72	19	33,83	20,01	3.	160	33	124,54	84,83	70	150	
23.			27	45,60	29,42	23.		48	172,60	129,45			
4.			90	23	54,92	33,83		4.	37	179,46			126,50
10.			62	14	18,93	11,57		2.	125	24			72,08
2.	72	17	29,42	17,65	22.	31	105,91	81,39					
22.	23	43,15	29,42	3.	35	147,10	101,99						
3.	21	43,15	26,97	23.	51	203,98	159,85						
23.	40	80	31	57,37	38,25	4.	180	42	223,59	162,79	75	160	
4.			100	25	68,16	44,13		2.	25	88,26			62,76
2.			80	18	38,25	24,03		22.	31	119,64			94,63
22.			23	50,99	34,81	3.		37	176,52	124,54			
3.	45	90	23	50,99	32,85	23.	190	55	250,07	200,05	80	170	
23.			33	73,55	50,99	4.		45	240,26	172,60			
4.			110	27	88,26	57,37		2.	26	96,10			68,16
2.			85	19	39,72	25,50		22.	33	134,35			105,91
22.	50	100	23	53,94	37,26	3.	200	39	176,52	124,54	80	170	
3.			25	69,63	45,60	23.		58	250,07	200,05			
23.			36	94,63	66,68	4.		48	274,58	200,05			
4.			120	29	103,95	69,63		ДВОРЕДНИ, типови: NN и NNU					
2.	50	90	20	42,17	27,46	49.	100	140	40	107,87	119,64	110	170
22.			23	55,90	40,70	30.		150	37	131,41	129,45		
3.			27	79,92	51,97	49.		150	40	111,79	126,50		
23.			40	109,83	79,92	30.		170	45	196,13	189,27		
4.	130	31	126,50	86,30	49.	120	165	45	150,04	166,71	120	180	
30.			180	46	203,98		203,98						

Табела 11.09 ГЛ.ДИМЕНЗИИ И МОК НА НОСЕЊЕТО НА ПРСТЕНИТЕ БОЧВЕСТИ ЕДНОРЕДНИ И ДВОРЕДНИ ЛЕЖИШТА С,СА,СВ;т.11-05-5;6

Е Д Н О Р Е Д Н И						Д В О Р Е Д Н И					
ОСН. ОЗН.	ПРЕЧН. ШИР.			МОК НА НОС.		ОСН. ОЗН.	ПРЕЧН. ШИР.			МОК НА НОС.	
	d	D	B	C kN	Co		d	D	B	C kN	Co
202.		80	18	40,70	26,97	213.	20	52	15	23,54	14,71
203.	40	90	23	59,82	40,70	222.		52	18	30,89	21,57
204.		110	27	91,20	70,60	213.	25	62	17	32,85	21,82
202.		85	19	45,60	31,38	223.		62	20	42,17	29,91
203.	45	100	25	75,02	51,97	213.	30	72	19	45,60	30,89
204.		120	29	102,-	81,40	223.		72	23	54,92	40,70
202.		90	20	49,03	33,83	213.	35	80	21	52,96	35,79
203.	50	110	27	89,73	64,23	222.		80		64,23	47,07
204.		130	31	124,50	102,-	213.	40	90		68,16	48,05
202.		100	21	57,37	40,70	223.			33	98,07	73,55
203.	55	120	29	105,91	76,49	222.		85	23	66,68	50,99
204.		140	33	143,20	117,70	213.	45	100	25	83,86	59,82
202.		110	22	65,70	47,07	223.			36	119,64	94,63
203.	60	130	31	122,58	89,75	222.		90	23	69,63	53,94
204.		150	35	157,-	129,50	213.	50	110	27	93,16	68,16
202.		120	23	75,02	53,94	223.			40	152,98	119,64
203.	65	140	33	140,23	103,95	222.		100	25	86,30	66,68
204.		160	37	186,30	153,-	213.	55	120	29	109,83	81,39
202.		125	24	84,83	64,23	223.			43	172,60	137,29
203.	70	150	35	156,90	117,68	222.		110	28	105,91	83,86
204.		180	42	227,50	189,30	213.	60	130	31	126,50	94,63
202.		130	25	93,16	72,08	223.			46	203,98	166,71
203.	75	160	37	179,46	140,23	222.		120	31	124,54	100,03
204.		190	45	250,-	212,-	213.	65	140	33	150,04	115,72
202.		140	26	103,95	78,45	223.			48	219,67	179,46
203.	80	170	39	200,05	156,90	222.		125	31	129,45	103,95
204.		200	48	279,50	235,50	213.	70	150	35	169,65	131,41
202.		150	28	124,54	94,63	223.			51	254,97	211,82
203.	85	180	41	227,50	189,40	222.		130	31	134,35	109,83
204.						213.	75	160	37	192,21	150,04
202.		160	30	140,23	107,87	223.			55	304,-	254,97
203.	90	190	43	250,-	212,-	222.		140	33	152,98	126,50
204.						213.	80	170	39	211,82	166,71
202.	100	180	34	172,60	134,35	223.			58	328,52	274,58
203.	110	200	38	231,43	186,32	-					
204.	120	215	40	259,87	2119,67						

Табела 11.10 ГЛ. ДИМЕНЗИИ И МОК НА НОСЕНЕТО НА ПРСТЕНИТЕ
КОНИЧНОВАЛЧЕСТИ ЛЕЖИШТА, сл.11.39

ОСН. ОЗН.	ПРЕЧН.		Т max	МОК НА НОС.		d	D	Т max	C	l кN	C ₀	
	d	D		C	C ₀							
302	20	47	15,5	23,54	16,67	331	80	24,1	58,84	55,90		
303		52	16,5	29,42	20,01	302		22,-	64,23	51,97		
304				22,5	37,26	28,44	322	90	25,-	69,63	67,17	
320	25	47	15,1	23,14	18,24	332	50	32,1	98,07	89,73		
302				16,5	26,48	19,22		303		107,87	83,36	
322		52		19,5	30,89	25,01	313	110	29,5	91,20	69,63	
332					22,1	40,70	32,85		323		42,5	147,10
303		62		18,5	38,25	26,48	331	100	95	30,1	94,63	86,30
313						32,85	23,14		302		23,-	76,49
323					25,5	50,99	39,23		322		27,-	89,73
320	30	55	17,1	30,40	24,52	332	55	35,5	117,68	107,87		
302				17,5	34,81	25,50		303		122,58	96,10	
322		62		21,5	43,15	33,83	313	120	32,-	103,95	79,92	
332					25,1	54,92	45,60		323		46,-	169,65
303		72		48,05	33,83	320	110	95	23,1	70,61	66,68	
313					21,-	40,70		29,42	302		24,-	83,36
323				29,-	65,70	51,97		322		30,-	107,87	91,20
320	35	62	18,1	36,77	30,40	332	60	38,1	143,18	134,35		
302				18,5	44,13	32,85		303		143,18	115,72	
322		72		24,5	55,90	44,62	313	130	34,-	122,58	96,10	
332					28,1	72,08	61,78		323		49,-	196,13
303		80		23,-	61,78	45,60	331	110	34,1	122,58	115,72	
313						51,97	38,25		302		25,-	98,07
323					33,-	81,39	65,70		322	120	33,-	129,45
320	40	68	19,1	44,62	39,72	332	65	41,5	166,71	152,98		
302				20,-	50,99	38,25		303		166,71	134,45	
322		80		25,-	64,23	50,01	313	140	36,5	140,23	111,79	
332					32,1	88,26	78,45		323		51,5	223,59
303		90		73,55	55,90	320	110	25,5	86,30	83,36		
313					25,5	62,76		47,07	330		31,5	109,83
323				35,5	100,03	83,36		302	125	26,5	107,87	78,45
331	45	80	26,1	72,08	64,23	322	70	33,5	134,45	117,68		
302				21,-	57,37	44,13		303		189,27	152,98	
322		85		25,-	68,16	55,90	313	150	38,5	159,85	126,50	
332					32,1	91,20	81,39		332		54,5	250,07
303		100		91,20	72,08	303	80	170	43,-	231,43	189,27	
313					27,5	78,45			59,82	313		192,21
323				38,5	119,64	101,99			323		62,-	318,71

Табела 11.11 ГЛ. ДИМНЕЗИИ И МОК НА НОСЕНЕТО НА ДИСКОВИТЕ КУГЛИЧНИ АКСИЈАЛНИ ЕДНОРЕДНИ И ДВОРЕДНИ ЛЕЖИШТА, сл. 11.41

ОСН. ОЗН.	ГЛ. МЕРИ			МОК НА НОСЕНЕ		d	D	H	C	C ₀					
	d	D	H	C	C ₀										
511	20	35	10	11,57	21,57	511	95	18	32,85	101,99					
512		40	14	16,97	30,40						512	70	105	27	58,84
511	25	42	11	14,02	28,44	513	70	125	40	113,76	274,58				
512		47	15	21,18	40,70	514						150	60	192,21	446,20
513		52	18	27,46	50,01	511						100	19	33,83	109,83
511	30	47	11	14,32	31,87	512	75	110	27	59,82	169,65				
512		52	16	22,36	47,07	513						135	44	131,41	318,71
513		60	21	34,81	64,23	514						160	65	207,90	500,13
514		70	28	55,90	101,99	511						105	19	34,81	113,76
511	35	52	12	15,30	38,25	512	80	115	28	60,80	176,51				
512		62	18	29,91	62,75	513						140	44	134,35	38,13
513		68	24	42,17	84,83	514						170	68	223,59	549,17
514		80	32	66,68	124,54	Д В О Р Е Д Н И									
511	40	60	13	20,79	50,99	522	35	62	34	29,90	62,70				
512		68	19	33,83	75,02	523		68	44	43,20	84,80				
513		78	26	52,96	109,83	524		80	59	68,20	126,50				
514		90	36	86,30	166,71	522		66	36	35,80	78,40				
511	45	65	14	21,18	55,90	523	40	78	49	53,-	107,80				
512		73	20	35,79	84,83	524		90	65	86,30	162,50				
513		85	28	61,78	131,41	522		73	37	38,25	86,25				
514		100	39	100,03	196,13	523		45	85	52	65,70	134,30			
511	50	70	14	21,97	60,80	524	100	72	102,-	196,-					
512		78	22	36,77	89,73	522	78	39	41,70	96,10					
513		95	31	73,55	162,79	523	50	95	58	78,40	162,60				
514		110	43	122,58	250,07	524	110	78	122,60	240,-					
511	55	78	16	26,97	75,02	522	90	45	56,90	131,30					
512		90	25	53,94	129,45	523	55	105	64	91,20	196,-				
513		105	35	91,20	200,05	524	120	87	137,50	280,-					
514		120	48	137,29	294,20	522	95	46	59,80	143,20					
511	60	85	17	31,87	91,20	523	60	110	64	94,60	211,50				
512		95	26	55,90	143,18	524	130	93	166,60	348,-					
513		110	35	94,63	215,74	522	100	47	60,80	153,-					
514		130	51	162,79	353,04	523	65	115	65	98,10	227,60				
511	65	90	18	31,87	94,63	524	140	101	176,50	382,50					
512		100	27	57,37	152,98	522	105	47	61,80	159,80					
513		115	36	98,07	231,43	523	70	125	72	117,80	270,-				
514		140	56	179,46	397,16	524	150	107	196,-	446,-					

Бидејќи лежиштата се **стандарден** производ, па не се конструираат, потребно е, при проектирањето и конструирањето на машини и постројки да се изврши само **правилан избор**. За таа цел, како прво, неопходно е точното познавање на видот, начинот и интензитетот на оптоварувањето и општите работни услови, од една страна, и одликите и ограничувањата на разните типови лежишта, од друга. Притоа, се смета дека раваците веќе се димензионирани, се разбира, водејќи сметка дека во случај на примена лежишта со тркалане, конструктивната карактеристика χ е помала (обично $\chi \cong 0,4 - 0,7$), значи се поаѓа од познат пречник d , па и зачест. на вртежите n . Врз основа на овие параметри се врши, прво, избор на типот на лежиштето: радијално, радиаксијално или аксијално. За радијални оптоварувања се избираат едноредни лежишта со куглици со радијален допир (таб. 11.06) — за помали оптоварувања, покатаму, нагодливи лежишта со два реда куглици (таб. 11.07) — за подолги вратила со поголеми деформации, потоа лежишта со цилиндрички валзачина (таб. 11.08) — за поголеми оптоварувања или бочвести (едноредни или дворедни) лежишта (таб. 11.09) — за повеќе еластични вратила. Лежишта со иглици се избираат кога е во прашање голема збиеност на конструкцијата и недостиг на простор во радиј. **правец**. За аксијални оптоварувања се применуваат едноредни лежишта со куглици со радијален или кос допир (таб. 11-05, сл. 2) — за послаби оптоварувања, или коничновалчести лежишта (т. 11.10) за комбинирани радиаксијални оптоварувања. За чисто аксијални оптоварувања се применуваат дисковите куглични лежишта (таб. 11-11) или дискови со конусни или цилиндрични валци — за врвно големи аксијални оптоварувања (секако во вертикален правец). Пречникот на овие лежишта може да биде и по неколку метри — поединечна изработка.

Откако се изврши избор на типот на лежиштето, се пристапува кон определување на неговите големини, одн. утврдување на редот на мерите. Притоа, за радијалните лежишта, главно, се поаѓа од динамичката моќ на носенето C , која гарантира определена носивост за време од 500 часови при зачестеност на вртежите $n = 0,555 s^{-1} (= 33,33 \text{ min}^{-1})$. Меѓутоа, во работните услови лежиштето треба да издржи некоја сила F , работејќи при некоја зачестеност на вртежите n , определена со бројот часови T . Во општ случај, силата F може да има радијална компонента F_r и аксијална компонента F_x , кои се сложуваат во еквивалентна сила, според равенкава:

$$F = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_x \quad (12.13)$$

Факторите X и Y зависат од типот на лежиштето и неговата подобност да прими радијални, одн. аксијални оптоварув.

Податоци за факторите X и Y има во каталозите на прочуените производители (SKF, FAG и др). Факторот на начинот на вртенето има вредност $V = 1$ во случај кога внатрешниот прстен се врти во однос на оптоварувањето и $V = 1,2$ кога тој прстен не се врти во однос на оптоварувањето.

За дисковите куглични лежишта $V = 1$.

Во случај работа на лежиштето на повишена температура еквивалентната сила се множи со факторот f_{θ} (таб.11.13).

Табела 11.12 ПРЕПОРАЧЛИВ ИЗБОР НА ЛЕЖИШТА „СПОРЕД DIN

Скици	Примена										Скици	Примена									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	●	●	○	●	○	●	●	●	●	○		●	○	○	—	●	●	●	—	—	○
	●	●	○	○	●	●	●	●	○	○		●	○	○	—	●	●	●	—	—	○
	●	●	○	○	○	●	●	●	○	○		●	●	○	○	●	○	●	○	○	○
	●	○	○	○	○	○	○	○	○	○		—	●	—	—	●	○	●	○	○	—
	●	○	●	—	●	○	●	●	○	○		—	●	—	—	●	○	○	○	○	—

Легенда

- — неограничена употреба
- — ограничена употреба
- — не е употребливо
- — не доаѓа предвид

1. напречно оптоварување
2. надолжно оптоварување
3. должинско изедначување во прицврстено лежиште
4. должинско изедначување со лизгаво налегање кај еден од прст.
5. вградување кое бара расклопување на лежиштето
6. компензирање на отстапувањата кај правецот на вратилото
7. изведување со зголемена точност
8. број на вртежи преку нормалната граница
9. особено смалена бука при работата
10. склопување со вратилото со помош на конусно седло

Врз основа на саканиот век што лежиштето треба да го издржи под определени работни услови, под оптоварување F , при зачестеност на вртежите n и на температура θ , се добива динамичката моќ на носенето според равенката:

$$C = f_{\theta} \cdot F \cdot \sqrt{\frac{P \cdot T \cdot n}{T_{\circ} \cdot n_{\circ}}} = f_{\theta} \cdot F \cdot \sqrt{\frac{P}{277,75}} \quad (11.14)$$

каде што се:

- F (kN) – еквивалентното оптоварување;
- T (h) – саканиот век на работа;
- n (s^{-1}) – зачестен. на вртежите на ракавецот
- T (h) – бројот работни часови 500, при
- n_{\circ} (s^{-1}) – зачестеноста на вртежите $0,555 s^{-1}$.

Податоци за динамичката и за статичката моќ на носенето C и C_{\circ} за почесто применуваните типови и големини на лежишта се дадени во табелите 11.06 до 11.11.

Табела 11.13 ВРЕДНОСТИ НА ФАКТОРОТ НА ТЕМПЕРАТУРАТА f_{θ}

θ [°C]	100	125	150	175	200	225	250	275	300
f_{θ}	1,0	1,03	1,07	1,13	1,20	1,28	1,39	1,50	1,62

Табела 11.14 ПРЕПОРАЧЛ.ВРЕДН.ЗА РАБ.ВЕК ЗА НЕКОИ МАШ.-10³h.

Ел.-мотори за домак.	1,5- 4	Водни турбини	50-60
Мали електро мотори	8 -20	Алатни машини	10-45
Средни "	" 13 -30	Земјоделски машини	4- 8
Големи "	" 20 -45	Запчести преносници	<u>10-20</u>
Мот.со вн.сог.8 час.	12 -20	Центриф.пумпи и вентил.	10-45
Мот. за патн.возила	2 - 4	Транспортни уреди	50-60
Мот.за тешки (Diesel)в.	3 - 5	Градежни маш-дробилики	12-20
		Руднички пумпи	до 100

Изразот 11.14 може да се преиначи во следниов облик:

$$\frac{C}{F} = f_{\theta} \cdot \sqrt{\frac{P \cdot T}{500 \cdot n}} \quad \text{или} \quad \frac{C}{F} = f_{\theta} \cdot \frac{f_L}{f_n} \quad (11.15)$$

каде што

$$f_L = \sqrt{\frac{P \cdot T}{500}} \quad (11.16) \quad \text{е фактор на векот, а}$$

$$f_n = \sqrt{\frac{P \cdot 0,5555}{n}} \quad (11.17) \quad \text{е фактор на зачест.на вртеж.}$$

Се обрнува внимание дека во рав.11.14; 11.15 и 11.17 зачестеноста на вртежите n е изразена во s^{-1} .

Сега рав.11.15 може да се напише и во следниов облик:

$$C = f_{\theta} \cdot \frac{f_L}{f_n} \cdot F \quad [\text{kN}] \quad (11.15')$$

По избраниот тип лежиште и за веќе определен пречник d , во табелата се бара редот на мерите, одн. големината на лежиштето, според утврдената вредност на динамичката моќ на носенето C (рав. 11.14 или 11.15'), при што табеларната вредноста за C треба да биде еднаква или поголема од веќе утврдената. Доколку за истиот пречник не одговара лежиштето ни со најголемите мери, тогаш се преминува на потешок тип, на пример, од куглично на валчесто лежиште, и постапката се повторува.

Експонентот p во рав. 11.14 до 11.17 зависи од видот на лежиштето, и изнесува:

$$p = 3 \quad \text{за лежишта со куглици,}$$

$$p = 10/3 \quad \text{за лежишта со валзачина.}$$

При определувањето на големината на **дисксовите** лежишта, се користи, главно, **статичката** моќ на носенето C_o , се разбира, со претходна пресметка на еквивалентното оптоварување F_o — за случај на радиаксијален начин на оптоварување. Притоа се воведува поимот на **степенот на сигурноста** против трајни деформации според следниов израз:

$$S_o = \frac{C_o}{F_o} \quad (11.18)$$

чија вредност се движи:

- $S_o = 0,5 - 1$ за погон со константно оптоварување на лежиштата, повремени удари и преоптовар. исклучени;
- $S_o = 1 - 2$ за погон со константно оптоварување или повремено променливо. Повремените ударни оптоварувања во границите на нормалните вредности, нормални барања за повишена точност;
- $S_o = 2 - 4$ за погон со променливи и ударни оптоварувања, се бара повишена точност на вртенето и намалена бучава.

Инаку определувањето на големината на лежиштето, за определен пречник d , се одвива на ист начин како и во случајот со динамичката моќ на носенето C .

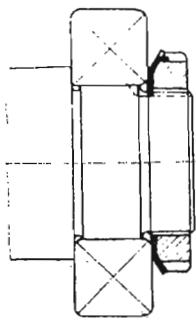
11.3.6 ВГРАДУВАЊЕ И ПРИКРЕПУВАЊЕ НА ЛЕЖИШТ. НА ВРАТИЛОТО

Од правилното вградување и прикрепување на лежиштето на ракавецот во голема мера зависи точноста на вртенето на ракавецот и векот на лежиштето. Од друга страна, врз квалитетот на вградувањето, одн. квалитетот на работата на лежиштето влијаат повеќе фактори, меѓу кои позначајни се:

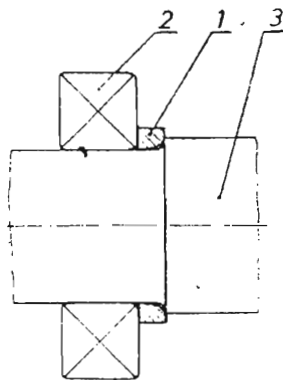
изборот на налегнувањето, начинот на прицврстувањето на прстените, одн. дисковите, начинот на монтажата и др.

Внатрешниот прстен на лежиштето мора да биде цврсто навлечен на брусен ракавец. За мали лежишта прстенот се навлекува со лесни удари со чекач, или секогаш подобро со преса. Внатрешниот прстен на лежиштето најчесто се потпира од едната страна на насед на вратилото—непосредно (сл. 9.18; 9.19; 11.42) или посредно (сл. 9.20; 11.43) со засебен прстен, а од другата страна се осигурува од аксијално поместување со навртка (сл. 11.42) или (поретко) со *Seeger*-ов прстенест осигурувач (сл. 9.21).

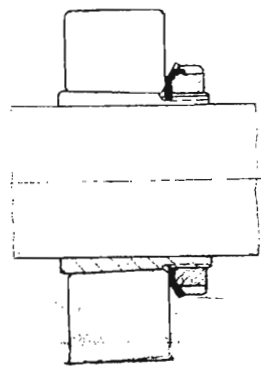
За преодното заоблување на наседот на вратилото препорачи се дадени во т. 9.4.4 а на сл. 11.45 е даден приказ на



Сл. 11.42 Осигурување на лежиштето со навртка

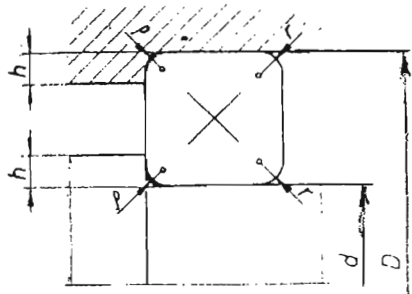


Сл. 11.43 Вметнат прстен (1) меѓу лежиштето (2) и наседот (3) на врат.



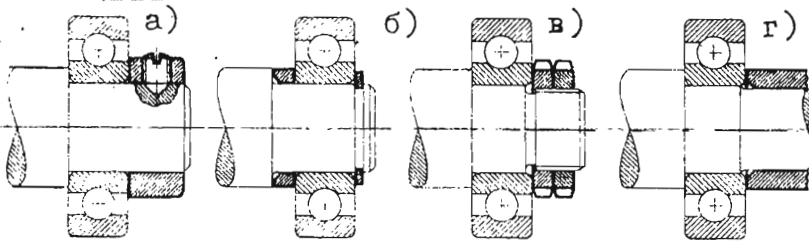
Сл. 11.44 Седло со навртка за притегнување

та височина на наседот h , чии вредности се дадени во таб. 9.2. Кога како осигурувач против аксијалното поместување на лежиштето се употреби навртка (сл. 11.42), која е со фин метрички навој, секако мора да се предвиди и осигурување на навртката со специјален лимен осигурувач. Податоците за овие (стандардни) навртки и осигурувачи се наоѓаат во таб. 11.15. По можност треба да се настојува навојницата да биде таква за навртката да се притегнува во насоката спротивна на насоката на вртењето. Кога вратилото е долго,



Сл. 11.45 Преодно заоблување ρ и височина на наседот h на вратилото и во куќиштето на леж.

или нема насад, или кога пречникот не му се менува (мазно вратило), или кога е потребно лежиштето лесно да се намесува и често да се демантира, се употребува лежиште со седло за прикрепување на внатрешниот прстен на кое и да



било место на вратилото (сл.11.44). Како илустрација, на сл. 11.46 се прикажани неколку примери на прикрепување

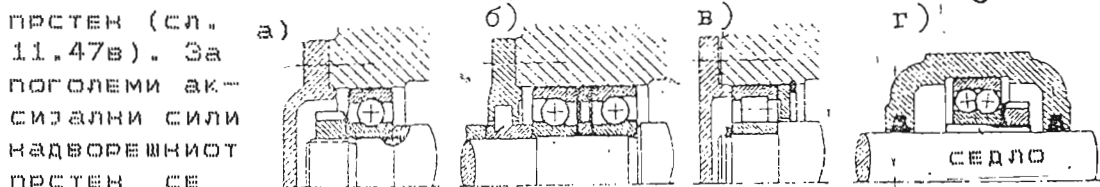
Сл.11.46 Примери на прикрепување на внатрешен прстен кон вратилото: а) со наг. прстен и завртка кон вратилото. б) со дистант. прстен в) со две навртки г) со цевка

Табела 11.15 НАВРТКИ И ЛИМ. ОСИГУРУВАЧИ ЗА ПРИЦВРСТ. НА ЛЕЖ.

ознака	Навртка					Осигурувач					
	d	D	h	h_1	s	ознака	d	D	f	b	δ
КМ 4	M 20 × 1	32	6	2	4	МВ 4	20	36	18,5	4	1
КМ 5	M 25 × 1,5	38	7	2,5	5	МВ 5	25	42	23	5	1,2
КМ 6	M 30 × 1,5	45	7	2,5	5	МВ 6	30	46	28	5	1,2
КМ 7	M 35 × 1,5	52	8	2,5	5	МВ 7	35	55	33	6	1,2
КМ 8	M 40 × 1,5	58	9	2,5	6,5	МВ 8	40	61	38	6	1,2
КМ 9	M 45 × 1,5	65	10	2,5	6,5	МВ 9	45	68	43	6	1,2
КМ 10	M 50 × 1,5	70	11	2,5	6,5	МВ 10	50	73	48	6	1,2
КМ 11	M 55 × 2	75	11	3	7	МВ 11	55	80	53	8	1,2
КМ 12	M 60 × 2	80	11	3	7	МВ 12	60	85	58	8	1,5
КМ 13	M 65 × 2	85	12	3	7	МВ 13	65	90	63	8	1,5
КМ 14	M 70 × 2	92	12	3,5	8						
КМ 15	M 75 × 2	98	13	3,5	8	МВ 15	75	104	72	8	1,5
КМ 16	M 80 × 2	105	15	3,5	8	МВ 16	80	112	77	10	1,7
КМ 17	M 85 × 2	110	16	3,5	8	МВ 17	85	119	82	10	1,7
КМ 18	M 90 × 2	120	16	4	10	МВ 18	90	126	87	10	1,7
КМ 19	M 95 × 2	125	17	4	10	МВ 19	95	133	92	10	1,7
КМ 20	M 100 × 2	130	18	4	10	МВ 20	100	142	97	12	1,7
КМ 21	M 105 × 2	140	18	5	12						
КМ 22	M 110 × 2	145	19	5	12	МВ 22	110	154	106	12	1,7
КМ 23	M 115 × 2	150	19	5	12						
КМ 24	M 120 × 2	155	20	5	12	МВ 24	120	164	115	14	2
КМ 25	M 125 × 2	160	21	5	12						
КМ 26	M 130 × 2	165	21	5	12	МВ 26	130	175	125	14	2
КМ 28	M 140 × 2	180	22	6	14	МВ 28	140	192	135	16	2
КМ 30	M 150 × 2	195	24	6	14	МВ 30	150	205	145	16	2
КМ 32	M 160 × 3	210	25	7	16						
КМ 34	M 170 × 3	220	26	7	16	МВ 34	170	230	165	18	2,5
КМ 36	M 180 × 3	230	27	8	18	МВ 36	180	240	175	20	2,5
КМ 38	M 190 × 3	240	28	8	18	МВ 38	190	250	185	20	2,5
КМ 40	M 200 × 3	250	29	8	18	МВ 40	200	260	195	20	2,5

Додека внатрешниот прстен редовно се прицврстува за ра-
кавецот, надворешниот прстен не е секогаш аксијално приц-
врстен во куќиштето. Кај вратилата и оските само едното
лежиште е фиксно поставено во куќиштето, а другите се по-
движни за да не дојде до вклевштување на вратилото и ле-
жиштето (статички неопределен носач) под дејство на топ-
линските дилатации.

Прицврстувањето на надворешниот прстен е посложен проб-
лем од прицврстувањето на внатрешниот прстен. За незначител-
ни аксијални сили и овде може да се примени **Segger**-ов
прстен (сл. а)



За поголеми ак-
сијални сили
надворешниот
прстен се

прицврстува
меѓу капакот
и цилиндрич-
ниот испуст
во куќиштето
на лежиштето.

Примери на
вградувања на
извесен број
слободни и

фиксни лежиш-
та се прика-
жани на сл.

11.47; 11.48.

На сл.11.49 е
прикажано по-
грешно обост-

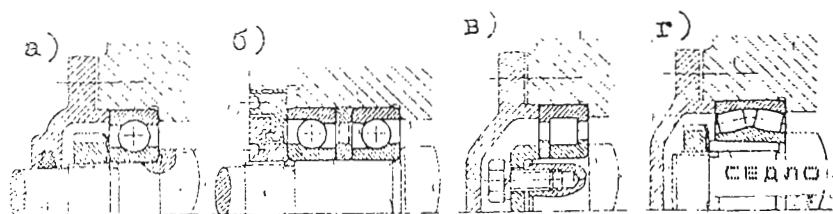
рако круто (фиксно) влежиштување на вратило.

На сл.11.50 се прикажани повеќе примери на влежиштувана
вратила, при што примерите под а) до г) се од левата стра-
на со фиксно, а од десната со слободно влежиштување, додека
примерите под д) и е) се со обострано слободно влежиштув.

На сл.11.51 е прикажано влежиштување на клипницата кај
моторите со внатр. согорување изведено со игличесто лежиш-
те. На сл.11.52 е прикажано влежиштување со игличесто ле-
жиште без внатрешен прстен, и тоа: а) со надворешен прстен,
б) со гилза и в) само со кафез за иглиците.

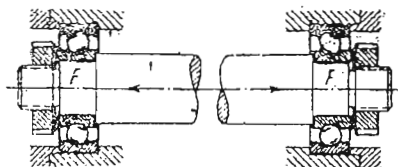
На сл.11.53 е прикажано влежиштување комбинирано од лежиш-
ште со иглици и дисково (аксијално) лежиште со куглици.

Сл.11.47 Примери на вградув. на слоб. лежишта

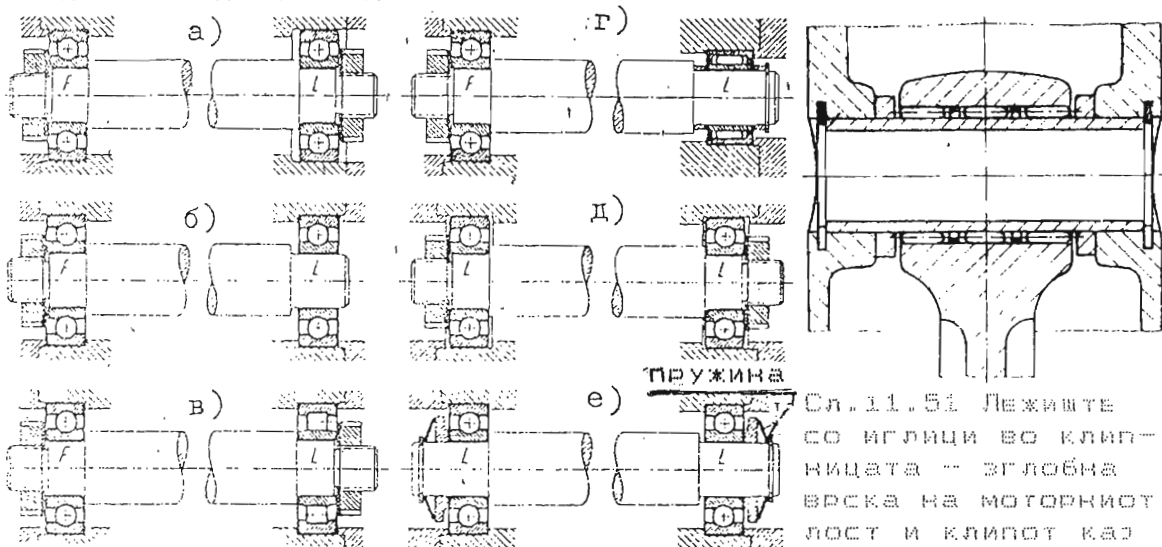


Сл.11.48 Примери на вградув. на фиксни леж.

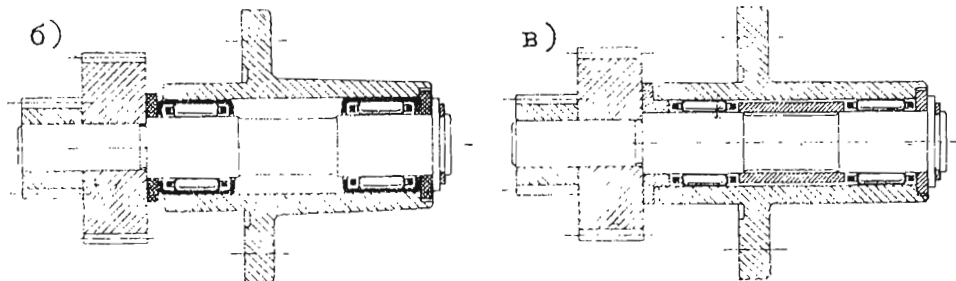
Сл.11.49 Погрешно
обострано фиксно
влежиштување



Низа разновидни влехиштувана со аксијални лежишта е прикажана на сл.11.54. Притоа, изведбата под а) е неисправна, изведбата под в) е со аксиј. и со игличесто лежиште, а изведбите под г) и д) се со нагодливи аксијални лежишта.

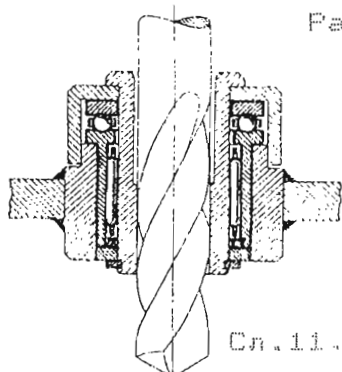


Сл.11.50 Примери на вградувањата до г) моторот со внатрешно со фиксно (F) и слободно (L) влехиштув. но согорување

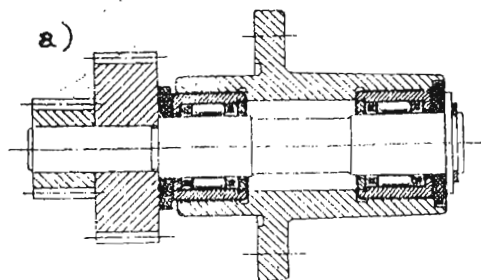


Сл.11.52

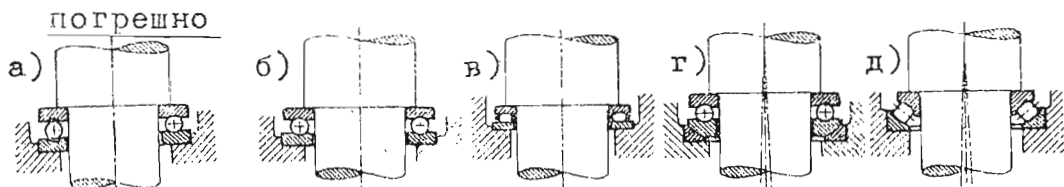
Разновидни влехиштувана со игличести лех.



Сл.11.53



а)



Сл.11.54 Разновидни влехиштувана со аксијални лежишта. Се истакнува дека кај аксијалните лежишта едниот диск се навлекува на ракавецот, а другиот е слободен.

11.3.7 ЗАТНУВАЊЕ

За векот на лежиштето да биде што подолг, неопходно е потребно да се спречи, од една страна, излегувањето на мазивото од лежиштето, а од друга, навлегувањето на прав, вода, пареа, киселини, гасови и други непожелни материи во лежиштето. Особено опасни за лежиштето се киселините и водата. Од наведените причини лежиштето мора да биде затнато-дотолку сигурно, доколку можноста за навлегување е поголема. Начинот на затнувањето зависи од околностите под кои лежиштето работи. Затинките може да се наместат било од обете или само од едната страна, според потребата. Сигурно затнување лесно се постигнува кога како мазиво се употреби маст, бидејќи таа излегува од кукиштето на лежиштето и создава заштитен ѕид пред лежиштето.

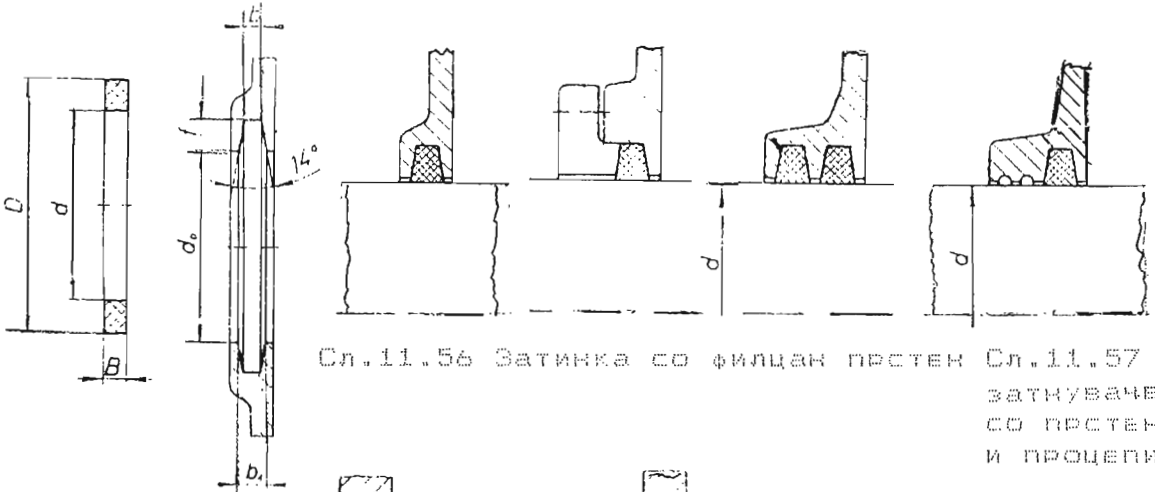
Затнување **може да се оствари**, главно, на два начина: првиот начин е, некоја мека материја (кожа, филц, гума, метал) да се прилепи кон вратилото на местото на неговиот премин низ кукиштето (капакот) на лежиштето. Ваквата затинка создава триене кое може да биде значително и да биде причина за повишена температура на лежиштето. Покрај тоа, затинките го стругат вратилото и може да го оштетат кога не се добри.

На друг начин затнување се остварува со помош на тесни процепи, тн. **лабиринти**. Во тој случај отпаѓа триенето во затинката—значи овој начин е попогоден во тој поглед, но не може секогаш да се примени.

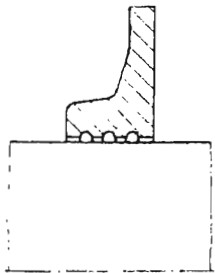
Често се применуваат и двата начина на затнување. Колку значајна е улогата на затинката во лежиштето, произлегува од фактот, дека од сите причини поради кои тркалчките лежишта стануваат неупотребливи, околу 20-25% паѓа на затинките.

Најпроста и најчесто употребувана затинка е во вид на прстен од филц (кече, сл.11.55) кој се вметнува во жлеб

врезан во кукиштето на лежиштето (сл.11.56). Пред употребата прстенот треба да се натопи со топло масло. Филцаниот прстен е погоден за маст. Во текот на работата, филцаниот прстен премногу да не се натопува со масло. По-крај него, може да се предвиди и **затнување** со помош на лавиринти, кога тоа го дозволува просторот (сл.11.57) или може да се употреби специјален затнувачки прстен (герм. **Simmerring**, сл.11.59). На сл.11.58 е прикажан пример на затнување со помош на лавиринти исполнети со маст, каде што затинката често се комбинира со филцена (сл.11.57). Лавиринтската затинка е ефикасна. Две конструкции се прикажани на сл.11.60 и 11.61. Процепот има широчина $f = 0,5 - 0,75 \text{ mm}$ и се полни со маст. И таа затинка може да се здружи со филцената (сл.11.62).



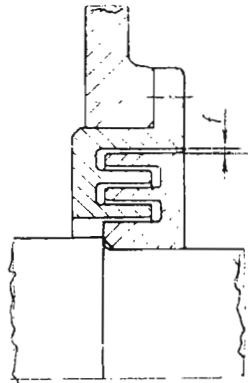
Сл.11.55 Прстен и жлеб за затинката



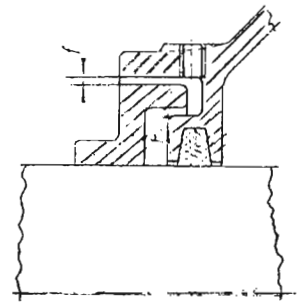
Сл.11.58
Затнување
со процепи



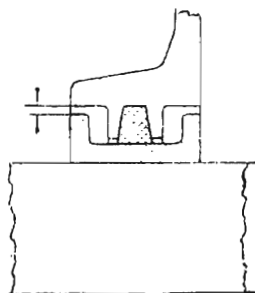
Сл.11.59 Специ-
јална прстенеста
затинка **Simmerring**
произв. **Freudenberg**



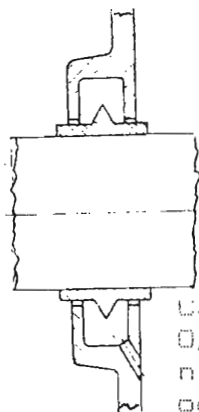
Сл.11.60
Радилална
лавиринтска
затинка



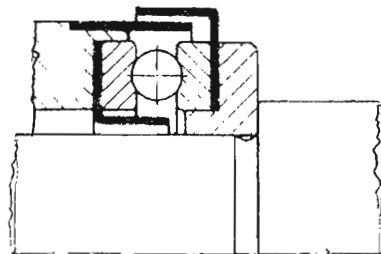
Сл.11.61 Комби-
нација на лави-
ринтска и фил-
цена затинка



Сл.11.62
Здружени лат-
винтска и
филцена зат.



Сл.11.63
Одбоен
прстен со
остар раб
како зат.



Сл.11.64 Затнување
на аксијално леж.

11.3.8 ПОДМАЧКУВАЊЕ

И лежиштата со тркалани мора, исто така, да бидат подмачкувани, но од сосем други причини отколку лежиштата со лизгание. Вистина, подмачкувањето е потребно заради смалувањето на и онака малите отпори на триенето од лизгание меѓу куглиците или валзачината од една, и прстените и држачите од друга страна. Со подмачкувањето се чуват споменатите делови од брзото абене. Меѓутоа, сепак, подмачкувањето кај овие лежишта има друга примарна цел. Така, мазивото го спречува тросувањето на деловите на лежиштето. Понатаму, тоа го олескува релативното поместување на прстените. Важна задача на мазивото е и да го штити лежиштето од тугите тела кои се стремат да навлезат во него.

Мазивото доколку е маст, го олескува **затнувањето**.

Тоа се главните цели на подмачкувањето кај лежиштата со тркалани.

Бидејќи најголеми непријатели на лежиштата со тркалани се киселините, солите, водата, пращината, металните струшки и воопшто механички измешаните туги тела, за овие лежишта мазивото мора да биде наполно чисто, како во хемиски, исто така и во механички поглед.

Како мазиво за лежиштата со тркалани се употребуваат минералните масла и масти.

Маслото е мошне погодно како мазиво, особено за брзоодните лежишта. Во лежиштето не смее да има многу масло, бидејќи големото количество ќе предизвика посилни отпори. Нивото на маслото во лежиштето, по можност, не треба да ја премине половината на долното-назиското тркалачко тело. За лежиштата подмачкувани со масло тешкотиите се во кон-

струирането на сигурен и рационално непропустлива затинка. За подмачкување е неопходно сосем мало количество масло, неспоредливо помало отколку за лежиштата со лизгане.

Инаку самото подмачкување со масло може да се изведе во маслена када, за лежиштата кај хоризонталните вратила при $n < 167 \text{ s}^{-1}$, и со маслена магла, што се примекува кај брзоодните, и слабо оптоварени лежишта ($n > 50 \text{ s}^{-1}$).

Понатаму, подмачкување може да се изведе и со **распрскување** кај лежиштата што се наоѓаат во единствен маслен простор со другите прекосни елементи (запченици и сл.).

Конечно, подмачкување може да се изведе и со **циркулација** на маслото, за што е потребен посебен систем (пумпа, распределител, водови и друга арматура) со кој се доведува масло во секое лежишта на машината.

Маста е корисна како мазиво посебно во бавноодните машини, особено ако тие работат во прашина и во влажен простор, а мошне често и во други случаи, бидејќи маста е многу погодна во однос на затнувањето.

12 ПРУЖИНИ

12.1 ОДЛИКИ, НАМЕНА, ПОДЕЛБА И МАТЕРИЈАЛ

Пружините се машински елементи чија главна одлика е **еластичноста**, односно големата **деформабилност**, со што се разликуваат од сите други машински елементи. Деформациите кај пружините, кои сепак се движат во границата на еластичноста, се видливи и мерливи со најобични мерила, додека кај сите други машински елементи деформациите се определуваат со специјални методи и инструменти (мерни ленти, фото еластичен метод), а понекогаш тие се ограничени на минимални вредности. Како резултат на така големите деформации во пружините се забуваат соодветно големи напони.

Големината и видот на деформациите зависат од функцијата и намената, потоа од изведбата на пружината, како и од материјалот.

Затоа пружините се користат за врска на делови кај кои е потребно делот кој во текот на работата се поместил, по престанувањето на дејството на силата да се врати во првобитната положба.

Во смисла на изложеното, пружините најчесто се користат за:

- акумулирање на енергија, на пр. кај часовниците, играчките и др.;
- амортизација на ударите (одбојници, еласт. сполници);

- регулација (регулациони и сигурносни вентили);
- мерење на сила (динамометри);
- принудно движење на некои машински делови (на пр. вентилите во моторите);
- еластично меѓусебно притискање на делови во бравите.

Практично, пружините се елементи способни механичката работа да ја претворат во потенцијална енергија и обратно.

Зависно од функцијата и намената, односно напонот што се јавува во попречниот пресек на жицата, односно профилот, пружините се делат на:

- флексиони и
- торзиони.

Според конструктивниот облик пружините може да бидат: листени, навојни, прстенести, спирални, чиниести и др.

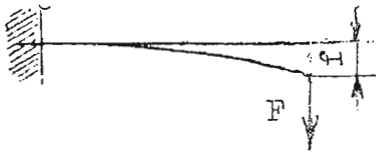
Ако се земе предвид дека улогата на пружина може да ја вршат и делови од неметален материјал, на пр. гума, па и воздух (во пневматиците на возилата), тогаш може да се наведат уште и гумените перкичина, што се употребуваат при фундирањето на машините.

Сепак, излаганата ќе се однесуваат на **челичните пружини** и на облиците кои најчесто се среќаваат во пошироката област на машиноградбата.

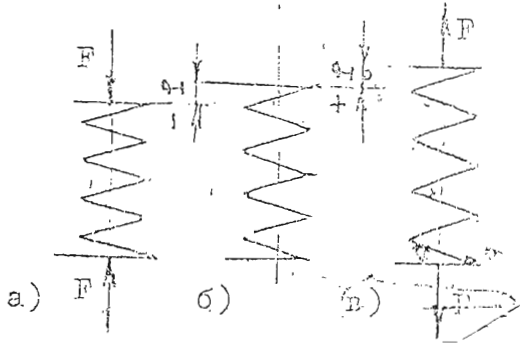
Секое материјал, во извесна мера, е еластичен. За пружините се избира материјал што е способен да издржи поголеми еластични деформации, а аналогно на тоа и поголеми напони. Со избор на материјал со погоден состав и со адекватна **термичка обработка**, значително може да се подобрат механичките особености на челикот, особено еластичноста. За изработка на пружини се употребуваат заглородни или легирани челици. Така, жицата за пружини за споредни цели се извлекува во ладна состојба, а за пружините за одговорна намена термички се обработува пред или по изработката, последното е подобро. Лимовите за пружини се валат во ладна состојба. Издржливоста на пружината значително може да се покачи со обработка на површината со млаз сачми и со нафина обработка на надворешната површина, со што целта се покачува. Челиците за пружини се опфатени со **JUS C.B0.551**, чии ознаки и карактеристики се дадени во т. 2.06. Дозволените напони се движат во високи граници, чии вредности ќе бидат изложени при пресметката на одделните видови пружини.

Како материјал за пружините понекогаш може да се употребат и некои видови бронза и месинг. За бронзата затегнувачката цврстина $R_m = 900 \text{ N/mm}^2$, $E = 110000 \text{ N/mm}^2$, и $G = 45000 \text{ N/mm}^2$, а за месингот $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$.

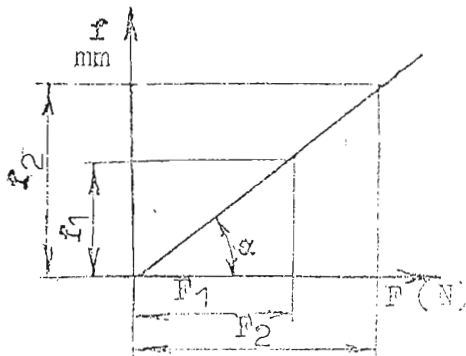
12.2 ГЛАВНИ ОБЕЛЕЖЈА



Сл.12.01 Отклон кај простата флексиона пружина



Сл.12.02 Навозна торзиона пружина: а) притисна, б) неоптоварена, в) развлечл.



Сл.12.03

Пружините, како и секој машински дел, под дејство на сила еластично се деформираат. Деформацијата е отклон f (сл.12.01) за флексионите или скратување $-f$, односно издолжување $+f$, за торзионите пружини (сл.12.02).

Какви и колкави ќе бидат деформациите зависи од: силата на која е изложена пружината, материјалот, обликот на пресекоот и димензиите на пружината.

Зависноста на деформацијата f од силата F се нарекува **карактеристика** на пружината C . Нормално, за еластички деформации, карактеристиката на повеќето пружини (освен на чиниестите) е **права линија**. Па тогаш аголот на наклонот (сл.12.03) е определен со равенкава:

$$\operatorname{tg} \alpha = C = \frac{f_2 - f_1}{F_2 - F_1} = \text{const} \quad (12.01)$$

Истовремено, тоа е **тр.единичен** отклон на пружината, што покажува колкав е отклонот во **mm** што го предизвикува сила од 1 N.

Реципрочната вредност се нарекува **крутист** на пружината

$$c = \frac{1}{C} = \frac{F}{f} \quad [\text{N/mm}] \quad (12.02)$$

и таа покажува колкава сила е потребна за да се предизвика отклон еднаков на 1 mm.

Кога карактеристиката на пружината е **крива линија**, тогаш

$$\operatorname{tg} \alpha = f' \neq \text{const}$$

па и C и c се **променливи** величини, што е карактеристика, главно, на **чиниестите** пружини, за што ќе стане збор подоцна. За пружините каменети за придушување на енергијата од удар, важна е и работата, која при праволиниска промена сл. сл.12.03 е дефинирана со површината под линијата и x оската, одн. со равенкава:

$$W = \frac{F \cdot f}{2} \quad [\text{Nmm}] \quad (12.03)$$

Карактеристичен претставник на флексионите пружини е **листената** пружина употребувана кај **возилата**.

За поедноставување на анализата, во разгледување ќе се земе простиот облик на таква пружина, кој теоретски личи на вклетена конзола (сл.12.01) со правоаголен попречен пресек, со широчина **b** и височина **h**.

Напонот од свиткување на произволно место на растојание **x** од местото на вклетувањето е даден со познатиот израз:

$$\sigma_s = M_s / Z = F \cdot (1 - x) / b \cdot h^2 / 6.$$

Најголем напон од свиткување е на местото на вклетувањето, то, за **x = 0**, па

$$\sigma_{smax} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \quad [N/mm^2] \quad (12.04)$$

Како што е познато од закоста на материјалите, отклонок **f** на крајот на конзолата е даден со следниов израз:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad [mm] \quad (12.05)$$

Каде што моментот на инерцијата за правоаголен пресек е дефиниран со изразов:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad [mm^4]$$

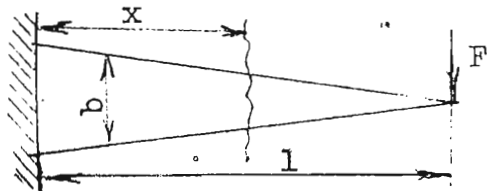
Ако се постави условот за рационално искористување на материјалот следува дека во секој пресек на должината **l** напонот треба да биде еднаков, т.е. $\sigma_s = \sigma_{sd}$. Тоа повлекува соодветна промена на отпорниот момент **Z**, кој е функција од **b** и **h**. Ако се прифати **h = const**, тогаш следува дека широчината **b** ќе се менува по права линија, односно, по широчината пружината би имала триаголен облик што следува од равенкава

$$b = \frac{6 \cdot F \cdot (1 - x)}{\sigma_{sd} \cdot h^2} = c \cdot x, \quad (12.06)$$

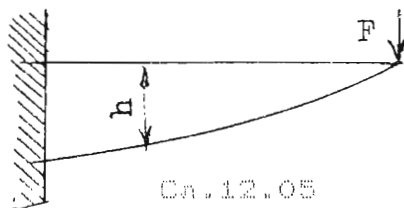
при што за **x = l**, **b = 0** што конструктивно и функционално не одговара, па тој случај (сл.12.04) отпаѓа.

Другата алтернатива би била **b = const**, па тогаш височината би се менувала по законот на параболата (сл.12.05)

$$h^2 = \frac{6 \cdot F \cdot (1 - x)}{\sigma_{sd} \cdot b} = c' \cdot x, \quad (12.07)$$



Сл.12.04



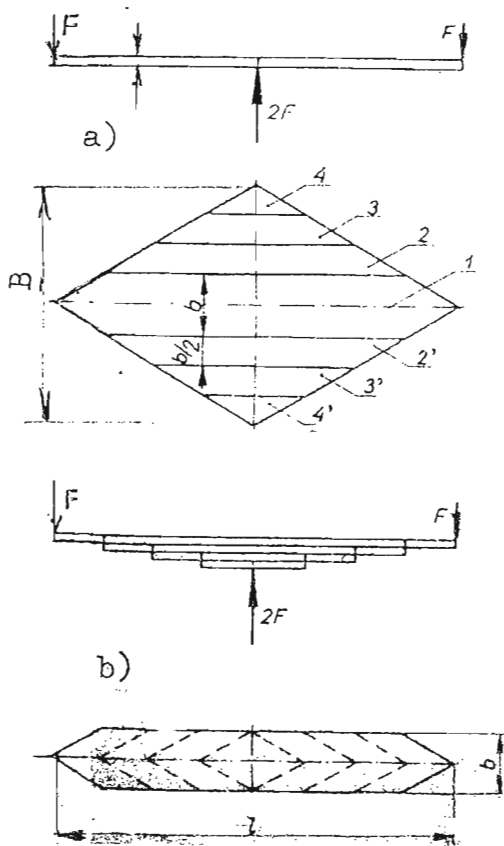
Сл.12.05

Оваа алтернатива е непогодна од производствено-економска гледна точка, па и од функционални причини. Имено, беско-

рисно би се подложувала лентата со широчина b на дополнителна (и тоа може тешка) доработка за височината да се изведе параболична, само за да се одржи $\delta = \text{const.}$

Функционално, обете алтернативи не одговараат затоа што на крајот пружината нема конструктивен елемент, кој би ја прифатил силата.

Сепак, повеќе одговара алтернативата со $h = \text{const.}$, со тоа што конкретната конструкција се обликува според објаснуваната што следуваат во продолжение и тоа, за сложената флексиона пружина. Имено, може да се замисли дека ваквата пружина настанала од две прости листени пружини со триаголен (сл. 12.04), односно двоен триаголен облик (сл. 12.06a), со константна височина h , чија пресметка се сведува на две прости пружини, поединечно оптоварени со силата F . Меѓутоа, бидејќи така добиената пружина е релативно широка и непогодна за сместување на местата на вообичаената употреба (возила). За да добие конструктивно позбиен облик, се замислува како обликот а) по должината да се расекува на неколку надолжни ленти со поединечна широчина b , кои се поставуваат една над друга (сл. 12.06b). Така, сега се добива пружина со определена широчина b што се состои од неколку листа со поединечна височина h . Меѓутоа, вкупната височина на пружината е променлива, и то приближно по законот на параболата, така што со тоа се постигнува едно порационално искористување на материјалот, без некои поголеми производствени потешкотии. Така добиената сложена пружина, со реденето на елементите 1 и 1', 2 и 2' итн. не е погодна, бидејќи секоја лента има триаголен остар завршок кој може лесно да ја загребе и оштети лентата над која се наоѓа. Со време тоа оштетување осетно би ја намалило издржливоста на пружината, **ОСОБЕНО**



Сл. 12.06 Настанување на сложената флексиона пружина

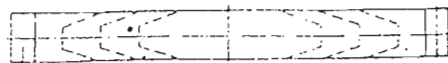
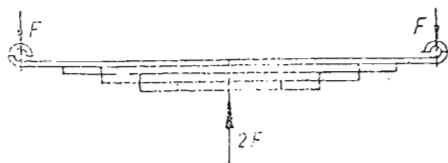
кај возилата, каде што пружините непосредно се нишат при возенето. Заради тоа, краевите на лентите редовно имаат облик на трапез (сл.12.07), со исклучок на горната лента, која има непроменета широчина, главно од причина, што незиниот завршок мора да се оспособи за врзување со колскиот сандак одн. каросеријата. На сл.12.07 завршокот е свиткан и претворен во ушка. Кога може да се очекуваат по-

силни удари и превиткувана, првата, па дури и втората па и третата лента под главната имаат еднаква должина како и главната лента, а завршокот им не е трапезен (сл.12.08). Во текот на работата, при свиткувањето, одделните ленти меѓусебно се тријат.

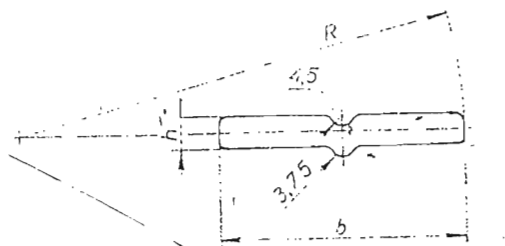
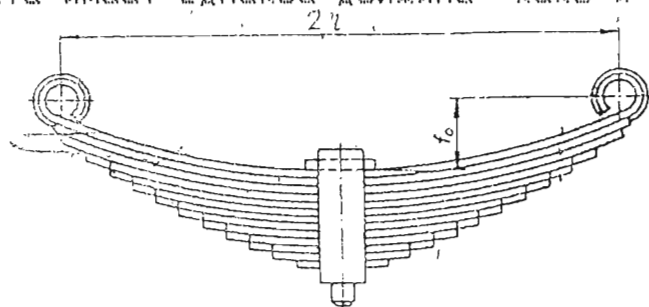
Тоа триене го потпомогнува придушувачето на клатенето. На сл.12.08

е прикажан пример на флексиона пружина за железнички возила. Профилот на попречниот пресек има особен облик, каде што се изведени и канали за мази-вото. Сите ленти се во средината вквештени во главината. Широчината на главината не смее да биде преголема, би-

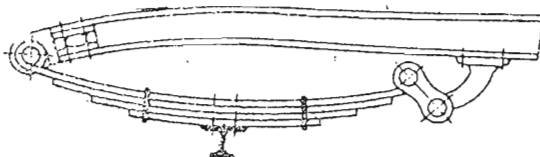
дејќи со тоа значително би се намалила еластичноста на пружината. Честопати е потребно да се спречи попречното релативно поместување на листовите. Тоа може да се постигне со неколку држачи како на сл.12.09,



Сл.12.07 Сложена пружина со трапезни краеве

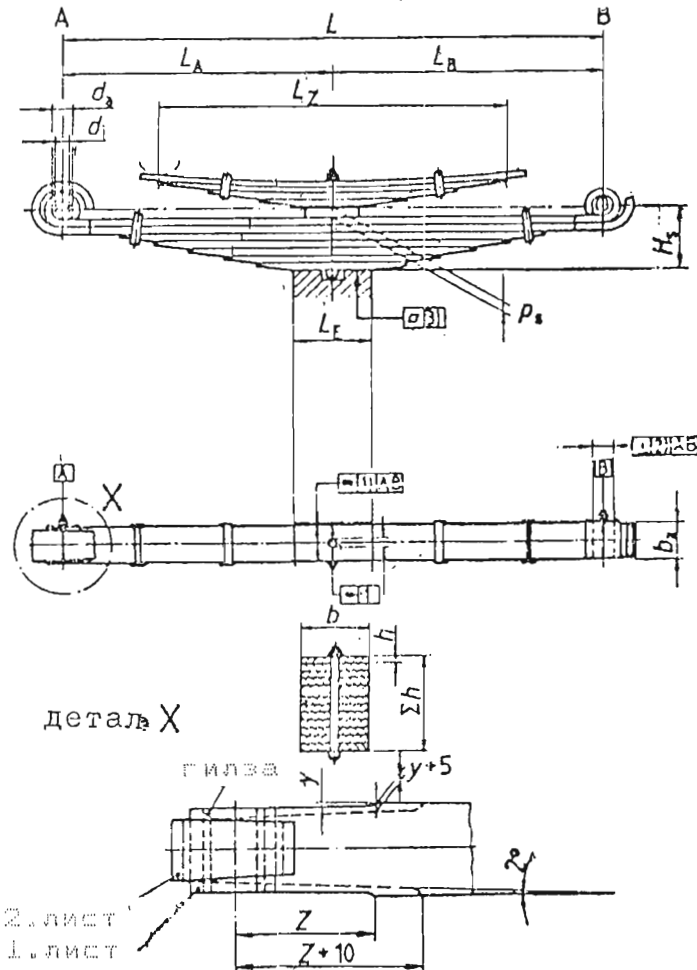


Сл.12.08 Пружина за железнички возила (долу: профил на лентата-листот со жлеб и испуст за водење и подмачување)



Сл.12.09 Автомобилска пружина

која претставува автомобилска пружина во која листовите се стегнуваат со завртки наместо со главина. Напонот, отклонот и другите величини се пресметуваат на ист начин како и за простата пружина. Земајќи го предвид само бро-



Сл. 12.10 Автомобилска пружина

јот на листовите Z .

Посебен облик на пружина за патни возила, според DIN 2094, е прикажан на сл. 12.10. Во овој стандард се дадени сите изискувана и технички услови за материјалот, отстапувањата, начинот на испитувањето и др. Кога се сака да се оствари поголем отклон, може да се потребат **двократни** пружини, чија носивост е еднаква на еднократната, но отклонот е двапати поголем. За поголеми оптоварувана двократните пружини се наместуваат во два, три и повеќе редови, какви што се употребуваат за четириоскините железнички вагони.

Пружините, речиси

редовно, се прават така да се свиткаат во неоптоварена состојба (сл. 12.08-12.10), па колку што појакко се оптоваруваат сè повеќе се исправуваат.

Иако карактеристиката C теоретски е константа, фактички, кај сложената пружина таа отстапува од од правата линија, најмногу поради триењето меѓи листовите.

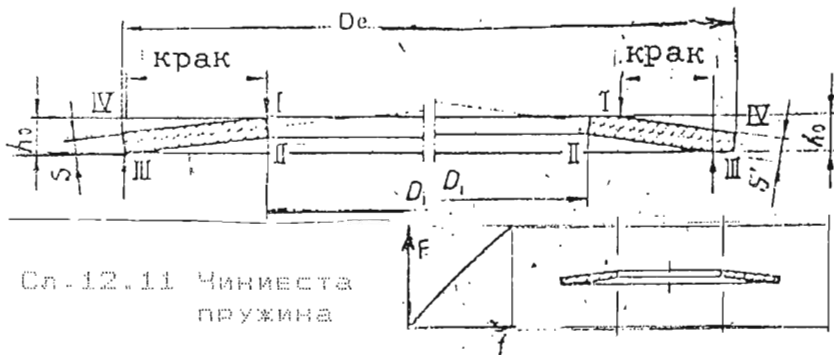
Во групата флексионски пружини, покрај листовата, но со поинаков облик спаѓаат уште: спиралната пружина—употребувана за разни инструменти, ма пример, часовници; потоа навојната

како и чиниестата пружина.

Последната ќе биде одделно третирана, заради нејзината се поголема примена во последно време и затоа што еден нејзин модифициран облик се произведува во нашата држава.

12.4 ЧИНИЕСТИ ПРУЖИНИ

Чиниестата пружина личи на обвивката на поробен конус со многу тап агол при врвот на конусот (сл. 12.11). Под оптоварување височината на пружината се



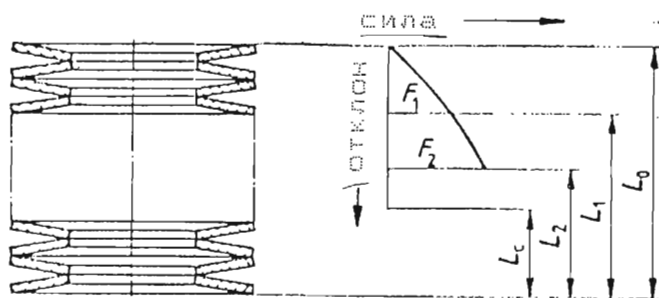
Сл.12.11 Чиниеста пружина

намалува од h_0 на h , па отклонот изнесува $f = h_0 - h$.

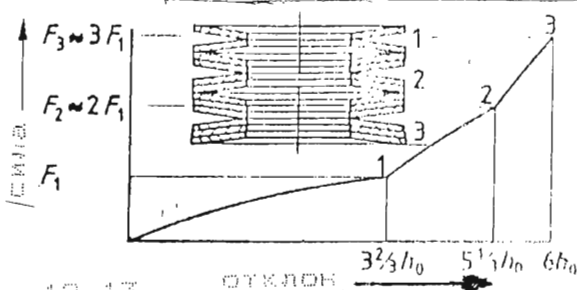
Чиниестите пружини—класична изведба, обично се употребуваат во парови и служат кога се бараат мали отклони при поголеми оптоварувања (голема крутост). Паровите обично се склопуваат така, за да им се допираат пошироките страки.

По потреба може да се склопат повеќе парови во една пружина — во вид на столб, а и повеќе поединечни пружини во еден пар. При тоа, носивоста на пружината—столб се зголемува со поставување повеќе пружини една во друга, а отклонот со поставување повеќе парови пружини—во вид на столб.

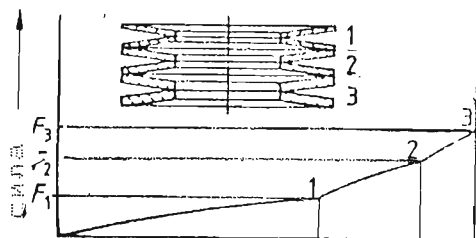
На сл.12.12 до 12.16 се прикажани неколку карактеристични поставувања на пружини во столб и промената на



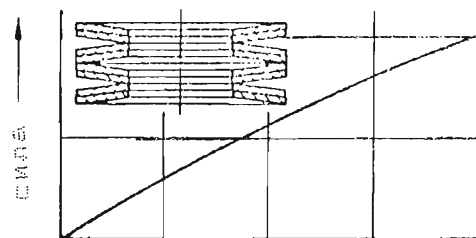
Сл.12.12 Пример на пружина-столб



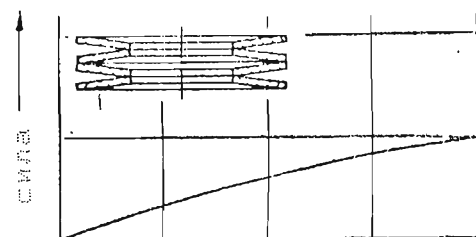
Сл.12.13



Сл.12.14- отклон



Сл.12.15 отклон



Сл.12.16 отклон

Сл.12.14 до 12.16

карактеристичните линии при различни оптоварувања F и дебелина на пружината s . Како што веќе е наведено, карактеристичната линија на овие пружини не е права, туку **крива** линија, чиј облик зависи од димензиите, поставувањето и материјалот на пружините. Овие пружини се изработуваат обично од $\text{C}4830$.

Пресметката на чиниестите пружини е доста сложена, во што не би навлегувале на ова место. Теоретските поставки на пресметката на класичните чиниести пружини ги поставил **Almen** и **Laslo** (од Унгарија). Овие пружини се употребуваат главно, за фиксирање на положбата на лежиштата со тркалане во куќиштето, за разни осигурувања, особено кај алатните машини. Тие денес масовно се произведуваат и интерно-фабрички се стандардизирани, така што преостанува само да се изврши соодветен избор. Прочувена фабрика-производител

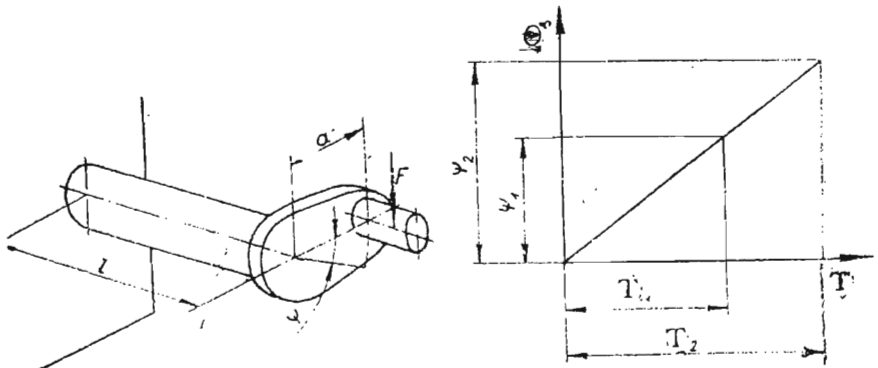
е **SCHNORR** од Германија. Тие се опфатени со **DIN 2092**.

Покрај класичните, денес се произведуваат и модифицирани облици—од значително поголеми димензии и за други цели. Станува збор за пружини кои во отворот имаат повеќе радијални испусти, што пружината ја прават поеластична. Нивната пресметка е уште посложена и сè уште недоволно дефинирана. Вакви пружини денес масовно се употребуваат во автомобилската индустрија—главно кај спозницата—куплунгот на автомобилите. Единствен производител во бившиот **YU**—простор е Фабриката "Руен" од Кочани, чиј капацитет е 1,5 Мил. парч. годишно. Голем дел од производств. се извезува во Европа.

12.5 ТОРЗИОНИ ПРУЖИНИ

Наследноставна торзиона пружина е вклетениот стап, на слободниот крај оптоварен со момент на торзија T (Сл.12.17).

Еластичната деформација кај оваа пружина е аголот на усуквање θ кој како и кај флексионата пружина е линеарна функција од моментот T (Сл.12.18).



За торзиона- Сл.12.17 Проста тор- Сл.12.18 Карактеристика- зиона пружина (стап) на простата торз.пруж. та пружина со пречник d и должина l аголот на усуквањето е даден со следнава равенка:

$$\theta = \frac{T \cdot l}{I_o \cdot G} = c \cdot T \quad [\text{rad}] \quad (12.08)$$

Ако изразот за θ се преименува со замената $T = Z_o \cdot \tau_t$ и се воведат изразите за поларниот момент на инерцијата I_o и поларниот отпорен момент Z_o , се добива:

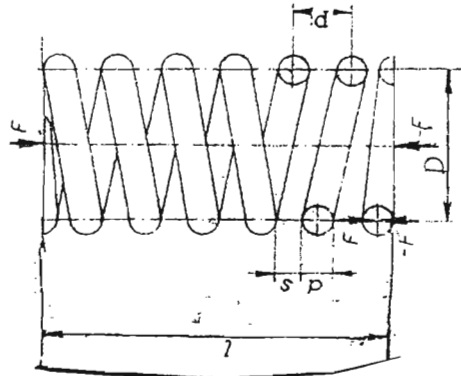
$$\theta = \frac{Z_o \cdot \tau_t \cdot l}{I_o \cdot G} = \frac{2 \cdot \tau_t \cdot l}{d \cdot G} \quad [\text{rad}] \quad (12.09)$$

Работата на торзионата пружина, аналогно на работата на флексионата, е:

$$W = \frac{T \cdot \theta}{2} = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot \tau_t^2 \cdot l}{4 \cdot G} \quad [\text{Nmm}] \quad (12.10)$$

Оваа пружина во практиката поретко се употребува, главно за торзиони дикамометри и во градбата на автомобили. Далеку поширока примена во практиката—воопшто, а во машинството посебно, има навозната торзиона пружина. Таа настанува од жица (најчесто) од кружен или правоаголен пресек, кога таа ќе се свитка во вид на навозница.

Според начинот на оптоварувањето овие пружини бидуваат: притисни (сл.12.19) и развлечливи (сл.12.20).



Сл.12.19 Притисна пружина

Оптоваруването на пружините може да бъде статичко, одн.ретко променливо и динамичко. Овие пружини се опфатени со DIN 2089, 2096 -2098.

Пружините со статичко, одн.ретко променливо оптоварување се:

- сите пружини кои се само статички
- и сите пружини со незначителна промена на оптоваруването, чиј број циклуси во предвидениот век изнесува најмногу $N = 10^4$.

Динамички

оптоварените притиски пружини се делат на две групи:

- пружини со ограничен век на траењето, чиј број циклуси до

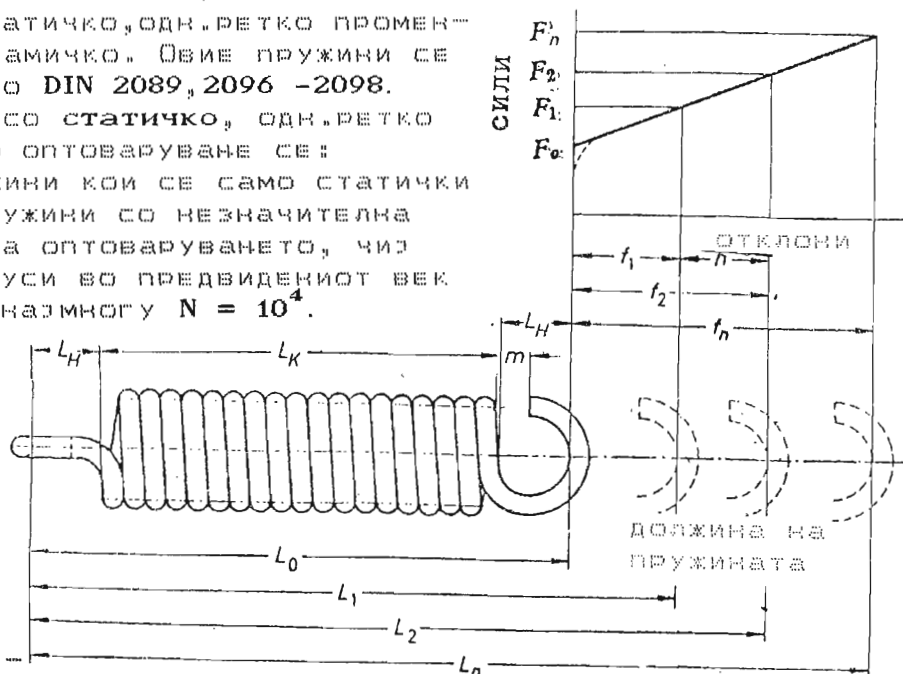
позавата на заморување или лом изнесува најмногу $N < 10^7$ и пружини со, практично, неограничен век на траењето, кои без позава на заморување или лом издржуваат најмал број циклуси $N > 10^7$ и повеќе.

На ова место ќе бидат разгледани само чисто статички оптоварените пружини.

Попречниот пресек на пружината е напрегнат на усукување-торзија од моментот T , добиен со редуција на аксијалната сила во пресекот на навојот (сл.12.19). Незначителен дел од овој момент ја напрегнува жицата на пружината на свиткување, но практично, тоа може да се занемари. Меѓутоа, теоретски и експериментално е утврдено дека при усукување на свиткани делови, во внатрешните влакна се јавува поголем напон на усукување отколку во надворешните. Неговото влијание во пресметката се зема предвид со факторот α , кој зависи од односот на средниот пречник на пружината D и пречникот на жицата d . Според Bergstraesses, факторот α е даден со следниов израз:

$$\alpha = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad (12.11) \quad \text{каде што} \quad w = \frac{D}{d}$$

Пресметката на напонот од усукување се сведува на случај-



Сл.12.20 Разделечлива торзиона пружина

лот на простата пружина (сл.12.17), т.е. се претпоставува дека навојницата на пружината е исправена и претворена во проста торзиона пружина со должина $L = D \cdot \pi \cdot n$, каде што n е број на активните навои.

Според овие претпоставки, напонот од торзија ќе биде:

$$\tau_t = \frac{T \cdot x}{Z_o} = \frac{F \cdot \frac{D}{2} \cdot x}{\frac{d^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{8 \cdot F \cdot D \cdot x}{d^3 \cdot \pi} = \frac{8 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \cdot \left(\frac{D}{d}\right) \cdot x \quad [N/mm^2] \quad (12.12)$$

Одовде изразот за **пречникот** на жицата го добива следниов облик:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot \tau_{td}} \cdot x} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F}{\pi \cdot \tau_{td}} \cdot \left(\frac{D}{d}\right) \cdot x} \quad [mm] \quad (12.13)$$

Десниот облик на рав.12.13 се користи кога се поаѓа од избраниот однос D/d . Најчесто се земаат по неколку вредности за d (или за D/d), потоа се пресметува пречникот d и од таа низа се избираат оние вредности за D и d , кои, според намената и конкретната конструкција на машината, се најпогодни. Притоа, треба да се има предвид дека пречниците на жицата d се стандардизирани.

Бројот на навоите обично се определува од условот, за под дејството на силата F пружината да има определен **отклон** s , чиј израз гласи:

$$s = \frac{D}{2} \cdot \theta \quad [mm] \quad (12.14)$$

Ако во рав.12.08 за аголот на усукнувањето, моментот T се замени со $F \cdot D/2$, поларниот момент на инерцијата со неговиот израз $I = \pi \cdot d^4/32$ и должината на жицата $L = D \cdot \pi \cdot n$, равенката 12.14 за **отклонот** го добива следниов облик:

$$s = \frac{8 \cdot F \cdot D^3}{d^4 \cdot G} \cdot n = \frac{8 \cdot F}{d \cdot G} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^3 \cdot n = \frac{D^2 \cdot \pi}{d \cdot G} \cdot \tau_{td} \cdot n \quad [mm] \quad (12.15)$$

Одовде бројот на **навоите** изнесува:

$$n = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot F \cdot D^3} \cdot s = \frac{d \cdot G}{8 \cdot F} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^3 \cdot s = \frac{d \cdot G}{D^2 \cdot \pi \cdot \tau_{td}} \cdot s \quad (12.15')$$

Чекорот на навоите на притиската пружина m треба да е толкав, за навоите да не се допрат кога пружината под оптоварување се собере. Со други зборови, меѓу навоите на притиските пружини мора, секогаш и под оптоварување, да постои минимален **зјаж**. Овој минимален зјаж е потребен доколку повеќе, што растојанијата меѓу навоите никогаш не се еднакви, како заради нехомогеноста на материјалот, така и заради неточноста на изработката.

Првиот и последниот навој не се правилни и немаат ист наклон како и другите. Тие се приспособени кон едната и другата подлога на пружината, така што на краевите пружината бидува рамна (сл. 12.19). За ова приспособување, сп. DIN, обично се искористени: 2 навој за ладно, одн. 1,5 навој за топло оформените пружини. Според тоа, вкупниот број на вој е:

$$n_t = n + 2 \quad (\text{одн.} + 1,5) \quad (12.16)$$

каде што n е бројот на правилните навој (сп. рав. 12.15³).

Сумата на минималните растојанија меѓу навоите во оптоварена состојба изнесува:

$$S_{an} = x \cdot d \cdot n \quad (12.17)$$

каде што вредноста на факторот x , зависно од $w = D/d$ може да се прочита од дијаграмот на сл. 12.21.

Тогаш, должината на оптоварената пружина ќе биде:

$$L_n = L_c + S_{an} = n_t \cdot d + S_{an} \quad (12.18)$$

Конечно, фактичната должина на неоптоварената пружина

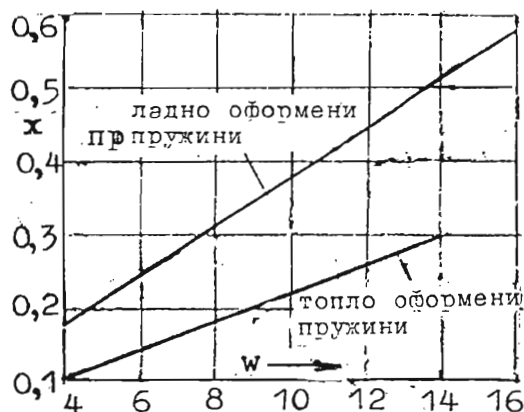
на неоптоварената пружина ќе биде:

$$L_o = L_n + s \quad (12.19)$$

Притисната пружина мора да биде така конструирана за да не се извитка настрана. Како критериум за тоа е тн. фактор на витоста L_o/D , кој е функција од релативната еластична деформација $\epsilon' = s/L_o$ сл. 12.22.

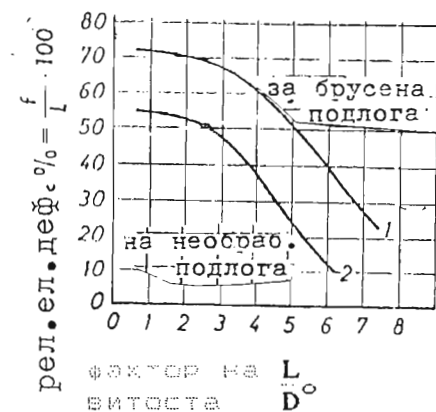
Кај **развлечливите** (затегнувачките) пружини (сл. 12.20), силата што дејствува има стремеж да ги раздалечи навоите. Навоите кај овие пружини се допираат во неоптоварена состојба, а кога се оптоварени тие се раздалечуваат. Краевите на ваквата пружина треба да бидат така изведени за да може да за примат силата на развлекувањето.

За раздалечувањето на навоите, што лежат еден на друг, е потребна тн. сила на претходното затегнување F_o . Оваа сила настанува на тој начин, што навиткувањето на навоите



Сл. 12.21 Вредности на коеф. x ќе биде:

Притисната пружина мора да биде така конструирана за да не се извитка настрана. Како критериум за тоа е тн. фактор на витоста L_o/D , кој е функција од релативната еластична деформација $\epsilon' = s/L_o$ сл. 12.22.



Сл. 12.22 Граф. на сигур. против извиткувањето

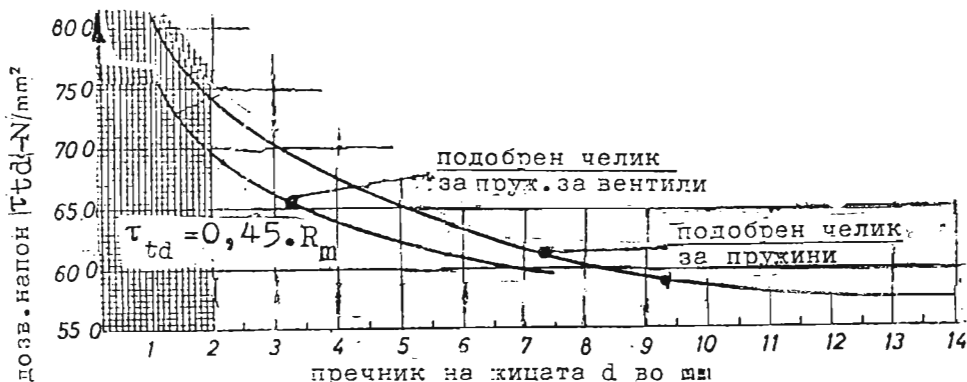
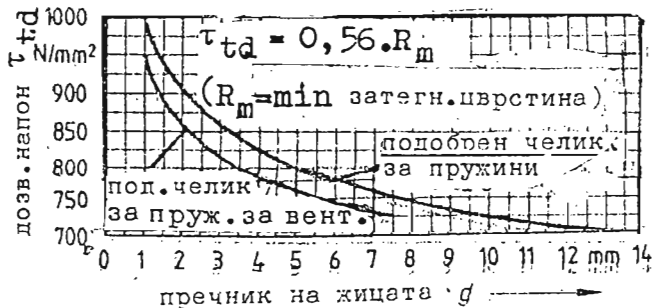
Еден на друг се одвива со извесен притисок. Потребната внатрешна сила на претходното затегнување зависи, во прв ред, од квалитетот на жицата и нејзиниот пречник d , потоа од односот D/d и од начинот на изработката. Нејзината големина е лимитирана со дозволениот внатрешен напон од торзија τ_{td} , чии вредности може да се прочитат од дијаграмите во τ_{td} DIN 2089, лист 2.

Изведбата на развлечливите пружини со внатрешна сила на претходно затегнување F_o е можна само кај ладно оформените и завршно неподобрените такви пружини. Топло оформените развлечливи пружини не е можно да се изведуваат со внатрешна сила на претходно затегнување. Дозволениот напон од торзија кај топло оформените пружини $\tau_{td} \leq 600 \text{ N/mm}^2$.

Кај развлечливите пружини со внатрешна сила на претходно затегнување, во однос на ладно оформените пружини, во сметката се појавуваат следниве разлики:

За бројот на навоите n во рав. 12.15' наместо силата F треба да се стави разликата $F - F_o$. Сл. 12.23 Дозволени вредности на напонот за притисните пружини
Како ориент. вредност за вкупниот број навои (сл. 12.20) може да се користи рав.

$$n_k = \frac{Lk}{d} - 1, \text{ обично } n \leq n_k; \quad F_o = F - \frac{d^4 \cdot G \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (12.21)$$



Сл. 12.24 Дозволени вредности на напонот за ладно оформени затегнувачки пружини

13.1 ЦЕВКИ

13.1.1 ВИДОВИ,НАМЕНА И ГЛАВНИ ОБЕЛЕЖЈА

Цевките се машински елементи со шуплива форма, со релативно голема должина и мала дебелина на видовете во однос на пречникот.

Цевките служат за пренос (транспорт) на флуиди и мешавини со растресит материјал. За оваа намена, речиси, редовно се користат цевки со кружен пресек, додека за разни различни конструкции цевките може да имаат правоаголен, квадратен и инаков профил на попречниот пресек.

Една цевка-сама не служи за ништо, без оглед колку таа е долга. Нормално се прави тн.цевкина инсталација, која се состои од определена должина, разгранета во повеќе правци, составена од разни профили -по пречник и разновидни облици, во која се вградуваат и определен вид потребни цевкини затворачи. Таквата инсталација служи за снабдување со вода на населби, градови и региони, потоа за снабдување со воздух или други гасови во разни фабрики и институции; за нафтоводи, гасоводи на долги растојанија (од Русија до Македонија), за снабдување со масло на голем број лежишта, запченици и др.каж голем број машини и др. Во крвна линија и крвоточниот систем кај човекот и животните претставува, исто така, една таква "инсталација". Флуидот што протекува низ цевките најчесто бидува под притисок, меѓутоа, протекувањето може да биде и при слободно ниво-канализација, па и под вакуум (цевките за шумкане кај пумпите). Се разбира, дека од закосна гледна точка, најзагрозени се цевките низ кои флуидот протекува под притисок, кој случај и ќе биде разгледуван на ова место. Кај цевките се разликуваат три вида притисоци: **работен, номинален и пробен.**

Работниот притисок е максималниот притисок што се појавува во цевката за време на нормалната работа. Велеме максимален, бидејќи, нормално може да се очекува вариација на работниот притисок, што зависи од многу фактори, во што нема да се навлегува на ова место. Разбирливо, дека од случај до случај, од објект до објект работниот притисок е најразличен. Би било мошне неекономично кога за секој одделен случај на намена би се вршело димензионирање на цевките, со што би испаднало море шаренило по димензии па дури и со најмали разлики во пречници и дебелини. Заради стандардизација и на цевките, воведен е поимот на **номинален притисок**. Тоа е оној (стандарден) притисок, за

кој цевката е димензионирана. Логично дека работниот притисок смее да биде најмногу еднаков на номиналниот. По изработката, цевките се испробуваат на притисок за 50–60% поголем од номиналниот, и тој притисок се нарекува **пробен**. Доколку флуидот што протекува е под повисока температура, со тоа се намалува цврстината, односно и работниот притисок на флуидот.

13.1.2 МАТЕРИЈАЛ И ИЗРАБОТКА

Цевките се прават од најразлични материјали: метални, нелегални, пластични, гумени и др. На ова место ќе се задржиме, главно, на металните и тоа, првенствено на железните. Железните цевки се прават од сив лив, челичен лив и челик, а од другите метали: месинг, бакар, алуминиум, олово и др. Според начинот на изработката цевките може да бидат: **леани**—од сив лив или челичен лив, **влечени** и **заварени**. Леаните и влечените цевки се **безрабни**, а заварените—**рабни**, и тоа со **надолжен** или денес почесто со **навоен**—спирален раб. Леаните цевки се од поголеми пречници, и тоа за понизок притисок—до 1,6 MPa од сив лив, а за повисок од челичен лив. Челичните цевки се градат од најмал (10 mm) до најголем пречник (неколку метри заварени од лим со навоен раб, меѓусебно споени со попречни рабови). Тие имаат најширока примена и за најтешки услови: високи притисоци и температури (за што одговараат безрабните цевки). Челичните цевки се стандардизирани како по пречник, така и по дебелина, според номиналниот притисок. Во повеќето случаи, кога се работи за пресметка на протек, стандардизиран е внатрешниот пречник на цевката, додека кај безрабните (прецизни) цевки, наменети за размена на топлина, стандардизиран е надворешниот пречник. Челичните цевки се опфатени како со меѓународните така и со JUS стандардите, и тоа: **C BS.020** до **C BS.251**. Нежелезните цевки ќе бидат само начелно споменати.

Месинганите цевки (материјал: **Cu80Zn, Cu72Zn, Cu67Zn, Cu63Zn** и **Cu60Zn**) и **бакарните** цевки (материјал: **Cu99,5** и **Cu99,75**) се валаат без раб или тврдо се лемат. Тие се употребуваат во хемиската индустрија заради одличната спроводливост на топлина, потоа кај моторите со внатрешно согорување, алатните и други машини за спроведување масло, заради можноста да се приспособат кон остриите кривини—за најмал радиус (3–5) **d**. Стандардизирани се според надворешниот пречник од 5 до 100 mm, за дебелини од 0,5 до 10 mm и должини 3 до 7 m.

Оловните цевки (материјал: **PbSb1**) се употребуваат заради

отпорноста кон киселините во хемиската индустрија.
 Восбичаени мери: пречници 10 до 125 mm; дебелина 1–10 mm.
 Од **неметалните** цевки се споменуваат: пластичните, гумените, стаклените, керамичните, цементните, па и дрвените.

13.1.3 ЧЕЛИЧНИ ЦЕВКИ

Челичните цевки, заради поголемата цврстина, полесни се од леваните, а и поевтини, бидејќи може да бидат и доста долги до 16 m и повеќе, што значително го намалува бројот места за продолжување и сврзување. Иако челичните цевки многу повеќе се подложни на **корозија** од леваните, сепак, денес тие може да се оспособат и во тој поглед (со примена на превлаки).

Рабните цевки се опфатени со следниве JUS стандарди:

C.B5.025 —цевки за општа намена; техн. услови за изр. и исп.

C.B5.026 —цевки со проп. квалитет; " " " " " "

C.B5.027 —чел.цевки за гасоводи и водоводи; општи упатства

C.B5.050 —прец. чел.цевки еднаш ладно влечени или валани

C.B5.051 —прец. чел.ц.со посебна точност " " "

C.B5.240 —челични цевки со раб; облик и мери

C.B5.250 —прец.чел.ц.еднаш ладно вл.или вал.; облик и мери

C.B5.251 —прец.чел.ц.со пос.точн.на мерите; облик и мери

Цевките според C.B5.025, по правило се изработув.од $\bar{C}0000$, а во посебни услови од $\bar{C}0370$ и $\bar{C}0460$. Овој стандард се однесува на цевките надолжно или навојно (спирално) заварени, кои, по правило се употребуваат за спроведување течности до 390 K и натпритисок до 2,5 MPa, и тоа доколку производот од внатрешниот пречник (во mm) и работниот притисок (во MPa) ≤ 720 цевките се изработуваат од $\bar{C}0000$, а ако тој производ е ≤ 1000 цевките се изработуваат од $\bar{C}0370$ или $\bar{C}0460$. Овие цевки може да се употребуваат и за спроведување на компримиран воздух и неопасни гасови, како и за незаситена пареа до натпритисок од 1,6 MPa, со тоа што заситената пареа може да биде топла до 450 K. Обликот и мерите мора да одговараат на податоците наведени во JUS C.B5.240, според кој, стандардизиран е надворешниот пречник во дијапазон од 10,2 до 1620 mm, со тоа што до пречникот 165,1 mm може да се нарежува соодветен цевкин навој. Цевките според JUS C.B5.026 се употребуваат доколку се испорачуваат со фабричен атест. Тие одговараат за натпритисок до 6,4 MPa и температура на флуидот до 570 K. Нормално, овие цевки се изработуваат од: $\bar{C}0261$, $\bar{C}0361$ и $\bar{C}0461$. По посебна порачка тие може да се изработат од: $\bar{C}0271$, $\bar{C}0371$, $\bar{C}0471$, $\bar{C}0562$ и $\bar{C}0563$. Овие цевки може да бидат со

надолжен или со спирален раб. Обликот и мерите мора да одговараат на податоците наведени во JUS C. B5. 240.

За цевките според JUS C. B5. 027 важат техничките услови за изработка и испорака според JUS C. B5. 025 и C. B5. 026, со тоа што како номинален е стандардизиран внатрешниот пречник, чии вредности се движат од 50 до 1600 mm.

Рабните цевки сп. JUS C. B5. 050 се изработуваат од C0146 , или по договор. Состојбата на испораката може да биде: светла-S или меко жарена Z. Овие цевки се употребуваат таму каде што првенствено се бара соодветна точност на мерите, добра површина и др. Обликот и мерите мора да одговараат на податоците наведени во JUS C. B5. 250, според кој, како номинален е надворешниот пречник, чии вредности се движат од 10 до 120 mm.

Стандардот JUS C. B5. 051 се однесува на челичните цевки со раб со посебна точност на мерите, познати уште под името "прецизни челични цевки". Со оглед на различните барања во однос на материјалот, квалитетот на изработениот производ, на механичките особености и на состојбата на испораката, овие цевки се делат на три групи на квалитет:

- група А, без посебни барања во поглед на квалитетот;
- " В, со определени барања во поглед на квалитетот;
- " С, со особени барања, сп. договор на произв. и куп.

Цевките од групите А и В се изработуваат од следн. челици: C0261 , C0271 , C0361 , C0371 , C0461 , C0471 и C0561 . Овие цевки се испорачуваат во повеќе (6) состојби. Обликот и мерите на овие цевки мора да одговараат на податоците дадени во JUS C. B5. 251. Овие се најпрецизни и најскапи рабни цевки.

Безрабните цевки се опфатени со следниве JUS стандарди:

- C. B5. 020- без пропишани мех. особености; техн. услови,
- C. B5. 021- со пропишани особености; технички услови,
- C. B5. 022- со гарантирани мех. особен. техн. услови за израб.
- C. B5. 023- за гасоводи и водоводи; општи упатства,
- C. B5. 030- прец. ладно влеч. или валани; техн. усл. за испорака
- C. B5. 122- цевки од C1212 за прит. од 0,1 до 10 MPa, избор;
- C. B5. 123- " " C1213 " " " " " " " " " " " " " "
- C. B5. 124- " " C1402 " " " " " " " " " " " " " "
- C. B5. 125- " " C3100 " " " " " " " " " " " " " "
- C. B5. 221- челични цевки без раб; облик и мери
- C. B5. 222- со пропиш. механ. особен., за цевк. навоз, до 10 MPa
- C. B5. 225- без " " " " " " " " " " " " " "
- C. B5. 226- цевки од C0000 , 0,1 до 10 MPa, избор на димензии
- C. B5. 230- прец. цевки-ладно влеч. или вал. " " " " " " " " " "

Цевките сп. JUS C. B5. 020 се изработуваат од C0000 и одговараат за притисоци до 2,5 MPa. Обликот и мерите треба да

одговараат на JUS C.85.221.

Цевките според JUS C.85.021 одговараат за притисоци до 6,4 MPa и температура на пареата до 570 K, меѓутоа, тие не се употребуваат за котли. Овие цевки се прават од: **С1212, С1213, С1402, С1502** и **С3100**. Обликот и мерите мора да одговараат на податоците наведени во JUS C.85.221.

Стандардот C.85.022 ги опфаќа цевките изработени од челик со гарантирани особености на повишени температури. Овие цевки се употребуваат за вградување во котли, во садови под притисок и за изработка на цевководи за работа на повишени температури до 850 K со истовремено дејство на повишен притисок.

Овие цевки, со оглед на подрачјето на примена, се делат на три групи по квалитет. Како основа за поделбата во групи служи квалитетот на исходниот полупроизвод за изработка на цевките.

I група – ако посебно не е пропишано, овие цевки се наменети за пренос на флуиди со температура до 670K и под работен притисок до 3,2 MPa;

II група – овие цевки се применуваат за пренос на флуиди со температура од 670 до 720 K и работен притисок над 3,2 до 6 MPa;

III група – цевките од овој квалитет се наменети за пренос на флуиди со температура над 720 K и работен притисок над 8 MPa.

За овие цевки се користат следниве челици: **С1214, С1215, С7100, С7400** и **С7401**, кои може да бидат подложени и на соодветна термичка обработка. Обликот, мерите и масите на овие цевки мора да одговараат на податоците наведени во JUS C.85.221, чии надворешни-номинални пречници се движат од 10,2 до 1016 mm, со тоа што до пречникот од 165,1 mm може да се нарежува **Whitworth**-ов цевкин навоз.

Цевките според JUS C.85.023 се наменети за притисоци до 2,5 MPa и за нив важат техничките услови за изработка и испорака според JUS C.85.020 и C.85.021. Стандардизиран е внатрешниот пречник од 50 до 500 mm.

Стандардот JUS C.85.030 ги опфаќа тн. "прецизни безрабни цевки". Тие се делат на три групи на квалитет, и тоа:

- група **A**, за оваа група не се поставуваат посебни барања;
- " **B**, " " " се постав. определ. барања за квал;
- " **C**, " " " " " особени " по договор.

Овие цевки се произведуваат од следниве челици: **С1212, С1213, С1402** и **С3100**. Обликот и мерите за овие цевки мора да одговараат на податоците наведени во JUS C.85.230, според кој стандард како номинален е надворешниот пречник.

Табела 5.1 Основни димензии на челичните безрабни цевки сл. JUS C. B5.221 и рабните цевки сл. JUS C. B5.240

D	Пречник на ѕидовите	Димензии на ѕидовите														kg/m											
		1,4	1,6	1,8	2	2,3	2,6	2,9	3,2	3,6	4	4,5	5	5,6	6,3		7,1	8	8,8	10,0	11,0	12,5	14,2	16,0	17,5	20,0	22,2
20	2	0,644	0,728	0,810	0,890	1,01	1,12	1,22	1,33	1,46	1,58	1,71	1,85														
21,3	R 1/2	0,694	0,785	0,874	0,962	1,09	1,21	1,31	1,44	1,59	1,72	1,87	2,01														
25	2	0,815	0,923	1,03	1,13	1,29	1,44	1,58	1,72	1,90	2,07	2,28	2,47	2,68	2,91												
26,9	R 3/4	0,888	1,01	1,12	1,24	1,41	1,57	1,73	1,89	2,09	2,28	2,48	2,70	2,94	3,21	3,48											
30	2	0,997	1,13	1,26	1,39	1,59	1,77	1,96	2,14	2,37	2,59	2,83	3,08	3,37	3,70	4,03	4,31										
31,8	2	1,06	1,20	1,34	1,48	1,68	1,88	2,08	2,27	2,52	2,76	3,02	3,30	3,60	3,97	4,33	4,68										
33,7	R 1	1,12	1,28	1,43	1,57	1,79	2,01	2,22	2,42	2,69	2,95	3,23	3,54	3,87	4,27	4,67	5,05	5,39									
38	2	1,27	1,45	1,62	1,79	2,04	2,29	2,53	2,77	3,08	3,38	3,71	4,07	4,47	4,95	5,41	5,91	6,33	6,91								
42,4	R 1 1/2	1,43	1,62	1,82	2,01	2,29	2,57	2,84	3,11	3,47	3,81	4,12	4,46	4,87	5,32	5,62	6,19	6,72	7,09	7,54							
44,5	2	1,50	1,70	1,91	2,11	2,41	2,70	2,99	3,28	3,65	4,02	4,42	4,87	5,35	5,86	6,36	6,96	7,47	7,72	8,31	8,51	9,11	9,90				
48,3	R 1 1/2	1,63	1,86	2,08	2,30	2,63	2,95	3,27	3,59	4,00	4,41	4,85	5,34	5,89	6,55	7,24	7,93	8,56	9,45	10,2	11,1						
51	2	1,72	1,96	2,20	2,43	2,78	3,12	3,46	3,79	4,23	4,66	5,13	5,67	6,24	6,95	7,69	8,43	9,10	10,1	10,9	11,9	12,9					
57	2	1,94	2,20	2,47	2,74	3,13	3,52	3,90	4,28	4,76	5,27	5,81	6,41	7,08	7,91	8,77	9,65	10,4	11,6	12,5	13,8	15,0	16,2				
60,3	R 2	2,05	2,33	2,62	2,90	3,31	3,73	4,14	4,54	5,07	5,59	6,17	6,82	7,53	8,42	9,34	10,3	11,1	12,4	13,4	14,8	16,2	17,4				
63,5	2	2,16	2,46	2,74	3,06	3,50	3,93	4,36	4,79	5,36	5,91	6,52	7,21	7,97	8,91	9,90	10,9	11,8	13,2	14,3	15,8	17,3	18,7				
70	2	2,38	2,72	3,05	3,37	3,86	4,35	4,83	5,30	5,93	6,55	7,24	8,01	8,91	9,90	10,9	11,8	13,2	14,3	15,8	17,3	18,7					
73	2	2,49	2,84	3,18	3,53	4,04	4,55	5,05	5,55	6,21	6,86	7,58	8,38	9,31	10,3	11,3	12,3	13,4	14,5	15,7	17,0	18,3					
76,1	R 2 1/2	2,60	2,96	3,32	3,68	4,22	4,75	5,28	5,80	6,49	7,17	7,92	8,77	9,71	10,9	12,1	13,4	14,6	16,3	17,7	19,7	21,7	23,7	25,3	27,7		
82,5	2	2,82	3,22	3,61	4,00	4,58	5,16	5,74	6,31	7,06	7,80	8,63	9,56	10,6	11,9	13,2	14,6	15,9	17,9	19,5	21,7	24,0	26,2	28,0	30,8	33,0	
88,9	R 3	3,04	3,47	3,89	4,32	4,95	5,57	6,20	6,81	7,63	8,43	9,33	10,3	11,5	12,9	14,4	15,9	17,3	19,5	21,2	23,7	26,2	28,7	30,2	33,0	36,5	
101,6	2	3,6	4,1	4,6	5,1	5,8	6,5	7,2	8,0	8,9	9,9	10,9	12,0	13,2	14,9	16,6	18,4	20,1	22,6	24,7	27,6	30,7	33,7	36,2	39,2	42,5	
108	2	4,1	4,7	5,3	5,9	6,8	7,7	8,6	9,6	10,7	11,9	13,2	14,7	16,4	18,2	20,1	22,1	24,3	26,8	29,6	32,9	36,2	39,6	43,1	46,8	51,4	
114,3	R 4	4,7	5,4	6,1	6,8	8,0	9,1	10,3	11,6	13,1	14,7	16,4	18,2	20,2	22,4	24,8	27,5	30,5	33,8	37,4	41,2	45,1	49,1	53,2	57,5	62,1	
127	2	5,4	6,2	7,1	8,0	9,4	10,9	12,5	14,2	16,1	18,1	20,3	22,8	25,6	28,9	32,6	36,6	40,9	45,6	50,5	55,7	60,9	66,3	71,6	77,2	83,0	
139,7	R 5	6,2	7,4	8,8	10,2	12,1	14,2	16,6	19,3	22,4	25,9	29,8	34,1	38,8	43,9	49,4	55,2	61,3	67,7	74,4	81,3	88,4	95,7	103,2	111,0	119,1	
141,3	2	6,9	8,2	9,8	11,4	13,5	16,0	18,9	22,2	26,0	30,2	34,8	39,8	45,2	51,0	57,1	63,5	70,2	77,1	84,2	91,5	99,0	106,7	114,6	122,8	131,2	
152,4	4	8,1	9,7	11,6	13,7	16,2	19,2	22,7	26,7	31,3	36,4	41,9	47,8	54,1	60,7	67,6	74,8	82,3	90,0	97,9	106,1	114,5	123,1	131,9	141,0	150,3	
159	4	8,5	10,1	12,1	14,4	17,1	20,3	24,0	28,2	33,0	38,2	43,6	49,4	55,6	62,1	68,9	76,0	83,3	90,8	98,5	106,5	114,7	123,2	131,9	140,9	150,2	
165,1	R 6	11,7	12,9	14,4	16,0	17,8	19,7	21,9	24,8	27,7	30,9	34,3	38,2	42,4	47,4	53,0	58,6	64,6	71,0	77,6	84,4	91,4	98,6	106,1	113,9	122,0	
168,3 ¹⁾	4	11,9	13,1	14,7	16,3	18,1	20,1	22,4	25,3	28,3	31,5	34,5	39,0	42,9	48,4	54,1	59,9	65,0	71,1	77,3	83,7	90,3	97,1	104,2	111,6	119,3	
177,8	4,5	12,6	13,9	15,6	17,3	19,2	21,3	23,7	26,7	30,0	33,4	36,5	41,4	45,4	51,4	57,4	63,6	69,1	75,8	82,7	89,8	97,1	104,7	112,5	120,6	129,0	

Забелешки: Подрачјето оградено меѓу испрекинатите линии се однесува на безрабните цевки, а подрчјето оградено меѓу полно-црно извлечените линии се однесува на рабните цевки.
 За ист пречник и дебелина на ѕидовите, масата е иста за обата вида цевки.

чии димензии се движат од 4 до 120 mm.

Овие цевки се употребуваат таму каде што е условена особена точност на мерите, добра површина и мала дебелина на ѕидовите.

Цевките според JUS C.B5.122, C.B5.123, C.B5.124 и C.B5.125 се избрани од стандардот JUS C.B5.221. Како номинален е внатрешниот пречник, чии димензии се движат од 10 - 500 mm. Употребливи се, нормално до 390 K, за повишени температури до 570 K треба да се зема предвид падот на цврстината R_e . Во табелата 13.1 се дадени стандардизирани димензии и маси на челичните цевки (рабни и безрабни - за повисоки притисоци) според JUS C.B5.221.

13.1.4 СВРЗУВАЊЕ НА ЦЕВКИТЕ И ФАЗОНСКИТЕ ДЕЛОВИ

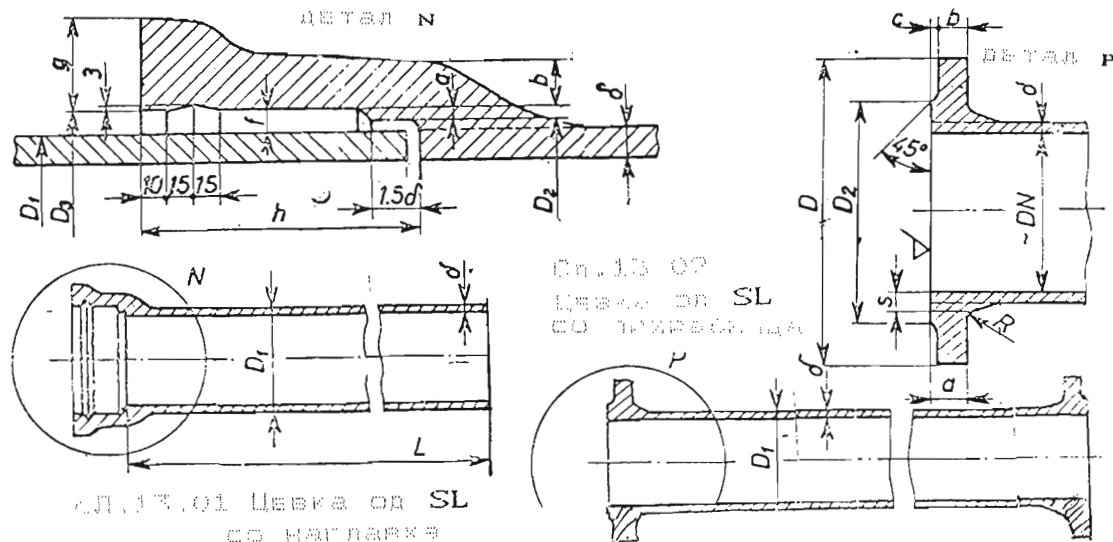
Од практични причини цевката не може да биде толку долга колку што е потребното растојание за транспорт на флуидот од едно на друго место. Затоа цевките се изработуваат од стандардни должини, погодни за транспорт и складирање. Врската меѓу две цевки или меѓу цевка и некој цевкин елемент треба да обезбеди непропустливост и доволна цврстина, а најчесто и лесна монтажа и демонтажа.

Непропустливоста на врската се остварува со начинот на затнување на спојот на краевите од сврзуваните делови. Затнувањето може да биде непосредно и посредно. Непосредното затнување се обезбедува со прецизна обработка (полирање) на допирните површини, кое како поскапо е поретко во примена. За посредното затнување се користат влошки од разни материјали: бакар, олово, бел метал, гума, картон, а за повисоки температури клингерит. Влошките за затнување се изработуваат во форма на прстени или дискови. Цврстината на врската и погодноста за монтажа и демонтажа зависат од начинот на изведувањето на врската.

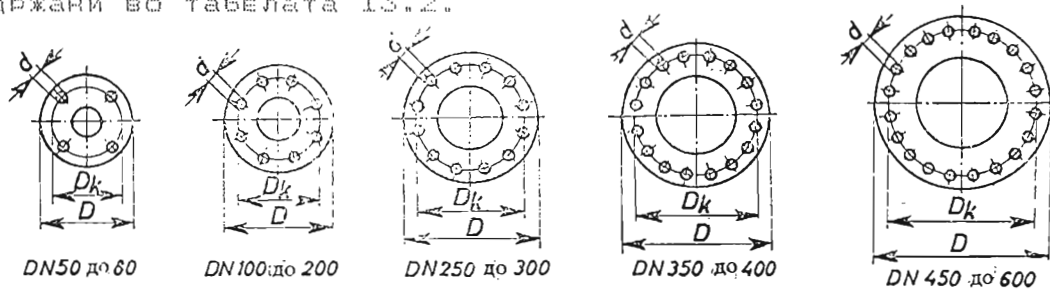
Леаните цевки се сврзуваат на два начина: со наглавка (сл. 13.01) и со прирабници (сл. 13.02). Наглавките се изработуваат во два типа: I - без навоз и II - со навоз. Тие се стандардизирани според JUS C.J1.022, а цевките со наглавка за пречници од 50 до 1200 mm, според JUS C.J1.030.

Цевките со прирабници се стандардизирани сп. JUS C.J1.033. Се обрнува внимание дека површината на налегнувањето на прирабниците (прстенот D_2/DN) мора да биде обработена со симнување струшка и да има жлебови.

Во JUS C.J1.021 се опфатени техничките услови за изработка и испорака на цевките под притисок до 1,6 MPa и на фазонските делови (до 1 MPa), леани од SL.



На СЛ.13.03 се дадени бројот, распоредот и местото на дупките за завртките на прирабниците за номиналниот притисок од 1,6 МПа, а одделните димензии на овие прирабници се содржани во табелата 13.2.



СЛ.13.03 Облик и димензии на прирабниците за $PN=1,6$ МПа

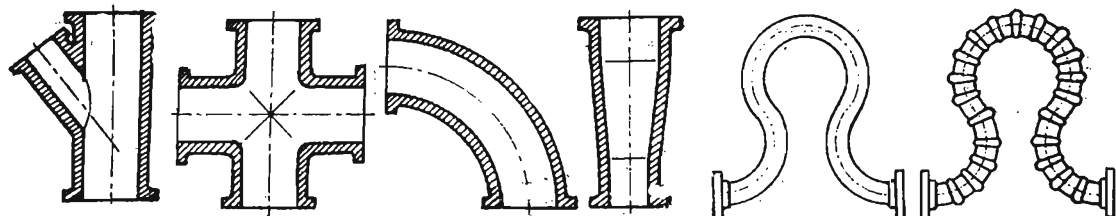
Табела 13.2 ВРЕДНОСТИ НА ОДДЕЛНИ ДИМЕНЗИИ НА ПРИРАБНИЦИТЕ

Номинален пречник DN	Пречници			М е р и			Дупки		Завртки JUS M.31.050	
	D	D ₂	D ₁	деб. δ	a	b	пречн. D _k	број пречн. d		
50	165	98	66	8	23,5	20,5	125	4	19	M 16x 70
65	185	118	82	8,3	24,0	21,0	145	4	19	M 16x 70
80	200	133	98	8,6	24,0	21,0	160	4	19	M 16x 70
100	220	153	118	9,0	25,0	22,0	180	8	19	M 16x 70
125	250	183	144	9,5	25,5	22,5	210	8	19	M 16x 70
150	285	209	170	10,0	26,0	23,0	240	8	23	M 20x 75
200	340	264	222	11,0	27,5	24,5	295	8	23	M 20x 80
250	395	319	274	12,0	29,0	26,0	350	12	23	M 20x 80
300	445	367	326	13,0	31,5	27,5	400	12	23	M 20x 90
350	505	421	378	14,0	33,0	29,0	460	16	23	M 20x 90
400	565	477	429	15,0	34,0	30,0	515	16	28	M 24x 100
450	615	528	480	16,0	35,5	31,5	565	20	28	M 24x 100
500	670	582	532	17,0	37,0	33,0	620	20	28	M 24x 100
600	780	682	635	19,0	41,0	36,0	725	20	31	M 27x 120

Сврзуването на **челичните** цевки од помали пречници најчесто се врши со цевкина навртка—**муф**, чии димензии се стандардизирани. Меѓутоа, за големи притисоци, челичните цевки се спојуваат со прирабници, чии димензии се стандардизирани според номиналните притисоци од: 2,5; 4; 6,4 и 10 МПа. Таквите прирабници, посебно изработени од соодветен челичен лим, се заваруваат на цевките.

Продолжувањето на цевките се изведува и со **заварување**, особено од поголеми пречници (за гасоводи), но само ако нема потреба од демонтiranje на врската.

За да може да се изведе цевкината мрежа, а потоа и да ја врши својата функција, покрај цевките, мрежата е составена уште од цевкини приклучоци (**фазонски делови**), сл.13.04, какви што ги има стотина разни облици од SL за притисоци до 1 МПа, а за поголеми притисоци од ČL или заварени од Č.



коса гранка крстата гранка колено редуцир

Сл.13.05

Сл.13.04 Неколку вида фазонски делови Компензациони цевки

При транспортирањето на топол флуид низ метални цевководи поради затоплувањето, тие се издолжуваат, особено ако се релативно долги и температурната разлика голема. За мали температурни разлики и кратки водови ова влијание може да се израмни и со еластичните затинки на составките (гума, азбест итн.). Кога тоа не е доволно, намерно се вметнува во цевководот лак или колено, иако фактички тие не би биле потребни. Меѓутоа, за големи температурни разлики и големи должини на цевководите, за изедначување на ширенето се употребуваат особени **компензациони цевки** (сл.13.05), кои имаат облик на потковица (наречени **лири**), што овозможуваат двата краја да се приближуваат или раздалечуваат. Тие се прават од мек челик, обично со заварување и се вградуваат во цевководот на секои 400 – 500 m, зависно од температурната разлика.

13.1.5 ИЗБОР И ПРЕСМЕТКА НА ЦЕВКИТЕ

Како стандардни машински елементи, цевките се избираат врз основа на два критериума: пречникот на цевката да биде тол-

кав, за флуидот да се пренесе со најмали отпори, одн. со определена брзина, а дебелината на ѕидот да осигури доволна цврстина, што одговара на притисокот на флуидот.

За мали притисоци и големи протеци се избираат леани цевки, обично од SL , особено за долги растојанија. За повисоки притисоци и ниски температури одговараат челичните рабни цевки, а за највисоки притисоци и температури се применуваат челичните безрабни цевки: за котелски инсталации итн. Пречникот на цевката се пресметува во зависност од протекот-количеството флуид во единица време, што обично се изразува во m^3/sec и се означува со Q . Ако флуидот низ цевката се движи со брзина v [m/sec], тогаш, според равенката на континуитетот, ќе биде:

$$Q = A \cdot v = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot v \quad [m^3/sec] \quad (13.1)$$

а одовде соодветниот пречник на цевката ќе биде:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot v}} \quad [m] \quad (13.2)$$

Вака добиениот пречник D треба да се заокружи на првата поблиска стандардна вредност за внатрешниот пречник на соодветниот вид цевки.

Како ориентациони вредности на средните брзини v може да се усвојуваат:

- за вода во шмукачкиот вод на центриф. пумпи	0,8-1,2	m/s
" " " " " " " "	1,5-2,5	"
" цевководите (зависно од растоз.)	1 - 2	"
- за воздух под низок притисок	12 - 15	"
" компримиран (зависно од растоз.)	20 - 25	"
- за параа заситена	20 - 30	"
" прегревана	30 - 50	"
- за гасови во моторите со внатр. согорување	20 - 30	"

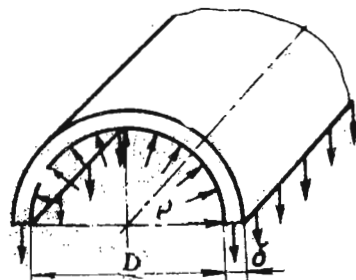
Притисокот што владее во цевката (сл.13.06) се стреми горната половина да ја оддели од долната, ако се замисли дека последната е фиксирана. Со тоа ѕидот на цевката е изложена на напрегание од затегнување.

Во таа смисла, дебелината на ѕидот на цевката се пресметува според следнава равенка:

$$\delta = \frac{D \cdot p_n}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{zd}} + c \quad [mm] \quad (13.3)$$

Овде се:

D [mm] - внатр. пречн. на цевката
 p_n [MPa] - ном. притис. во цевката
 σ_{zd} [N/mm^2] - дозв. напон од затегн. = $\frac{R_e}{S}$



Сл.13.06 Оптов. на ѕидот на цевката

каде што степ. на сигурноста $S=1,6-2$;
 $\varphi = 0,7 - 0,9$ за еднострано или двострано надолжно
 c [mm] - додаток заради неточноста на изработ-
 катата и заради заслабувањето на ѕидот
 на цевката (помалите вредности се за
 челичните, а погол. за леваните цевки).

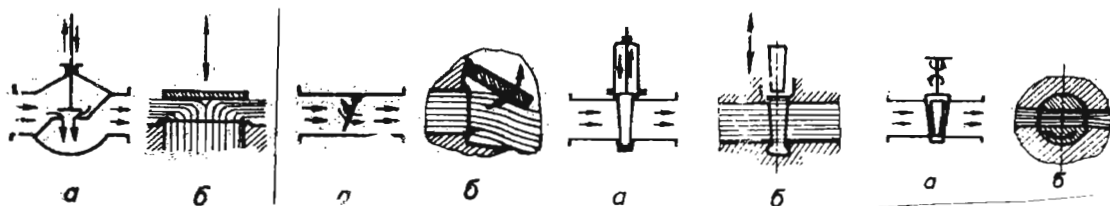
За стандардизирањето цевки, практично, дебелината не се пресметува, бидејќи за секој стандарден номинален притисок таа е дефинирана, особено за челичните безрабни цевки. Според тоа, равенката 13.3 е применлива само при конструирањето рабни цевки од поголеми пречници ($D > 1,2 \text{ m}$) кои не се опфатени со стандардите. Во тој случај веќе не е важно пречникот да биде стандарден, туку обвивката на цевката, која, нормално се прави од челичен лим-табли од определена должина: 4 ; 5 ; 6...m, па кога таа ќе се свитка, според образецот $O = D \cdot \pi$, за пречникот D ќе се добие ирационален број, што не е важно. На тој начин се проектираат долгите цевководи од голем капацитет, одн. со тн. економски пречник.

13.2 ЦЕВКИНИ ЗАТВОРАЧИ

13.2.1 ЗАДАЧА И КЛАСИФИКАЦИЈА

Затворачите имаат за задача да го ограничат или спречат протекот на флуидот (течноста, гасовите, пареата итн.) низ цевките или отворите, кога тоа е потребно. Притоа, оваа своја функција затворачите треба да ја вршат со што помали отпори на струењето и да се едноставни за ракување и одржување. Според конструкцијата, одн. обликот на сопиракото тело и неговото движење во куќичката, се разликуваат четири основни видови затворачи:

- вентили (сл.13.07),
- приклопки (сл.13.08),
- шибери (засуни) (сл.13.09) и
- славини (сл.13.10).



Сл. 13.07 Вентил; Сл.08 Приклопка; Сл.09 Шибер; Сл.10 славина

Покрај овие основни видови цевкини затворачи, по посебни конструкции се изведуваат уште низа-специјални затворачи, како: перперуткести, куглести и др. кои се применуваат во големите хидроенергетските објекти.

Основните видови цевкини затворачи ги имаат следниве конструктивни и функционални одлики:

Кај **вентилот** запирачната плоча се движи во правец на струјата на флуидот низ отворот (сл.13.07), поради што се создаваат најголеми отпори, но во поковите конструкции, кај тн.коси вентили, тоа е значително ублажено.

Кај **приклопката** (сл.13.08) запирачната плоча (клапката) се движи околу една оска-нормална на главниот правец на протекувањето на водата, така што струјата на флуидот ја оптекува плочата, со што и кај овој затворач се создаваат значителни отпори на струенето, но не во толкава мера како кај вентилот. Конструкцијата на овие затворачи е проста, но не се постигнува целосно запирање на протекот-заради непотполното затнување.

Шиберот (засукот) е таков вид цевкин затворач, каде што запирачната плоча се движи паралелно на своето седиште (сл. 13.09)-**нормално** на струјата на флуидот и при наполно отворена положба плочата е надвор од струјата на флуидот. Поради тоа, шиберите имаат уште помал отпор на струенето, бидејќи овозможуваат непосреден и прав премин без промена на правецот на движењето. Недостатоци на овој вид затворач се: посложена конструкција и потешка изработка, како и силно абене на допирните површини поради лизгането, особено во почетокот на отворањето. Покрај тоа, тие често изискуваат голема сила за подигане на плочата, особено кај поголемите пречници и при повисоки притисоци. Меѓутоа, тие се **одлични** затворачи во смисла на fino затнување, поради што шиберите со успех се употребуваат и за најголемите пресеци на цевките (до $D = 1,2 \text{ m}$) и за врвни притисоци. Во такви случаи движењето на плочата се одвива со електромотор преку редуктор.

Кај **славините**, запирачното тело во вид на конус со правоаголен отвор во средината (сл.13.10) се врти околу својата оска во седиштето. Славината е проста и евтина и дава прав премин без скршнување. Мани на славината се: нецелосна прилепеност на коничните допирни површини, поради што не може да се оствари добро затнување. Затоа овој затворач се употребува за ниски притисоци. Освен тоа, допирните површини брзо се абат, па затнувањето уште повеќе се намалува, односно херметичноста бргу попушта.

Главни димензии на затворачите се: должината L во правец

на оската на цевката и височината H – нормалното растојание од оската до врвот. Овие мери како и главните димензии на приклучоците (прирабници, цевкин навој) се стандардизирани според: типот на затворабот, номиналниот пречник и номиналниот притисок P_n .

Конструкцијата во внатрешноста на затворабот е слободна. Движењето на запирачното тело на затворабот може да биде рачно – за мали пречници и притисоци, и моторно – со рачна команда или автоматски.

Затворабот мора на прво место, да обезбеди херметично затворање и добро затнување. Допирните површини мора да бидат пристапни заради одржувањето. Друг важен услов при конструирањето на затворабот е скршувањето на текот на флуидот и промената на пресекој на протекувањето да бидат што помали.

Според стандардите, на затворабот се наоѓаат овие ознаки: номиналниот отвор – пречник ND , номиналниот притисок P_n и стрелката што ја покажува насоката на протекувањето. Овие ознаки мора да бидат од траен карактер.

Основен видоци цевкини затворабот – разни типови и за различна намена се опфатени во стандардите, па и во JUS M.C5.

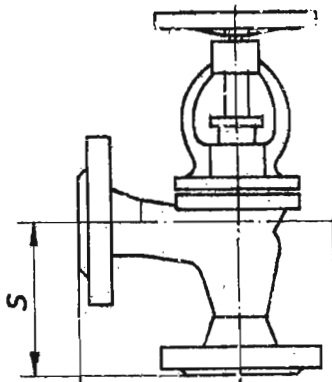
13.2.2 ВЕНТИЛИ



Сл. 13.11 Разни облици куќички на вентилот

Принципиелната шема на нормалниот вентил (постар облик) е прикажана на сл. 13.07.

Меѓутоа, денес



Сл. 13.12

Аголени вентил

не е развиен широк асортиман разни облици – според намената и работните услови (пред сè, номиналниот притисок P_n). Така, заради смакувањето на отпорот, обликот на вентилот е приспособен на што поголемиот тек на флуидот (сл. 13.11). Како често применлив облик е прикажан вентилот на сл. 13.13, чие тело е одлеано од CL , а прирабниците се заварени. Овој тип вентил е наменет за притисоци поголеми од 1 MPa.

Насоката на протекувањето редовно е таква, при затворен вентил притисокот

да дејствува оддолу на плочата. Кога притиската сила на плочата ќе надмине 40 kN,насоката на протекуването е обр-
ратна.

Според меѓусебната положба на приклучоците вентилите би-
дуваат **рамни** (сл.13.11 и 13.13) и **аголни** (сл.13.12).

Според функцијата,вентили-
те се делат на **запирни**(сл.
13.14), **запирноодбојни** и **од-
бојни** (повратни) сл.13.15.

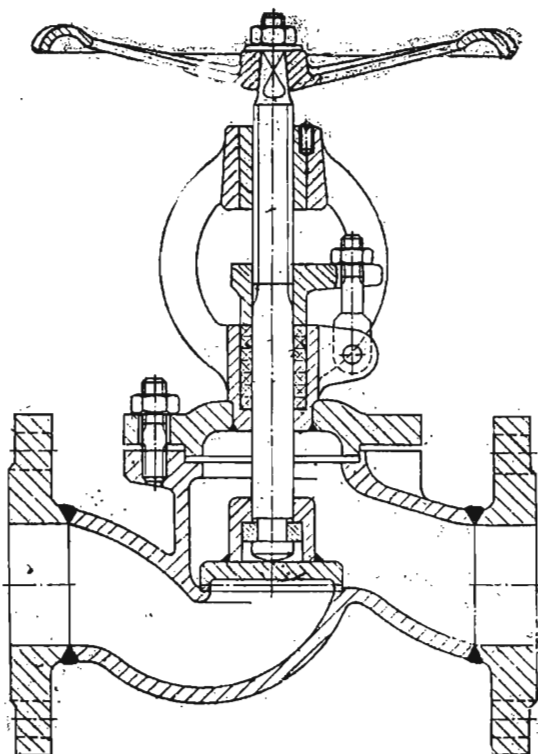
Покатаму,се разликуваат уш-
те **сигурносни** вентили со
пружина (сл.13.16), **редук-
циони** вентили (за парните
инсталации) и други видови.

Функцијата на **повратниот**
вентил е слична на приклоп-
ката.Имено,кога притисокот
се зголемува од долната
страна,затвораот се крева
и го пропушта флуидот.Кога
притисокот се зголемува од
горната страна (сл.13.15),
што е случај при промена
на насоката на движењето
на флуидот, затвораот се
спушта и го запира проте-
кот на флуидот.

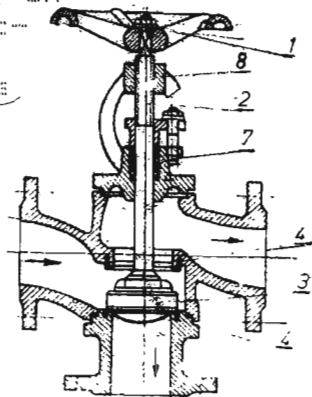
И **сигурносниот** вентил функ-
ционира на сличен начин.

Имено,при зголемуването на
притисокот на гасот над оп-
ределена граница,притис-
ката сила ја совладува
пружината и вентилот се

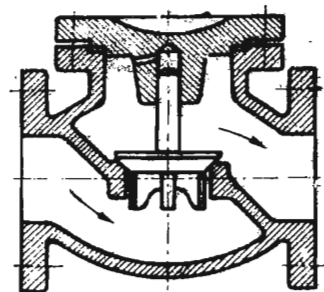
отвора.Низ отворениот
вентил излегува дел од
гасот,а со тоа прити-
сокот се намалува. Со
смалуването на прити-
сокот под определена
граница,силата во пружината станува поголе-
ма од притиската сила
на гасот и вентилот
се затвора.



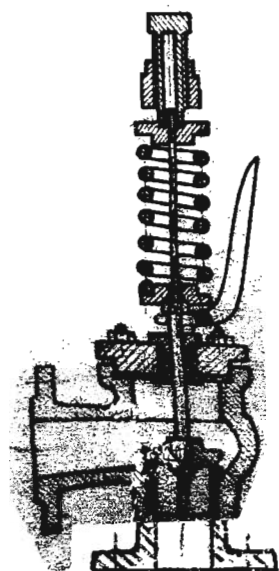
Сл.13.13 Рамни вентил



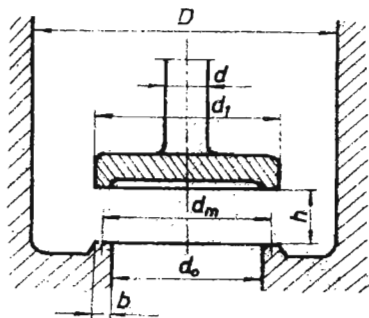
Сл.13.14
Запирен вентил



Сл.13.15 Повратен
вентил

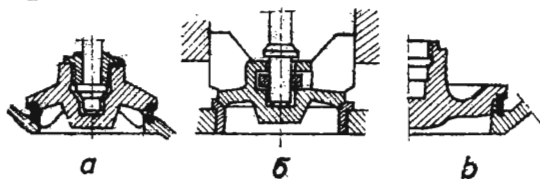


Сл.13.16 Сигурносен вентил



Сл.13.17 Височина на дигането на сопирачната плоча

Дозв. површински притисок изнесува: $p_d = 8 \text{ N/mm}^2$ за SL
 $p_d = 1,5 \text{ N/mm}^2$ за мека гума,
 $p_d = 5$ " " тврда " и кожа, $p_d = 15$ " " бронза
 $p_d = 30$ " " С



Сл.13.18 Облици на соп. диск

Телото на вентилот служи за сместување и придржување на другите делови, како и за насочување на струјата на протечниот флуид. Тоа се изработува од SL (за притисоци до 1 МПа), од СL, потоа од бронза или месинг (за помали димензии), зависно од големината.

Обликот на телото на вентилот треба да биде таков, да овозможи протекувањето да се одвива со што помали загуби (сл.13.11). Сите пресеци на отворот низ кои протекува флуидот треба да имаат иста површина (при $v = \text{const}$). Од тој услов се пресметува потребната височина на дигането на сопирачната плоча (сл.13.17), како и пречникот на куќичката околу оваа плоча D. Поаѓајќи од таа законитост се добива:

а) височината на дигането на плочата од равенк.:

$$A = \frac{d_o^2 \cdot \pi}{4} = d_o \cdot \pi \cdot h, \text{ односно}$$

$$h = \frac{d_o}{4} = 0,25 \cdot d_o \quad (13.4)$$

б) широчината на седиштето на вентилот b се определува врз основа на дозволения површински притисок. Силата од ефективниот површински притисок треба да е еднаква на силата што врз челото на плочата ја создава притисокот на флуидот.

$$d_m \cdot \pi \cdot b \cdot p_o = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot p, \text{ одн. } b = \frac{d^2 \cdot p}{4 \cdot d_m \cdot p_d} \quad (13.5)$$

Сопирчната плоча подвижно е врзана со вретеното за да ѝ се олесни точно налегнувањето на седиштето. Инаку, плочата бидува рамна, конична или топчеста на местото на налегнувањето. За водене на плоч-

чата може да служат долни ребра (сл.13.18а), горни ребра (сл.13.18б) или цилиндрична површина (сл.13.18в). Овие начини на центрирање се применуваат ако тоа не е обезбедено со навозното вретено. Инаку, плочата (дискот) се прави од бронза, Cu или C , зависно од флуидот и притисокот.

На местото на налегнувањето-затнувањето, плочата е фино брусења и гладена.

Седиштето, кое исто така е фино брусењо и гладено, заради одржување на потребната херметичност, најчесто се изведува како засебен прстен кој се прави од квалитетен материјал што не 'рѓосува (бронза, C , па и гума).

Вретеното најчесто е од бронза. На него е изведена трапезна навозница. Навртката е или засебен дел изведен од бронза, месинг или C , или е врежена во надворешниот носач.

Инаку, вретеното е изложено на сложено напрегање од: затегнување или притисок со извикување од притискната сила врз сопирниот диск кога притисокот дејствува одоздола, и на усуквање од силата на триене во навозите. Пресметката се одвива на сличен начин како и кај навозните преносници.

13.2.3 ПРИКЛОПКИ

Приклопките, конструктивно се најпрости затворачи (сл.13.08). Запорниот капак на приклопката се врти околу една оска, и се подига при наидувањето на флуидот под притисок. При престанувањето на дејството на притисокот, одн. при започнувањето на враќањето на флуидот назад, капакот веднаш се притвора и го сопира движењето на масата флуид. Меѓутоа, со тоа не се обезбедува апсолутно затнување, т.е. неколку проценти од вкупното количество флуид и понатаму се провлекува низ допирните површини, меѓутоа, што е најважно, прото количество е сопреко, и тоа автоматски, за најкратко време, што не може да се постигне ни со еден друг вид затворач. За да се постигне подобро затнување, капакот се обложува со гума, кожа и сличен материјал.

Приклопката ретко се употребува сама-како единствен затворач, но мошне често заедно со друг вид затворач, на пример, шибер (сл.13.21).

13.2.4 ШИБЕРИ (ЗАСУНИ)

Веќе е наведено дека кај шиберите функцијата на затворањето, одн. отворањето ја врши плочесто (запирно) тело, кое се движи нормално на оската на цевката. На сл.13.19 е претставен овален шибер, а на сл.13.20 **плоскат шибер**.

Шиберите, по разни критериуми, според JUS M.C5.601 се делат на повеќе видови, и тоа:

а) со оглед на обликот на куќиштето на:

- плоскати,
- овални и
- топкасти;

б) со оглед на конструкцијата на запирното тело со:

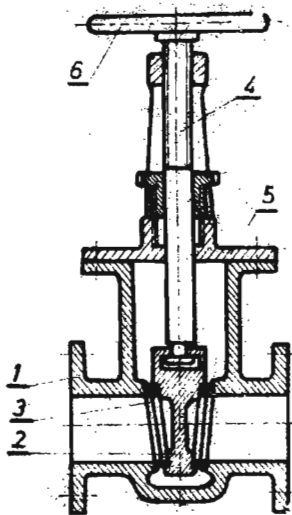
- круто запирно тело и
- нагодливо запирно тело, составено од повеќе делови;

в) со оглед на движењето на вретеното при отворањето и затворањето на шибери со аксијално:

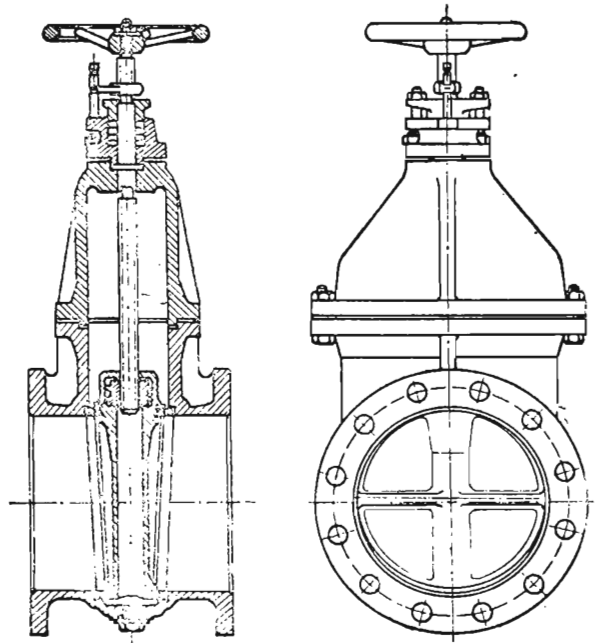
- неподвижно вретено, кое само се врти и
- подвижно и истовремено вртливо вретено;

г) со оглед на начинот на приклучувањето за цевководите на шибери со:

- прирабници,
- навозни приклучоци и
- заваруване, обично нестандардни, од поголеми димензии.



Сл.13.19 Овален шибер



Сл.13.20 Плоскат шибер

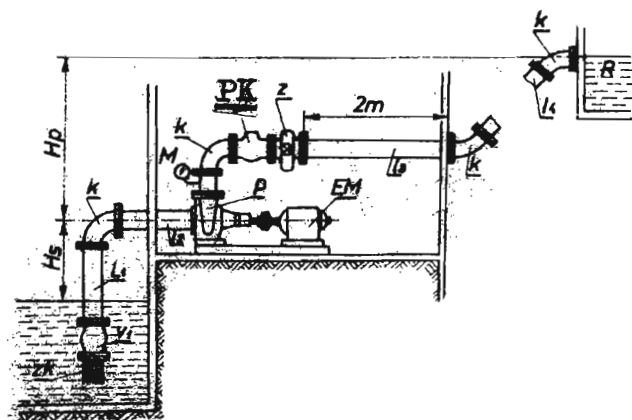
За пара од висок притисок и температура, многу погодни се шиберите со паралелни плочи, чии недостаток е силното абене на допирните површини.

При високи притисоци и големи номинални пречкици ($ND > 500$ mm), при отворањето е потребно плочата да се растовари за-

ради полесно подигане. Тоа се постигнува со обиколен цевковод од значително помал пресек со вграден шибер, кој прво се отвора и го израмнува притисокот од обете страни, па потоа сосем лесно се подига плочата, одн. отвора главниот шибер.

Како што веќе е наведено, шиберите одговараат за најтешки работни услови: крајно високи притисоци и температури. Така, тие се изработуваат за дијапазон на номинални притисоци од 0,25 до 32 МПа. Во таа смисла речено, тие се најпогодни цевкини затвораачи и најмногу се применуваат.

Како илустрација, на сл. 13.21 е прикажана пумпна инсталација, кај која на потискната страна прво е вградена приклопка, по потреба веднаш да го сопре враќањето на водата назад, а по неа е вграден шибер за фино запирање на протекот. Освен на прикажаниот пример, денес шибе-ри се вградуваат во сите цевководи: водоводи, нафтоводи, гасоводи и домашни водоводни инсталации.



Сл. 13.21 Пумпна инсталација
V- повратен вентил, P- пумпа,
PK-приклопка, Z-шибер, M-манометар

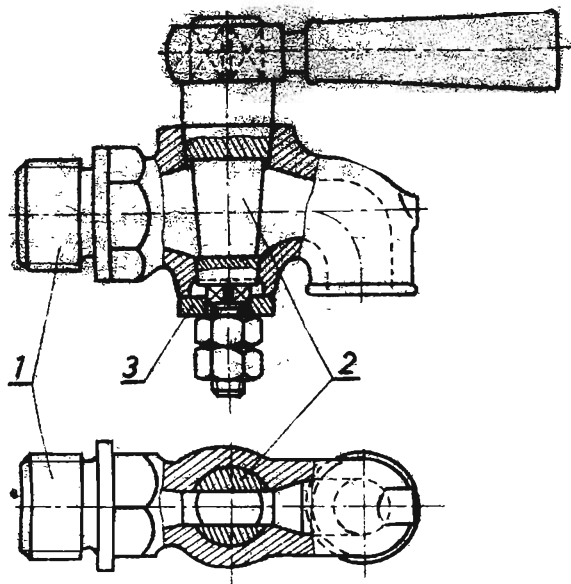
13.2.5 СЛАВИНИ

Славината, конструктивно е прост затвораач. Освен шемата на сл. 13.10, конкретно конструктивно решение е прикажано на сл. 13.22, каде што конусниот чеп (2) сместен во куќичката, се врти околу својата оска. Отворот во чепот е приспособен кон отворот на куќичката, така што струјата го задржува правецот на движењето и не создава виорена.

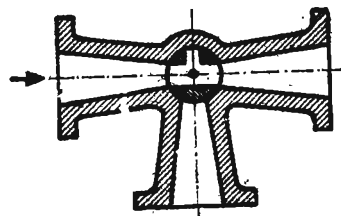
Коничните површини во куќичката и на чепот мора да бидат фино брусени и гладени, за подобро затнување, кое сепак, не може целосно да се оствари. Поради тоа, славините имаат ограничена употреба—за пониски притисоци и помали димензии, главно, за неодговорни намени.

Куќичката се прави од SL или месинг, а чепот од бронза. Номиналните пречници се движат од 20 до 125 mm.

На сл. 13.23 е прикажана трикрака славина.



Сл. 13.22 Обична славина



Сл. 13.23 Термичка славина

II Д Е Л

О П Р Е Н О С Н И Ц И – О П Ш Т И П О Г Л Е Д И И П О Д Е Л Б А

Под преносник, во најопшт случај, се подразбира машинска група или цела машина, чија задача е пренесување механичка енергија од погонската кон работната машина или кон работните органи на машината (погонските тркала на возилата, велсите на хеликоптерот, барабанот со јаже кај дигалката и др.). Притоа, по правило, се врши промена на вртежниот момент, одн. силата и брзината.

Воведувањето на преносник како посредник меѓу погонската и работната маши-



на (сл.О.1) е диктирано од условите

Сл.О.1 Шема на положбата на преносникот во однос на погонската и работната машина

на работата како на погонската така и на работната машина. Пред сè, потребната аголна брзина на работната машина мошне ретко одговара на најпогодната аголна брзина на погонската машина (обично е многу помала).

Чест случај е, аголната брзина на главните делови на работната машина да треба да се менува независно од аголната брзина на погонската машина, бидејќи менувањето на аголната брзина на погонската машина во широки граници или е мошне неекономично или дури и невозможно. Погонските машини, обично, имаат константна или приближно постојана аголна брзина, со константен вртежен момент. Поголемото смалување на зачестеноста на вртежите кај погонската машина во повеќето случаи доведува и до смалување на вртежниот момент, што е мошне непогодно за работната машина, бидејќи таа изискува големи вртежни моменти при мали брзини. Зачестеноста на вртежите на погонските машини обично е голема, а вртежните моменти се мали; значи, определена сила се постигнува со големи аголни брзини, а со мали вртежни моменти (мали димензии на погонската машина). Работните машини, меѓутоа, во повеќето случаи изискуваат мали зачестености на вртежите, а големи вртежни моменти, и тоа или во текот на целиот режим на работата или само во извесни периоди. Преносниците овозможуваат градење погонски машини со голема зачестеност на вртежите, а со мали вртежни моменти, бидејќи, обично, вршат зголемување на вртежниот момент за сметка на смалувањето на аголната брзина. Брзосодната погонска машина заедно со преносникот има помали га-

баритни димензии, помала маса и е повеќина од бавноодната погонска машина употребена без преносник.

Во извесни случаи, со преносникот се совладува и растојанието меѓу погонската и работната машина, ако од извесни причини е потребно тие да се меѓусебно оддалечени.

Понекогаш, задачата на преносникот не е да пренесува сила и да врши промена на вртежниот момент, туку само да ја менува аголната брзина (брзиномери, поделбени апарати). Во машинството првенствено се применуваат механичките преносници, а во поново време и електричните, хидрауличните и пневматичните преносници.

Како механичките преносници, механичката енергија се пренесува преку машински делови, со меѓусебно допирање. Електричниот преносник се состои од генератор и електромотор (**Diesel**-електричните локомотиви, алатни машини), хидрауличните—од хидраулична пумпа, спроводен апарат и хидраулична турбина (моторни локомотиви, автомобили), а пневматичните—од компресор, спроводен апарат и турбина (разни пневматични алати). Во општите машински елементи спаѓаат само механичките преносници, така што во понатамошните излагања под изразот преносник треба секогаш да се подразбира **механички** преносник.

Механичките преносници може да пренесуваат енергија одн. да вршат промена на вртежниот момент и аголната брзина или со **прилепување**, користејќи го притоа отпорот против лизгањето, или со **запци**, и тоа или со непосредно допирање на погонскиот и гонетиот елемент или преку посредник. Се разликуваат, главно, следниве типови механ. преносници:

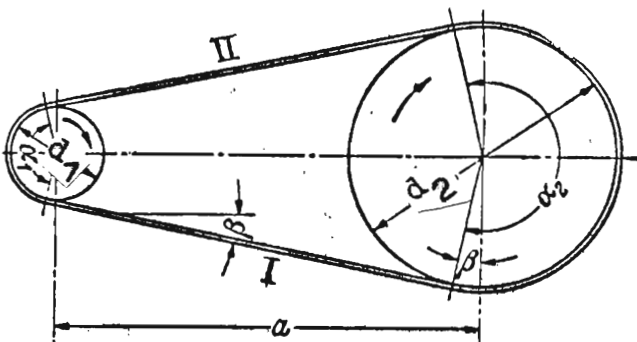
- а) **ремени** преносници (гл. делови—ременици и ремени);
- б) **фрикциони** тркала (гл. делови—фрикциони тркала);
- в) **запчести** преносници (главни делови—запченици);
- г) **верижни** " (гл. делови—верижници и вериги).

Ремениите преносници и фрикционите тркала спаѓаат во групата преносници што оптоварувањето го пренесуваат со **прилепување**, користејќи ја позавата **триење**, поради што се нарекуваат **фрикциони**, а запчестите и верижните преносници—во групата преносници кои оптоварувањето го пренесуваат принудно—со запци, па затоа се нарекуваат **запчести**.

Фрикционите тркала и запчестите преносници спаѓаат во групата преносници **што** работат со непосреден **допир** на погонскиот и гонетиот дел, а ремениите и верижните преносници во групата преносници кои работат преку **посредник** (ремен или верига).

1.1 ОПИТ ПОГЛЕД И ОДЛИКИ НА РЕМЕНИОТ ПРЕНОС

Ремениот преносник се состои (најмалку) од две тркала - ременици меѓусебно споени со затегнат ремен (сл.1.01). Пренесувањето на периферната сила од ременикот на ременот и обратно е овозможено благодарение на отпорот против лизгањето меѓу допирните површини на ременот и ремениците. Притоа, потреб-



Сл.1.01 Дислопозиција на отворен ремен преносник

ната сила на притисок меѓу ременот и ременикот се остварува со соодветното претходно притегнување на ременот. Ремениите преноси спаѓаат во групата посредни преносници. Големината на оптоварувањето, односно периферната сила што може да биде пренесена зависи од граничната сила на триењето, така што при преоптоварувањето неминовно доаѓа до лизгање. Освен од оптоварувањето, лизгањето зависи уште и од особеностите на ременот, обвивниот агол α , состојбата на допирните површини (суви или мокри, мазни или рапави), брзината и др. фактори.

Ремениите преносници се релативно прости и со едноставни облици на елементите. Тие се изведуваат како **отворени**, без никакви кукишта, и не изискуваат никакво подмачкување. Поради тоа, тие спаѓаат во редот на многу економичните преносници. Со ремениите преносници може да се пренесуваат вртежни моменти меѓу доста оддалечени вратила, чии оски може да бидат паралелни, а во одделни случаи тие може и да се разминуваат или да се вкрстосуваат. Покрај тоа, со нив може да се оствари истонасочно или спротивонасочно вртење на споените ременици. Во поглед на еластичноста на пренесувањето на вртежниот момент овие преносници заземаат прво место, пред сите други видови преносници. Главниот елемент на преносот-ременот поседува голема еластичност, така што ги придушува надворешните удари и динамичките сили, а бидејќи самите се лишени од внатрешни динамички сили, тие имаат мошне мирна работа. Пренесувањето на сила со помош на отпорот против лизгањето, што е карактеристично за сите фрикциони преносници, ја има таа предност, што при преоптоварувања доаѓа до лизгање на ременот

по ременикот, со што другите елементи се запазуваат од лом. Последната одлика—лизгането во друга смисла, претставува голем недостаток на фриксионите, одн. во случајов на ремените преносници. Имено, поради зависноста на лизгането од моментното оптоварување, тн. преносен однос во текот на работата е променлив. Покрај наведеното, ремените преносници не се одликуваат со апсолутна сигурност на пренесувањето на вртежниот момент, поради растегнувањето на ременот што настанува со текот на времето, и што за последица има намалувањето на затегнатоста, освен во случај на самозатегнување на ременот, па заради тоа доаѓа и до смалување на носивоста на ремениот преносник. Оваа несигурност во пренесувањето на вртежниот момент е зголемена со фактот што растегливоста на ременот зависи и од надворешните влијанија: температурата, влажноста и др. Покрај тоа, отпорот против лизгането не е постоянен, туку, како што веќе е наведено, зависи и од надворешните услови, на пр. дали преносникот работи во прашина, влага, дали постои можност од самозатегнување и др.

Поради потребното претходно затегнување на ременот, ремените преносници остваруваат значително поголеми сили на притисок на вратилото, одн. во лежиштата, отколку другите видови преносници. Покрај тоа, границата на најмалиот пречник на ременикот е релативно висока, за напоните, поради свиткувањето на ременот по ременикот, да не бидат доста големи. Тоа има за последица релативно големи димензии на преносникот, особено при поголеми преносни односи.

Наведените особености—одлики и мани на ремените преносници им го определуваат и доменот на нивната употреба. Релативно големите пречници на малиот ременик го ограничуваат преносниот однос на 4 до 5. При поголеми преносни односи пречникот на поголемиот ременик би бил мошне голем. Брзината на најчесто употребуваните видови ремени се движи меѓу 30 и 40 m/s . При брзини $v > 30 m/s$ центрифугалната сила, што се стреми да го одвои ременот од ременикот, станува доста голема. За да се намали тоа дејство, во поново време се прават тенки—брзоодни ремени од вештачки влакна, кои поднесуваат периферна брзина и до 90 m/s . Силината што може да биде пренесена е ограничена, главно, поради малата цврстина на главниот елемент—ременот. Големината на оптоварувањето што се пренесува зависи од видот на ремениот преносник, од брзината и др. фактори. За наведеното оптимално подрачје на брзини од 30 до 40 m/s рационалната граница се движи до сса 100 kW, зависно од наведените услови. За пренесување на поголеми силини (и до 6000 kW), денес се изработуваат специјални ремени од вештачки маси.

Од вкупниот број ременици, најмалку едниот од нив е погонски, а другите (одн. другиот во случај на два ременика) се гонети или спроводни.

На ременот, во текот на работата се разликуваат два ограника: **влечен**—повеќе затегнат (сл.1.01-I) и **слободен** ограник (сл.1.01-II). Влечен ограник е оној дел од ременот кој во посматраниот момент наидува на погонскиот ременик 1, а слободен е оној ограник—дел од ременот, кој во истиот момент го напушта тој ременик. Попогодно е кога влечниот ограник е под слободниот, бидејќи тогаш обвивниот агол α е поголем, а со тоа е поголема и допирната површина меѓу ременот и ременикот, со што расте и силата што може да биде пренесена.

Отсуството на лизгање меѓу ременот и ремениците значи еднаквост на брзините помеѓу нив—по допирните површини. Врз основа на овој услов може да се постави следнава равенка:

$$v_1 = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = v_2 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2 = v \quad (1.01)$$

Одовде може да се формира изразов:

$$u_{th} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (1.02)$$

што претставува теоретски кинематички однос.

Поради неминовното лизгање, изразот за фактичниот **кинематички однос** го добива следниов облик:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{\xi \cdot d_1} \quad (1.03)$$

каде што ξ е фактор на лизгањето, чија вредност се движи во границите 0,98 — 0,99, обично се зема $\xi = 0,985$.

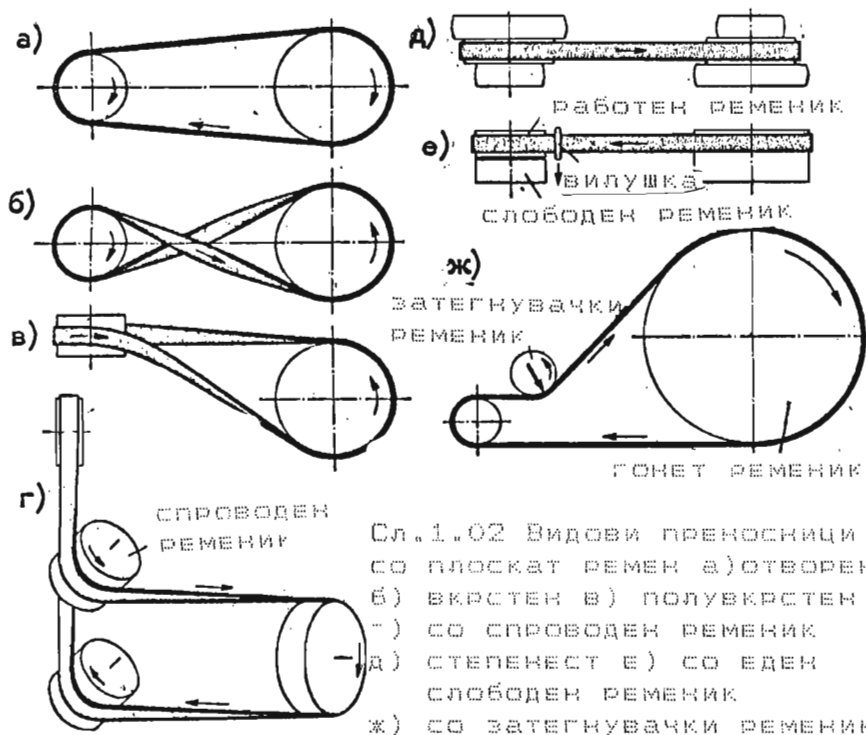
Во рав.1.01 до 1.03 d_1 е пречникот и n_1 е зачестеноста на вртежите на малиот ременик, а d_2 е пречникот и n_2 е зачестеноста на вртежите на големиот ременик.

Колку што кинематичкиот однос е поголем, толку обвивниот агол α е помал, па во врска со тоа и лизгањето е посиљко. Во тој поглед помалите меѓуоскини растојанија се помепогодни од поголемите.

1.2 ВИДОВИ РЕМИНИ ПРЕНОСИ. ОБЛИЦИ И ДИМЕНЗИИ

Ремените преноси се именуваат според обликот на ременот. Така, според обликот на нормалниот пресек се разликуваат ремени со **плоскат**, **клинест** и **кружен** профил. Покрај овие, постојат уште и ремени со **запчест** профил по должината.

1.2.1 ВИДОВИ ПРЕНОСИ СО ПЛОСКАТ РЕМЕН



Сл. 1.02 Видови преносници со плоскиот ремен а) отворен; б) вкрстен; в) полувкрстен; г) со спроводен ременик; д) степенест; е) со еден слободен ременик; ж) со затегнувачки ременик

Со оглед на положбата на ремениците и на ременот, преносникот со плоскиот ремен може да биде (сл. 1.02): отворен, вкрстен, полувкрстен, со спроводни ременици, степенест, со работни и слободни ременици, со затегнувачки ременик и др. Кај преносниците со

отворен ремен (а) оските на ремениците се паралелни и тие се вртат во истата насока. Ваквите преносници се употребуваат најмногу, бидејќи се едноставни, а напоните во ремениците најмали. Кај вкрстениот пренос оските на ременот се вкрстосани (б). Тие се применуваат во случај на потреба од спротивни насоки на вртењата на погонското и гонетото вратило. Главен недостаток на таквите преносници претставува токму вкрстосувањето на ременот, што има за последица зголемување на напоните во ременот, поради усукнувањето и свиткувањето во две насоки, и интензивното триене на местото на вкрстосувањето, што предизвикува значително абене на ременот. Поради тоа, вкрстосаниот ремен не смее да биде широк, а таквиот пренос не одговара за големи брзини.

Полувкрстениот пренос (в) се применува кога вратилата се вкрстосуваат. Тој може да се оствари само со чисто цилиндрични (неиспакнати) ременици. Преносниците со вкрстен и полувкрстен ремен, обично даваат поголем обвивен агол α (и преку 180°), па лизгањето е послабо. За исправното функционирање на полувкрстениот ремен мора да биде исполнет основниот услов: средната линија на оските на ременот што

наидува мора да лежи во средната рамнина на ременикот. Кога насоката на вртенето би била спротивна од прикажаната (на сл. 1.02в), ременот би паднал од ременикот во самиот почеток на работата.

Потесните ремени подобро одговараат за таков вид преноси. Кога основниот услов (поклопување на средната линија на ременот со средната рамнина на ременикот) не може да биде исполнет, се поставуваат **спроводни** ременици (г), кои се наместуваат така, да биде задоволен спомнатиот услов.

Кај преносниците со спроводни ременици, во принцип, вратилата може да бидат во произволна положба.

Со додадените ременици ременот се води присилно. Поради можното аксијално поместување на ременот по спроводните ременици тие се прават, речиси, двојно пошироки од другите. Препорачливо е, спроводните ременици да не се прават со пречник помал од овој на помалиот ременик, за дополнителниот напон од свиткувањето околу спроводниот ременик да не го надмине овој напон поради свиткувањето околу малиот ременик.

При мали меѓуоскини растојанија и големи преносни односи се применуваат затегнувачки ременици (сл. 1.02ж), чиј пречник треба да биде помал од пречникот на помалиот ременик. Во принцип, со додавањето на спроводните или затегнувачките ременици векот на ременот се скратува, а конструкцијата на преносникот станува посложена и поскапа.

1.2.2 ПЛОСКАТИ РЕМЕНИ.ОСОБЕНОСТИ,МАТЕРИЈАЛ

Плоскати ремени (со правоаголен пресек) се одликуваат со релативно мала дебелина δ во однос на нивната широчина b . Малата дебелина, всушност е последица на стремезот напоните во ременот поради свиткувањето околу ремениците да бидат што помали. Некои материјали, на пример, кожата, и по својот првобитен облик веќе го исполнуваат овој услов, бидејќи дебелината на кожата во однос на нејзината широчина и должина е сразмерно мала.

Плоскати ремени може да бидат кожени или текстилни-гумирани или негумирани.

Текстилните ремени се прават во бесконечни ленти, што претставува предност во однос на кожените. Материјалите за плоскати ремени треба да исполнуваат определени услови, и тоа да имаат доволна издржливост—пред сè динамичка, да остваруваат доволен коефициент на отпорот против лизгањето и да имаат мал модул на еластичноста, за напоните од свиткувањето да бидат помали.

Кожените ремени остваруваат мошне добар коефициент на триенето и имаат доста добра издржливост, но имаат нешто поголем модул на еластичноста, па се употребуваат во случај на големи пречници на ремениците.

Текстилните гумирани ремени даваат добар отпор против лизгането; тие се поеластични од кожените и се одликуваат со доволна издржливост—статичка и динамичка. Тие се состојат од неколку слоеви ткаенина, меѓусебно сврзани со вулканизирана гума.

Чисто текстилните ремени во однос на претходните имаат помала издржливост (статичка и динамичка), а исто така даваат помал отпор против лизгането, па се употребуваат за пренесување на мали оптоварувања. Меѓутоа, овие ремени имаат голема еластичност, па се мошне погодни за ременици со мали пречници. Големата еластичност овозможува подобро придушвање на ударите и на нерамномерноста на оптоварувањето. Тие се изработуваат првенствено од памук, а исто така и од комбинација на памук и волна, или дури и од памук и свила.

Во последно време наместо класичните кожени или гумирани—текстилни ремени, поради малата силина што може да ја пренесуваат, се повеќе се применуваат повеќеслојни ремени наречени **Extremultus**. Тие одговараат за брзини до 90 m/s, а се употребуваат за транспортери и сл.

Extremultus ремените се патентирани уште во 1942 год. во Германија од страна на Фабриката **Siegling** во **Hanover**. Овие ремени се произведуваат во Фабриката **Konus** во **Slovenske Konjice-Slovenija**.

Стандардните вредности на широчините на ремените и на ремениците што им припаѓаат (според **JUS M.C1.231**), како и вообичаените дебелини на ремените за одделните видови материјали се дадени во табелата 1.02, а во табелата 1.01 се дадени стандардните вредности на должините на плоскатиите ремени (според **JUS M.C1.232**).

Табела 1.01 СТАНДАРДНИ ДОЛЖИНИ НА ПЛОСКАТИЕ РЕМЕНИ

0,5	(0,53)	0,56	(0,63)	(0,67)	0,71	(0,75)	0,8	(0,85)	0,9
(0,95)	1	(1,06)	1,12	(1,18)	1,25	(1,32)	1,4	(1,5)	1,6
(1,7)	1,8	(1,9)	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4
									4,5
									5 metri

Забелешка: Вредностите во заграда да се одбегнуваат

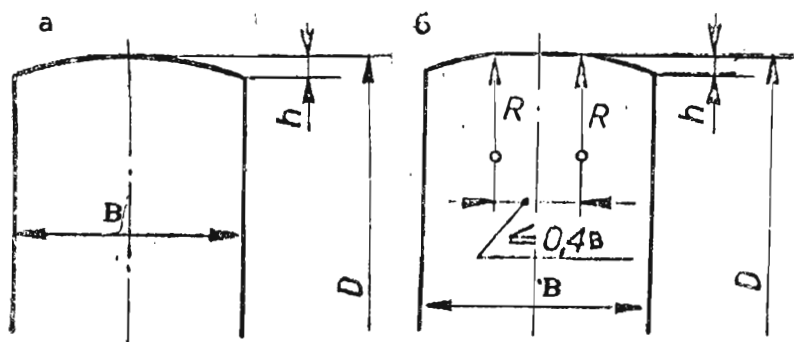
Табела 1.02 СТАНД.ВРЕДНОСТИ НА ДИМЕНЗИИТЕ НА ПЛОСК.РЕМЕНИ

Широч. ременот b на ременикот B	16 20 25	32 40 50	63 71 80	90
Дебе-кожа лина текст.гум. δ " пам. " волн.	3	3,5	4	4,5
	3	4,5	6	7,5
	4,5	за $b = 32$ до 100 mm		
			6	
Широч. ременот b на ременикот B	100 112	125 140 160	180 200 224 250 280	
Дебе-кожа лина текст.гум. δ " пам. " волн.	4,5(7,5)	5 (9)	5,5 (9,5)	5 - 6 - 7,5 - 9
		6,5	за $b = 32$ до 250 mm	
		9		11
Широч. ременот b на ременикот B	315 355 400 450	500	600 ^x 700 ^x 800 ^x	
Дебе-кожа лина текст.гум. δ " пам. " волн.	10,5 - 12 - 13,5	11	700 ^x 800 ^x 900 ^x	

Забелешки: мерите во заградите претставуваат x надвор од дебелина на двослозните ремени станд. JUS

1.2.3 ОБЛИЦИ И ГЛ.ДИМЕНЗИИ НА РЕМЕНИЦИТЕ ЗА ПЛОСК.РЕМЕНИ

Ременикот за
каков и да би-
ло ремен се
состои од ве-
нец, главина и
плоча или не-
колку спици,
што го сврзу-
ваат венецот
со главината.
Обликот на ве-
нецот е прис-
пособен кон об-
ликот на ременот.



Сл.1.03 Испакнатост каз ремениците за плоскат ремен

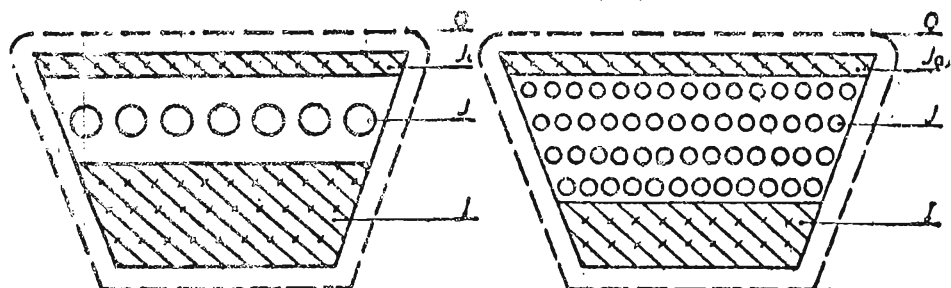
За плоскатиите ремени венецот на ременикот е малку испакнат по надв.површина (сл.1.03 а,б; алтернативно, спор. JUS M.C1.242). Таа испакнатост се прави со цел да се оневозможи паѓањето на ременот и не смее да биде голема за да не дојде до зголемување на напоните во ременот. За брзини до 25 m/s испакнат се прави гонетиот ременик, а за поголеми брзини-двата. Гл.дименз.на ремениците се дад.во таб.1.03.

Табела 1.03 ГЛ. ДИМЕНЗИИ (В, D_{max} и I) И НОСИВОСТ T НА ПЛОСКАТИТЕ РЕМЕНИЦИ

Ширина на вез. в Доб. от староре	25		32		40		50		63		80		100		125		140		160	
	D	I	D	I	D	I	D	I	D	I	D	I	D	I	D	I	D	I		
Мак. ширин. на ремента	20		25		32		40		50		71		90		112		125		140	
Пречник d ₁ ремента; ремента со плана; со стана	D		D		D		D		D		D		D		D		D		D	
	max.	Nm	max.	Nm	max.	Nm	max.	Nm	max.	Nm	max.	Nm	max.	Nm	max.	Nm	max.	Nm	max.	Nm
40	20	25	20	32	20	40	20	30	20	50	20	40	20	50	20	60	20	60	20	360
50	23	32	20	40	25	50	25	30	30	63	30	50	30	160	30	80	30	80	30	400
63	25	40	30	50	30	63	30	40	40	80	40	60	40	180	40	100	40	100	40	450
71	30	40	30	50	30	71	30	40	40	90	40	60	40	200	40	110	40	110	40	500
80	30	40	30	50	30	80	30	40	40	100	40	60	40	220	40	120	40	120	40	550
90	30	40	30	50	30	90	30	40	40	110	40	60	40	250	40	140	40	140	40	600
100	35	50	35	50	35	50	35	50	35	120	35	50	200	35	160	35	160	35	160	400
112	35	50	35	50	35	50	35	50	35	180	35	50	220	35	180	35	180	35	180	450
125	35	50	35	50	35	50	35	50	35	200	35	50	250	40	200	40	200	40	200	500
140	40	50	40	50	40	50	40	50	40	220	40	50	280	45	220	45	220	45	220	550
160	45	50	45	50	45	50	45	50	45	250	45	60	320	50	250	50	250	50	250	600
180	45	50	45	50	45	50	45	50	45	280	50	70	360	50	280	50	280	50	280	710
200	50	60	50	60	50	60	50	60	50	320	50	70	400	50	320	50	320	50	320	800
224	50	60	50	60	50	60	50	60	50	360	50	70	450	50	360	50	360	50	360	900
250	50	60	50	60	50	60	50	60	50	400	50	70	500	50	400	50	400	50	400	1000
280	50	60	50	60	50	60	50	60	50	450	50	70	520	55	450	55	450	55	450	1100
315	55	70	55	70	55	70	55	70	55	500	55	70	600	55	500	55	500	55	500	1200
355	60	70	60	70	60	70	60	70	60	560	60	70	710	60	560	60	560	60	560	1400

ОЗБЕЛЕШКИ: 1T-ЕДНОДЕЛНА; 2T-ДВОДЕЛНА; D-ПРЕЧНИК НА СТВОРОТ; I-ДОЛЖ. ЧЕ ГЛАВИНАТА

Клинестиот ремен има облик на трапез и се состои од текстилни влакна-задро во гумена подлога. Тој се изработува во два конструктивни облика (сл.1.04 а, б; спор. JUS G.E2.057).



Сл.1.04 Конструкција на профилот на клинестиот ремен

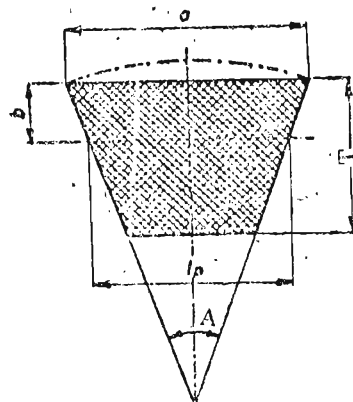
Влакната (J) се наоѓаат предимно во надворешниот дел или во средината на ременот, така што се изложени на затегнување, додека внатрешниот дел (I), што е изложен на притисок се изработува од гума. Заради заштита од абене, целиот профил е обложен со гумирано платно (O). Овој материјал обезбедува доволна еластичност на ремените, па тие имаат релативно голема дебелина.

Клинестите ремени се изработуваат како **бесконечни**.

Клинестите ремени се изработуваат во повеќе видови, и тоа: **тесни, нормални и широки**. Тесните и нормалните клинесте ремени, во принцип, имаат ист конструктивен облик (сл.1.05), а се разликуваат само по нивните димензии. Притоа, тесните одговараат за брзини до 40 m/s. Нормалните се стандардизирани по JUS G.E2.053, а тесните по JUS G.E2.063.

Големијата на профилот на овие клинесте ремени е дефиниран со широчината **l** (largeur primitive), што претставува база за стандардизација на мерите на профилите на овие ремени и на ременниците за нив, како и височината на трапезот на профилот **T**.

Мерите **l** и **T** претставуваат основни и задолжителни мерни. Аголот на профилот на ременот $A=40^{\circ} \pm 1^{\circ}$.



Сл.1.05 Гл. димензии на профилот на клинестиот ремен

Во наведениот стандард за **тесните** клинесте ремени се предвидени 4 различни големини на профили, што се означуваат со: **SPZ, SPA, SPB и SPC**. Меѓу големините **SPB** и **SPC** стандардот **DIN 7753** предвидува уште една големина со ознака **19**.

Таб.1.04 Гл. ДИМ. НА ТЕСНИТЕ КЛ.РЕМ.

Ознака	SPZ	SPA	SPB	19	SPC
Широч. l	8,5	11	14	16	19
Височ. T ^p	8	10	13	15	18
Раст. b	2	2,75	3,5	4	4,8
Широч. a	9,7	12,7	16,3	18,6	22
	9,5	12,5			

Во поново време во ISO е предвиден и еден посебен вид тесни клинесте ремени со основна ознака J, чија намена е за индустриски преносници на силина.

За нормалните клинесте ремени во JUS G.E2.053 се содржани 7 различни профили што се означуваат со: Y, Z, A, B, C, D и E. Главните димензии се дадени во табелата 1.05.

Табела 1.05 ГЛ. ДИМЕНЗИИ НА НОРМ. КЛИН. РЕМЕНИ, JUS G.E2.053

Ознака	Y	Z	A	B	C	D	E
Шир. l _p	5,3 ^{+0,3} _{-0,2}	8,5 ^{+0,4} _{-0,3}	11 ^{+0,5} _{-0,4}	14 ^{+0,7} _{-0,5}	19 ^{+0,8} _{-0,5}	27 ^{+0,9} _{-0,6}	32 ^{+1,2} _{-0,7}
Вис. T	4 ± 0,2	6 ± 0,3	8 ± 0,4	11 ± 0,5	14 ± 0,5	19 ± 0,6	25 ± 0,7
Раст. b	1,6	2,4	3,1	4,1	5,6	8,2	9,7
Шир. a	6	10	13	17	22	32	38

Пресметковната должина L_p, мерена во неутралниот слој под оптоварување, претставува основна должина на ременот. Вредностите за L_p се стандардизирани. Стандардните должини за L_p со препорачливите профили за тесните и нормалните клинесте ремени се дадени во табелата 1.06.

Табела 1.06 НОМИНАЛНИ ДОЛЖИНИ ЗА КЛИНЕСТИТЕ РЕМЕНИ

L _p m	Y	Z	SPZ	A	SPA	B	SPB	C	19	SPC	L _p m	SPZ	A	SPA	B	SPB	C	19
0,5	+	+									3,15	+	+	+	+	+	+	+
0,56	+	+	+								3,55	+	+	+	+	+	+	+
0,63	+	+	+	+							4,-		+	+	+	+	+	+
0,71	+	+	+	+							4,5			+	+	+	+	+
0,8	+	+	+	+	+	+					5,-				+	+	+	+
0,9	+	+	+	+	+	+					5,6				+	+	+	+
1,-	+	+	+	+	+	+					6,3				+	+	+	+
1,12	+	+	+	+	+	+					7,1					+	+	+
1,25	+	+	+	+	+	+	+				8,-					+	+	+
1,4	+	+	+	+	+	+	+	+			9,-						+	+
1,6	+	+	+	+	+	+	+	+	+		10,-							+
1,8	+	+	+	+	+	+	+	+	+									
2,-	+	+	+	+	+	+	+	+	+									
2,24	+	+	+	+	+	+	+	+	+									
2,5	+	+	+	+	+	+	+	+	+									
2,8	+	+	+	+	+	+	+	+	+									

Профилите D и E одговараат за должините :
L_p = 5 до 12,5; 14;
16 и 18 m.

1.2.5 НАЧИН НА ДЕЈСТВОТО НА КЛИНЕСТИТЕ РЕМЕНИ

Клинестиот ремен налегнува на бочните страни на жлебовите изработени по периферијата на ременикот, во кои се заглавува и дејствува како клин. Значи, овие ремени не се предвидени да влечат по внатрешната страна.

Аголот на профилот на жлебот на ременикот α се добива од условот радијалната компонента на отпорот од триенето да биде помала од радијалната сила F_r , со која ременот дејствува на ременикот (сл.1.06)

$$2 \cdot F_{\mu} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \leq F_r \quad (1.04)$$

Користејќи го односот на силата на триенето и нормалната сила

$$F_{\mu} = \mu \cdot F_n \quad (1.05)$$

како и односот на радијалната и нормалната сила

$$\frac{F_r}{2} = F_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (1.06)$$

се добива:

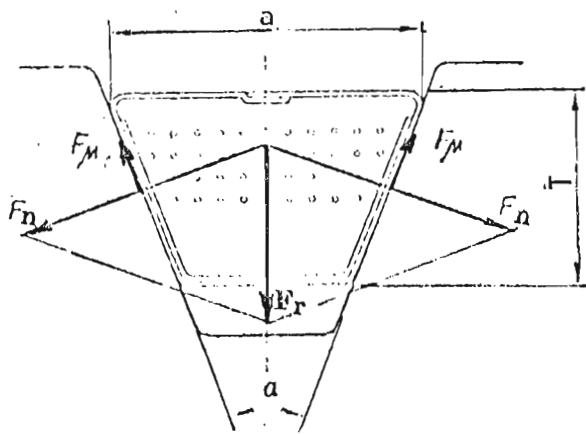
$$2 \cdot \mu \cdot F_n \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \leq 2 \cdot F_n \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (1.07)$$

односно

$$\mu \leq \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad \text{или} \quad \alpha \geq 2 \cdot \rho \quad (1.08)$$

За просечната вредност на коефициентот на триенето $\mu \approx 0,3$ потребниот агол на профилот на клинестиот ремен изнесува $\alpha \approx 33^{\circ}$. Фактичкиот агол се прави поголем.

Како наведените односи на силите важно е да се согледа дека интензитетот на нормалната сила е значително поголем од радијалната. Во тоа се состои и главната предност на клинестиот ремен. Со истата сила на притегнување, т.е. со ист притисок на ременот по ременикот се остварува многу поголема нормална сила, а со тоа и осетно поголем отпор против лизгањето отколку кај плоскостите ремени, каде што притисокот на ременот по ременикот ја претставува истовремено и нормалната сила. Поради тоа, клинестите преносници може да пренесат поголеми периферни сили при исти радијални сили. Како последица на тоа, обвивниот агол α станува помал (и до 70°), што овозможува совладување на



Сл.1.06 Отпор предизвикан со спротивставувањето на клинестиот ремен

поголеми преносни односи (до $i=15$). Друга важна предност на клинестите ремени преносници е што меѓуоскиното растојание и пречниците може да бидат значително помали, а целата конструкција на преносникот станува позбиена, во однос на плоскатиот пренос. Како клинестиот ремен преносник, исто така, и вратилата се помалку оптоварени, а работата на преносникот е мошне тивка.

Како недостатоци на клинестиот ремен преносник може да се наведат: векот е нешто пократок, цената повисока, ремениците имаат посложен облик и др.

Клинестите ремени се користат, главно, како отворени (сл. 1.01 и 1.02а), ретко како полувкрстени (сл. 1.02в).

Како што веќе е наведено, според начинот на дејството, клинестиот ремен треба да налегнува само на бочните површини на жлебот на ременикот. Меѓутоа, од аспект на секогаш присутното кинематичко лизгање, клинестиот ремен не смее да налегнува на подножната површина. Имено, брзината на ременикот се пресметува за пречникот на номиналниот круг на ременикот d . Секогаш друга точка на жлебот на ременикот, над и под наведениот пречник, има брзина различна од брзината на ременикот, па како последица на тоа се јавува **кинематичко лизгање** по должината на бочната страна на жлебот на ременикот, почнувајќи од правата на неутралниот слој на ременикот—нагоре и надолу. Големината на лизгањето расте со оддалеченоста на посматраната точка од пречникот d и бидејќи подножната површина е на многу оддалечена, и брзината на лизгањето ќе биде најголема. Со оглед на тоа што на тоа место во прашање би била релативно голема допирна површина (меѓу ременот и ременикот), би дошло до голема загуба на енергија, односно до претерано затоплување и предвремени онеспособување на ременот.

1.2.6 РЕМЕНИЦИ ЗА КЛИНЕСТИТЕ РЕМЕНИ. ОБЛИЦИ НА ВЕНЕЦОТ

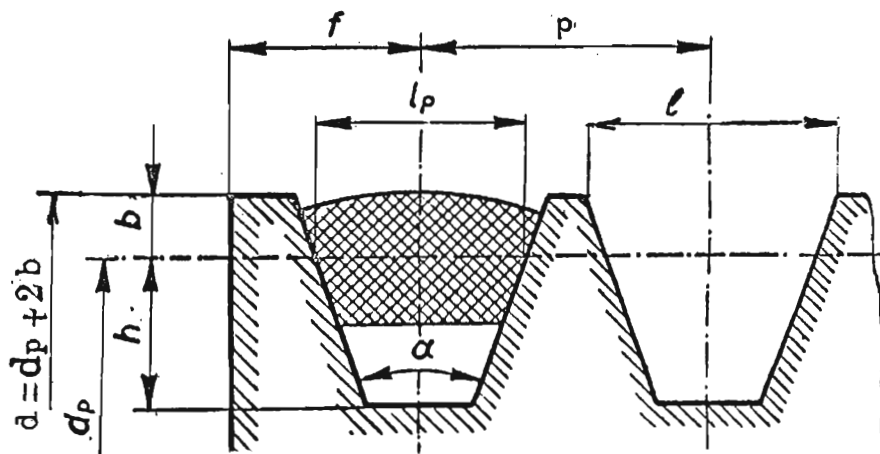
Обликот на венецот на клинестите ременици одговара на обликот на ременот (сл. 1.07), и за стандардните профили е, исто така определен со стандардите. Така, во JUS M.C1.253 и M.C1.263 се пропишани основните мери на ремениците за бескрајните нормални и тесни ремени, за преносници со паралелни хоризонтални вратила, што се дадени во табел. 1.09. За чекорот на профилот p може да се усвојуваат и поголеми вредности од дадените во табелата 1.09 само во специјални случаи, на пример, за ременици пресувани од лим.

Агалот на жлебот α зависи од профилот и од пречникот на ременикот. Така за тесните ремени вредностите за α се дадени во табелата 1.07, а за нормалните во табелата 1.08.

Таб.1.07 АГОЛ α ЗА ТЕШН.РЕМ. Таб.1.08 АГОЛ α ЗА НОРМ.РЕМ.

Озн.	34°		38°	Озн.	Нормал пречн. d за аг. α			
	за пречн. на ремен. d_p				38°	36°	34°	32°
SPZ	0,063	0,080	>0,080	Y		0,063		0,020
SPA	0,090	0,118	>0,118	Z	0,090		0,050	
SPB	0,140	0,190	>0,190	A	0,200		0,075	
19	0,180	0,250	>0,250	B	0,280		0,125	
SPC	0,224	0,315	>0,315	C	0,355	0,200		
				D	0,500	0,355		
				E	0,630	0,500		

МЕРИТЕ ВО m



Сл.1.07

Профил на жлебот на венецот на ременикот за клинест ремен

Табела 1.09 МЕРИ НА ПРОФИЛИТЕ НА ЖЛЕБОВИТЕ НА РЕМЕНИЦИТЕ

Озн.	l	l _p	b _{min}	h _{min}	Чекор p	f	
Y	6	5,3	1,6	4,7	8 ±0,3	7	±1
Z	10	8,5	2,5	7	12 ±0,3	8	±1
SPZ	9,7	8,5	2	9	12 ±0,3	8	±1
A	13	11	3,3	8,7	15 ±0,3	10	-1 ⁺²
SPA	12,7	11	2,8	11	15 ±0,4	10	-1 ⁺²
B	17	14	4,2	10,8	19 ±0,4	12,5	-1 ⁺²
SPB	16,3	14	3,5	14	19 ±0,4	12,5	-1 ⁺²
19	18,6	16	4	16	22 ±0,4	14,5 ±0,3	-1 ⁺²
C	22	19	5,7	14,3	25,5 ±0,5	17	-1 ⁺²
SPC	22	19	4,8	19	25,5 ±0,5	17	-1 ⁺²
D	32	27	8,1	19,9	37 ±0,6	24	-1 ⁺³
E	40	32	9,6	23,4	44,5 ±0,7	29	-1 ⁺⁴

DIN2211

Номиналните и граничните вредности на пресметковните пречници на ремениците, како и степенот на приоритетот на примената на одделните профили, се дадени во табелата 1.10.

Табела 1.10 ПРЕСМ. ПРЕЧНИЦИ И СТЕП. НА ПРИОР. НА ОДД. ПРОФИЛИ

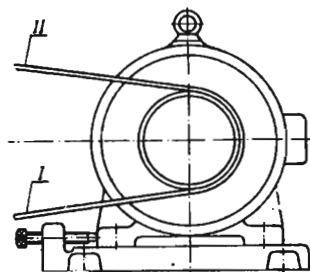
Пречн.		Приоритетек профил						Пречн.		Приоритетек профил										
d	p	Y	Z	SPZ	A	SPA	B	SPB	d	p	SPZ	A	SPA	B	SPB	19	C	SPO	D	E
50		++							224		+	+	+	++	+	++	++			
56		+							250	++	++	++	++	++	++	+	++	++		
63		++	++	-					280	+	+	+	+	+	+	++	++			
71		+	++	+					300				+		-	+				
80		++	++	++					315	++	++	++	++	++	++	+	++	++		
90		+	++	++	-				355	+	+	+	+	+	+	+	++	++	++	
100		++	++	++	++				400	++	++	++	++	++	++	+	++	++	++	
112		+	+	++	++	++			450	+	+	+	+	+	+	+	++	++	++	
125		+	++	++	++	++	+		500	++	++	++	++	++	++	+	++	++	++	++
132					+	+	+		560	+	+	+	+	+	+	+	++	+	++	
140			+	+	++	++	++	-	630	++	++	++	++	++	++	+	++	++	++	++
150			+		+	+	+	+	710	+	+	+	+	+	+	++	++	++	++	
160			++	++	++	++	++	++	800	++	-	++	++	++	++	+	++	++	++	++
180			+	+	++	+	++	+	900			+	+	+	+	+	+	+	+	
200			++	++	++	++	++	++	1000			++	++	++	++	+	++	++	++	++

Објаснувања: ++ особено препорачлив, + препорачлив профил

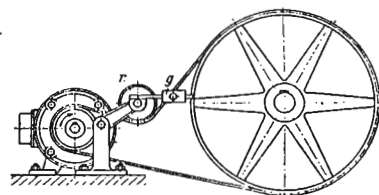
1.3 ЗАТЕГНУВАЊЕ НА РЕМЕНОТ

Затегнувањето на ременот се врши со цел за да се оствари доволен притисок на ременот по ременикот и на тој начин да се создаде доволен отпор против лизгањето меѓу ременот и ременикот, заради прекесувањето на периферната сила. Основниот проблем при затегнувањето на ременот се состои во барањето да се оствари постојана сила според големината на оптоварувањето, одн. да одговара на моментната периферна сила. Притоа, потешкотиите потекнуваат од фактот што за време на работата ремените се истегнуваат, поради што доаѓа до смалување на силата на затегнувањето. Решението на овој проблем може да се оствари на повеќе начини, во зависност од тоа, во која мера е исполнет условот на постојана или променлива сила, одн. во колкава мера решението е едноставно. Наједноставен начин е повремето раздалекување на едниот ременик, на пример, погонскиот, заедно со електромоторот, кога силата на затегнувањето на ременот ќе попусти. Во овој случај поместувањето на електромоторот со ременикот се врши по специјални (обично стандардизирани) шини со жлебови за завртките, со кои се врши

прикрепуването (сл.1.08). Поради својата едноставност и економичност, ова решение каоѓа широка примена во сите случаи каде што не е потребно обезбедување постојана сила на затегнувањето, а каде што поместувањето на ременикот може лесно да се оствари. Во претходното решение ременикот преносник работи со променлива сила на затегнувањето, во почетокот со поголема, а потоа со намалена сила, со оглед на тоа што затегнувањето се врши повремено. Тоа може да се одбегне ако се избере решение што дава постојана или уште подобро променлива сила пропорционална на моментното оптоварување. Постојаната сила може да се оствари со помош на затегнувачко колце (сл.1.02ж). Притисокот се постигнува обично со тег (сл.1.09), пружина или на некој друг начин. Недостатокот на ова решение лежи во тоа што ременот на местото каде што се притиска со колцето се свиткува уште еднаш, па неговиот век значително се смалува, особено кога колцето е од надворешната страна, па свиткувањето преминува од еднонасочно во каизменично променливо. Во таа смисла попогодено решение е колцето да се стави од внатрешната страна, но со тоа, пак, се смалува обвивниот агол α , а со тоа и носивоста на ременот. Затегнувањето со колце е едноставно и лесно применливо решение кај секој ремен преносник.



Сл.1.08 Уред за на-
годување на меѓуос-
тиното растојание
со помош на завртки

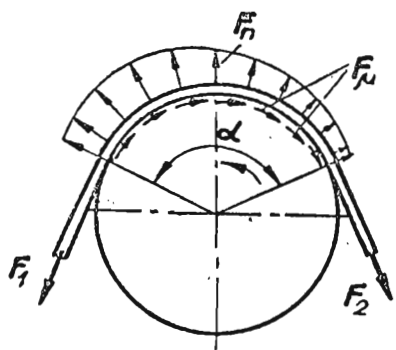


Сл.1.09 Затегнување
на ременот со вград-
ване на затегнувачко
колце (ременик)

1.4 СИЛИ ВО ЕЛЕМЕНТИТЕ НА ПРЕНОСОТ

1.4.1 СИЛИ ВО РЕМЕНОТ

Како што веќе е наведено, со затегнувањето на ременот се остварува, при работа на преносникот, отпор против лизгањето на ременот по ременикот, со чија помош се пренесува периферната сила од едниот на другиот ременик. Со затегнувањето на ременот ограничувањата на ременот се изложени на дејството на определени сили, што се еднакви за време на мирувањето на преносникот, и тие претставуваат сили на претходното затегнување. При пренесувањето на вртежниот момент силите во ограничувањата на ременот се различни. Во влечниот



Сл.1.10 Сили во одделните ограници на рем.

ограник силата е поголема, а во слободниот помала. Нивната разлика го претставува моментниот отпор против лизгањето меѓу ременот и ременикот, што е еднаква на периферната сила (сл.1.10). Така може да се напише:

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (1.09)$$

Најголемиот отпор против лизгањето, што е еднаков на најголемата периферна сила, е сразмерен на нормалната сила F_n , со која ременот се притиска кон ременикот, на коефициентот на отпорот против лизгањето (на коефициентот на триенето μ) пред ременот да почне да се лизга по ремениците, и на обвивниот агол α , што претставува агол во чии граници се остварува допир меѓу ременот и ременикот. Изразот за односот на силите во ограниците F_1 и F_2 е изведен од страна на **Eytelwein** и е даден со следнава равенка:

$$F_1 \leq F_2 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (1.10)$$

Оваа равенка е изведена за еластичен и нерастеглив ремен и за услови кога ременот се лизга по неподвижен ременик, што не одговара во целост на претпоставените услови, но може да служи како основа за разгледување на односот на силите во ременот.

Како што се гледа од сл.1.10, за определена сила F_2 , силата F_1 расте со зголемување на коефициентот μ и обвивниот агол α . Најголема сила во ременот настанува во моментот кога отпорот против лизгањето ја достигнува својата максимална вредност. Бидејќи периферната сила е еднаква на отпорот против лизгањето, во овој момент може да се пренесе најголема периферна сила F_{tmax} . Со оваа вредност за периферната сила, користејќи ги односите дадени со рав.1.09 и 1.10, се добива најголемата можна сила во **влечниот** ограник на ременот:

$$F_1 = F_{tmax} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (1.11)$$

На ист начин се добива силата и во **слободниот** ограник:

$$F_2 = \frac{F_{tmax}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (1.12)$$

Работната периферна сила F_t треба да е помала од најголемата периферна сила F_{tmax} , т.е. помала од најголемиот отпор против лизгањето, што се засковува врз најголемата вред-

НОСТ НА КОЕФИЦИЕНТОТ НА ТРИЕЊЕТО, ШТО НАСТАНУВА ВО МОМЕНТОТ ПРЕД ДА ПОЧНЕ ЛИЗГАЊЕТО. КОЕФИЦИЕНТОТ НА ТРИЕЊЕТО (ОТПОРОТ ПРОТИВ ЛИЗГАЊЕТО), ОД КОЈ ЗАВИСИ НАЈГОЛЕМАТА СИЛА ВО РЕМЕНОТ, ЗАВИСИ ОД МАТЕРИЈАЛИТЕ НА РЕМЕНОТ И НА ПЕРИФЕРИИТЕ НА РЕМЕНИЦИТЕ, ОД СОСТОЈБАТА НА ДОПИРНИТЕ ПОВРШНИ, ОД ПРИТИСОКОТ, ОД НАДВОРЕШНИТЕ УСЛОВИ—ВЛАГА, ТЕМПЕРАТУРА И ДР. ПОКРАЈ ТОА, ОВОЈ КОЕФИЦИЕНТ ЗАВИСИ И ОД ПЕРИФЕРНАТА БРЗИНА. ТАКА, ЗА КОЖЕН РЕМЕН И МЕТАЛНИ ПОВРШНИ ОВАА ЗАВИСНОСТ Е ИЗРАЗЕНА СО СЛЕДНАВА ЕМПИРИСКА РАВЕНКА:

$$\mu = 0,22 + 0,012 \cdot v \quad (1.13)$$

Табела 1.11 СРЕДНИ ВРЕДНОСТИ НА КОЕФИЦИЕНТ μ

Поковите

испитувана
покажуваат

дека отпорот против

лизгањето е поголем

кога ременот е поте-

нок и кога

кон ременикот е свртења

страната на кожата на која биле влакната.

Бидејќи обвивниот агол α на малиот ременик е помал, тој е меродавен за пресметката на силите во ограниците на ременот (рав.1.11 и 1.12).

МЕЃУ РЕМЕНОТ И РЕМЕНИКОТ

РЕМЕНОТ	МАТЕРИЈАЛ НА РЕМЕНИКОТ				
	КАРТ	ДРВО	ЧЕЛИК	SL	SL-замастен
КОЖА, НОРМ. ШТАВ.	0,35	0,3	0,25	0,25	0,12
" МИНЕР. "	0,5	0,45	0,4	0,4	0,2
ТЕКСТ. ГУМИРАН	0,35	0,32	0,3	0,3	-
" ПАМУЧЕН	0,28	0,25	0,22	0,22	0,1
" ПАМ. ШИЕН	0,25	0,23	0,2	0,2	0,1
" ВОЛН. ОСН.	0,45	0,4	0,35	0,35	0,15

кон ременикот е свртења страната на кожата на која биле влакната.

Бидејќи обвивниот агол α на малиот ременик е помал, тој е меродавен за пресметката на силите во ограниците на ременот (рав.1.11 и 1.12).

1.4.2 СИЛА НА ПРЕТХОДНОТО ЗАТЕГНУВАЊЕ НА РЕМЕНОТ

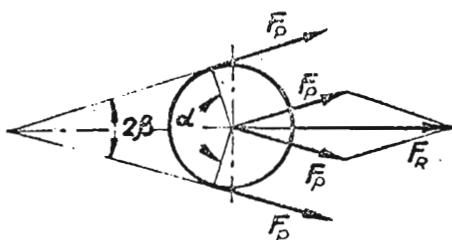
Како што веќе е наведено, отпорот против лизгањето може да се оствари само ако постои доволен притисок на ременот кон ременикот (силата F_p , сл.1.10). Тој притисок може да се постигне со претходно затегнување на ременот, поради што секој огранок на ременот, пред почетокот на работата, е оптоварен со некоја претходна сила F_p . Големината на потребната сила на затегнувањето може да се добие ако се појде од фактот, дека збирот на силите во ограниците на ременот, што еднаш е веќе затегнат, секогаш е ист, односно дека

$$2 \cdot F_p = F_1 + F_2 \quad (1.14)$$

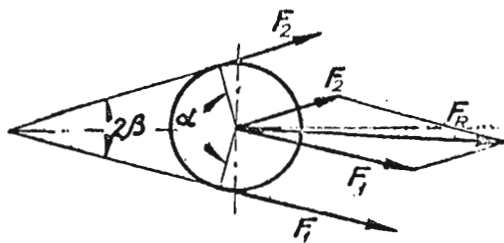
Ако за силите во ограниците се користат рав.1.11 и 1.12 и земаме предвид дека силата на претходното затегнување треба да овозможи пренесување и на најголемата периферна сила F_{tmax} , изразот за потребната сила на претходното затегнување го добива следн. облик

$$F_p = \frac{F_{tmax}}{2} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (1.15)$$

1.4.3 СИЛИ ШТО ГО ОПТОВАРУВААТ ВРАТИЛОТО



Сл.1.11. Оптоварување на вратилото за време на мирувањето на преносникот



Сл.1.12 Оптоварување на вратилото за време на работата на преносникот

Вратилото е оптоварено со резултантната сила на претходното затегнување кога преносникот **не работи**, и според сл. 1.11 изнесува:

$$F_R = 2 \cdot F_p \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (1.16)$$

каде што α е обвивниот агол. Правецот на дејствувањето на оваа резултантна сила се совпаѓа со спојната права меѓу средиштата на ремениците.

Во текот на **работата** силите во ограночите на ременот се различни и нивната резултанта склопува извесен агол со средишната права (сл.1.12). Меѓутоа, овој агол е релативно мал, па за определувањето на резултантата, без голема грешка, може да се користи рав.1.16. Ако во оваа равенка силата на претходното затегнување се изрази со образец. 1.15, а најголемата сила се прикаже како производ на периферната сила F_t и степенот на сигурноста против лизгањето S_μ , силата што го оптоварува вратилото го добива следн. облик:

$$F_R = F_t \cdot S_\mu \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = F_t \cdot \xi_\mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (1.17)$$

За просечна вредност на $e^{\mu\alpha}$, факторот $\xi_\mu = S_\mu \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1}$ изнесува:

за кожени и текст. гумирани ремени	$\xi_\mu = 2,5 - 3,5$
" текстилни памучни ремени	$\xi_\mu = 3 - 3,5$
" " ремени со волнена основа	$\xi_\mu = 4 - 4,5$
" клинест	$\xi_\mu = 1,5 - 3$

Поголеми вредности за овој фактор треба да се земаат кај ремените преносници кои се затегнуваат повремено.

Инаку, нормално, за познати вредности на μ и α факторот ξ_μ треба да се пресмета со избор на $S_\mu > 1$.

Покрај затегнувањето што го предизвикува претходната сила, при пренесување на вртежниот момент ременот е изложен уште и на дополнително истегнување од дејството на силата во влечниот огранок ($F_1 > F_2$), како и од силата што потекнува од центрифугалната сила. Освен тоа, ременот е напрегнат и на свиткување, поради тоа што се обвиткува околу ремениците.

Меродавната сила за пресметка на ременот, секако, е силата во влечниот огранок, бидејќи како што веќе е наведено, таа е поголема отколку во слободниот огранок. Доколку се сака таа да се изрази со помош на претходната сила F и периферната F_t , со собирањето на рав. 1.09 и 1.14 за силата во влечниот огранок се добива следниов израз:

$$F_1 = F_p + \frac{F_t}{2} \cdot K_A, \quad (1.18)$$

а за силата во слободниот огранок

$$F_2 = F_p - \frac{F_t}{2} \cdot K_A \quad (1.19)$$

Периферната сила F_t се пресметува според рав. 9.10.

Периферната сила (во рав. 1.18 и 1.19) е помножена со тн. **погонски фактор** K_A , што треба да ги земе предвид надворешните динамички сили, доколку постојат, а уште не се опфатени со самата периферна сила.

Ориентационите вредности за факт. K_A се дадени во таб. 3.1.

Нормалните напони во одделните ограноци на ременот, поради дејството на силите F_1 и F_2 ќе бидат:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_p}{A} + \frac{F_t \cdot K_A}{2 \cdot A} \quad (1.20) \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_p}{A} - \frac{F_t \cdot K_A}{2 \cdot A} \quad (1.21)$$

каде што A е површината на пресекоот на ременот.

Покрај овие напони, воведен е и поимот на тн. **корисен напон** што претставува разлика меѓу овие два напона. Така,

$$\sigma_k = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{F_t}{A} \cdot K_A = \sigma_1 \cdot \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} \quad (1.22)$$

Како што се гледа, корисниот напон е предизвикан само од дејството на периферната сила F_t , која за време на погонот ја врши кориската работа.

Центрифугалната сила има двојно дејство на ремениот пренос. Таа се стреми ременот да го одвои од ременикот, т.е. да го намали притисокот на ременот врз ременикот, а истовремено го напрегнува ременот на затегнување. Центрифугалната сила е дадена со

$$F_c = \frac{A \cdot \rho \cdot v^2}{1000} = v^2 \cdot q \quad (1.23)$$

каде што се:

$$\begin{aligned} \rho & \text{ kg/m}^3 && - \text{ густината на ременот,} \\ q & \text{ kg/m} && - \text{ единичн. маса (тежина) на ременот.} \end{aligned}$$

Напонот што силата F_c го предизвикува во ременот изнесува:

$$\sigma_c = \frac{\rho \cdot v^2}{1000} = \frac{v^2 \cdot q}{A} \quad (1.24)$$

Нормалните напони σ_1 и σ_2 , како и σ_c се зголемени и со напонот поради свиткувањето на ременот преку ременикот.

Според **Hook**-овиот закон, овој напон изнесува:

$$\sigma_s = \varepsilon \cdot E_s = \frac{\delta}{d} \cdot E_s \quad (1.25)$$

каде што ε е единичното издолжување, а E_s модул на еластичноста при свиткување, додека δ е дебелина на ременот, а d е пречник на ременикот.

Како што се гледа од горнава равенка, напонот од свиткувањето е помал кога ременот е потенок, а пречникот на ременикот поголем, и обратно. Според тоа, ременот трпи поголем напон кога го обвиткува помалиот ременик, па тој напон е меродавен за пресметка.

При пресметката на ременот е меродавен најголемиот напон. Тој се појавува во **надворешните** влакна на ременот кога тој наидува на малиот ременик, и се добива како збир на сите нормални напони:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_s = \frac{F_p}{A} + \frac{F_c}{2A} \cdot K_A + \frac{v^2 \cdot q}{A} + \frac{\delta}{d} \cdot E_s \quad (1.26)$$

Кај вкрстените и полувкрстените ремени напоните во ременот се зголемуваат, особено во крајните влакна, со оглед на тоа што ремените се и усукани.

1.6 ПРЕСМЕТКИ НА РЕМЕНИТЕ

1.6.1 ОПТИМАЛНА БРЗИНА НА РЕМЕНОТ

Теоретски може да се докаже дека **специфичната** носивост на ременот $P/b \cdot \delta$, во зависност од периферната брзина v , е параболна функција, така што таа носивост расте до извесна брзина, која се нарекува **оптимална**, а потоа опаѓа. Тоа е и практично потврдено. Логично е дека за определен вид и димензии на ременот, најголема носивост ќе се постигне ако, во поглед на периферната брзина, се користи близината на оптималната точка. Така за плоскатиите ремени $v_{\text{opt}} \cong 30-35 \text{ m/s}$, за клинестите: нормални $v_{\text{opt}} \cong 25-30 \text{ m/s}$, тесни $v_{\text{opt}} \cong 30-40 \text{ m/s}$. Поголемите вредности одговараат за поголемите профили на ремените.

1.6.2 МЕРОДАВЕН НАПОН ЗА ПРЕСМЕТКА НА РЕМЕНИТЕ

Пресметката на ремените врз основа на максималниот вкупен напон што се појавува во ременот при неговото наидување на помалиот ременик (рав.1.26) како и врз основа на динамичката издржливост σ_D на ременот изискува познавање на многу величини, кои во почетокот се непознати, а и самата постапка е сложена, па како таква не се применува. Поради тоа, пресметката се врши, обично, врз основа на веќе наведениот корисен напон σ_k (рав.1.22), чија вредност мора да биде помала од дозволеениот напон σ_{kd} , а оваа пак, значително помала од динамичката издржливост на ременот σ_D . Наведените обрасци важат за отворен ремен преносник. Меѓутоа, вкрстените (плоскати) ремени одговараат за значително помали брзини ($v_{max} \cong 10 \text{ m/s}$) и кај нив се појавуваат дополнителни напони од усуквање и триење меѓу ремените, поради што и динамичката издржливост σ_D е значително помала.

1.6.3 ПРЕСМЕТКА НА ПЛОСКАТИТЕ РЕМЕНИ

При пресметката - димензионирањето на **плоскати** ремени напред треба да се изврши избор на ременот (кожен, гума, текстилен), а потоа да се избере периферната брзина, според напред наведените упатства. Со обично, зададената зачестеност на вртежите на малиот ременик n_1 , неговиот пречник ќе биде:

$$d_1 = \frac{v}{\pi \cdot n_1} \quad (1.27)$$

Така добиената вредност треба да се усогласи со стандардните (таб.1.03), а потоа да се пресмета фактичната периферна брзина v . Со избор на дебелината на ременот δ , евентуално на односот d_1/δ (таб.1.13), понатаму следува пресметката на широчината b , чиј ориентационен однос со d_1 и вртежниот момент T , може да се види во табелата 1.03.

Широчината на класичните ремени (сите видови освен **Extremultus**) се пресметува во однос на дозволеениот корисен напон σ_{kd} (рав.1.22).

За **плоскати** ремени дозволеениот корисен напон се пресметува според равенкава:

$$\sigma_{kd} = (k - w \frac{\delta}{d}) \cdot K_\alpha \cdot K_v \cdot K_o \quad (1.28)$$

Притоа, цврстината на материјалот и претходните напони се опфатени со величината k , додека еластичноста на материјалот, како и напоните поради свиткувањето се земени предвид преку величините w и d/δ . Величините k и w имаат димензија на напон, а нивните вредности се дадени во табелата 1.13.

Влизанието на обвивниот агол α врз големината на отпорот против лизгането, одн. врз силата на затегнувањето, се зема предвид преку факторот K_{α} , што се пресметува според равенката:

$$K_{\alpha} = 1 - 0,003 \cdot (180^{\circ} - \alpha) \quad (1.29)$$

Зголемувањето на напонот од дејството на центрифугалната сила се зема предвид преку факторот K_v , чија вредност се добива врз основа на равенката:

$$K_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2 \quad (1.30)$$

Факторот K_o го зема предвид усукнувањето и меѓусебното триење на вкрстените ремени, како и зголеменото затегнување на ременот кај вертикалните и косите преносници.

Неговите вредности се дадени во табелата 1.12.

Според гореизложеното, а врз основа на рав. 1.22 и 1.28, широчината на ременот изнесува:

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot \delta_{kd}} \cdot K_A = \frac{318,31 \cdot PK}{n_1 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \delta_{kd}} \text{ A} \quad [\text{mm}] \quad (1.31)$$

(d_1 во m, δ во mm, δ_{kd} во N/mm^2 , P во kW).

Така добиената вредност за b треба да се усогласи со стандардните (таб. 1.01).

Табела 1.12 ФАКТОР НА ВИДОТ И ПОЛОЖБАТА НА РЕМ. ПРЕНОСН. К.

Вид на преносникот	Агол на наклонот на рем. преносник спрема хоризонталата		
	0 - 60°	60 - 80°	80 - 90°
Отворен со самозатегнување	1	1	1
" затегнувачки рем.	0,95	0,9	0,85
" поврем. затегнув.	0,95	0,85	0,75
Вкрстен, полувкрстен	0,9	0,8	0,7
полувкрстен со спровод. рем.	0,7 до 0,8		

Табела 1.13 КАРАКТЕРИСТИКИ НА МАТЕРИЈАЛИТЕ ЗА ПЛОСКАТИТЕ РЕМЕНИ

Материјал	Главни димензии	Механички карактеристики				Дозвол.			вредности			
		дебел. δ-мм	широчина b-мм	ρ kg/dm ³	E N/mm ²	R _m	μ	κ N/mm	σ _d N/mm ²	d 1/6 мм	f _s sec-1 Max.	ω deg K
стандарден квалитет озн. F или S	1	3-7	20 - 600	1,-	50	25		2,7	3,9	30	5	30 310
	2	8-12	-1800		70					35		
	3	14-20	-1800		90					45		
Ж еластична, ознака G	1	3-7	20 - 600		40					25		
	2	8-12	-1800	0,95	350	30		2,9	4,4	30	10	40 310
	3	14-20	-1800		80					40		
Ж високо еластична, ознака HG	1	3-7	20 - 600		30	30				20		
	2	8-12	-1800	0,9	450	50		3,1	4,4	25	25	50 320
	3	14-20	-1800		70					35		
Гума со памучни влакна	3-7	0,7	20 - 300	1,2	350-1200	50				30		30-20
		1,1				45-60	0,5		3,9	30		9-6
		1,3										9-6
Балата со памучни вл. со балата јажиња	3-8	0,6	20 - 300		900-1500	50				25		30-20
		1,2		1,25		50-65	0,5		4,4	25		10-5
		4 или 5	60 - 270		1350	30			5,5	20		20-15
Гумиран текст.			1,35	80-120		37-44		2,3-2,7	10	30		30
Импрегнир. вешт. свила со волнена основа	2-18			1,-		40			3,9	25	40	50 340
				1,07		30		1,7-1,9	15	25		30
	4-12			1,3	30-60	40		2-2,2	15	20	40	50 340
К основа од камилски вл	3-6	1,8		1,15	450	40			4,4	30	30	50 340
						40			8,8	15	80	60 340
		0,4-12	10-2000	0,9		>100	0,3					
Челична лента облога од плута		0,6-1,1	20 - 250	7,8	2,1.10 ⁵	1500	0,25		330	1000		45

Забелешка: Вредностите за κ се однесуваат за претходен напон од 1,6; 1,8 и 2 N/mm²

1.6.4 ПРЕСМЕТКА НА КЛИНЕСТИТЕ РЕМЕНИ

Начелата изнесени при проучувањето и пресметката на плоскостите ремени, главно, и овде се во сила. Меѓутоа, бидејќи клинестите ремени имаат стандардни пресеци, како основа за нивната пресметка најчесто се земаат готови податоци за номиналната силина, што при определена брзина клинестниот ремен може да ја пренесе. При пресметката секогаш е меродавен пречникот d . Според избраната оптимална брзина, најнапред се избира v_1 типот на ременот—нормален или тесен (за поголеми брзини), па според рав. 1.27 се определува пречникот d , чија вредност треба да се усогласи со стандардните (таб. 1.10), водејќи сметка за минималните вредности (таб. 1.07 и 1.08). Понатаму се избира големината на ременот, според оптоварувањето. Како добра ориентација за нормалните ремени може да послужи дизаграмот на сл. 1.13, каде што за избрана големина на ременот, при определена зачестеност на вртежите n_1 , се добива можната вкупна силина $P \cdot K_A$. Бројот ремени z се добива со делење на дадената силина $P \cdot K_A$ што преносникот треба да ја пренесе, со носивоста—силината на еден ремен, односно:

$$z = \frac{P}{P_1} = \frac{P \cdot K_A}{P_{n1} \cdot K_\alpha \cdot K_\delta \cdot K_L} \quad (1.32)$$

Обично, пресметката се изведува за неколку типови ремени и се усвојува најпогодниот тип за дадените услови.

Препорачливо е пресметаниот број ремени (рав. 1.32) да се наголеми за еден (особено ако нивниот број е релативно мал), за во случај на кинење на еден ремен, преостанатите да може да ја пренесат предвидената силина. Препорачлив број ремени $z = (3) 4$ до $6 (8)$, најмногу до 15.

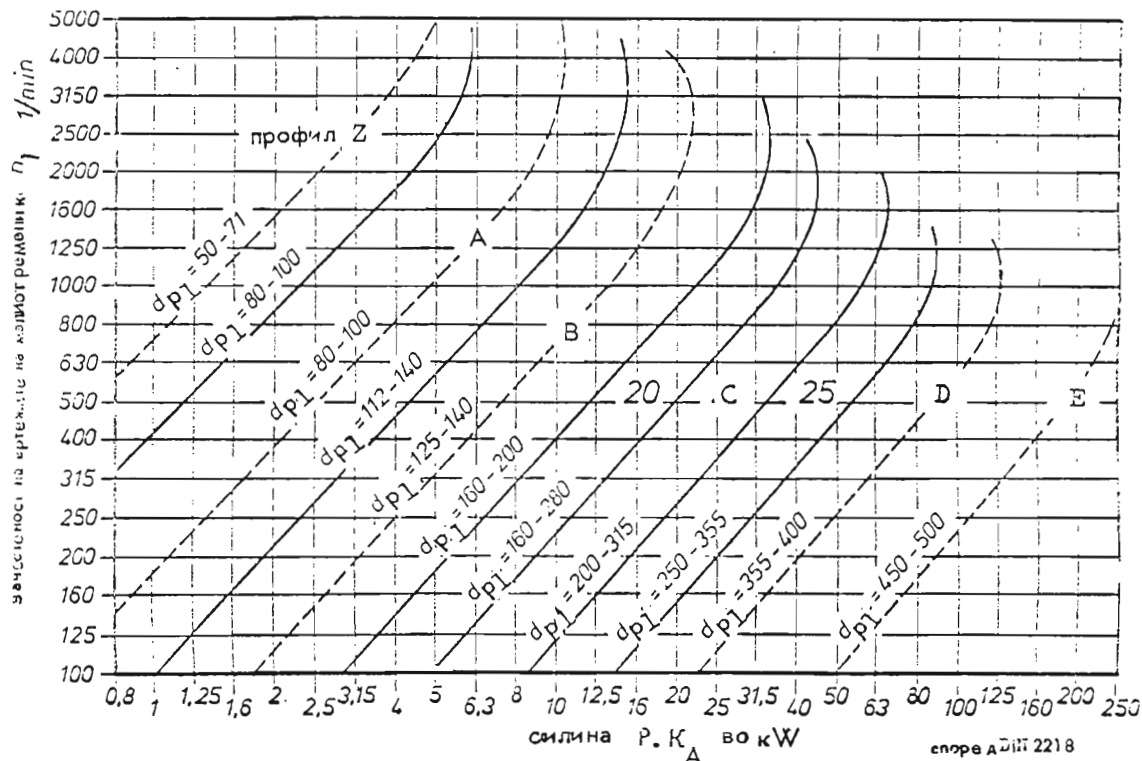
Факторот K_δ го зема предвид свиткувањето на ременот и е даден со изразов:

$$K_\delta = \frac{d}{d_{pmin}} \leq 1 \quad (1.33)$$

Овој фактор се зема предвид во случај кога $d < d_{pmin}$ (табела 1.08). Вредностите на факторот на обвивниот агол α се дадени во таб. 1.14, а за должинскиот фактор K_L , за секој профил и должина на ременот L , вредностите се движат од 0,8 до 1,2. Точни податоци се дадени во МЕ II, кн. 1, таб. 1.38 до 1.60 од истиот автор.

Табела 1.14 ВРЕДНОСТИ НА ФАКТ. K_α ЗА КЛИН.РЕМЕНИ, DIN 2218

Агол α°	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
K_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68



Сл. 1.13 Избор на нормален кл. ремен сп. силни и зачест. n_1

1.6.5 МЕРИ НА РЕМЕНИТЕ ПРЕНОСНИЦИ

Во претходните излагања се определени основните мери на ремениот преносник, т.е. определен е профилот на ремениот и е утврден пречникот на малиот (обично погонскиот) ременик. Покрај пресекот, потребно е да се определи и должината на ремениот, што се врши врз основа на геометриските односи. Претходно е потребно да се утврди пречникот на големиот ременик и меѓуоскиното растојание. Пречникот на поголемиот ременик d_2 се добива од преносниот однос, со тоа што треба да се земе предвид и лизгањето на ремениот по ременикот. Така,

$$d_2 = \xi \cdot d_1 \cdot u \cong 0,985 \cdot d_1 \cdot u \quad (1.34)$$

Вредноста на d_2 треба да се усогласи со стандардите (таб. 1.03 и 1.10).

Напогодното меѓуоскино растојание a е дефинирано со рав.:

- за плоскните ремени $a \cong (0,6 \text{ до } 2) \cdot (d_1 + d_2) \quad (1.35)$

- за клинестите ремени $a \cong (0,7 \text{ до } 2) \cdot (d_{p1} + d_{p2}) \quad (1.36)$

Во принцип, треба да се одбегнуваат како малите така и големите меѓуоскини растојанија. Притоа, треба да се одржува $\alpha_{\min} = 150^\circ$ (за клинесте ремени 90°).

Обвивниот агол α_1 се пресметува според равенката:

$$\cos \frac{\alpha_1}{2} = \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (1.37)$$

Должината на ременот кај отворените преносници се пресметува според следнава равенка:

$$L_P = (d_{p1} + d_{p2}) \frac{\pi}{2} + 2.a + \frac{p_2^2 - p_1^2}{4.a} \quad (1.38)$$

Така пресметаната должина на **РЕМЕНОТ** L_P треба да се усогласи со стандардите (таб. 1.02 или 1.05), а потоа да се утврди коригираното меѓуоскино растојание a' , чија вредност нормално, не мора да биде стандардна.

1.7 СТЕПЕН НА ИСКОРИСТУВАЊЕТО

Загубите кај ремениот преносник потекнуваат од:

- лизгането на ременот по ремениците, поради недоволната прилепеност;
- триенето меѓу честиците на ременот при деформациите;
- осцилациите на ременот, кои може да бидат значителни при поголеми брзини и поголеми меѓуоскини растојанија;
- отпорот на воздухот при движењето на рем. и ремениците;
- триенето во лежиштата на вратилата на преносникот.

Како што веќе е наведено, еластичното лизгање на ременот по ремениците (тч. 1.5), наречено уште **ползење**, е предизвикано со нееднаквите деформации на влечниот и на слободниот огранок на ременот, поради различните сили што за време на работата владееат во нив. Освен тоа, кај клинестите ремени преносници се појавува уште и кинематичко лизгање (тч. 1.2.5). Со оглед на тоа што деформациите се пропорционални на оптоварувањето, повеќе напрегнатите ремени имаат поголемо лизгање, со што се изложени на посилено триене и поголеми загуби. Лизгането е поинтензивно и при поголеми брзини, па тогаш и загубите се, исто така, поголеми. Загубите поради триенето меѓу честиците на ременот при неговото истегнување и свиткување настануваат поради тоа што енергијата потрошена на истегнувањето, од свиткувањето на елементите на ременот не се **враќа** во целост при враќањето на елементите во првобитниот облик. Освен тоа, дел од енергијата неповратно се троши и на **пластичните деформации**—постојакото растегнување на ременот. Така потрошената енергија е сразмерна на деформациите и, како што е познато, таа се претвора во топлина што ја намалува издржливоста на ременот.

Отпорот на воздухот при движењето на ременот и ремениците има значење само кај преносниците што работат со релативно големи брзини, а ремениците им се со спици.

Кај обичните преносници овие загуби се занемарливи.

Загубите во потпорите зависат од видот на лежиштата и кај тркалачките лежишта, речиси, се занемарливи.

Степенот на искористувањето кај одделните видови добро изведени преносници изнесува: $\eta = 0,97 - 0,98$ кај **отворените** преносници со **плоскати** ремени, чии вратила се потпираат на тркалачки лежишта, одн. $\eta = 0,92 - 0,95$, ако лежиштата се лизгачки.

Кај преносниците со **клинести** ремени степенот на искористувањето е за 1 - 2 % помал од овој за соодветниот преносник со плоскати ремени, поради постоењето и на кинематичко лизгање и уште поголемото триење кај клинестите ремени.

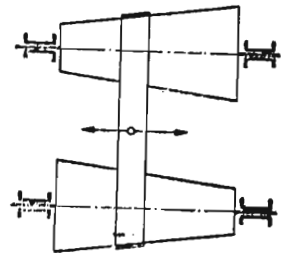
Преносниците со **затегнувачки** ремени имаат за 2 - 3 % помал степен на искористувањето во однос на отворените преносници чии ремени се затегнуваат на друг начин.

1.8 РЕМ.ПРЕНОСНИЦИ СО КОНТИНУИРАНА ПРОМЕНА-ВАРИЈАТОРИ

Досега проучените ремени преносници работат само со еден преносен однос, што во текот на работата е непроменлив. Меѓутоа, во практиката често се бара преносникот да овозможи работа во определен дијапазон преносни односи, чија промена кај добро одговара да биде **континуирана**. Преносниците кои по својата конструкција го овозможуваат тоа, се нарекуваат **варијатори**.

Континуирана промена на преносниот однос е остварлив, главно, кај **фрикционите** преносници и кај некои видови запчени преносници.

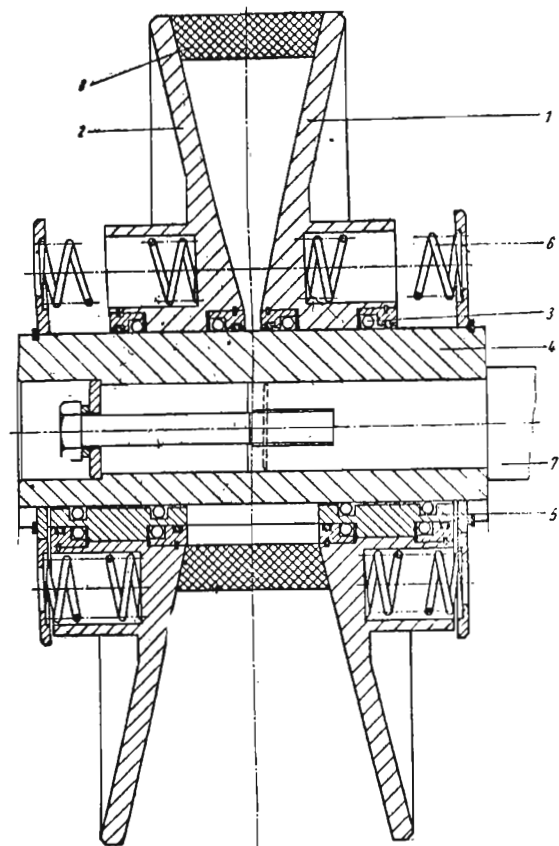
Во продолжение накратко ќе се запознаеме со ремениите варијатори. Тие може да се изведуваат со плоскати и со клинести ремени. Варијатор со плоскати ремени прикажан на сл.1.14. Тој се состои од два порабени спротивно насочени конични валцака, меѓусебно споени со релативно тесен и затегнат плоскати ремени. Со посебен уред ременот може да се поместува во правец на оските на ротациската. На тој начин, во секој момент, ременот ги поврзува ремениците на местата со различни пречници, со што се остваруваат различни преносни односи. Кај ваквите варијатори аглите на коничните валцаци се релативно мали, поради што подрачјето на промената на



Сл.1.14 Шема на варијатор со плоскати ремени.

преносниот однос е мошне тесно. Освен тоа, силината што може овие варијатори да ја пренесат, исто така, е мала.

Конструктивно, овие варијатори условуваат и вградување на едно затегнувачко тркало.



Како преносниците со клинест ремен, променливоста на преносниот однос се постигнува на друг начин. Имено, едниот или и двата клинестите ременика со посебен уред аксијално се разглоблени на две конични плочи (сл. 1.15), што може една од друга да се раздалечуваат или една кон друга да се приближуваат. Со тоа е овозможено, во секој момент, клинестниот ремен да ги допира ремениците по различни пречници, со што се остварува променлив преносен однос.

Варијатори со клинест ремен заедно со соодветен електро-мотор, во разни градбени изведби за силини до 38 kW и подрачје на регулацијата

$$\rho \leq 9,$$

произведува прочуената фабрика за големи запчени преносници – редуктори (до неколку илјади kW) и ремени варијатори **Flender** од **Bocholt** во Германија.

Сл.1.15 Варијатор со аксијално разглоблив ременик за видоф клинест ремен

2.1 КИНЕМАТИЧКИ ПАРОВИ

2.1.1 ОПШТИ ПОИМИ

Преносниците, чии елементи на прекосот се во непосреден допир, се нарекуваат **непосредни**.

Преносникот се состои од најмалку два спрегнати дела, од кои едниот е **погонски**, а другиот **гонет**. Според начинот на меѓусебното прекесување на силата, овие преносници може да бидат **фрикциони** и **запчести**.

Покрај тоа, непосредните преносници може да се поделат и со оглед на тоа дали оските на сите главни делови се подвижни или неподвижни. Кај обичните преносници оските на сите главни делови се неподвижни, а кај планетните и диференцијалните преносници оските на некои главни делови се подвижни.

Два спрегнати дела кои едно кружно движење претвораат во друго или кружно во праволиниско движење и обратно, под услов меѓусебната положба на оските на ротацијата да остане непроменета, а односот на соодветните брзини да се менува по еднапред даден закон, образуваат **кинематички пар**. Ознаките што се однесуваат на погонскиот дел го носат индексот **a**, а тие што се однесуваат на гонетиот дел го носат индексот **b**. Ако спрегнатите делови треба да се разликуваат според големината на аголната брзина, тогаш ознаките на делот што се врти со поголемата аголна брзина го носат индексот **1**, а на делот што се врти со помалата аголна брзина (или што изведува праволиниско движење) го носат индексот **2**.

Обликот на површините по кои се допираат деловите на еден кинематички пар тесно е врзан со односите на аголните брзини, како и со меѓусебната положба на оските на ротацијата. Имено, мора да биде задоволен условот на чистото тркалање, без лизгане на едната површина по другата. Тоа значи дека периферните брзини на допирните точки на едната и на другата површина мора да бидат еднакви.

Правата по која постојано се допираат телата (одк. површините) што се тркалаат едно по друго, се нарекува **кинематичка оска**. Положбата на кинематичката оска е определена со меѓусебната положба на оските на површините што се тркалаат една по друга, со односот на соодветните брзини и со нивните насоки.

Под **кинематички површини** се подразбираат оние површини што ги изведува кинематичката оска при меѓусебното тркалање на едното тело по другото, во правец нормален на ки-

нематичката оска. Притоа, лизгане може да постои само во правец на кинематичката оска.

Кинематичките површини на кинематичките парови со непроменлив однос на брзините се **ротациони површини**, одн. ротациона површина и рамнина, во случај кога едното тело врши ротационо, а другото трансляторно движење, нормално на оската на ротацијата.

2.1.2 ОСН.ВЕЛИЧИНИ ШТО ГО ОПРЕДЕЛУВААТ КИНЕМАТИЧКИОТ ПАР

Поделбата на кинематичките парови се засновува исклучиво врз обликот на кинематичките површини. Обликот на кинематичките површини зависи од меѓусебната положба на оските на ротацијата на членовите на кинематичкиот пар.

Општа положба на две прави во просторот е кога тие се вкрстосуваат (под агол $0 < \Sigma < \pi$). Кога две прави се паралелни или се сечат, тогаш тие се само специјални случаи на општата положба. За да може да се зборува за обликот на кинематичките површини на еден кинематички пар, претходно треба да бидат дефинирани некои основни величини, што ја определуваат положбата на едната оска на ротацијата во однос на другата. Тоа се:

- меѓуоскиното растојание,
- меѓуоскиниот агол и
- кинематичкиот однос.

Меѓуоскиниот агол Σ е помалиот од двата агла меѓу оските за кој треба да се сврти едната оска за да се доведе до поклопување (пресечени оски-конични парови) или до паралелност (разминувачки оски) со другата оска, но така што насоките на вртената на спрегнатите елементи (фрикциони тркала, запченици) тогаш да се различни (ISO 1122; DIN 868 и JUS M.C1.010). Кога оските се **паралелни** меѓуоскиниот агол Σ изнесува 0 или π , зависно од насоките на вртената на членовите на кинематичкиот пар.

Кај **фрикционите** парови меѓуоскиниот агол Σ секогаш е **постојан**.

Меѓуоскиното растојание a е најкраткото растојание на оските на ротацијата. Ако оските се паралелни или се вкрстосуваат, тоа е должината што тие ја отсекуваат на нивната заедничка нормала, а ако се сечат меѓуоскиното растојание е еднакво на нула.

Кај **фрикционите** парови меѓуоскиното растојание секогаш е **постојано**.

Кинематичкиот однос u е однос на интензитетот на векторите на агоlnите брзини, и тоа секогаш на интензитетот на

поголемата аголна брзина кон интензитетот на помалата аголна брзина. Во случај на чисто тркалание, дефиницијата и изразот 1.02 за кинематичкиот однос, дадени за ремените преносници, се во согласност со оваа дефиниција, бидејќи поголемата аголна брзина одговара на помалото тркало, и обратно. Така,

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \geq |1| \quad (2.01)$$

Кај внатрешните кинематички парови, кинематичкиот однос u носи негативна ознака, за што ќе следува подробно објаснување при проучувањето на кинематиката на внатрешните запчести парови.

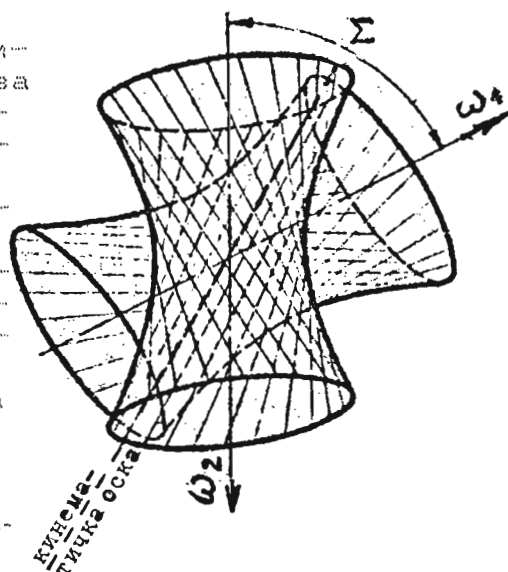
Значи, по апсолутна вредност, кинематичкиот однос секогаш е поголем или еднаков на единица.

Покрај оските на вртената, кои кај обичните кинематички парови заземаат постојана положба една спрема друга, за кинематичките односи мошне важна улога игра и кинематичката оска. Всушност, таа е, моментна оска на вртенето (ротацијата) на едното тело во однос на другото. Од условот на чистото тркалание, кинематичката, одн. моментната оска претставува геометриско место на точки во кои компонентите на брзините на обете тела, што се нормални на оваа оска, се меѓусебно еднакви.

Моментната оска, посматрана во однос на секое од телата (површините) што меѓусебно се тркалаат, постојано ја менува својата положба, при што ги изведува веќе дефинираните кинематички површини, кои во кинематиката се познати под името аксоиди.

2.1.3 КИНЕМАТИКА НА ОДДЕЛНИТЕ ВИДОВИ КИНЕМАТИЧКИ ПАРОВИ

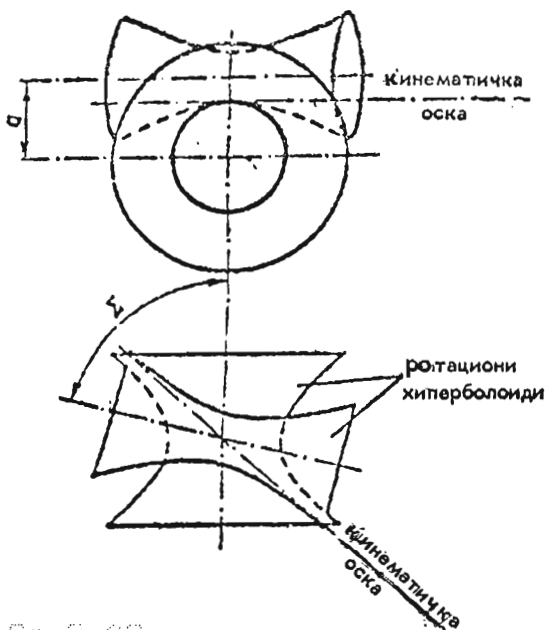
Покатамошното разгледување на кинематичките парови ќе се однесува на разни случаи на постојана меѓусебна положба на оските на ротацијата на членовите на овие парови. Најнапред да го разгледаме случајот на аксоидите кога оските на ротацијата на членовите на кинематичкиот пар се вкрстосуваат. Во тој случај кинематичките површини се ротациони хиперболоиди (сл. 2.01), со грло на местото на најкраткото растојание на оските на ротацијата.



Сл. 2.01 Хиперболоиден кин. пар

Овие хиперболоиди се допираат по должината на заедничката праволиниска изводница која претставува **моментна оска**. Тие се тркалаат еден по друг во рамнината нормална на моментната оска, а се лизгаат во правец на таа оска.

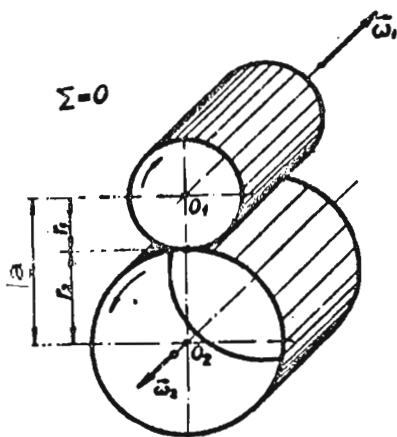
Како ваквите кинематички парови (сл. 2.02) постојат меѓуоскино растојание a и меѓуоскиен агол Σ , што се движи во рамките $0 < \Sigma < \pi$ (2.02)



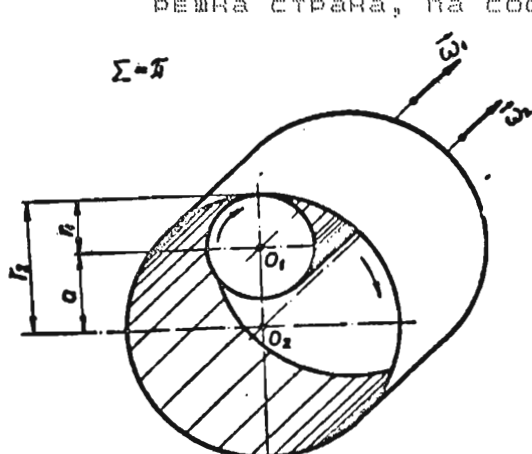
Како што веќе е наведено, специјалните случаи на аксоидите произлегуваат од општиот случај, и тоа на следниов начин: кога меѓуоскиниот агол Σ се стреми кон 0 или π оските на ротацијата стануваат паралелни, па хиперболоидите преминуваат во цилиндри, а кога меѓуоскиното растојание се смалува до нула-оските се сечат, и хиперболоидите преминуваат во конуси. Притоа се можни следниве алтернативи: кинематичките површини (цилиндри или конуси) се допираат еднадвор, па соодветниот пар аксоиди се нарекува **надворешен** (сл. 2.03)

Сл. 2.02

Хиперболоиден кинемат. пар, приказ на главните големини



Сл. 2.03 Кинематички површини на надворешен цилиндричен пар



Сл. 2.04 Кинематички површини на внатрешен цилиндричен пар

пар аксоиди се нарекува **вантврешен** (сл. 2.04). Кинематичкиот пар што ротационото движење го претвора во транс- латорно или об- ратно, се

нарекува цилиндричен рамнински пар (сл.3.16).

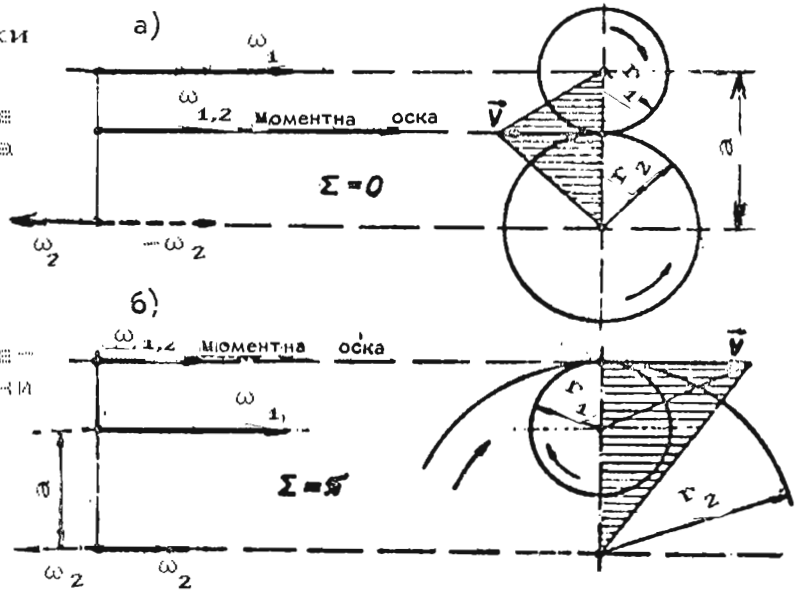
Да го разгледаме сега случајот на кинематичките парови со паралелни оски.

При надворешен допир (сл.2.03) насоките на вртењата се спротивни на аголот

$$\Sigma = 0$$

При внатрешен допир (сл.2.04) насоките на вртењата се исти на аголот

$$\Sigma = \pi$$



сл.2.03. Појавување на моментна оска со $\Sigma = 0$ а) случај на паралелни оски на надворешен допир б) надворешен к. пар в) внатрешен к. пар

И кај едното и кај другото тело интензитетот на периферните брзини расте линеарно со оддалечувањето од оските на ротацијата (сл.2.05). На некое определено растојание, во рамнината што преминува низ обете оски на ротацијата, векторите на периферните брзини стануваат меѓусебно еднакви, што значи дека на тоа место брзината на едното тело во однос на другото е еднаква на нула. Значи, сите точки што го задоволуваат овој услов лежат на моментната, одн. кинематичката оска што е паралелна со оските на ротацијата на посматр. тела и со нив лежи во иста рамнина. Во случај кога едното тело врши ротационо, а другото транслаторно движење, т.е. во случај на рамнински цилиндричен пар (сл.3.03), растојанието на моментната оска од оската на ротацијата се добива од следниов услов:

$$v_2 = r_1 \cdot \omega_1, \text{ од каде што } r_1 = \frac{v_2}{\omega_1} \quad (2.03)$$

Кога ОСКИТЕ на ротацијата се сечат, аксоидите се конуси со врв во пресечната точка на оските. Овие конуси се тркалаат еден по друг без лизгање.

Меѓуоскиното растојание на коничните кинематички парови е еднакво на нула, а меѓуоскиниот агол

$$\Sigma \neq 0 \text{ или } \Sigma \neq \pi \quad (2.04)$$

2.1.4 ПРОСТИ И СЛОЖЕНИ (НЕПОСРЕДНИ) ПРЕНОСНИЦИ

Како што е наведено уште во почетокот на ова поглавје, најпростиот преносник го сочинува само еден кинематички пар. Зависно од работните услови, пред сè од големината на периферната брзина, видот на кинематичкиот пар и др., големината на преносниот однос што може да биде совладал од еден кинематички пар е ограничена. Меѓутоа, во практиката често се наложува потреба од релативно големи преносни односи, што не може да бидат совладани од еден кинематички пар.

Во такви случаи се изведуваат тн. **сложени** преносници. Тие се состојат од повеќе кинематички парови, меѓусебно спрегнати на најразлични начини. Примената на сложените преносници понекогаш се наложува и од други причини, како: постигнување определена насока на вртењето на гонетниот елемент, совладување на поголемо меѓуоскино растојание и др.

Најнапред да се запознаеме со тн. преносен однос, што претставува мошне важна карактеристика на преносниците, особено на сложените.

Под **преносен однос** i на еден преносник, воопшто, се подразбира однос на аголната брзина на погонското тркало ω_a кон аголната брзина на гонетото тркало ω_b . При рамномерното вртење на обете тркала, за **надворешен** кинематички пар, може да се напише:

$$i = - \frac{\omega_a}{\omega_b} = - \frac{n_a}{n_b} = - \frac{d_b}{d_a} \quad (2.05)$$

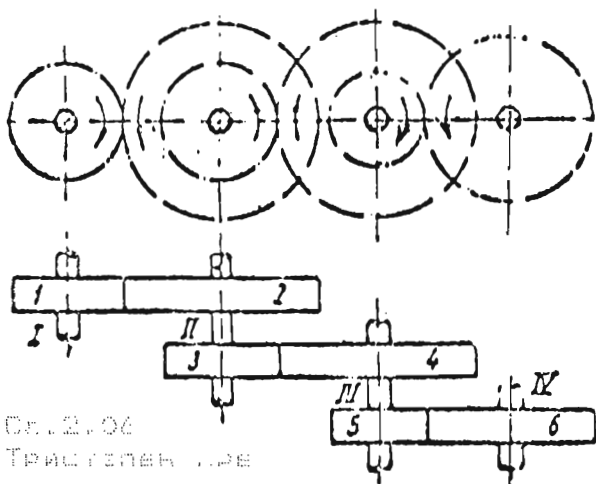
Преносниот однос i за **надворешниот** кинематички пар има **негативна** ознака, затоа што тркалата имаат спротивни насоки на вртењата. Кај **внатрешниот** кинематички пар тој носи **позитивна** ознака, бидејќи трка-

лата се вртат во иста насока. Преносниот однос i може да има коџа и да било (апсолутна) вредност.

Ако $i > |1|$, кинематичкиот пар врши редукција, па таквиот преносник се нарекува **редуктор**.

Ако $i < |1|$, кинематичкиот пар врши мултипликација, па таквиот преносник се нарекува **мултипликатор**.

Најчесто преносниците се употребуваат како **редуктори**, бидејќи обично се наложува



Сл. 2.06

Тристепен пре-
носник со надвореш-
ни кин. парови

зголемување на вртежниот момент од погонската кон работната машина. Но, има и обратни случаи.

На сл.2.06 шематски е прикажан еден сложен преносник што се состои од три кинематички парови, поради што се нарекува тристепен. Силината влегува преку вратилото I, одн. преку тркалото со пречник d при зачестеност на вртежите n_I , па преку меѓувратилата II и III и низата тркала, се предава на вратилото IV, чија зачестеност на вртежите е n_{IV} .

Поединечните преносни односи изнесуваат:

$$i_1 = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{d_2}{d_1}; \quad i_2 = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{d_4}{d_3}; \quad i_3 = \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{d_5}{d_5}$$

(во такви случаи, погонските тркала се индексираат со непарни, а гонетите со парни броеви).

Вкупниот преносен однос кај **повеќестепен** преносник е однос на зачестеноста на вртежите на погонското кон истовремена зачестеност на вртежите на гонетото вратило.

За дадениот случај е:

$$i = \frac{n_I}{n_{IV}}$$

Ако поединечните преносни односи се помножат, се добива:

$$i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = \frac{n_I}{n_{II}} \cdot \frac{n_{II}}{n_{III}} \cdot \frac{n_{III}}{n_{IV}} = \frac{d_2 \cdot d_4 \cdot d_5}{d_1 \cdot d_3 \cdot d_5} = \frac{n_I}{n_{IV}} = i \quad (2.06)$$

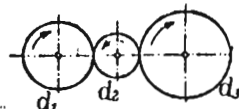
Од рав.2.06 може да се заклучи дека вкупниот преносен однос кај **повеќестепениот** преносник е еднаков на производот на поединечните преносни односи.

На сл.2.07 е прикажан сложен преносник со три тркала, од кои едното, со пречник d_2 е двојно спрегнато и се нарекува **вметнато**. Ако врз основа на претходните излагања го пресметаме вкупниот преносен однос, се добива:

$$i = i_1 \cdot i_2 = \frac{d_2 \cdot d_3}{d_1 \cdot d_2} = \frac{d_3}{d_1}$$

Од изложеното се гледа дека пречникот на вметнатото тркало d_2 воопшто не влијае врз вкупниот преносен однос, поради што таквото тркало с е нарекува уште и **паразитско**. Такви преносници се прават кога се сака да се постигне определена насока на вртењето на гонетото тркало (на пример, одот на казад кај автомобилите).

Што се однесува до насоката на вртењето на одделните вратила (тркала) кај сложените преносници, таа зависи од бројот вратила, и тоа: гонетото вратило има **иста** насока на вртењето како и погонското ако бројот вратила е **непарен**, односно тие ќе се вртат во **спротивна** насока ако бројот вратила е **парен**.



Сл.2.07

Преносник со едно вметнатото тркало

2.2 ВИДОВИ КИНЕМАТИЧКИ ПАРОВИ

Фрикционите парови, што по својата кинематика припаѓаат кон кинематичките парови, се изведуваат во најразновидни облици, и тоа најмногу како цилиндрични, нешто помалку како конични и мошне ретко како хиперболоидни.

Работните површини на цилиндричните **фрикциони** тркала може да бидат мазни или изведени со жлебови. Една варијанта на рамнински фрикционен пар претставуваат погонските тркала на патните и шинските возила и средствата за транспорт.

2.3 ПРИНЦИПИ НА РАБОТА НА ФРИКЦИОНИТЕ ПАРОВИ

Пренесувањето на периферната сила, одн. вртежниот момент од погонското на гонетото тркало може да се оствари, ако се обезбеди нивното меѓусебно тркалание, без лизгание. За таа цел се користи прилепувањето на работните површини. Тие се притискаат една кон друга со определена сила F_n во правец на заедничката нормала на овие површини. Притоа, периферната сила F_t , што треба да биде пренесена од едното на другото тркало, мора да биде помала од граничната сила на триенето F_μ меѓу овие две површини, односно:

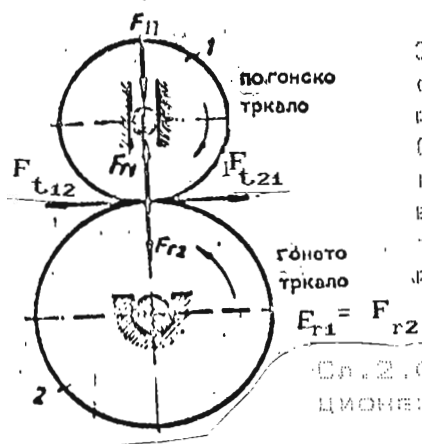
$$F_t \leq F_\mu = \mu F_n \quad (2.07)$$

Значи, отпорот против лизгањето (одн. силата на триенето) е суштината на работата на фрикционите парови.

Силата F_r со која треба да се притискаат тркалата кај цилиндричните парови со мазни работни површини е идентична со нормалната сила F_n , и според рав. 2.07, таа изнесува:

$$F_r = F_n \geq \frac{F_t}{\mu} \quad (2.08)$$

Сл. 2.08 Сила кај цилиндричен фрикционен пар со мазни работни површини



2.4 ЛИЗГАЊЕ КАЈ ФРИКЦИОНИТЕ ПАРОВИ

Изведените изрази за преносните односи (рав. 2.01 и 2.05) како и другите кинематички величини на фрикционите парови се засновуваат врз сознанието за апсолутната крутост на телата, кои, при меѓусебен допир под оптоварување, треба да изведуваат чисто тркалание. Во практиката, меѓутоа, кај фрикционите парови не може да се оствари чисто тркалание, без никакво лизгање на допирните површини, пред сè поради тоа,

што телата се еластични и под оптоварувањето се деформираат. Освен тоа, лизгање настакува и поради отстапувањето на обликот на работните од обликот на кинематичките површини. Поради сè тоа, неминовно доаѓа до помало или поголемо лизгање, така што гонетото тркало секогаш малку заостакува во однос на погонското. Влизанието на лизгањето врз преносниот однос се зема предвид со факторот ξ . Така, аналогно на ремените преносници, за фрикционите тркала фактичниот кинематички однос е даден со изразов:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{\xi \cdot d_1} \quad (1.03)$$

Притоа, факторот ξ се движи во границите од 0,95 до 0,98.

Инаку, силата на притисокот на едното фрикционо тркало кон другото може да се оствари на различни начини: со тег, со пружина, со рачно притискане или со некој сличен механички зам. Лизгањето зависи и од интензитетот на притискањето како и од материјалите на допирните површини.

2.5 ПРЕСМЕТКА НА ФРИКЦИОНИТЕ ТРКАЛА

Пречникот на малото фрикционо тркало се избира според наогане или по потреба. Пречникот на големото тркало зависи од саканиот кинематички однос u (рав. 1.03). Притоа, треба да се има предвид дека фрикционите тркала одговараат за преносни односи до 5, но за одделни случаи може да се зема $u \leq 10$. При изборот на пречниците, кои треба да одговараат на стандардните броеви, треба да се води сметка периферната брзина да се движи во умерени граници: $v = 5 - 8 \text{ m/s}$, но се изведуваат фрикциони тркала и со брзини до 20 m/s . При проектирањето и пресметката на фрикционите преносници многу важна улога игра правилниот избор на материјалот за работните-допирните површини. Од адекватниот материјал во голема мера зависи исправната работа и трајноста на фрикциониот преносник.

Како погодни **парови материјали** најчесто се употребуваат: **челик/челик** — одговара за големи оптоварувања, но поради малиот коефициент на триенето многу се оптоваруваат вратилата и лежиштата;

сив лив/сив лив или **челик**—одговара за сложени облици и за поголеми димензии на фрикционите тркала, како и за тркала што работат на отворен простор;

гумена облога/челик или **сив лив**—овој материјал има најголем коефициент на триенето, па вратилата се помалку оптоварени, но одговара за помали оптоварувања. Сепак, оваа

комбинација материјали, евентуално применена на кожа, пресувана хартија, вештачки пресувани материји, се разбира за големото тркало, најчесто је во употреба.

По определувањето на пречниците и изборот на материјал следеа пресметката на широчината на тркалата b . Како поздравен параметар во тој поглед е нормалната сила F_n , која поради карактерот на функционирањето на ваквите прекосници може да биде многу поголема од периферната сила (рав. 2.08) која предизвикува силни површински притисоци на допирната површина. Во таа смисла, фрикционите тркала со метални допирни површини се пресметуваат според Hertz-овата равенка на контактен напон, во што нема да навлегуваме. Кај фрикционите тркала, чии допирни површини се комбинација на метал/ гума, кожа, пластмаса, хартија и сл., широчината b се пресметува врз основа на експериментално утврдената единична нормална (или периферна) сила за односниот материјал, според податоците на производителот. Така,

$$b > \frac{F_t}{F_{t1}} \cdot K_A \quad (2.09) \quad \text{или} \quad b > \frac{F_n}{F_{n1}} = \frac{S_{\mu} F_t}{\mu F_{n1}} \cdot K_A \quad (2.10)$$

каде што $S_{\mu} = 1,25 - 2$ е степен на сигурноста против лизгање, а податоци за коефициентот на триењето μ и единичните сили F_{t1} и F_{n1} во N/mm се наоѓаат во МЕ II, кн. 1, таб. 2.1 од истиот автор, како и во други извори.

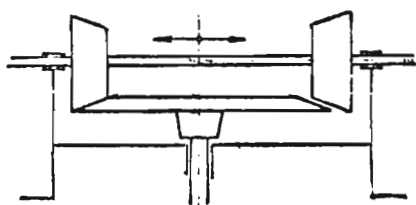
Се обрнува внимание дека широчината b не смее да биде поголема од пречникот на малото тркало d , односно треба $b < d$. Доколку според рав. на Hertz или по 2.09 или 2.10 се добива широчина b поголема од пречникот d , пресметката се повторува со избор на поголем пречник d_1 и попогоден фрикционен материјал.

Оптоварувањето на вратилото се пресметува на сличен начин како и оптоварувањето на запчениците (види ја точк. 9.4.2). Кај сите видови фрикциони тркала вратилото е оптоварено со периферната сила F_t и со радијалната сила F_R , кои заемно се нормални. Резултантната сила F_R на компонентните сили F_t и F_R е векторски збир на овие сили и таа го оптоварува вратилото на свиткување. За цилиндричен пар со мазки работни површини резултантната сила е дефинирана со равенкава:

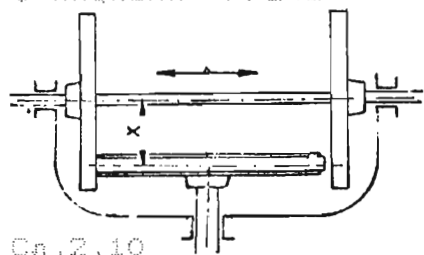
$$F_R = \sqrt{F_t^2 + F_R^2} \doteq F_t \sqrt{1 + 1/\mu^2} \quad (2.11)$$

Покрај тоа, силата F_t , одн. моментот T го изложува вратилото и на торзија.

Кај коничните фрикц. тркала се јавува и аксијална сила F



Сл. 2.09 Реверзибилен преносник со конични фриксиони тркала



Сл. 2.10 Реверз. прен.-варијатор

Вклучно-исклучните преносници, наречени уште и **реверзибилни преносници**, се состојат од две погонски и едно гонето тркало (сл. 2.09). Погонските тркала се поставени на заедничко вратило што може аксијално да се поместува. Во зависност од тоа кое погонско тркало е вклучено со гонетото, се постигнува една односно друга насока на вртенето.

И фриксионите преносници се изведуваат како варијатори, кои може да имаат најразлични конструктивни облици. Еден вид варијатор со реверзибилен карактер на работата е прикажан на сл. 2.10. Во случајов, погонските тркала имаат рамнински облик што потекнува од коничен ($\delta_2 = 90^\circ$), а гонетото е цилиндрично.

2.7 ПРЕДНОСТИ И МАНИ НА ФРИКЦИОНИТЕ ТРКАЛА. ПРИМЕНА

Фриксионите тркала претставуваат мошне прост механички преносник. Силата што може да биде пренесена е ограничена со особеностите на фрикс. материјал (коэф. на триењето, цврстина, еластичност и др.), кои ретко може да бидат сите истовремено застапени кај еден материјал. Затоа, досега употребуваните фрикс. тркала се за релат. мали силини (20 kW). Фрикс. тркала, во споредба со запч. преносници, имаат едноставен облик на раб. површини, поради што, како изработката така и одржувањето им е рел. евтино. Тие работат тивко и вртенето го пренесуваат рамномерно. Некадежните удари и преоптоварувања во работата на машината се амортизираат со пролизгувањето на тркалата. Особена предност на фрикс. тркала е можноста за изведба како варијатори (до 15 kW). Покрај добрите страни, фриксион. тркала имаат и свои мани. Поради неминовното лизгане преносниот однос не е точен. Освен тоа, лизгането предизвикува интензивно и нерамномерно абене на допирните површини. Фриксион. тркала значително ги оптоваруваат вратилата и лежиштата, особено ако допирните површини се метални. Степенот на искористувањето е релативно низок и изнесува $\eta = 0,75$ до $0,95$, зависно од степенот на пролизгувањето.

Фриксионите тркала се употребуваат во рударските и градежните машини, а поголема примена наоѓаат како варијатори, на пример во алатните машини (постари изведби).

3.1 ОСНОВНИ ПОИМИ

3.1.1 РАЗВОЈ И УЛОГА НА ЗАПЧЕНИЦИТЕ

Уште во одамнешни времиња се согледани значајните предности на запчестите преносници над другите видови механички преносници, поради што тие биле проучувани и често наоѓале примена и во древните "механизми". Познато е дека, во примитивна форма, биле применувани уште во времето на прочуениот **Archimed** (220 год. пред Хр.) за потребите: црпене вода, кај ветерниците, во механизмите на подвижните мостови на тврдините (еден таков механизам сè уште стои зад влезната порта на стариот **Dubrovnik**), а подоцна во часовниците. Запчениците, одн. нивните запци, како кајважни елементи на таквите преносници, биле предмет на постојано проучување, особено од периодот на појавата на првите машини, па се до наши дни. Така, мал е бројот-видот машини, чија кинематика не условува примена на запченици, почнувајќи од најситните механизми-разни мерни инструменти (на пр. водомери), па речиси кај сите видови машини и возила (друмски, шински, авиони), па сè до современите ракети.

3.1.2 ГЛАВНИ ВИДОВИ И ПРИМЕНА НА ЗАПЧЕНИЦИТЕ

Со цел за општо запознавање со запчениците, на ова место принципиелно ќе бидат наведени само одделните облици на запчениците, не навлегувајќи во нивната кинематика и др. Обликот на запчениците зависи од заемната положба на оските на вратилата на кои се наоѓаат, па во тој поглед се можни следниве алтернативи:

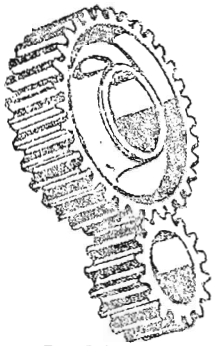
- за вратилата чии оски се **паралелни**, запчен.се **цилиндрични**;
- за вратилата чии оски се **сечат**, запчениците се **конични**;
- за вратилата чии оски се **вкрстосуваат**, запчениците, во принцип, би требало да бидат **хиперболоидни**. Фактички, тие се изведуваат како цилиндрични (со **навојни** запци), или како конични (со **поместени** оски). За таква положба на оските често се применува и **полжавен** пар, што се состои од полжав и од полжавник.

Запците на запчениците може да бидат паралелни или коси во однос на оската на вратилото, па таквите запченици се нарекуваат запченици со **прави**, односно со **коси** запци.

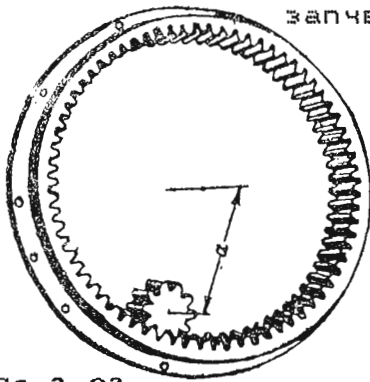
Назабувањето може да биде **надворешно**, **внатрешно** и **рамнинско**, а одделните запчести парови може да се состојат од:

- два надворешно назабени запченика;
- еден надворешно и еден внатрешно назабен запченик;
- еден надворешно и еден рамнински назабен запченик, одн. **запчеста летва**.

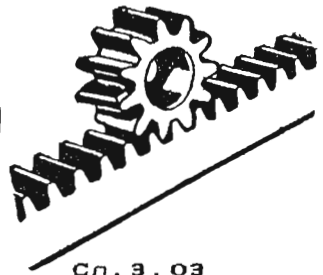
Подробности за сите видови запчени парови ќе бидат изнесени при нивното конкретно проучување. Во продолжение се прикажани наведените видови запчени парови.



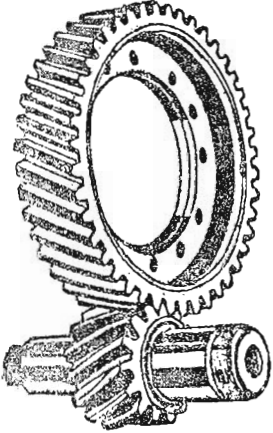
Сл. 3.01
Надборешен
цилиндричен
запчест пар
со прави з.



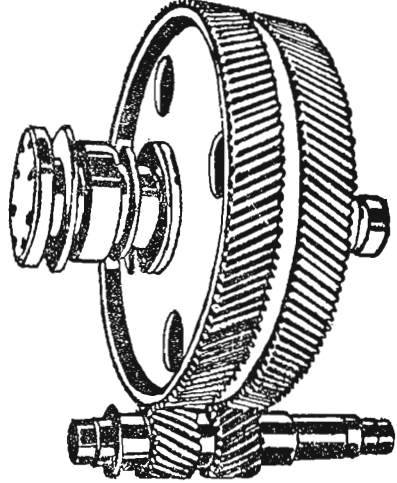
Сл. 3.02
Внатрешен цилиндричен
запчест пар со коси з.



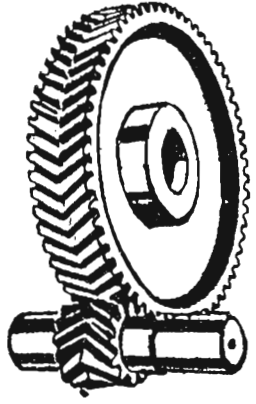
Сл. 3.03
Планетски
запчест пар
со прави пар
запци



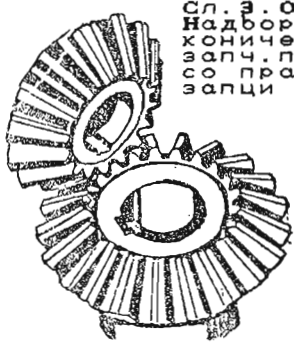
Сл. 3.04
Надборешен
цилиндричен
запчест пар со
коси запци



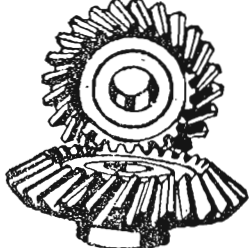
Сл. 3.05
Двоен надборешен
цилиндричен
запчест пар со
коси запци



Сл. 3.06
Надборешен
цилиндричен
запчест пар со
стрелести
запци



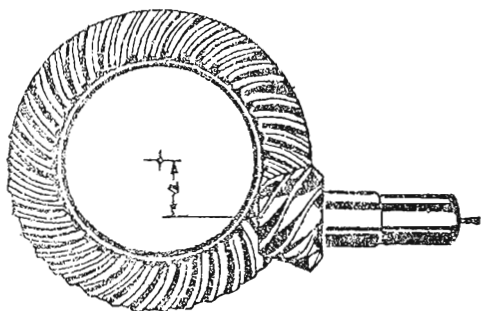
Сл. 3.07
Надборешен
коничен
запчест пар со
коси з.



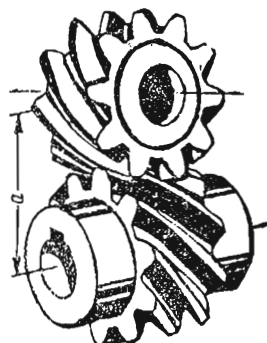
Сл. 3.08
Надборешен
коничен
запчест пар
со коси з.



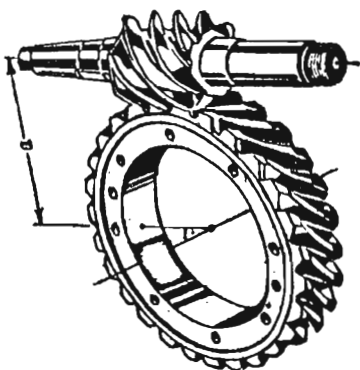
Сл. 3.09
Надборешен
коничен запчест пар
со криви запци



Сл. 3.10
Хипоиден запчест пар
чии оски се вкрстосуваат



Сл. 3.11
Цилиндричен запчест пар
со набројни залци
чии оски се вкрстосуваат



Сл. 3.12
Полжабен запчест пар

3.1.3 РАБОТНИ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ЗАПЧЕНИЦИТЕ

Во претходното излагање начелно се запознавме со извесен број видови запчести парови и прекосници, притоа, беше нагласена и нивната широка примена. Токму тоа наложува развојот и усовршувањето на прекосниците да се одвиваат со засилено темпо, при што примената поставува сè поостри услови, особено во областа на крајно високите брзини и силини, односно, специфички оптоварувања.

Во тој поглед особено се истакнуваат преносниците за турбини, а особено за компресори, каде што е достигната фантастична периферна брзина од 204 m/s (735 km/h) и зачестеност на вртежите 1667 s^{-1} . Во поглед на силината, според тоа што е познато, Фабр. MAAG има изработено преносник со најголема силина од $62,5 \text{ MW}$, вграден во една електрична централа, за потребите на германските железници. Меѓутоа, и, Фабр. ENGRENAGE ET REDUCTEURS, во состав на CITROEN, во Paris, има произведено редукто со крајна голема сила од 100 MW .

Но голем е бројот и на другите изведени единици со сила близу до горните, а со маса и преку 100 t. Разбирливо, тоа се веќе цели постројки, каде што е застапен широк спектар на разни проблеми од машиноградбата (влежиштување, подмачкување, ладене).

3.1.4 НАСТАНУВАЊЕ И ОСН. ОБЕЛЕЖЈА НА ЗАПЧ. ПАРОВИ

Работата на еден запчест пар се засновува, аналогно и на фриксионите тркала, врз заемното тркалане на две, главно, ротациони површини, или една од нив и рамника. За разлика од фриксионите тркала, лизгањето во правец на периферната брзина кај запчениците целосно е исклучено, со што е обезбеден сосем точен преносен однос. Тоа се постигнува со "наместување" запци по допирните површини на елементите што се тркалаат, и со оглед на карактерот на меѓусебниот зафат, се овозможува принуден пренос на вртежи и вртежен момент од едниот на другиот запченик, односно вратило.

Под **запчест пар** се подразбира механизам што се состои од два дела, од кои едниот со помош на запци го пренесува движењето на другиот. Притоа, запченикот што е во спрега со посматраниот се нарекува **спрегнат**. Едниот запченик од посматраниот запчест пар што го предава движењето, односно вртежниот момент, се нарекува **погонски**, а другиот, на кој се пренесува движењето се нарекува **гонет**.

Ознаките што се однесуваат на погонскиот запченик го носат индексот **a**, а оние што се однесуваат на гонетиот запченик индексот **b**. Ако е потребно спрегнатите запченици да се разликуваат по бројот запци, тогаш запченикот со помалиот број запци, а со поголемата аголна брзина, се нарекува **мал** запченик, а оној со поголемиот број запци а со помалата аголна брзина се нарекува **голем** запченик. Во тој случај, сите ознаки што се однесуваат на малиот запченик го носат индексот **1**, а на големиот индексот **2**. Во поглавјето за кинематичките парови (точки: 2.1.2 до 2.1.4) изразите за дефинираните односи **u** и **i** (рав. 2.01 и 2.05), овде го добиваат следниов проширен облик:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.01)$$

$$i = - \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{z_b}{z_a} \cdot \frac{z_d}{z_c} \cdot \frac{z_f}{z_e} \cdot \frac{z}{z_x} \quad (3.02)$$

Притоа, овде се забележува дека кинематичкиот однос u , се однесува исклучиво за еден кинематички пар. Наспроти тоа, преносниот однос i се однесува на преносникот во целост, што може да се состои од еден или повеќе (различни видови) запчести парови. Во таа смисла, се нагласува дека ω претставува аголна брзина на погонското-влезното, а ω_b аголна брзина на гонетото-излезното вратило на преносникот. Понатаму се забележува дека z_b, z_a, z_f ги означуваат броевите заци на гонетите запченици, а z_a, z_c, z_e на погонските.

3.1.5 ПОДЕЛБА НА ЗАПЧЕСТИТЕ ПАРОВИ

Веќе во поглавјето 2 за кинематичките парови е наведено дека поделбата на запчестите парови се засновува исклучиво врз меѓусебната положба на нивните оски на ротацијата, одн. врз обликот на нивните кинематички површини. Во таа смисла се разликуваат:

- **хиперболоидни** запчести парови (општ вид);
- **цилиндрични** запчести парови и
- **конични** запчести парови.

Освен кинематичките површини, за чии облик станува збор во поглавјето 2, кај запчестите парови почес-то се оперира и со тн. кинематички линии.

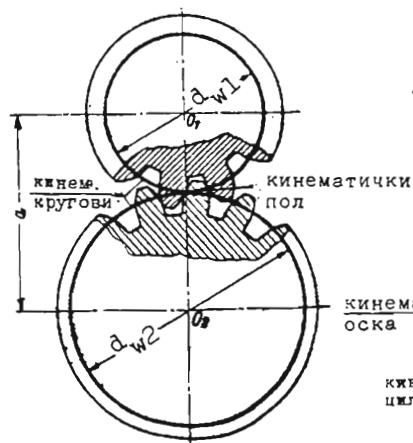
Кинематичка линија претставува пресек на кинематичката површина и површината што го дефинира профилот на забецот. Заедно со кинематичките површини, тие се тркалаат една по друга без лизгање.

Кинематичките површини кај запчестите парови, кај кои постои лизгање и по должината на кинематичката оска, немаат кинематички линии. Кинематичките линии на запчестите парови со постојан преносен однос се кругови, односно круг и права линија.

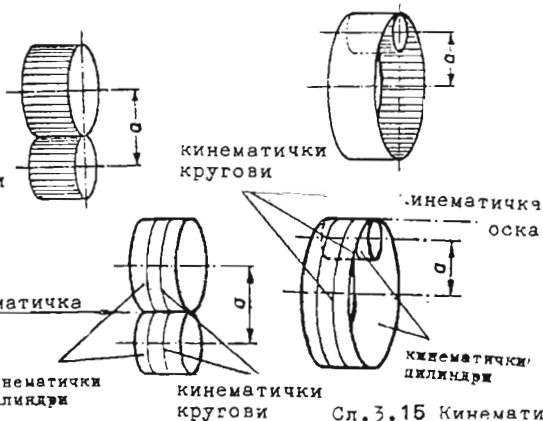
Кинематички пол е точка во која се допира еден пар кинематички линии на спрегнатите запченици.

Кинематичкиот пол лежи на кинематичката оска.

Во продолжение, на сл. 3.13 до 3.16 се прикажани кинематичките линии на нивните кинематички површини за сите видови цилиндрични (и рамнински) запчести парови. Како што се гледа, тие се кругови, а кај рамнинскиот запчест пар тие се круг и права. Така, понатаму, тие ќе се нарекуваат **кинематички кругови**, одн. **кинематичка права**. Точките во која се допираат претставува **кинематички пол** (сл. 3.13).



Сл.3.13- Кинематички величини кај цилиндричен надворешен запчест пар



Сл.3.14 Кинематички величини кај цилиндричен надворешен запчест пар

Сл.3.15 Кинематички величини кај цилиндричен внатрешен запчест пар

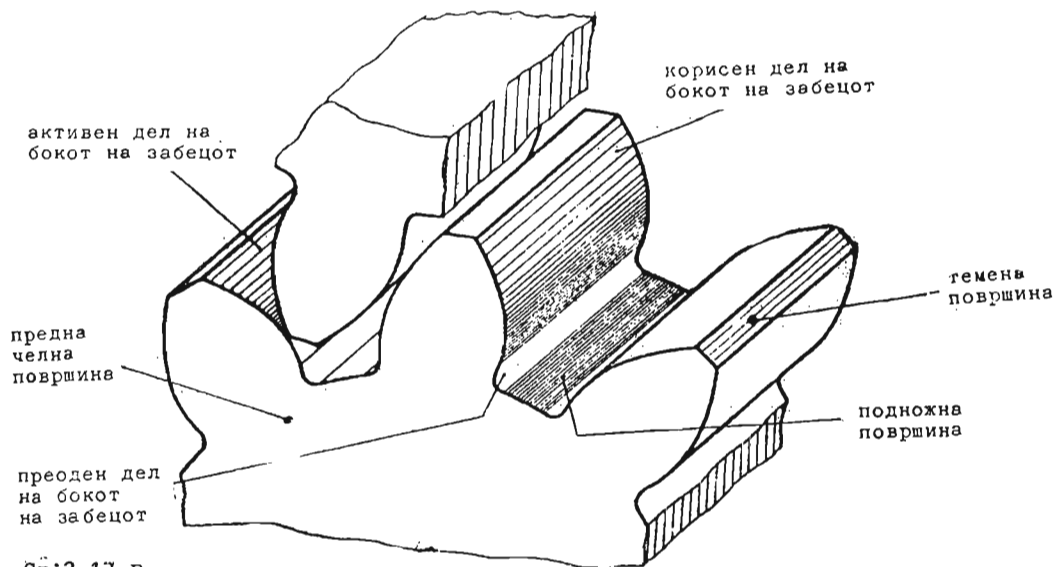
3.1.6 ЗАПЧЕНИК И НАЗАБЕН ВЕНЕЦ. ОПИС И ДЕФИНИЦИИ

Секој запченик се состои од тело, што може да има најразличен облик, зависно од типот на запченикот и конкретната конструктивна форма, како и од **назабен венец**. Назабениот венец се состои од **запци** и **меѓузабја**. Всушност, запците претставуваат испакнати низа делови на еден запченик што ја обезбедуваат неговата основна функција. Меѓузабјето може да се дефинира како простор меѓу два соседни запци на еден запченик.

Фактичниот број запци Z (одн. бројот одови кај полжавот) е збир на запците што одговара на вкупната затворена кинематичка површина на еден запченик. Доколку кинематичката површина е отворена (сегмент), тогаш бројот запци е неопределен. Кај некои видови запченици, покрај фактичниот број запци, се пресметуваат уште и нормалниот, како и виртуелниот број запци. Тие ќе бидат дефинирани при разгледувањето на соодветните видови запченици. По височина, запците се ограничени со **темена површина**, а по должината со **челни површини**, од кои едната е предна, а другата задна. Во случај на потреба, посебно се назначува која од нив е предна, а која задна, и тоа како на цртежот, така и на готовиот запченик. Доколку е потребно да се разликуваат запците на еден запченик, тогаш тие се обележуваат со редни броеви во насоката на стрелката на часовникот, посматрајќи ја предната челна површина, и тоа почну-

важни од еден забец усвоен како прв (сл.3.22). Меѓузабјата се ограничени по длабочина со **подножна** површина. Површината на забецот меѓу подножната и темената површина се нарекува **бок** на забецот. Гледајќи за предната челна површина на забецот, се разликува **лев** и **десен бок** на забецот, при што забецот мора да биде свртен со својата темена површина нагоре (сл.3.22).

Кај секој забец што се наоѓа во спрега се разликува **активен** дел на бокот. Тоа е дел на бокот на забецот што доаѓа во допир со боковите на залиците на спрегнатиот заченик. Во текот на спрегата на два заченика, еден забец од едниот заченик **смет** истовремено да се допира само со еден забец од спрегнатиот заченик, односно забецот не **смет** да се допира со двата свои бока (сл.3.17).



Сл:3.17 Гранични површини на забецот

Корисен дел на бокот на забецот претставува неговиот најголем дел што може да се користи како негов **активен** дел.

Дел од бокот на забецот, што го сврзува корисниот дел на бокот и дното на меѓузабјето се нарекува **преоден** дел на бокот на забецот. Овој дел на бокот никогаш не учествува во допирањето на бокот на забецот на спрегнатиот заченик. Точното разграничување меѓу активниот и преодниот дел на бокот на забецот ќе биде анализирано подоцна.

Спрегнат бок на забецот е оној што е спрегнат со посматраниот бок.

Граден бок е оној бок преку кој се пренесува движењето кон спрегнатиот запченик или добива движење од спрегнатиот запченик.

Грбен бок на еден забец е оној што се наоѓа наспроти градниот бок.

Во еден момент на спрегата на два запченика, како движењето така и периферната сила од едниот на другиот запченик се пренесува исклучиво преку активниот дел на бокот на забецот. Другите површини (темека, подножна, преводен дел и др.) не учествуваат во допирањето. Според тоа, во текот на спрегнувањето, најважната улога ја игра активниот дел на бокот, поради што, неговиот облик, за што ќе стане збор подоцна, е од решавачко значење во кинематиката на запчениците.

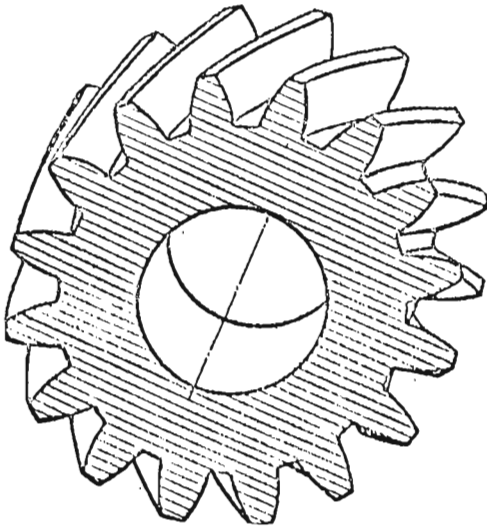
Линијата по која во секој момент се допираат активните делови на боковите на запците на спрегнатите запченици, се нарекува **линија на допирот** на боковите. Во текот на спрегата, оваа линија постојано се поместува по активниот дел на бокот, и тоа: кај погонскиот запченик од преводниот дел кон темеката површина, а кај гонетиот запченик, обратно. Во секоја точка на линијата на допирот, боковите на запците на спрегнатите запченици мора да имаат заедничка тангентна рамнина, а секако и заедничка нормала.

Дел од бокот на забецот на кој лежат линиите на допирот на боковите на запците на спрегнатите запченици се нарекува **зона на допирањето** (поракешен термин—слика на носенето).

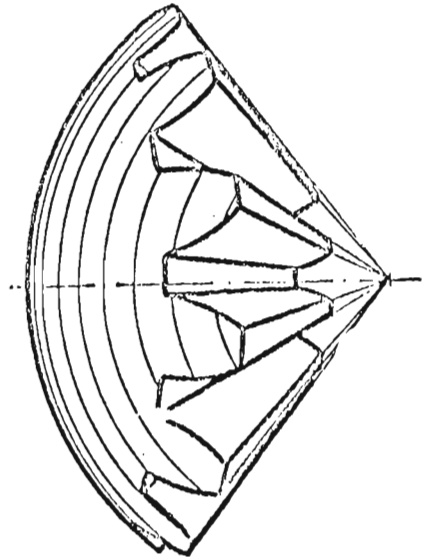
Честопати, наместо бокот на забецот, како површина во просторот, при проучувањето на спрегнувањето се разгледуваат пресечните линии на боковите на запците со соодветна површина, и тоа:

- кај цилиндричните запченици, пресек со која и да било рамнина нормална на оската на запченикот (сл.3.18);
- кај коничните запченици, пресек со која и да било топка чие средиште се наоѓа во пресечната точка на оските (сл.3.19).

Така добиените линии на боковите на запците се нарекуваат **профили** на запците, кои, исто така, може да бидат леви и десни. Во случај на хиперболоидни запченици, профилот на запците не е определен.



Сл. 3.18 Профил на зорците
кој цилиндричен запченик



Сл. 3.19 Профил на зорците
кој коничен запл.

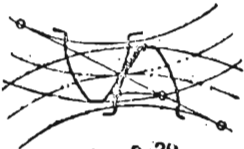
Релативното движење на спрегнат. заплченици е идентично со движењето на соодветните спрегнати бокови. Во однос на посматрачот, кој се движи заедно со заплченикот, линијата на допирот го изведува активниот дел на бокот на забецот на соодветниот заплченик. Според тоа, може да се заклучи дека профилот на забецот претставува водилка, а линијата на допирот изводница на бокот на забецот.

Како профилот на забецот, посматрајќи во однос на бокот, сите површини (кинематичката, темената, подножната) преминуваат во соодветни кругови, а кинематичката оска во кинематички пол С.

Активен дел на профилот на забецот е дел на профилот, на кој се врши допирање со спрегнатиот профил (сл. 3.20).

Точки на допирот на профилите на заплците се оние, во кои се допираат активните делови на спрегнатите профили на заплците. Исто така, и точките на допирот на профилите имаат заедничка тангентата T и заедн. норм. N (сл. 3.21).

Нападна линија на профилите на заплците е заедничката нормала на спрегнатите профили во која и да било точка на допирот на активните делови на профилите.



Сл. 3.20
Активен профил



Сл. 3.21 Точка
на допир

Во претходните излагања беа разгледани основните кинематички елементи, што ќе послужат за понатамошното проучување на кинематиката на запчениците. Меѓутоа, како основа за определување на одделни димензии на запчениците служат **поделбените величини**. Тие се базирани врз поделбените површини и за одделните видови запченици се сведуваат на:

- **поделбен цилиндар** за цилиндричните запченици
- **поделбен конус** за коничните запченици.

Со пресекување на поделбениот цилиндар односно конус со коза и да било рамнина, нормална на нивната оската, се добиваат **поделбени кругови**. Нивните центри лежат на оските на кинематичките површини, односно поделбените кругови се концентрични со кинематичките кругови.

Всушност, **поделбен круг** е оној круг, чиј обем се добива како производ на бројот запци z и лачното растојание на два соседни истоимени бока на запците наречено **поделбен чекор**.

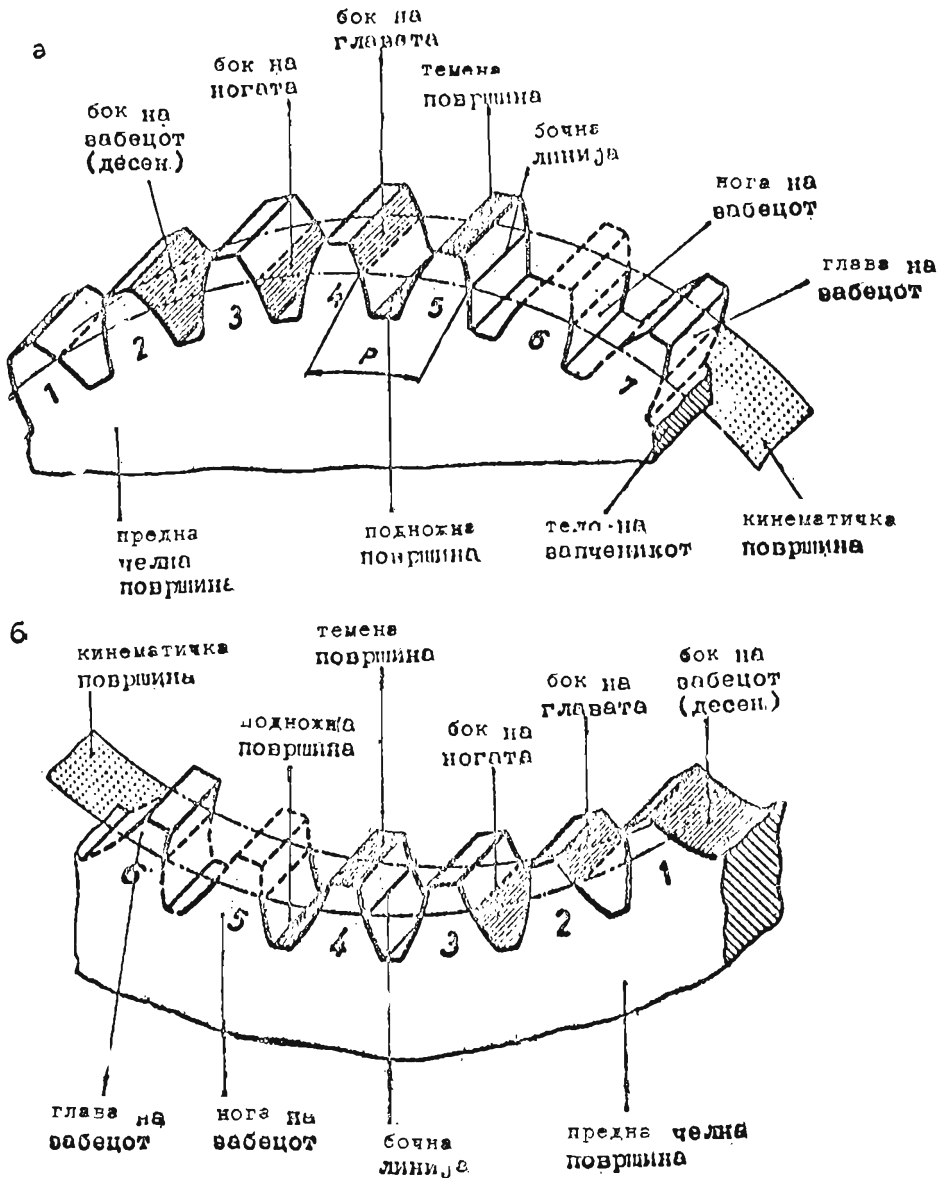
Во некои случаи, што ќе бидат разгледани подоцна, кај некои запченици, поделбениот круг може да се поклопи со кинематичкиот. Битна разлика меѓу овие два круга е што спрегнатите запченици се тркалаат по кинематичките кругови, при што поделбените кругови може, но не мора да се допираат во кинематичкиот пол. Значи, за кинематички кругови може да се зборува само кога се во прашање спрегнат пар запченици, додека поделбениот круг е замислена карактеристична поделбена линија на запченикот поединец, без тој да е во спрега. Пречникот d на поделбениот круг е чисто пресметковна а и немерлива величина, определена со усвоениот чекор p , што не зависи од обликот на забецот и како таква е ослободена од отстапувања. Во принцип, под чекор на профилот на запците се подразбира должина на лакот на кој и да било круг со пречник d помеѓу два последователни истоимени профила.

Чекорот на профилот опфаќа еден забец и едно меѓузабје.

Чекорите на кинематичките кругови на спрегнатите запченици меѓусебно се еднакви.

Како номинален се смета чекорот изразен на поделбениот круг што понатаму ќе се нарекува само чекор и ќе се означува со p . Според тоа, може да се напише:

$$p = \frac{d \cdot \pi}{z} \quad (3.03)$$



Сл. 3.22 Одделни површини и делови на вабецот

Така замислената поделбена површина – цилиндар, кој- нус, односно поделбениот круг, го дели вабецот на два дела, и тоа на: **нога на вабецот** и **глава на вабе-** цот. Покрај тоа, се разликуваат уште **бок на ногата** и **бок на главата** на вабецот (сл. 3.22).

Бочна линија на забецот претставува пресечна линија на бокот на забецот и поделбената површина— поделбениот цилиндар односно конус.

Бочната линија на забецот може да биде права или крив линија, на посматраната површина.

Насоката на бочната линија, доколку таа не е права, може да биде лева или десна, а е определена аналогно на определувањето на левиот или десниот навој. При разгледувањето на два спрегнати запченика, бочната линија се добива како пресек на бокот на забецот со кинематичката, а не со поделбената површина. Во тој случај, бочната линија ја презема улогата на изводницата на бокот на забецот.

Конкретниот облик на бочната линија за одделни видови запченици ќе биде разгледуван при нивното проучување.

3.1.8 ОСНОВНИ ДИМЕНЗИОНАЛНИ ВЕЛИЧИНИ НА ЗАПЧЕНИКОТ

Веќе видовме дека чекорот p претставува основна единица со која се определува пречникот на поделбениот круг. Секако, конвенира, вредноста на чекорот да биде стандардна, што во некои (воневропски) земји е и сторето (со што подоцна ќе се запознаеме). Меѓутоа, во земјите каде што е во сила метричкиот систем на мери, наместо тоа, воведена е друга—погодна величина, а тоа е **модулот**. Според рав. 3.03, пречникот на поделбениот круг е дефиниран со равенкава:

$$d = \frac{p \cdot z}{\pi}$$

Со оглед на тоа што фактичниот број запци z мора да биде цел број, обично се стреми и пречникот d , исто така, да биде цел или барем рационален број. Поради тоа, односот p/π , исто така мора да биде рационален број, а самиот чекор p , што и онака не се мери, може да има каква и да било вредност. Земајќи го предвид горното објаснување, односот p/π е стандардизиран и се нарекува **модул**. Тој претставува основна димензионална величина и појдовен податок за пресметката и изработката на запчениците.

Со воведувањето на модулот, се доаѓа до следнава основна равенка за запчениците:

$$d = m \cdot z \quad (3.04)$$

Вредностите на модулите се стандардизирани и, со оглед на усвоениот систем SI, се изразени во **mm**.

Табела 3.1 БРОЈНИ ВРЕДНОСТИ НА СТАНДАРДН.МОДУЛИ m

Степен на приоритет			Степ.на приор.	
I	II	III	I	II
1,-				7
1,25	1,125		8	
1,5	1,375			9
2,-	1,75		10	
2,5	2,25			11
3,-	2,75		12	
	3,5	3,25		14
		3,75	16	
4,-		4,25		18
	4,5	4,75	20	
5,-		5,25		22
	5,5	5,75	25	
6,-		6,5		28

Вредностите во таб.3.1 важат за сите видови запченици, и тоа: за цилиндричните според JUS M.C1.015 и ISO R 54, а за коничните според ISO R 678.

Првенствено треба да се избираат стандардните вредности од I степен на приоритет. Вредностите од II степен на приоритет треба да се користат само кога за тоа постојат оправдани причини, а модулите од III степен на приоритет само по исклучок, кога тоа е неизбежно.

Во земјите каде што е во сила цоловниот систем на мерења, наместо стандарден модул, како основа за пресметка на запчениците служат следниве величини:

- **Diametral Pitch- DP**, тоа е бројот чекори p или бројот заpci z сведен на должина од $1''=25,4 \text{ mm}$ мерена по пречникот на поделбениот круг, т.е.

$$DP = \frac{z}{d}'' = \frac{z}{\frac{m \cdot z}{25,4}} = \frac{25,4}{m} \quad (3.05)$$

- **Circular Pitch -**

$$CP = p'' = \frac{p}{25,4} = \left(\frac{m}{8,09}\right)'' \quad (3.06)$$

3.2 ГЛАВНО ПРАВИЛО НА СПРЕГНУВАЊЕТО

Спрегнатите запченици пренесуваат движене, одн.вртежен момент еден на друг, со непосреден зафат на нивните заpci. Притоа, преносот се врши преку активниот дел на боковите на спрегнатите заpci, поради што, тие ја играат најважната улога. За да се задоволи

ОСНОВНИОТ КИНЕМАТИЧКИ УСЛОВ—ОДРЖУВАЊЕТО ПОСТОЈАН ПРЕНОСЕН ОДНОС НА СПРЕГНАТИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ, АКТИВНИОТ ДЕЛ НА БОКОВИТЕ НА ЗАПЦИТЕ, ОДН. НИВНИТЕ ПРОФИЛИ МОРА ДА БИДАТ ИЗВЕДЕНИ СПОРЕД ИЗВЕСНИ ЗАКОНИТОСТИ. ПОАГАЌИ ОД УСЛОВОТ ЗА ЕДНАКВОСТ НА БРЗИНИТЕ ВО ПРАВЕЦ НА ЗАЕДНИЧКАТА НОРМАЛА, СЕ ДОВАЃА ДО СЛЕДНО—ВО СОЗНАНИЕШВО СЛУЧАЈ НА ПОСТОЈАН ПРЕНОСЕН ОДНОС НА АГОЛНИТЕ БРЗИНИ НА ЕДЕН ПАР СПРЕГНАТИ ЗАПЧЕНИЦИ, АКТИВНИТЕ ПРОФИЛИ НА НИВНИТЕ ЗАПЦИ ТРЕБА ДА БИДАТ ТАКВИ КРИВИ ШТО ЗАЕДНИЧКАТА НОРМАЛА ВО КОЈА И ДА БИЛО ТОЧКА НА ДОПИР, СЕКОГАШ ДА ПОМИНУВА НИЗ КИНЕМАТИЧКИОТ ПОЛ С.

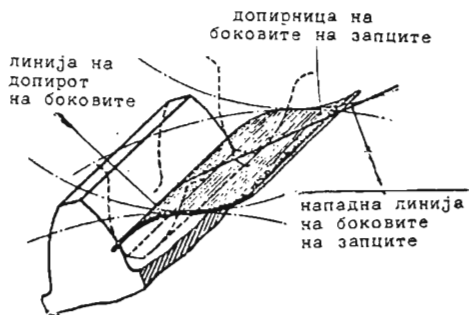
Тоа е т.н. главно правило на спрегнувањето. Што се однесува до компонентите на брзините во правец на тангентата Т на профилите (сл.3.21), тие се различни, од што следува дека во тој правец (по височината на забезот) постои лизгање, кое се манифестира како триене и евентуално затоплување.

3.3 ДОПИРНИЦА И ПРОФИЛ НА ЗАПЦИТЕ

Како што веќе е изложено, допирната точка на спрегнатите профили се движи по активниот дел на профилите на запците, и тоа, как погонскиот запченик од подножјето кон темето, а как гонетиот обратно. Ако движењето на точките на допирот се проследи во координатниот систем врзан за оските на вртењето, се добива патеката на точките на допирот, која во општ случај, е некаква крива линија и се нарекува допирница на профилите на запците (сл.3.23). Ако на ист начин се посматра движењето на линиите на допирот, се добива патеката на овие линии. Во општ случај, тоа е некаква површина што ја изведува линијата на допирот на спрегнатите бокови на запците. Таа површина се нарекува допирница на боковите (сл.3.24).



Сл.3.23 Допирница на профилите на запците



Сл.3.24 Допирница на боковите на запците

Обликот на допирницата зависи од избраната форма на профилот, од н. бокот на забецот, а нејзината поставеност (наклонета налево или надесно) спрема спојната права на центрите O_1, O_2 , зависи од насоките на вртената на запчениците^{1, 2}.

Обликот на активниот дел на профилот односно бокот на забецот на едниот запченик, во општ случај, може да се избира сосем произволно, на што одговара соодветна допирница. Но, тогаш обликот на активниот дел на профилот, односно бокот на забецот на спрегнатиот запченик е наполно определен со кинематичките услови на меѓусебното движење на посматраните запченици.

Од изложеното произлегува дека обликот на профилот на забецот на едниот запченик наполно е определен со обликот на профилот на забецот на спрегнатиот запченик и со неговото релативно движење. Врз таа поставка се засновува изработката на запчениците по т. н. метод на релативното тркалане.

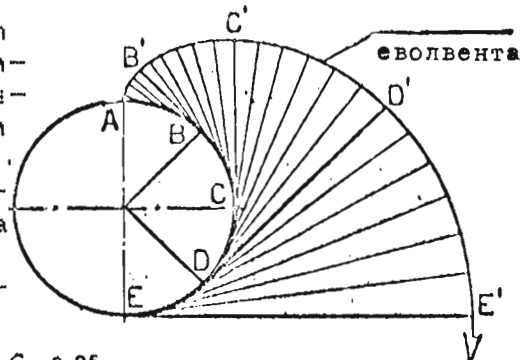
Во најопшт случај, за профил на запците може да се употребат сите криви линии што го задоволуваат главното правило на спрегнувањето. Од многуте можни линии, практично значење имаат само цикличните криви, и тоа: оние што настапуваат со заемно тркалане на круг по круг или круг по права, и обратно. Таквите криви се нарекуваат **кружни циклоиди**, а во посебен случај една од нив преминува во **кружна еволвента**. Кривата што се тркала се нарекува тркалачка, а онаа по која се врши тркалането – основна. Сепак, денес како профил на запците практична употреба има, главно, **еволвентата**.

3.4 ЕВОЛВЕНТЕН ПРОФИЛ И ЕВОЛВЕНТНА ФУНКЦИЈА

Еволвентата е специјален случај на перициклоидата. Кога и да било точка на една права (во улога на изводница) што се тркала по даден круг (како водилка), изведува **кружна еволвента**, кога понатаму ќе се нарекува само **еволвента**. Еволвентата може да се сфати и како крива што ја опишува крајот на постојано напнат конец, што се одмотува од даден круг, односно кружна плоча (сл. 3.25).

На даден круг одговара само една и наполно дефинирана еволвента, определена единствено со неговиот пречник. Тој круг понатаму ќе се нарекува **основен круг**, а неговиот пречник ќе се означува со d_b .

Еволвентата, како профил на залиците на заличниците, денес, речиси, е во редовна употреба, бидејќи во споредба со другите криви има низа предности. Ако активниот дел на профилот на залиците на едниот заличник е еволвента на круг со одреден пречник, тогаш и профилот на залиците на спрегнатиот заличник, исто така, е еволвента, само на некој друг круг, што одговара на пречникот на тој заличник. Таа особеноста ја имаат единствено еволвентните профили.

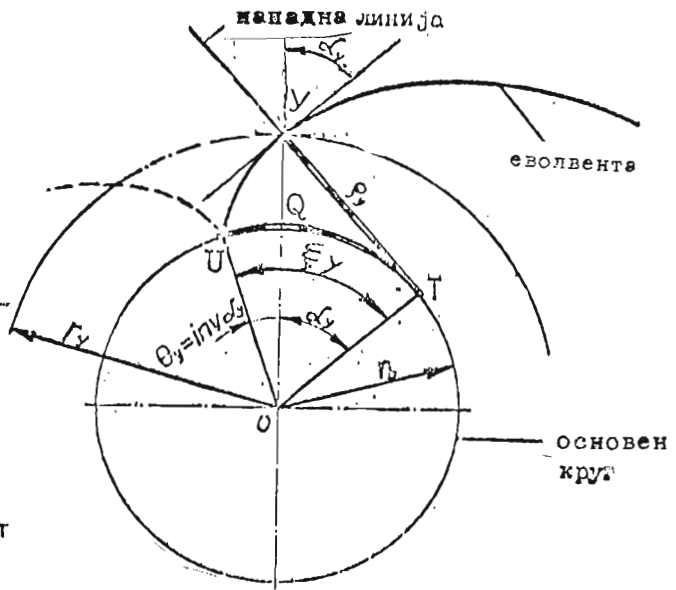


Сл. 3.25. Изготвување на еволвентата со одмотување на конец

Покрај тоа, во случај на еволвента, допирницата на профилите има облик на права линија. Тоа е особено важно во однос на полесната разменливост на заличниците, а и во поглед на предавањето на силата од едниот на другиот заличник, што ќе биде разгледамо подоцна.

Како најзначајна особеноста на еволвентното назабнување е неосетливоста на евентуалната промена на меѓуоскиното растојание на спрегнатите заличници при извиста исправна работа и одржувањето на предвидениот пречносен однос.

Помалку од дефиницијата на еволвентата, во продолжение ќе ја разгледаме т.н. еволвентна функција. На сл. 3.26 е прикажана извештајната еволвента, што одговара на дадениот основен круг со пречник d_o . Произволниот круг со r_y



Сл. 3.26. Еволвентата и еволвентен агол

за сече еволвентата во точката Y . Основниот услов кај еволвентата е: $\widehat{UT} = \widehat{YT}$. Нормалата во која и да било точка Y на еволвентата е дефинирана како **нападна линија**. Остриот агол што го склопуваат тангентата на еволвентата и радиусот на кругот низ точката Y се нарекува **нападен агол** на профилот и се означува со α . Овој ист агол го склопува и потегот во точката Y повлечен од центарот O со нормалата на нападната линија повлечена исто така од O . Од триаголникот $\triangle OTY$ произлегува:

$$\cos \alpha_y = \frac{r_y}{r_b} = \frac{d_b}{d_y}$$

Нападниот агол α расте со зголемувањето на пречникот d , односно α опаѓа со неговото намалување, така што на основниот круг d_b , нападниот агол $\alpha_b = 0$. На поделбениот круг d , нападната линија на профилот има нападен агол α , па, аналогно на претходната, равенка, меѓу поделбениот и основниот круг може да се напише следниов однос:

$$\cos \alpha = d_b / d, \text{ одн. } d_b = d \cdot \cos \alpha \quad (3.07)$$

Бидејќи пречникот на поделбениот круг (рав. 3.04) претставува непроменлива димензија за даден запченик, и пречникот на основниот круг, дефиниран со рав. 3.07, исто така е непроменлив. Со тоа е определена и еволвентата, одн. профилот на забецот на запченикот. Аголот α што го склопуваат потегот на почетната точка U на еволвентата на основниот круг и потегот на разгледуваната точка Y претставува **еволвентен агол**. На секој нападен агол α одговара по еден еволвентен агол θ_y , што изнесува:

$$\theta_y = \frac{\widehat{UQ}}{r_b} = \frac{\widehat{UT} - \widehat{QT}}{r_b} = \frac{r_b \cdot \text{tg} \alpha_y - r_b \cdot \hat{\alpha}_y}{r_b}, \text{ одн. } \theta_y = \text{tg} \alpha_y - \alpha_y$$

Овој агол игра важна улога и често се позавува во пресметките на разни геометриски величини на еволвентниот профил на забецот. Поради тоа, тој се нарекува и еволвентна функција или накусо **involut** и се означува со:

$$\text{inv} \alpha_y = \text{tg} \alpha - \alpha_y \quad (3.08)$$

Точната вредност на $\text{inv} \alpha$ за кој и да било агол α може да се пресмета со помош на обичен дигитрон.

4.1 ОПШТИ ПОГЛЕДИ

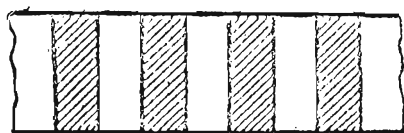
4.1.1 ОСНОВНИ ОБЕЛЕЖЈА И ПОДЕЛБА

Како што веќе е наведено, во групата цилиндрични запчести парови спаѓаат запчен.со паралелни оски. Исто така, веќе е речено дека цилиндричните запчести парови може да бидат: надворешни, внатрешни и рамкински. Последниот случај е специјален, бидејќи се во спрега еден кружен и еден праволиниски запченик. Би можело да се сфати дека, праволинискиот запченик настанува од кружен, чиј пречник е зголемен бескрајно. Кинематичката површина на праволинискиот запченик е рамнина, што секако е попраста форма отколку цилиндарот кај кружниот запченик. Поради тоа, праволинискиот запченик се смета за најпроста запчеста форма. Таквиот запченик изведува транслаторно движење и се нарекува **запчеста летва**. Рамкинскиот запчест пар служи за претворање на кружното движење во транслаторно и обратно. Порано видовме дека обликот на активниот профил на запците на еден запченик е наполно дефиниран со обликот на профилот на запците на спрегнатиот запченик. Исто така би можело да се каже дека и запците на еден пар спрегнати запченици се определени со обликот на запците на некој трет запченик, чии запци се истовремено во спрега со запците на наведениот запчест пар. Таквиот запченик се нарекува **основен запченик** и според обликот на неговите запци се врши потесна поделба на запч.парови. Бидејќи од сите видови запченици запчестата летва има најпроста форма, таа е најпогодна за дефинирање на сите запченици на цилиндричн. запчести парови. Запчестата летва што го определува обликот на бокот на запците на цилиндричните запчести парови се нарекува **основна запчеста лртва**.

За усвоен еволвентен профил на запците на запчениците, корисниот дел на профилот на запците на основната запчеста летва е права линија. Тоа е уште една значајна предност на еволвентниот профил, бидејќи многу полесно е да се изведе основна запчестата летва, чиј профил на запците е составен од прави линии, па како таква да игра улога на **алат** за изработката на запчениците.

Освен со обликот на профилот, забецот е определен и

со обликот на бочната линија. Според обликот на бочната линија на основната запчеста летва се разликуваат следниве видови цилиндрични запченици:



Сл.4.01 Цилиндр. запч.
со прави запци



Сл.4.02 Цилиндр. запч.
со коси запци



Сл.4.03 Цилиндр. запч.
со стрелести запци

- цилиндрични запченици со **прави** запци (сл.4.01). Бочната линија на запците на основната запчеста летва е права линија, паралелна со кинематичката оска, одн. со оските на ротацијата на спрегнат. запченици;
- цилиндрични запченици со **коси** запци (сл.4.02). Бочната линија на запците на основната запчеста летва е права линија, наклонета под некој агол спрема кинематичката оска. Бочните линии на запците на спрегнатите запченици се **навојници**, а боковите - еволвентни хеликоидни површини. Посебен случај на запчениците со коси запци се запчениците со **стрелести запци** (сл.4.03). Еден запченик

со стрелести запци како да се состои од два слепени запченика со коси запци, чии наклони на бочните линии се исти, но со спротивни насоки.

4.1.2 СТАНДАРДЕН ПРОФИЛ

Бидејќи веќе е усвоено запчестата летва да ги дефинира запците на цилиндричните запченици, па со стандарди е утврден и профилот на нејзините запци, што се нарекува **стандарден профил**. Всушност, тоа е геометријска слика, што го определува обликот на профилот на запците на основната запчеста летва на еволвентните запченици.

Стандардниот профил, пропишан според JUS M.C1.016, е прикажан на сл.4.04, а на сл.4.05 е прикажан еволвент. коригираниот профил на главата на забецот. Стандардниот профил на запците е пропишан и по другите стандарди (ISO, DIN и др.).

Стандардниот профил го определува пресекоот на ос-

новната запчеста летва со рамнина нормална на бочните линии на запците.

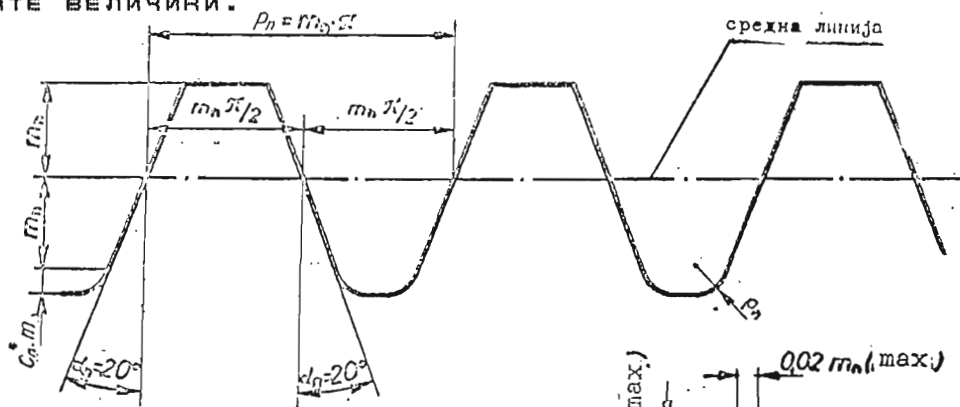
Средната линија на стандардниот профил е онаа линија што праволинискиот дел на профилот го дели на два еднакви дела. Сите димензии на стандардниот профил се сразмерни на модулот, (m).

Сите ознаки што се однесуваат на стандардниот профил носат индекс n .

Одделните ознаки, според сл. 4.04, значат следново:

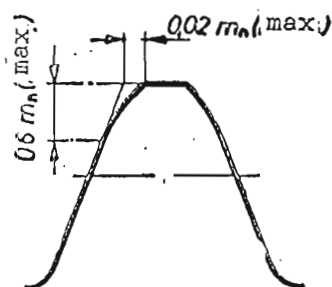
m_n - стандарден модул, c_n^* - фактор на височ. на заоблениот дел на станд. профил,
 α_n - агол на наклонот на станд. профил, ρ_n - радиус на заоблук. на станд. профил,
 p_n - чекор на станд. профил, p_n - радиус на заоблук. на станд. профил.

Некои ознаки отстапуваат од наведениот JUS M.C1.016, а се сообразени со казновите ISO обележувања за истите величини.



$$c_n^* = 0,1 \text{ до } 0,3$$

$$\rho_n = \frac{c_n^* m_n}{1 - \sin \alpha_n}$$



Сл.4.04 Стандарден профил според JUS

Сл.4.05 Корекција на профилот на главата на забест

4.2 ЦИЛИНДР.ЗАПЧЕНИЦИ СО ПРАВИ ЗАПЦИ

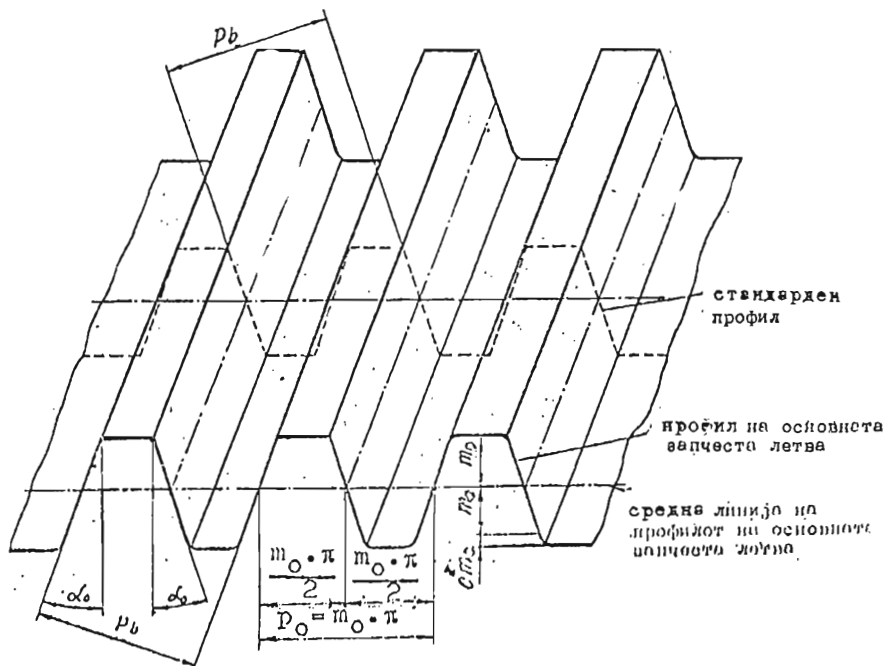
4.2.1 ОСНОВНА ЗАПЧЕСТА ЛЕТВА

Кај основната запчеста летва, односно и кај цилиндричниот запченик што таа го дефинира, се каракте-

ристички два профила на запците.Едниот од нив се добива со пресек на запците со која и да било рамнина, нормална на оската на запченикот, и се нарекува профил на основната запчеста летва. Кога, пак, запците ќе се пресечат со рамнина, нормална на правецот на бочните линии, се добива стандардниот профил на запците.

На сл.4.06 е прикажан изгледот на основната запчеста летва за запченици со прави запци. Карактеристично за оваа запчеста летва е тоа, што профилот на основната запчеста летва е идентичен со стандардниот профил, бидејќи обете пресеци рамнини истовремено се нормални како на оската на запченикот, така и на правецот на бочните линии на запците, односно тие се меѓусебно паралелни. Според тоа, сите соодветни димензии и агли на обата профила се исти. Овде спаѓаат, во прв ред, модулот и аголот на наклонот на корисниот дел на профилот на запците. Така, може да се напише:

$$m = m_o = m_n ; \alpha_o = \alpha_n = \alpha_t = \alpha$$



Сл.4.06 Основна запчеста летва на цилиндрични еволвентни запченици со прави запци.

Чекорот P_b (сл.4.06) аналогно на претходните излагања, е основен-мерен по основниот круг d_b , па според рав.3.07, тој е дефиниран со следниов израз:

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = p_e \quad (4.01)$$

каде што p_e се нарекува спрежен чекор, (бидејќи се мери по допирницата).

4.2.2 ПРЕЧНИЦИ НА ОДД.КРУГОВИ.МЕЃУОСК.РАСТОЈАНИЕ

Засега се дефинирани пречниците на поделбениот круг (рав.3.04) и на основниот круг (рав.3.07).

Меѓутоа, „реални кругови кај запченикот се: подножниот круг d_f и темениот круг d_a . Во согласност со поранешните излагања, пречникот на подножниот круг се добива од овој на поделбениот круг со одземање на височините на носете на двата запца. Така,

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = m \cdot z - 2 \cdot 1,25 \cdot m = m \cdot (z - 2,5) \quad (4.02)$$

каде што височината на ногата на забецот $h_f = 1,25 \cdot m$ (евентуално $h_f = 1,2 \cdot m$).

На сличен начин се добива и пречникот на темениот од пречникот на поделбениот круг со додавање на височината на главите на двата запца. Така,

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = m \cdot z + 2 \cdot m = m \cdot (z + 2) \quad (4.03)$$

Порано е наведено дека спрегнатите запченици се тркалаат по кинематичките кругови, па логично дека меѓуоскиното растојание е еднакво на полузбирот на нивните пречници. Така,

$$a = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{d_{v1} + u \cdot d_{v1}}{2} = d_{v1} \cdot \frac{1+u}{2} \quad (4.04)$$

каде што пречникот на кинематичкиот круг на поголемиот запченик $d_{v2} = u \cdot d_{v1}$ (u = кинематички однос).

Така, за некое фиксирано меѓуоскино растојание a и даден кинематички однос u , пречниците на одделните кинематички кругови се дефинирани со равенките:

$$d_{v1} = 2 \cdot a \cdot \frac{1}{u+1} \quad (4.05) ; \quad d_{v2} = 2 \cdot a \cdot \frac{u}{u+1} \quad (4.06)$$

Во случај на поклопување на поделбените со кинематичките кругови (запчести парови со непоместени профили или со т.н. Х0-поместување), меѓуоскиното растојание се нарекува нулево, се обележува со a_d и е дадено со следниов израз:

$$a_d = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} \quad (4.07)$$

Обично, вредностите на меѓуоскиното растојание се стандардизирани.

За внатрешните запчести парови бројот запци z_2 и меѓуоскиното растојание a носат **негативна** ознака. Агол на допирницата е остриот агол што го склопуваат допирницата на профилите и тангентата на кинематичките кругови во кинематичкиот пол S . Тој е даден со следнава равенка:

$$\cos \alpha_{vt} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2a} \cdot \cos \alpha \quad (4.08)$$

За $a = a_d$; $\alpha_{vt} = \alpha = 20^\circ$.

4.2.3 АКТИВЕН ДЕЛ НА ДОПИРНИЦАТА И СТЕПЕН НА СПРЕГНУВАЊЕТО НА ПРОФИЛИТЕ

Допирницата на профилите ги тангира обата основни круга на спрегнатите запченици во точките T_1 и T_2 . Должината на $T_1 T_2$ се нарекува **корисен дел** на допирницата, кој не се користи секогаш. Темените кругови на обата запченика ја сечат допирницата во точките $A(d_{a1})$ и $E(d_{a2})$. Должината ACE се нарекува **активен дел** на допирницата, бидејќи надвор од темените кругови нема допир. Така, врз основа на геометриските односи, должината на активниот дел на допирницата е дефинирана со следниов израз:

$$\xi_\alpha = \frac{1}{2} \cdot [\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \cdot (d_{b1} + d_{b2}) \cdot t g \alpha_{vt}] \quad (4.09)$$

Под степен на спрегнувањето на профилите ε_α се подразбира односот меѓу должината на активниот дел на допирницата ξ_α и спрегнатиот, одн. основниот чекор p_b . Така,

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\xi_\alpha}{p_b} = \frac{\xi_\alpha}{m \cdot z \cdot \cos \alpha} \quad (4.10)$$

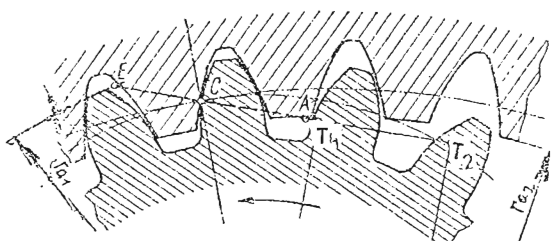
За исправно спрегнување, степенот на спрегнувањето на профилите ε мора да биде поголем од единица. Обично, $\varepsilon = (1,2) - 1,4 - 1,6 - (2)$. Колку што ε_α има поголема вредност, толку спрегнатите запченици работат потивко.

Граничен случај настапува кога ќе се поклопат точките A и T_1 , а бројот запци на големиот запченик z_2 расте. Тогаш, т.н. **граничен** број запци за $z_2 = \infty$ (спрега со запчеста летва) при $\alpha = 20^\circ$ и поместување $x=0$, изнесува $z = 17,1 \approx 17$. Сепак, практично се дозволува $z' = 14$. При $z < z'$ настапува потсекување на активниот дел на профилот на забецот, што се спречува со (позитивно) поместување на профилот на осн. запчестата летва за вредноста $+x.m$, во што не навлегуваме.

Внатрешните запчести парови, во принцип, веќе се разгледани. Како што е познато, простиот преносник се состои од еден надворешно и од еден **внатрешно** казабен запченик. Во сложените преносници спаѓаат т.н. **планетни преносници**, во кои (обично) има вградено еден внатрешно казабен и повеќе надворешно казабени запченици, во чија концепција нема да навлегуваме.

И кај внатрешно казабените запченици еволвентниот профил на запците настакува на ист начин како и кај надворешно казабените, т.е. со тркалање на допирната по соодветниот основен круг. Разликата е само во тоа, што кај внатрешно казабените запченици како активен дел на профилот, односно бокот, се користи **вдлабнатата** страна на еволвентата (сл. 3.226 и 4.07).

Според тоа, во спрега се наоѓаат испакнат со вдлабнат профил, што значително е попогодно од случајот кога се допираат два испакнати профила (надворешен запч. пар).



Сл. 4.07 Внатрешен запчест пар во спрега

Последици на тоа се: пониски притисоци на боковите на запците, подобро подмачкување и др. Посматрајќи го таквиот запчест пар во спрега, може да му се истакнат уште следниве добри страни: поголем степен на спрегнувањето на профилите, што за последица има помирна работа, потоа помал волумен на преносникот во целост и др. Како што е познато, запчениците на спрегнатиот запчест пар имаат **иста** насока на вртењето.

За запците на внатрешно казабениот запченик да имаат еволвентен профил до темената површина, пречникот на основниот круг мора да биде помал или најмногу еднаков на пречникот на неговиот темен круг, одн. мора да биде запазен условот:

$$|d_{a2}| \geq |d_{b2}| = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha \quad (4.11)$$

Со замена на пречникот на темениот круг со рав. 4.03 и со известна математичка трансформација, сп. рав. 4.11 се добива минималниот број запци на внатрешно казабениот запченик $|z_2|_{\min} = 34$. При потреба на помал број запци за z_2 , треба да се примени поместување на профилот.

Утврдено е дека разликата на бројот запци меѓу внатрешно и надворешно назабен. запченик $|z^2| - z^1$ треба да изнесува најмалку 10 - 15. При $|z^2| = z^1$ преносникот преминува во **запчеста спојница**, што, исто така, има голема примена.

Инаки, во принцип, кај внатрешните запчести парови се заканува поголема опасност од заглавување, што се отстранува со скратување на главата на забецот и со соодветно поместување на профилот. Понатаму, тешкотии се појавуваат и во однос на изработката, особено кога внатрешно назабениот запченик се изведува со коси, а уште повеќе со стрелести запци. И покрај извесни недостатоци (наведени и ненаведени), во последно време, внатрешните запчести парови наоѓаат сè поголема примена.

Тие се изведуваат во разни конструктивни облици и од најмали до крајно можни големи димензии. Од посебно значење е употребата на внатрешните запчести парови во **планетните**, а во последно време и во **диференцијалните** преносници (кај автомобилите). Инаку, планетните преносници, речиси, редовно, работат како **редуктори**. Планетните преносници се одликуваат и со тоа што со нив може да се совладат поголеми преносни односи отколку со надворешните запчести парови.

4.3 ЦИЛИНДРИЧНИ ЗАПЧЕНИЦИ СО КОСИ ЗАПЦИ

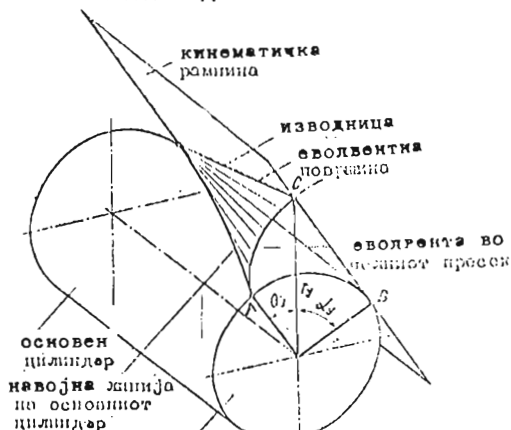
4.3.1 БОК НА ЗАБЕЦОТ- НАСТАНУВАЊЕ И ОБЛИК

За да може подобро да се сфати обликот на површината на корисниот дел на бокот на запците кај цилиндричните еволвентни запченици со коси запци, потребно е првобитно да се разгледа настанувањето на оваа површина кај цилиндричните еволвентни запченици-воопшто, а потоа кај овие запченици со коси запци посебно. Во секој случај, корисниот дел на бокот на забецот го опишува кожа и да било права на тангенцијалната рамнина на основниот цилиндар, при нејзиното тркалање по основниот цилиндар-без лизгање. Секоја точка од оваа права опишува по една еволвента над основниот круг, а збирот на сите еволвенти дава соодветна еволвентна површина. Наведената права-изводница истовремено претставува и моментна линија на допирот на парот цилиндрички еволвентни запченици.

Кај заччениците со прави запци, оваа линија-изводнива е права што секогаш останува паралелна со изводницата на основниот цилиндар. Одделните еволвенти изведуваат од секоја точка на оваа права, истовремено се опишуваат. Површината што ја изведува оваа права тркалајќи се по основниот цилиндар е **цилиндрична еволвентна површина**. Пресекот на оваа површина со кој и да било цилиндар чија оска се поклопува со оската на основниот цилиндар, дава прави линии паралелни со неговата оска.

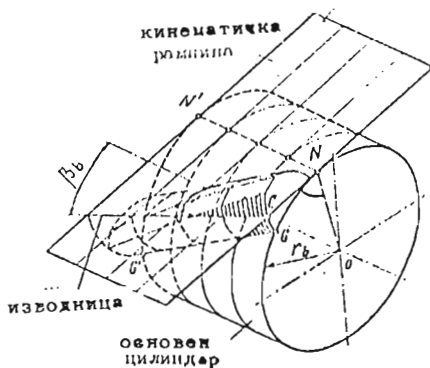
Кај заччениците со коси запци, оваа линија-изводница е права што со изводницата на основниот цилиндар склопува агол β_0 (сл. 4.08 и 4.09). Еволвентите што се изведуваат од секоја точка на оваа права не се опишуваат истовремено, како кај заччениците со прави запци, туку тие, една во однос на друга, аголно се поместени. Почетните точки на овие еволвенти лежат на една навојница на основниот цилиндар. Збирот на сите овие еволвенти претставува **хеликоидна-навојна еволвентна површина**, односно корисен дел на бокот на забецот на цилиндричниот еволвентен зачченик со коси запци. На сл. 4.08 е прикажано настанувањето на навојната еволвентна површина, а на сл. 4.09 настанокот на цилиндричниот еволвентен зачченик со коси запци. Бидејќи кај овие зачченици бокот на запците е хеликоидна површина, одделните профили на запците, за различни положби, не се исти по облик. Поради тоа, кај овие видови зачченици се наметнува потребата од разликување на профилот на забецот во различни положби (пресеци).

Ако хеликоидната еволвентна површина се пресеке



Сл. 4.08

Настанување на еволвентна навојна површина



Сл. 4.09 Настанување на еволвентен цилиндар со хеликоидни линији

со кој и да било цилиндар со пречник d , чија оска се поклопува со оската на основниот цилиндар, се добиваат навојни линии кои одговараат на навојниците на бокот на забецот на запченикот со коси запци. Сите овие навојници имаат исти одови p_z , а различни агли меѓу тангентата на навојницата и изводницата на основниот цилиндар. Одот на навојницата е дефиниран со равенкава:

$$p_z = \frac{|d_y| \cdot \pi}{\operatorname{tg}|\beta_y|} = \frac{d \cdot \pi}{\operatorname{tg}|\beta|} = \frac{|d_b| \cdot \pi}{\operatorname{tg}|\beta_b|} = \frac{m_n \cdot |z| \cdot \pi}{\sin|\beta_b|} \quad (4.12)$$

од каде што $\operatorname{tg}\beta_b = \operatorname{tg}\beta_y \cdot \cos\alpha_y = \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\alpha$ (4.13)

Вредноста на одот p_z секогаш се зема позитивна.

Аналогно на навојната површина и навојницата кај завртките, и во случајов кај запчениците со коси запци се разликуваат десноодна и левоодна еволвентна навојна површина, односно навојница.

Кај надворешно назабените запченици аголот на наклонот на забецот β на десноодната навојница се смета за позитивен, а кај левоодната за негативен.

Кај внатрешно назабените запченици е обратно.

Запците кај спрегнатиот запчест пар имаат ист агол на запците β . Тие се наклонети во спротивни насоки кај надворешниот запчест пар, одн. во иста насока кај внатрешниот.

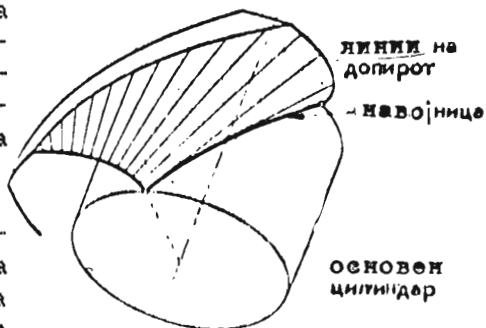
Нападната линија на боковите на запците на спрегнатите запченици со коси запци и понатаму го тангира основниот цилиндар, но со неговата изводница склопува т.н. агол на навојницата, кој на основниот цилиндар е даден со следниов израз:

$$|\gamma_b| = \frac{\pi}{2} - |\beta_b| \quad (4.14)$$

Аголот γ има ист предзнак како и аголот β .

Точките на допирот на одделните спрегнати профили, што ја изведуваат линијата на допирот на боковите, во еден момент не лежат на исто растојание од оските на вртената. Тоа значи дека линиите на допирот на спрегнатите бокови, што се прави и се поклопуваат со изводниците на навојната еволвентна површина, не се паралелни со оските на вртената, како кај запчениците со прави запци. Според тоа, во еден момент допирот на спрегнатите бокови се одвива од подножниот дел на профилот на предната челна површина на еден забец кон темениот дел на профилот на

задната челна површина на истиот забец, односно обрратно, посматраќо за забецот од спрегнатиот запченик. Значи дека линиите на допирот на спрегнатите бокови се косо поставени во однос на боцната површина (сл.4.10). Тоа е една од главните особености на запчениците со коси заpci, која погодна се одразува врз нивната носивост.



Сл. 4.10
Линии на допирот кај
запченик со коси заpci

4.3.2 ОСНОВНА ЗАПЧЕСТА ЛЕТВА

Основната запчеста летва (сл.4.11) ги дефинира запците и на цилиндричниот еволвентен запченик со коси заpci. И во овој случај, бокот на забецот е рамнина што склопува агол β со оската на ротацијата на спрегнатиот запченик. Тоа може да се сафати, ако се замисли пречникот на основниот цилиндар да се зголемува и да се стреми кон бесконечност. Тогаш соодветната еволвентна хеликоидна површина се повеќе се исправува, така што во граничен случај ќе премине во рамнина.

Како основната запчеста летва за запченици со коси заpci се разликуваат два профила: профил на основната запчеста летва, што лежи во рамнината нормална на оската на ротацијата на спрегнатиот запченик, и стандардниот профил, што лежи во рамнината нормална на боцните линии. Овој профил треба да одговара на стандардниот профил според JUS M.C1.016. Овие два профила, односно рамнините во кои лежат, склопуваат меѓу себе агол β . Како основната запчеста летва за запченици со коси заpci е меродавен профилот на основната запчеста летва, чии димензии се определуваат врз основа на стандардниот профил.

Како што се гледа од сл.4.11, боцните линии се прави, кои се изводниците на кинематичките површини склопуваат агол β .

Профилот на забецот на основната запчеста летва за запченици со коси заpci е составен, исто така, од **прави линии**, а разбирливо, профилот на запците на спрегнатиот запченик е **еволвента** на основниот круг,

се посматрано во рамнина нормална на оската на ротацијата на спрегнатиот запченик.

Односот меѓу истородните широчински величини, посматрани на профилот на основната запчеста летва и на стандардниот профил, може да се установа од сл. 4.11, од каде што следува:

Поделбениот чекор на профилот на основната запчеста летва е

$$p_o = \frac{p_n}{\cos|\beta_o|} \quad (4.15), \text{ а модулот } m_o = \frac{m_n}{\cos|\beta_o|} \quad (4.16)$$

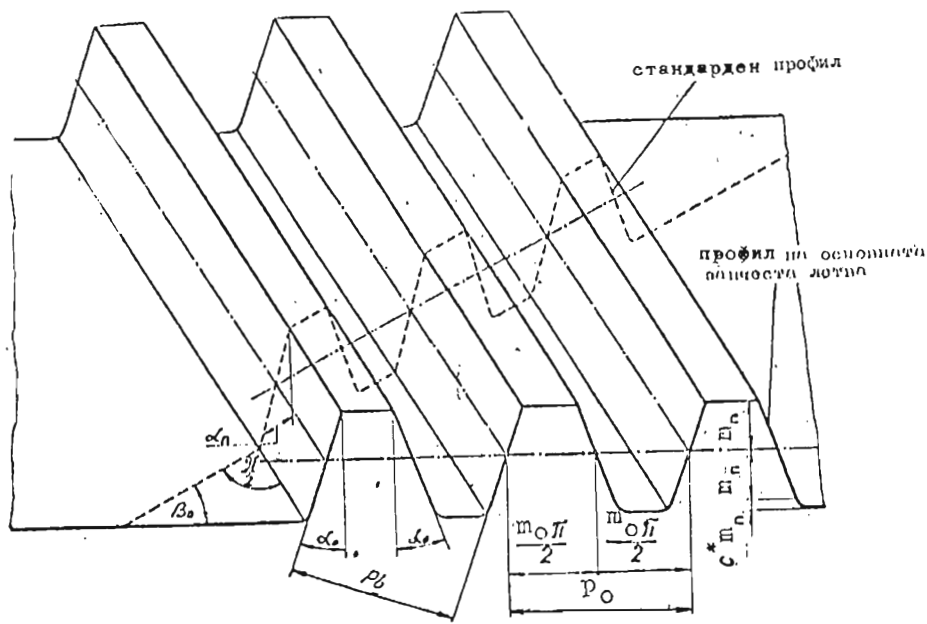
Се обрнува внимание на тоа дека стандарден е нормалниот модул m_n , чии вредности се дадени во т.3.1.

Аголот на наклонот на праволинискиот дел на профилот на основната запчеста летва е даден со следниов израз:

$$\operatorname{tg} \alpha_o = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_o} \quad (4.17)$$

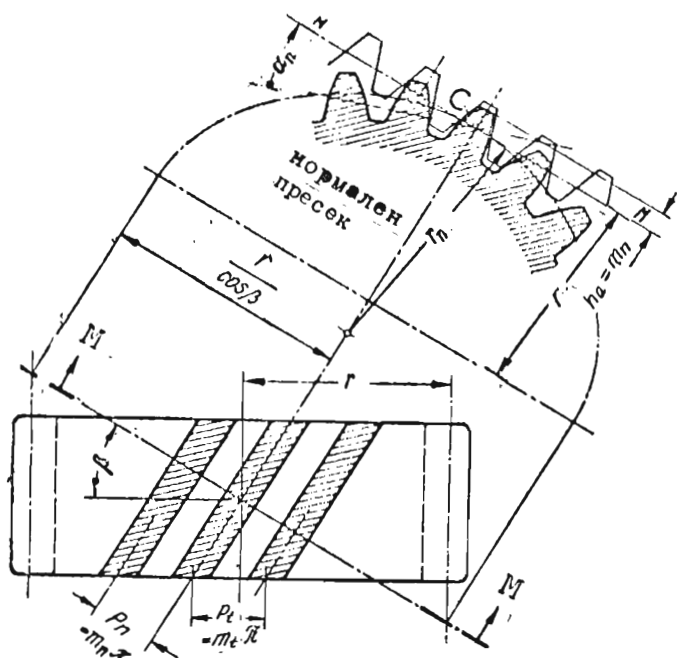
Притоа, α_n е агол на наклонот на праволинискиот дел на стандардниот профил, чија вредност изнесува 20° .

Аголот на наклонот на бочните линии β се индексира со o , бидејќи се однесува на основната запчеста летва—во улога на алат. Овој агол, назначен на поделбениот круг на спрегн. запченик, се обележува со β .



Сл. 4.11
Основна запчеста летва за запченик со хоси запци

Проучуването на запчениците со коси запци се врши во два карактеристични пресека—во челниот и во нормалниот (сл. 4.12). Пресекот со рамнина нормална на оската на ротацијата на запченикот е челен, а пресекот со рамнина нормална на правецот на запците е нормален. Сите величини во челниот пресек го носат индексот t , а во нормалниот n . Чел-



Сл. 4.12 Фактичен и фиктивен запченик

ниот пресек одговара на рамнината во која се наоѓа профилот на основната запчеста летва со која е изработен—спрегнат односниот запченик, а нормалниот пресек одговара на рамнината во која се наоѓа стандардниот профил на истата запчеста летва. Пресекот во рамнината M , нормална на правецот на запците со фактичниот подеделбен цилиндар чиј пречник е d , во точката C , дава елипса што на местото на спрегнувањето се идентификува со еден т.н. елиптичен запченик со прави запци. Сите изведени правила и равенки што се однесуваат на спрегнувањето на цилиндричните запченици со прави запци важат и за цилиндричните запченици со коси запци, кога ќе се применат на овој елиптичен запченик. Профилот на забецот во челната рамнина е чиста еволвента. Во нормалниот пресек, забецот има фактичен еволвентен профил само во точката C на темето на елипсата (сл.4.12), а на другите места профилот отстапува од еволвентата, толку повеќе, колку што посматраното место е пооддалечено од темето C . Бидејќи за изработката на овие запченици може да се користи ист алат како и за из-

работката на запченици со прави запци, наведеното отстапување нема практично значене.

Полуоските на пресечната елипса се дефинирани со равенките: $\frac{|r|}{\cos|\beta|}$ и $|r|$ каде што $r = d/2$.

Полупречникот на поделбениот круг на **ФИКТИВНИОТ** запченик е еднаков на радиусот на кривината на елипсата во точката С во нормалн. пресек (сл.4.12). Како што е познато, радиусот на кривината на елипсата во таа точка е однос на квадратот на големата полуоска кон малата полуоска, односно:

$$r_n = \frac{r^2 / \cos^2 \beta}{r} = \frac{r}{\cos^2 \beta}$$

од каде што се добива пречникот на поделбениот круг на **ФИКТИВНИОТ** запченик со прави запци во следниов облик: $d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta} = m_n \cdot z_n$ (4.18)

Модулот m_n е стандардниот модул, според кој се врши пресметката и изработката на запчениците со коси запци, а z_n е нормалниот број запци, што одговара на фиктивниот поделбен круг со пречник d_n . Врската меѓу фактичниот и нормалниот број запци n е дадена во следниов облик:

$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta \cdot \cos \beta} \approx \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (4.19)$$

Што се однесува за височинските мери на запците, тие остануваат исти во кој и да било пресек, и се пропорционални на модулот m_n .

На поделбениот круг чекорот p_n е даден со изразов:

$$p_t = m_t \cdot \pi = \frac{m_n \cdot \pi}{\cos \beta} \quad (4.20)$$

Бидејќи профилот на забецот во челниот пресек претставува точна еволвента, основниот чекор во тој пресек ќе биде:

$$p_{bt} = p_t \cdot \cos \alpha_t = p_{et} \quad (4.21)$$

каде што p_{et} е спрежниот чекор во челниот пресек. Спрежниот чекор во нормалниот пресек е даден со следниов израз:

$$p_{en} = p_{bn} = p_t \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b = p_n \cdot \cos \alpha_n \quad (4.22)$$

Аголот на забецот на основниот цилиндар β_b може да се пресмета според следнава равенка:

$$\cos \beta_b = \cos \beta \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_t} \quad (4.23)$$

Димензиите на запците се мерат во нормалниот пресек, па како такви се пресметуваат како што следува:

- лачната дебелина на забецот на подебениот круг

$$s_n = m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \quad (4.24)$$

каде што за запците со непоместени профили $x=0$.

- лачната дебелина на забецот во челниот пресек

$$s_t = \frac{s_n}{\cos \beta} \quad (4.25)$$

- лачната дебелина на забецот на темениот круг

$$s_{an} = d_a \cdot \left(\frac{s_t}{d} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{at} \right) \quad (4.26)$$

$$\text{каде што} \quad \cos \alpha_{at} = d_o / d_a \quad (4.27)$$

4.3.4 АГОЛ НА ДОПИРНИЦАТА, ПРЕЧНИЦИ НА ОДД. КРУГОВИ И МЕЃУОСКИНО РАСТОЈАНИЕ НА СПРЕГН. ЗАПЧЕНИЦИ

Прашањето на спрегнувањето на цилиндричните запченици, во принцип, веќе е третирано.

За некое дадено-фиксирано меѓуоскино растојание a , аголот на допирницата е определен со рав. 4.08, имајќи предвид дека ситуацијата се разгледува во челната рамнина. Тогаш, оваа равенка го добива следниов облик:

$$\cos \alpha_{vt} = m_t \cdot \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot a} \cdot \cos \alpha_t = m_n \cdot \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot a} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta} \quad (4.28)$$

при што аголот α_t се пресметува според рав. 4.17.

Меѓутоа, за т.н. X-поместување (каде што $x_{v1} \neq x_{v2}$ одн. $d \neq d$), аголот на допирницата се пресметува според следнава равенка:

$$\operatorname{inv} \alpha_{vt} = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_t \quad (4.29)$$

Равенката 4.29 важи во случај кога $a \neq a_d$.

Посматрано сè во челната рамнина, пречниците на одделните кругови се дадени со следниве изрази:

$$\text{- пречн. на подеб. круг: } d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} \quad (4.30)$$

$$\text{- пречн. на осн. круг: } d_o = d \cdot \cos \alpha_t = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t \quad (4.31)$$

$$\text{- пречн. на подножниот круг: } d_f = d - 2,5 \cdot m_n \quad (4.32)$$

$$\text{- пречн. на темениот круг: } d_a = d + 2 \cdot m_n \quad (4.33)$$

Во случај кога е во прашање X-поместување ($\alpha_t \neq \alpha_{vt}$), пречн. на кинематичкиот круг е даден со сл. израз:

$$d_v = d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{vt}} = \frac{m_n \cdot z \cdot \cos \alpha_t}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_{vt}} \quad (4.34)$$

а меѓуоскиното растојание:

$$a = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{vt}} = \frac{m_n \cdot z_1 + z_2 \cdot \cos \alpha_t}{\cos \beta \cdot 2 \cdot \cos \alpha_{vt}} \quad (4.35)$$

Аголот на допирницата α_{vt} што треба да се воведе во рав.4.34 и 4.35 се пресм.сп.рав.4.29.

Од равенката 4.34 произлегува дека $a = a_d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{vt}} \quad (4.36)$

Пресметаната вредност на меѓуоскиното растојание се заокружува на цел или по можност на стандарден број, но потоа следува корекција на аголот β , или се применува X-поместување.

За пречникот на темениот круг важи толеранцијата $d_a \pm 0,05 \cdot m_n$.

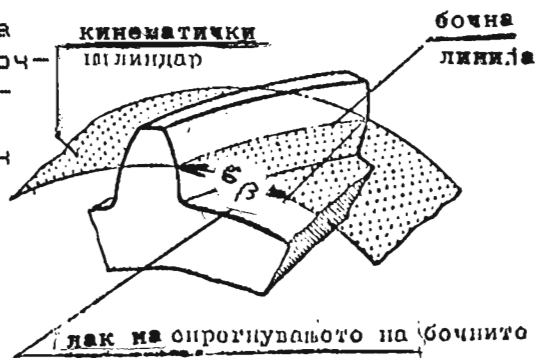
4.3.5 ЛАК НА СПРЕГНУВАЊЕТО И СТЕПЕН НА СПРЕГНУВАЊЕТО НА БОЧНИТЕ ЛИНИИ И НА БОКОВИТЕ

Објаснуваната, дефинициите и соодветните обрасци за должината на активниот дел на допирницата и на степенот на спрегнувањето на профилите за цилиндричните запченици со прави запци дадени до точк.4.2.3, наполно важат и за цилиндричните запченици со коси запци. Бидејќи кај цилиндричните запченици со коси запци линијата на допирот не останува паралелна со оските на вртената, туку со нив склопува агол β_b , сите точки по должината на бокот на забецот не го почнуваат и не го завршуваат допирот истовремено, па линијата на допирот е поставена некако "дијагонално" (сл.4.10) во однос на бокот на забецот. Подробни објаснувања за текот на допирот кај цилиндричните запченици со коси запци веќе се дадени во точката 4.3.1. Поради таквиот тек на допирот, кај цилиндричните запченици со коси запци до израз доаѓа и т.н. **лак на спрегнувањето на бочните линии** (сл.4.13 и 4.14).

Лакот на спрегнувањето на на бочните линии е лак на кинематичкиот круг што одговара на централниот агол на спрегнувањето на бочните линии φ_β , што го склопуваат аксијалните рамнини кои поминуваат низ крајните точки на бочната линија на еден кос забец (сл.4.14). Инаку лакот на спрегнувањето на бочните

4.3.5 ЛАК НА СПРЕГНУВАЊЕТО И СТЕПЕН НА СПРЕГ- НУВАЊЕТО НА БОЧНИТЕ ЛИНИИ И НА БОКОВИТЕ

линии се пресметува како проекција на бо-
ната линија на заб-
еор во челната рам-
нина. Тој е дефиниран
со следниов израз:
 $\epsilon_{\beta} = b \cdot \operatorname{tg} |\beta|$ (4.37)
каде што b е широ-
чина на запченикот.



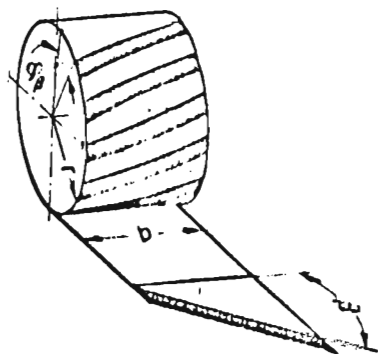
Покрај степенот на
спрегнувањето на
профилите ϵ_{α} , опре-
делен со рав. 4.10, кај цилиндричните запченици со
коси запци постои уште еден-дополнителен степен на
спрегнувањето на бо-
чните линии ϵ_{β} . Тоа е односот
меѓу лакот на спрегнувањето на бо-
чните линии и че-
корот, односно:

$$\epsilon_{\beta} = \frac{\epsilon_{\beta}}{p_t} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} |\beta|}{p_n / \cos \beta} = \frac{b \cdot \sin |\beta|}{m_n \cdot \pi} \quad (4.38)$$

Конечно и кајважно, за запчениците со коси запци
станува збор и за степен на спрегнувањето на боко-
вите ϵ_{γ} , што претставува збир на степенот на спрег-
нувањето на профилите ϵ_{α} и на степенот на спрегну-
вањето на бо-
чните линии ϵ_{β} , односно:

$$\epsilon_{\gamma} = \epsilon_{\alpha} + \epsilon_{\beta} \quad (4.39)$$

Со оглед на тоа што степенот на спрегнувањето на
профилите ϵ_{α} мора да биде поголем од единица, а со
цел да се постигне (вкупен) степен на спрегнување-
то на боковите ϵ_{γ} нешто над два, доволно е степенот
на спрегнувањето на бо-
чните линии ϵ_{β} да се движи до еден.
Но во случај кога се во пра-
шане запченици со стрелести
запци, кај кои аксијалната
сила е наполно неутрализи-
рана, па се дозволува крај-
но големата вредност за
аголот $\beta = 45^{\circ}$, како и за
високооптоварените запче-
сти преносници (за рудар-
ската механизација), степе-
нот на спрегнувањето на
бо-
чните линии (обично) е



Сл. 4.14. Агол на спрегнувањето
на бо-
чните линии кај валци
со коси валци

поголем од единица (може да ја достигне вредноста и на 3 до 4). Тоа придонесува за остварување збие-на конструкција, обично кај планетните преносници. Освен тоа, таквите запчести парови се одликуваат уште и со помирна работа.

Освен за зголемување на вкупниот степен на спрегнувањето ε , аголот β придонесува и за смалување на граничниот број запци z_g , а со тоа и за намалување на опасноста од потсекување и примена на поместување на профилот на основната запчеста летва. Така, макар да не припаѓа во оваа точка, граничниот број запци кај запчениците со коси запци е даден со следниов израз:

$$z'_g = 14 \cdot \cos^3 \beta \quad (4.40)$$

Меѓутоа, независно од горната равенка, бројот запци z не може да се намалува под некоја минимална вредност, со оглед на тоа што со смалувањето бројот запци се заканува опасност од појава на **шпигест забец** (дебелината на забецот на темениот цилиндар-рав. 4.26 да се намали под некоја минимална вредност која изнесува $s_{\min} = 0,2 \cdot m$ или дури до 0). Со оглед на тоа, според s_{\min} искуството во практиката, најмалиот дозволен број запци кај цилиндричните запченици со **прави** запци изнесува 7, а кај оние со **коси** запци $z_{\min} = 6$, независно од аг. β и др. фактори.

4.3.6 СПОРЕДБА НА ЦИЛ.ЗАПЧ.СО ПРАВИ И КОСИ ЗАПЦИ

Главната разлика меѓу запчениците со прави и со коси запци се огледува, во прв ред, во поглед на нивната кинематика и начинот на спрегнувањето, што има определени последици во нивната работа и нивната носивост.

Како што веќе е објаснето, кај запчениците со прави запци, линиите на допирот на боковите се паралелни со оските на вртењата на спрегнатите запченици, така што допирањето почнува истовремено по целата должина на забецот, а исто така и се завршува. Поради тоа и најмалите отстапувања на спрегните чекори, настанати како последица на неточноста во обработката и неминовните деформации на запците под оптоварувањето, предизвикуваат удари и нерамномерна работа. Бидејќи кај запчениците со коси запци линиите на допирот на боковите на запците се наклонети спрема оските на вртењата на запчениците, допирање-

то настанува постепено. Така, на пример, допирот почнува во некоја точка во подножјето на едната челна површина, а се завршува во некоја точка на темето на другата челна површина. Поради тоа, разликите во спрежните чекори како и неточностите на профилите помалку влијаат врз исправната работа на запчениците со коси запци, па ударите се послаби, односно работата на спрегнатите запченици е значително помирна и потивка.

Кај запчениците со прави запци, во еден момент оптоварувањето дејствува по должината на темениот раб на забецот. Кај запчениците со коси запци, оптоварувањето го напаѓа бокот на забецот косо, така што свиткувањето на забецот е помало. Освен тоа, поради поголемиот вкупен степен на спрегнувањето, кај запчениците со коси запци оптоварувањето е распределено, речиси, секогаш на два пара запци и на поголема вкупна должина на линиите на допирот. Поради тоа, во споредба со запчениците со прави запци, запчениците со коси запци покажуваат поголема цврстина, одн. за исти димензии поднесуваат поголеми оптоварувања, или за ист интензитет на напоните, постигнуваат помали димензии.

Запчениците со коси запци постигнуваат и поголем (вкупен) степен на спрегнувањето (на боковите), така што, нормално, кај нив секогаш се во спрега најмалку два пара запци. Во споредба со запчениците со прави запци, за исто оптоварување, кај запчениците со коси запци се постигнуваат помали димензии, што денес е општа тенденција при конструирањето, или за исти димензии, со запчениците со коси запци може да се пренесе поголемо оптоварување.

Запчениците со коси запци се погодни и за поголеми брзини, а и за совладување на позаки преносни односи (i може да достигне и до 15, за помали брзини) отколку запчениците со прави запци, од ист материјал и ист квалитет на изработката.

Како што е наведено во претходната точка, запчениците со коси запци имаат помал граничен број запци, односно границата на потсекувањето на профилот на запците е пониска. Тоа дозволува запчениците со коси запци да може да се изведуваат со помал број запци, отколку запчениците со прави запци.

Покрај предностите што ги покажуваат запчениците со коси запци, во споредба со запчениците со прави

запци, тие имаат и извесни недостатоци—мани.

Главен недостаток на запчениците со коси запци е појавата на аксијална сила.

Таа дополнително го оптоварува вратилото, а и лежиштата, кои поради тоа, бидуваат од потешок тип, и едното од нив треба да може да ја преземе аксијалната сила. Кај запчениците со стрелести запци оваа мана не доаѓа до израз, меѓутоа, таквите запченици значително потешко се изработуваат од обичните запченици со коси запци.

Освен тоа, кај запчениците со коси запци триенето меѓу запците е поголемо, особено при поголем агол на запците β .

Наведените особености—предности и мани доаѓаат до толку повеќе до израз доколку аголот β е поголем.

Сепак, денес во голема мера се применуваат запченици со коси запци, чија изработка е незначително потешка од изработката на запчениците со прави запци.

За најтешките работни услови—крајно високи брзини најтешки оптоварувања и сл. предвид доаѓаат исклучиво запчениците со коси, а често и со стрелести запци. Последниве се изведуваат малку модифицирани—со жлеб по целиот пречник меѓу надесно и налево наклонетите запци.

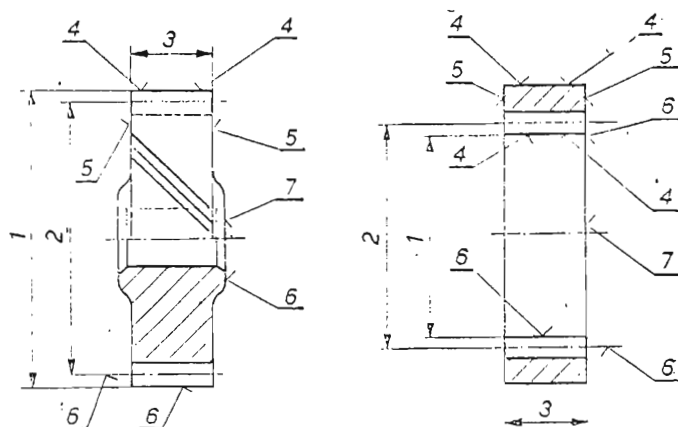
Тоа дозволува извесно олеснување на изработката.

Така, на пример, запчениците со коси запци денес наоѓаат редовна примена во современите редуктори кај турбоагрегатите, кај моторните возила — патни и шински, кај алатните машини, потоа кај бродските преносници и преносниците за цементарниците и др.

Во современите преносници—менувачи на брзините за возилата, запчестите парови со коси запци се во постојана спрега. Вклучувањето на одделните запченици се врши: кај лесните и средни (патни) возила преку т.н. синхронизери, а кај многу тешките возила (железнички локомотиви, гломазни рударски машини, па и кај некои алатни машини), преку електромагнетни ламелни spojници.

4.4.1 ПРИКАЖУВАЊЕ НА ЗАПЧЕНИЦИТЕ НА ЦРТЕЖИТЕ И МЕРИТЕ ШТО НА НИВ СЕ НАЗНАЧУВААТ

Запчениците се цртат упростено, како што е пропишано со стандард **JUS M.AO.074**, така што самиот цртеж, во принцип ги содржи само мерите што се однесуваат на телото на запченикот пред изработката на запците (сл.4.15), а запците не се цртат, туку податоците што се однесуваат на нив се даваат во посебна табела, што е составен дел на цртежот на запченикот.



Сл. 4.15 Мери што се внесуваат во цртежот на запч. Цртежот на телото на запченикот, пред изработката на запците, се подготвува, според потребите, во една или повеќе проекции и евентуални пресеци (сл.4.15) со следниве мери:

1. пречник на темениот круг, со толеранц. $\pm 0,05 \text{ m}_n$;
2. пречник на поделбениот круг;
3. широчина на запченикот;
4. дозв. радијална издаденост, според **JUS M.C1.032**;
5. дозв. аксијална издаденост, според **JUS M.C1.032**;
6. ознака на квалитетот на површ. сп. **JUS M.AO.065**;
7. ознака на предната челна површина;
8. податоци за другите површини и мерите на главината, за жлебот за клин, односно евентуално нај-лебениот профил итн.

Покрај упростениот цртеж на запченикот, во случај на потреба, се даваат уште и некои дополнителни податоци, како на пример: обликот на челните површини, доколку отстапуваат од рамнини, евентуално се дава и профилот на забецот, доколку отстапува од стандардниот и др.

4.4.2 ТАБЕЛА НА ЦРТЕЖИТЕ И ВО ДОКУМЕНТАЦИЈАТА

Табелата кон упростениот цртеж на запченикот ги содржи податоците што еднозначно го определуваат геометрискиот облик на запците на готовиот запченик, како и податоците за приемната контрола. Оваа табела ги содржи како основните податоци, така и податоците што од нив може да се пресметаат.

За завршната контрола на запчениците се даваат податоци за уредот за контрола, за еталон-запченикот за контрола со спрегнување, податоци за единичната контрола и др.

Пример табела за цилиндр. запченици е даден во продолжение, што е во согл. со JUS M.C1.039 и DIN 3966. Доколку е потребно, на цртежот треба да се дадат и прописите за статичкото и динамичкото урамнотежување на запченикот.

Табела 4.1 НА ЦРТЕЖОТ НА ЗАПЧЕНИКОТ

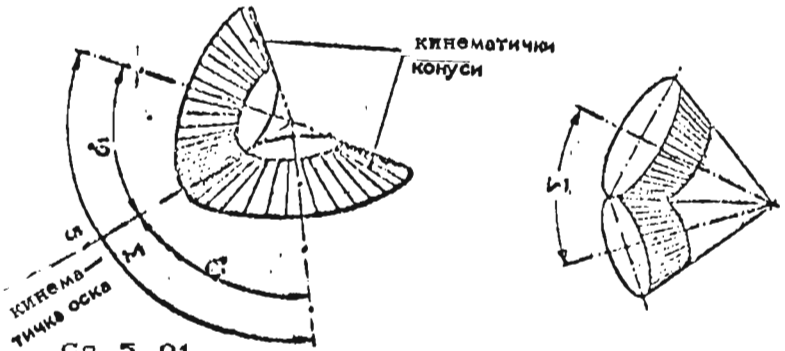
Величина, мера, коефициент	Ознака	Един.	Забелешки
број запци	z		
нормален број запци	z_n		
модул (челен)	$m = m_t$	mm	на 3 децим.
стандарден модул	m_n	"	
пречн. на поделбениот круг	d_n	"	на 3 децим.
агол на накл. на профилот	α_o	o, "	ТОЧН. ВО sec
пречн. на основниот круг	d_o	mm	на 4 децим.
пречн. на подножниот круг	d_b	"	на 1 децим.
агол на забецот на под.цил.	β_f	o, "	ТОЧН. ВО sec
аксијален чекор	p_o	mm	на 4 децим.
насока на навозницата	p_x		лева/десна
агол на забецот на осн.цил.	β_b	o, "	ТОЧН. ВО sec
пречн. на кинематичкиот круг	d_b	mm	на 3 децим.
меѓуоскино растојание	a_v	"	на 3 децим.
агол на допирницата	α_{vt}	o, "	ТОЧН. ВО sec
зачестеност на вртежите	n^{vt}	sec ⁻¹	
периферна брзина	v	m/s	
единична периферна сила	F_t/b	N/mm	
кодекс на бројот на спрегнатиот запченик			
број запци на спрегн. запч.	z_2		

5.1 КИНЕМАТИЧКИ ПОДЛОГИ

Во геометријата на кинематичките парови е изложено (тч.2.1.3) дека на коничните кинематички парови оските им се сечат под агол Σ . Исто така веќе е изнесено дека кинематичките површини на коничните кинематички парови се конуси, чии врвови лежат во пресеќањата точка на оските, а во специјален случај на рамнински коничен пар, кинематичката површина на едното тркало преминува во рамнина ($\delta_2 = \pi/2$). Овие површини се тркалаат една по друга² без лизгање. Аголот меѓу оската на ротацијата и изводницата на кинематичкиот конус се нарекува агол на кинематичкиот конус и се обележува со δ . Кај еден спрегнат коничен кинематички пар аголите на кинематичките конуси лежат во следниве граници:

$0 < \delta_1 < \frac{\pi}{2}$ (5.01)
 $0 < \delta_2 < \pi$ (5.02)

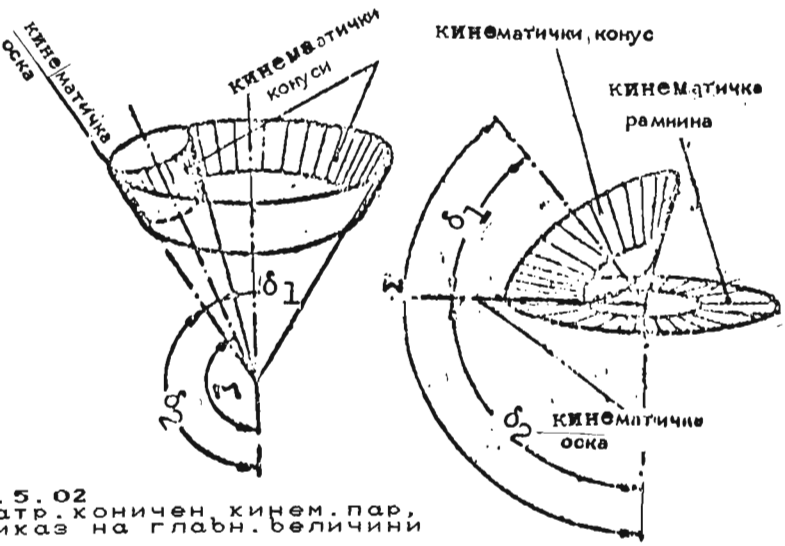
Според обликот и меѓусебната положба на кинематичките конуси се разликуваат следниве видови конични парови:
надворешен (сл.5.01),
неопходен



Сл. 5.01 Надворешен коничен кинематички пар, приказ на главните беличини

услов:
 $1 + u \cdot \cos \Sigma > 0$

$\delta_2 < \frac{\pi}{2}$ (5.03)



Сл. 5.02 Внатр. коничен кинем. пар, приказ на главн. беличини

Сл. 5.03 Рамнински кон. кинемат. пар, приказ на главните беличини

внатрешен (сл. 5.02), неопходен услов

$$1 + \cos \Sigma < 0 \text{ и } \delta_2 > \frac{\pi}{2} \quad (5.04)$$

рамнински, кинематичкиот конус со помалата аголна брзина преминува во кинематичка рамнина (сл. 5.03). Во случајов, конусот се тркала по прстенестата рамнина, која, исто така, ротира. Притоа, мора да биде задоволен условот:

$$1 + u \cdot \cos \Sigma = 0 \text{ и } \delta_2 = \frac{\pi}{2} \quad (5.05)$$

Аглите на кинематичките конуси (сл. 5.04) зависат од меѓуоскиниот агол Σ и од кинематичкиот однос u . Така, за најчестиот агол $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = \pi/2$

тие се дадени со следниве изрази:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{z_1}{z_2} \quad (5.06)$$

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.07)$$

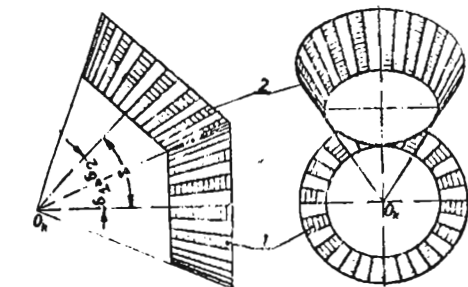
Изразот за кинематичкиот однос, дефиниран со рав. 5.07 се проширува како што следува:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta}{\sin \delta_1} \quad (5.08)$$

Секвако, од сите запченици што припаѓаат на коничните запчестостарови, запчестостарта плоча има најпроста форма, бидејќи најчестата кинематичка површина е во вид на рамнина (сл. 5.03) што врши вртливо движење. Поради тоа, таа е најпогодна за дефинирање на запчениците на еден коничен запчест пар, аналогно на запчестостарта летва кај цилиндричните запчестостарови. Запчестостарта плоча што го определува обликот на запчениците на запчениците на еден коничен запчест пар се нарекува **основна запчестостарта плоча**. Врската меѓу бројот запци на основната запчестостарта плоча z и бројот запци на запчениците на коничниот запчестостар пар што таа го дефинира е дадена со следнава равенка:

$$z_p = \frac{z_1}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{\sin \delta_2} = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (5.09)$$

Аналогно на цилиндричните, и кај коничните запченици сите величини на малиот запченик носат индекс 1, а на големиот индекс 2.



Сл. 5.04

Кинематички величини кај коничен запчест пар,

Σ = меѓуоскин агол
 δ = кинематички агол

Обликот на запците на основната запчеста плоча, заедно со кинематичкиот однос ω и меѓуоскиниот агол Σ наплно го определуваат обликот на запците на спрегнатите запченици. Спрегнувањето на боковите на запците на коничните запченици се сведува на спрегнувањето на нивните профили. Како што е порано изложено, профилот на запците на коничните запченици се добива со пресекување на запците со коза и да било топка со средиште во пресечната точка на оските (сл.3.19). Спрегнатите профили секогаш лежат на иста топка. Според обликот на боковите на запците на основната запчеста плоча, се разликуваат два вида конични запчести парови: — октоидни и — сферично-еволвентни.

Денес преовладува употребата на октоидните запченици, бидејќи изработката им е полесна во однос на сферично-еволвентните. Со оглед на тоа што сферично-еволвентната површина не може да се развие во рамнина, за определување на точниот облик на профилот се користи т.н. TREGOLD-ова апроксимација, со која просторниот проблем се сведува на рамнински. Кај оваа апроксимација, топката со која би се пресекувале боковите на запците за да се добијат профилите, се заменува со т.н. дополнителни конуси. Тие ги сечат соодветните кинематички конуси под прав агол, а врвовите им лежат на оските на соодветните запченици (сл.5.05), така што ја тангираат топката со средиште во пресечната точка на оските. Во случај на запчеста плоча, дополнителниот конус преминува во цилиндар. Со развивањето на до-

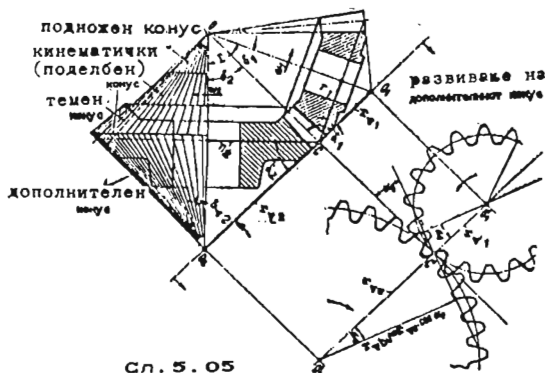
полнителниот конус во рамнина (сл.5.05), се добиваат два сектора со профилите на запците на т.н. еквивалентен цилиндричен запчест пар, чии запци приближно одговараат на профилите на запците на посматраниот коничен запчест пар. Запците на односката запчеста плоча имаат праволиниски профил што одговара на стандардното назабување на

еквивалентниот запчест пар. Полупречникот на "кинематичкиот круг" на овој еквивалентен запченик е еднаков на должината на изводницата на соодветниот дополнителен конус, од врвот до посматраната точка на забецот и е даден со следниов израз:

$$r_v = \frac{r}{\cos \delta}, \text{ одн. пречникот } d_v = \frac{d}{\cos \delta} \quad (5.10)$$

Дополнителниот брод запци што одговара на еквивалентниот цилиндричен запченик се пресметува според следн. равенка:

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta} \quad (5.11)$$



сл. 5.05

Дополнителни конуси апроксим. сп. Tredgold

Во случај $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = \pi/2$, следува:

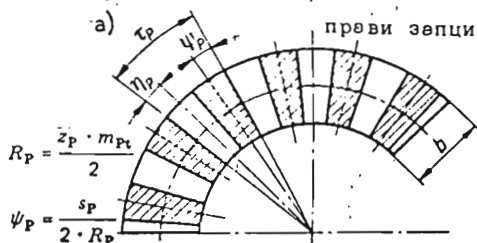
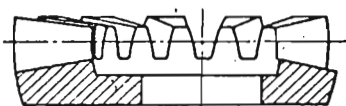
$$d_{v1} = d_1 \cdot \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{z_2} \quad (5.12) ; \quad d_{v2} = d_2 \cdot \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{z_1} \quad (5.13)$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (5.14) ; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (5.15)$$

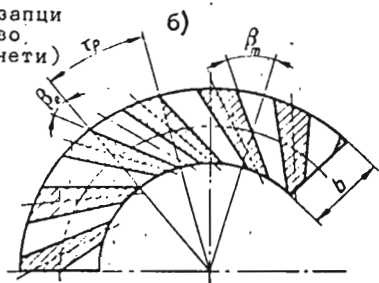
Кинематичкиот однос за еквивалентниот цилиндричен запчест пар за $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = \pi/2$ се пресметува според равенкава:

$$u_v = z_{v2}/z_{v1} \quad u^2 = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 \quad (5.16)$$

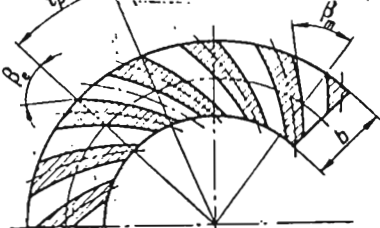
5.2 ПОДЕЛБА НА КОНИЧНИТЕ ЗАПЧЕСТИ ПАРОВИ



коси зепци
(налево
наклонети)



в) криви зепци
(налево наклонети)



Сл.5.06 Запчеста плоча со резни видови зепци

Веќе е наведено дека во однос на обликот на бокот на запците на основната запчеста плоча, коничните запченици бидуваат октоидни и сферично-еволвентни. Понатаму, поделбата се врши и според обликот на бочната линија на запците на основната запчеста плоча. Така во тој однос се разликуваат следниве видови конични запч. парови:

- со прави.
- со коси и
- со криви зепци.

Но понекогаш, макар ретко, се среќаваат и конични запченици со стрелести зепци.

Коничните запченици со прави зепци (сл.5.06а) за бочни линии на запците на основната запчеста плоча имаат прави линии што поминуваат низ пресечната точка на оските.

Коничните запченици со коси зепци (сл.5.06б) за бочни линии на запците на основната запчеста плоча имаат прави линии што тангираат определн круг со центар во пресечната точка на оските. Коничните запченици со криви зепци (сл.5.06в) за бочни линии на запците на основната запчеста плоча имаат (определн вид) криви линии. Најчесто се во примена следниве облици криви линии:

- кружен лак, обликот е развиен од Voetcher, а машини за изработка на запченици по овој систем произведува Ф. GLEASON,

- модифицирана кружна еволвента, разв.од Schicht и Preis, чиј облик на запците се нарекува палонден.Машини за изработка на такви запченици се разв. од Ф. KLINGELNBERG,
- циклоида (во разни форми), обликот во принцип е развиен од d-r MAMMANO. Се изведуваат, главно, три вида запци: епциклоидни по постапката на ELOID на Фабр. OERLIKON-машини тип Spiromatic; потоа на Фабр. FIAT MAMMANO и циклопа-лоидни на Фабриката KLINGELNBERG (Германија).

Аголот на наклонот на бочната линија на запците β е остар агол меѓу тангентата на бочната линија и изводницата на кинематичкиот конус низ посматраната точка на бокот на забецот. Кај запчениците со прави (и т.н. ZEROL) запци аголот $\beta = 0^\circ$. Овој агол се менува по должината на забецот и зависно од обликот на бочната линија неговите екстремни вредности се наоѓаат: кај запчениците со криви запци β има најголема вредност на надворешниот, а најмала вредност на внатрешниот конус. Кај запчениците со коси запци промената е обратна. Во зависност од правецот на наклонот на тангентата во однос на изводницата на кинематичкиот конус, коничните запченици може да бидат со налево (сл. 5.06 б, в) и надесно (сл. 5.06 г) наклонети запци.

Запчениците на спрегнатиот запчест пар мора да имаат спротивно наклонети запци (слично како и кај цилиндричните запченици со коси запци). Вообичаено е, спрегнатиот коничен запчест пар да го носи називот на наклонот на запците на малиот запченик.

Според изложеното, обликот на кривите запци е во тесна врска со начнот на изработката на запчениците (сл. наведените 3-4 система).



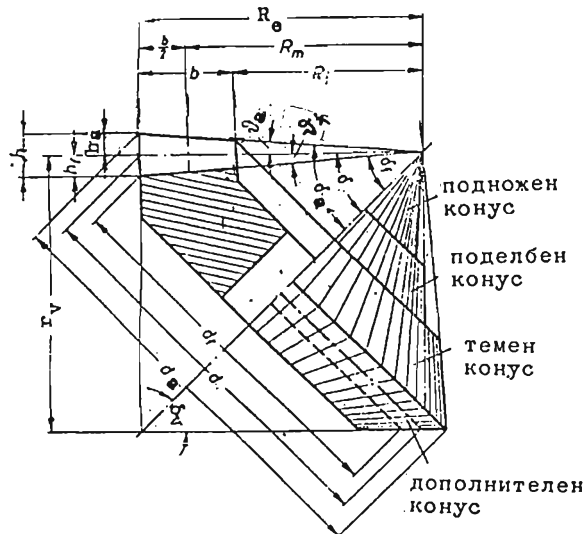
Сл. 5.06г Запчеста плоча со надесно накл. криви з.

5.3 ГЛАВНИ МЕРИ НА КОНИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ

Запците на коничните запчести парови по должината се ограничени со челни површини, кои во практиката се изведуваат во облик на (дополнителни) конуси, што е најчест случај, или како рамнина што е нормална на оската. Кај секој запченик на коничниот запчест пар се разликуваат надворешна и внатрешна челна површина. Притоа, внатрешната челна површина е свртена кон врвот на конусот, а надворешната од спротивната страна.

Под конусна оддалеченост R (сл. 5.07) се подразбира должината на изводницата на кинематичкиот конус од врвот на конусот до која и да било точка на бочната линија на забецот. Така се разликуваат: надворешна R_e , средна R_m и внатрешна R_i конусна оддалеченост.

Разбирливо е, дека двата запченика на еден спрегнат коничен запч. пар мора да имаат еднакви конусни оддалечености. Од тригонометриските односи (сл. 5.07) помеѓу пречникот на кинематичкиот круг и надворешната конусна оддалеченост R_e може да се постави следнава корелација:



Сл. 5.07
Одделни
величини на коничниот
како поединец

та на кинематичкиот конус. Поаѓајќи од познатата надворешна конусна оддалеченост R_e и широчината на запченикот b , изразите за другите конусни оддалечености ги имаат следниве облици:

$$R_i = R_e - b \quad (5.20) \quad R_m = R_e - b/2 = \frac{R_e + R_i}{2} \quad (5.21)$$

Слично како и кај цилиндричните запченици, пречникот на поделбениот (во случајов на кинематичкиот) круг во рамнината нормална на оската на запченикот, се пресметува според порано изведената равенка:

$$d = m_t \cdot z \quad (4.20)$$

Притоа, помеѓу челниот модул m_t и нормалниот модул m_n , за запчениците со коси и криви запци, важи односот даден со равенката 4.16.

Бидејќи чекорите по должината на запците на спрегнатите конични запчести парови се менуваат, исто така се менува и модулот.

Како нормални, речиси секогаш се сметаат геометриските мери што одговараат на надворешните кинематички кругови, дефинирани со надворешната конусна оддалеченост (рав.5.17).

Покрај тоа, и сите карактеристични величини сврзани со овие мери (модул, димензии на профилот на забецот и др.) се пресметуваат и изразуваат во однос на челната површина што одговара на надворешната конусна оддалеченост.

За да се разликуваат овие величини од оние што одговараат на спротивната челна површина (индекс i), може да им се додаде индексот e .

За определувањето на граничниот број запци в меродавен нормалниот број запци на еквивалентниот цилиндричен запченик. За одделни видови конични запченици овој број запци е даден со следниве изрази:

- за запч.со прави запци: рав.5.11;
- за запченици со коси и криви запци:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2} \quad (5.17)$$

Врз основа на рав.5.17, во општ случај, пречниците на кинематичките кругови на спрегнатиот коничен запчест пар на посматраната конусна оддалеченост R_e може да се изразат на следниов начин:

$$d_1 = 2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_1 \quad (5.18)$$

$$d_2 = 2 \cdot R_e \cdot \sin \delta_2 \quad (5.19)$$

Под широчина на запченикот b на коничниот запчест пар се подразбира должината на назабениот дел на запченикот мерена по должината на изводницата

$$z_{vn} = \frac{z_v}{\cos^3 \beta_{bm}} = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_{bm}} \quad (5.22)$$

На границата на потсекуването, бројот запци z треба да е еднаков на граничниот број запци z_n за цилиндричните запченици со прави запци, што за $\alpha = 20^\circ$ изнесува 14. Според тоа, фактичниот граничен број запци на коничните запченици се пресметува сп.рав. 5.11 или 5.22 ако за z_v одн. z_{vn} се стави 14. Како што се гледа, граничниот број запци z_n е помал од оној за цилиндричните запченици, но веќе од објективни причини (позава на шпигест забец) овој број запци не може да биде неограничено мал. Така, за коничните запченици со прави запци $z_{min} = 6$, а за со криви запци $z_{min} = 5$ (4).

Аголот на профилот на основната запчеста плоча се утврдува на 20° . Но, кај запчениците со релативно голем број запци овој агол може да се зема и под 20° . Во англосаксонските земји вообичаени се уште следниве вредности за аголот α : $14,5^\circ$; 16° ; $17,5^\circ$; $22,5^\circ$; 25° .

Височината на забецот кај коничните запчести парови претставува растојание меѓу темениот и подножниот круг, обично мерено по должината на изводницата на надворешниот дополнителен конус. Вкупната височина h се состои од височината на главата h_a и од височината на ногата h_f на забецот. Како и кај цилиндричните запченици, во зависност од начинот на изработката, одделните делови на височината, порано, обично се земаа:

$$h_{f_e} = (1,17 - 1,25) \cdot m \quad (5.23); \quad h_{a_e} = m \quad (5.24)$$

$$h_e = (2,17 - 2,25) \cdot m \quad (5.25)$$

За изработката на телото на запченикот важен е т.н. агол на главата на забецот ϑ , кај сп.сликите 5.07 и 5.08 може да се пресмета сп.следн.рав.

$$\operatorname{tg} \vartheta_a = h_a / R \quad (5.26)$$

Одовде потребниот агол на темениот конус е дефиниран со следниов израз:

$$\delta_a = \delta + \vartheta_a \quad (5.27)$$

Темениот круг е пресечна линија на темениот и на дополнителниот конус. Пречникот на темениот круг на надворешната челна површина е даден со следнава равенка:

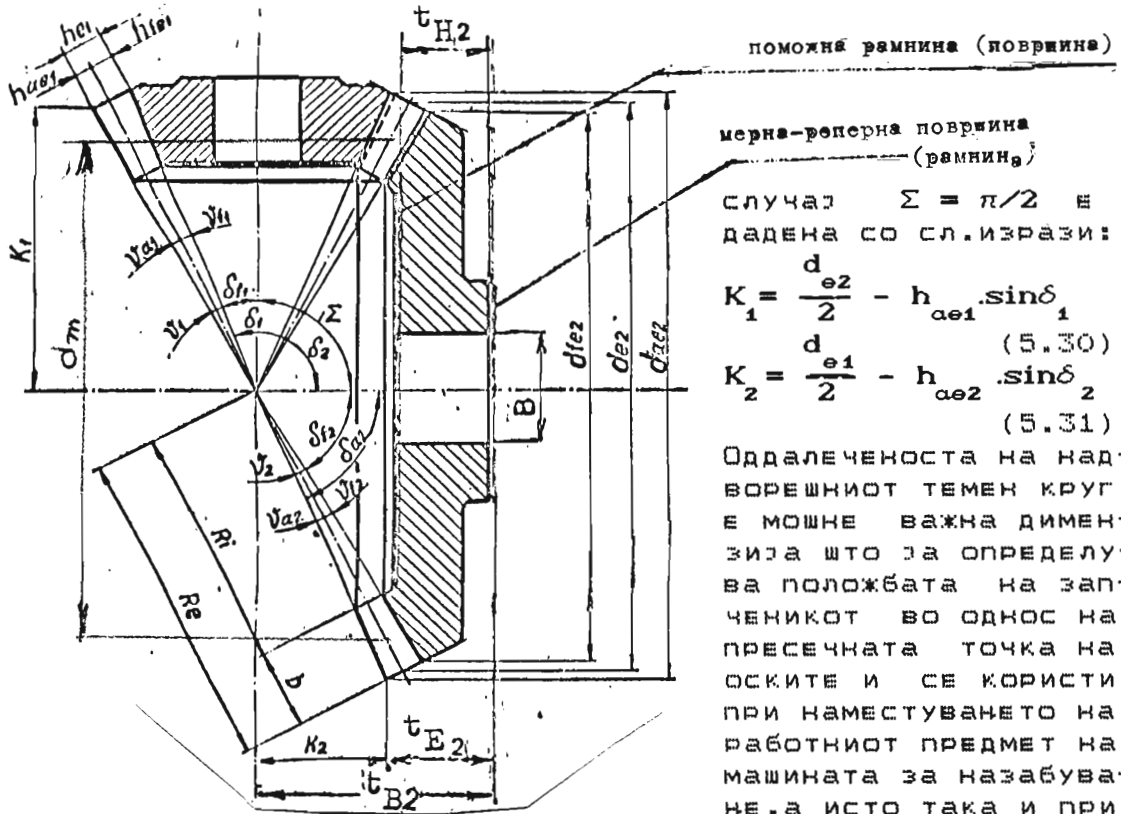
$$d_{a_e} = d_e + 2 \cdot h_{a_e} \cdot \cos \delta \quad (5.28)$$

Подножниот круг е пресечна линија на подножниот и на дополнителниот конус. Неговиот пречник на надворешната челна површина е даден со следнава равенка:

$$d_{f_e} = d_e - 2 \cdot h_{f_e} \cdot \cos \delta \quad (5.29)$$

Бидејќи, како што веќе е наведено, е вообичаено запченикот да бидува дефиниран со мерите на надворешната челна површина, дополнителниот индекс е (за h , d и др.) обично, се изоставува.

Оддалеченоста на надворешниот темен круг (K) е нормална оддалеченост на рамнината определена со надворешниот темен круг од пресечната точка на оските (сл.5.08) и во



Сл.5.08

Геометриски мери на запчениците на коничн.запчест пар

гаш да се предвиди некоја т.н **мерна површина**, нормална на оската на запченикот што треба да биде fino обработена и во тесни толеранции на нормалноста, со дадена оддалеченост од надворешниот темен круг. Само на тој начин може да се постигне предвиденото **поклопување** на врвовите на кинематичките (а може би и на други) конуси со пресечната точка на оските — **услов** што овозможува правилна работа на коничните запчести парови.

Покрај наведената оддалеченост K , според стандардите **JUS M.C1.010** и **DIN 3971**, предвидени се уште следниве мери:

- оддалеченост на **мерната површина** до врвот на конусот, што (според **DIN**) се означува со t_B , сл.507 и
- **темена оддалеченост** меѓу мерната површина и рамнината на надворешниот темен круг, што се означува со t_E .

Доколку мерната површина не може да се користи за предвидената цел, слободно се предвидува—избира друга, т.н. **помошна рамнина** на оддалеченост t_H од мерната површина, која исто така, е нормална на оската на запченикот.

Оддалеченоста t_B се користи како реперна мера при поставувањето на запченикот на машината за изработка и назабување, како и при неговата контрола и вградување, одн. склопување со неговиот парник.

помошна рамнина (површина)

мерна-реперна површина
(рамнина)

случај $\Sigma = \pi/2$ е дадена со сл.изрази:

$$K_1 = \frac{d_{e2}}{2} - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1 \quad (5.30)$$

$$K_2 = \frac{d_{e1}}{2} - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2 \quad (5.31)$$

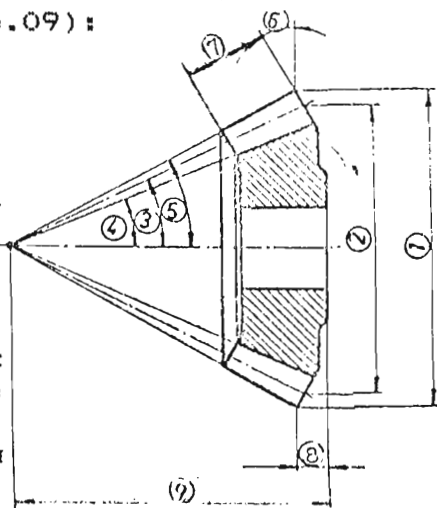
Оддалеченоста на надворешниот темен круг е мошне важна димензија што за определува положбата на запченикот во однос на пресечната точка на оските и се користи при наместувањето на работниот предмет на машината за назабување, а исто така и при вградувањето. Поради тоа, кај коничните запченици треба секогаш

Слично на цилиндричните, и коничните запченици се цртаат упросто, како што е пропишано по JUS M.AO.074, точка 3.

Во принцип, цртежот ги содржи само мерите што се однесуваат на телото на запченикот, пред изработката на запците, а запците не се цртаат, туку потребните податоци што се однесуваат на нив се даваат во посебна табела, што е составен дел на документацијата на запчениот пар. Инаку, работилничките цртежи на коничните запченици може значително да се разликуваат, бидејќи конструктивните и фабрикации-те мерни, во најголема мера зависат од предвидената постапка на изработката на запците.

Цртежот на телото на запченикот пред изработката на запците се подготвува, според потребата, во една или повеќе проекции и евентуални пресеци, со назначена мерна површина и со следниве податоци (сл.5.08 и 5.09):

1. пречник на надв.темен круг d_a
2. пречник на надв.поделбен круг d
3. агол на поделб.конус (т.ч. во ") δ
4. агол на подножн. " " δ_f
5. агол на темениот " " δ_a
6. агол меѓу изводн.на конусот на надв.челна површ.и рамк.нормална на оската на ротац.на запч.
7. должина на запците b
8. темена оддалеченост t_E
9. оддалеч.на мерната површина t_V
10. оддалеч.на помошната од мерната површина со толеранција t_H
11. ознака на квалитетот на обраб.
12. податоци за другите површини и мерите на главината, за жлебот за клин, одн.евент.на жлебен профил.



Сл. 5.09 Цртеж на запченикот на коничниот запчениот пар

Покрај одделните цртежи на обата запченика со наведените податоци, се дава и склопен цртеж на запчениот пар, на кој се нанесуваат податоци за меѓуоскиот агол Σ и за одделните агли δ , за главните вградбени мерни, потоа за насоките на вртената, правецот на наклонот на запците (за запченици со коси и криви запци), постапката на назабувањето и др.

На цртежот на коничните запченици се става уште и табела што ги содржи податоците што еднозначно ги определуваат: геометрискиот облик на запците на готовиот запченик, начинот на изработката и евентуалната обработка, потоа класата на толеранциите и начинот на контрола, дозволените отстапувања и евентуално некои други барања.

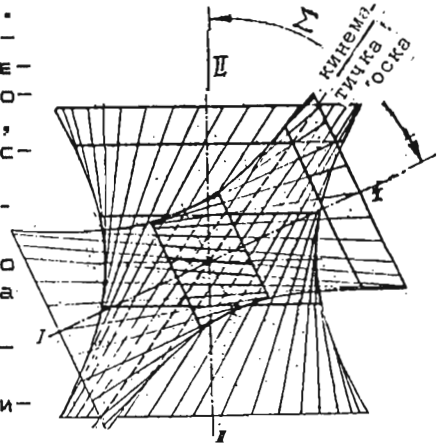
Како пример во таа смисла може да послужи табелата 5.1.

Табела 5.1 на цртежот ЗА ОДДЕЛНИ ВЕЛИЧИНИ И МЕРИ НА
ОКТОИДНИ КОНИЧНИ ЗАПЧЕНИЦИ ЗА $\Sigma = 90^\circ$ и $\alpha_p = 20^\circ$

Величина. мера, коефициент	Оз- нака	Единица	Забелешка
ТИП НА ЗАПЧЕНИКОТ (СО ПРАВИ, КОСИ ИЛИ КРИВИ ЗАПЦИ) СИСТЕМ НА НАЗАБУВ. (Gleason, Klingelberg, Oerlikon)			
ФАКТИЧЕН БРОЈ ЗАПЦИ	Z		
БРОЈ ЗАПЦИ НА ОСН. ЗАПЧЕСТА ПЛОЧА	Z_p		
ДОПОЛНИТЕЛЕН БРОЈ ЗАПЦИ	Z_v		
НОРМАЛЕН БРОЈ ЗАПЦИ	Z_{vn}		
АГОЛЕН ЧЕКОР НА ОСН. ЗАПЧ. ПЛОЧА	τ_p	о, "	
АГОЛ НА НОГАТА НА ЗАБЕЦОТ	ϑ_f	о, "	
НАДВОРЕШЕН ЧЕЛЕН МОДУЛ	m_e	mm	на 3 децимали
НОРМ. МОДУЛ ВО СРЕДНИОТ ПРЕСЕК	m_{mn}	"	" " "
ПРЕЧНИК НА НАДВ. ПОДЕЛБЕН КРУГ	d_e	"	" " "
ПРЕЧНИК НА СРЕДНИОТ ПОДЕЛБ. КРУГ	d_m	"	1 децимал
НАДВОРЕШНА КОНУСНА ОДДАЛЕЧЕНОСТ	R_e	"	3 децимали
ВИСОЧ. НА ЗАБ. НА НАДВ. ЧЕЛНА ПОВРШ.	h	"	1 децимал
ВИСОЧИНА НА ГЛАВАТА НА ЗАБЕЦОТ	h_a	"	" " "
АГОЛ НА НАКЛОНОТ НА БОЧНАТА ЛИН. (НА СРЕДНИОТ КРУГ)	β_m	о, "	
НАСОКА НА НАВОЗНИЦАТА			лева/десна
ЗАЧЕСТЕНОСТ НА ВРТЕЖИТЕ	n	sec^{-1}	
ПЕРИФЕРНА БРЗИНА (НА СРЕДН. КРУГ)	v_m	m/sec	

6.1 ОПШТИ ПОГЛЕДИ. ПОДЕЛБА

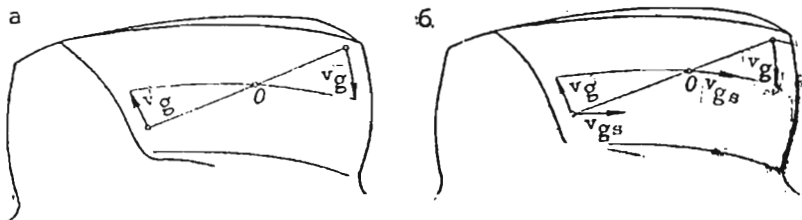
Основните поставки за хиперboloидните (запчести) парови, во принцип, веќе се изложени во тч. 2.1.3. Како што е наведено, тие претставуваат кинематички парови од општ вид, бидејќи нивните оски што се наоѓаат на меѓусокино растојание a се разминуваат во просторот под меѓусокин агол $\Sigma \neq 0$ одн. π , т.е. тие не се паралелни. Кинематичките површини на хиперboloидните запчести парови со непроменлив преносен однос се едногранкови ротациони хиперboloиди, опишани околу оските што се вкрстосуваат, со грло на местото на заедничката нормала на обете оски (сл. 6.01).



Сл. 6.01 Ротациони хиперboloиди

Кинематичките хиперboloиди се допираат по должината на заедничката праволиниска изводница, која истовремено претставува кинематичка оска. Тие се тркалаат еден по друг во правец нормален на кинематичката оска, а истовремено се лизгаат во правец на кинематичката оска. Значи, компонентите на периферните брзини на спрегнатите запченици во точките што лежат на моментната оска, во правец на која и да било рамнина нормална на моментната оска, меѓусебно се еднакви, додека компонентите на периферните брзини во правец на моментната оска меѓусебно се различни, одн. во тој правец има лизгање.

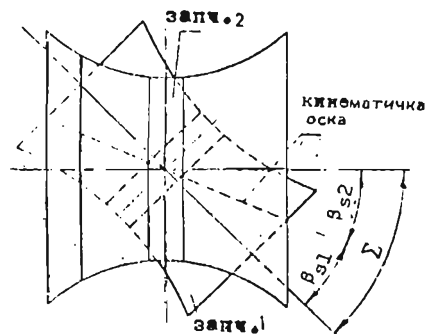
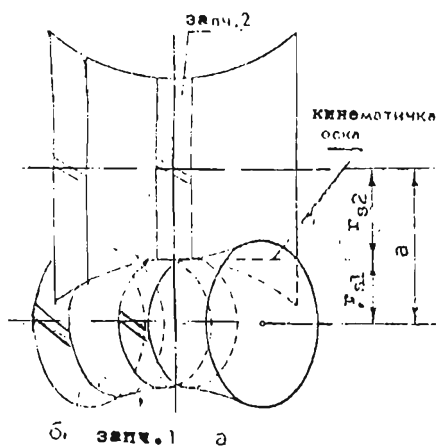
Од изложеното може да се заклучи дека главна карактеристика на хиперboloидните запчести парови е лизгањето, и тоа не само во правец на височината на забецот, како и кај сите видови запченици (сл. 6.02 а), туку секогаш и во правец по должината на забецот (сл. 6.02 б). Брзината на лизгањето го менува интензитетот и правецот во одделните точки на допирот на боковите на запците, но никогаш не ја менува насоката (сл. 6.02 б) и не достигнува вредност еднаква на нула, како кај цилиндричните и коничните запченици. Поради тоа, хиперboloидните парови се изложени на зголемено лизгање и триене одн. абене, поради што нивниот степен на искористувањето е најмал. Но затоа, пак, нивната работа е помирна без удари и шумови.



Сл. 6.02 Брзини на лизгањето на бокот на запците кај хеликоидните запченици

Спрегнатите хиперboloиди, во принцип, би можеле да се искористат како

- а) на запченици за паралелни вратила
- б) на запченици за вратила што се вкрстосуваат



Сл. 6.03

Хиперболоидни запченици

а) цилинд. запч. со

хеликоидни запци

б) хипоидни запченици

фактични запченици на кое и да било место, доволно е да се искористат само тесни делови од хиперболоидите. Но, заради тоа што изработката на идеално точните хиперболоидни запченици би се одвивала со примена на профилирани глодала, што претставува посвебен проблем, тие не се употребуваат во точен облик. Во практичната изведба се користат подебело извлечените делови од хиперболоидите прикажани на сл. 6.03 а, б) кои, заменувајќи ги понатаму со поедноставни геометриски форми, се сведуваат на цилиндри, за делот на местото на грлото на хиперболоидите, со што настануваат цилиндрични запченици, односно конуси, ако се користи дел од кривите на хиперболоидите, со што проблемот се сведува на употреба на конични запч.

Така, според обликот на запците и положбата на спрегнатите запченици спрема заедничката нормала на оските што се вкрстосуваат, хиперболоидните запченици може да бидат:

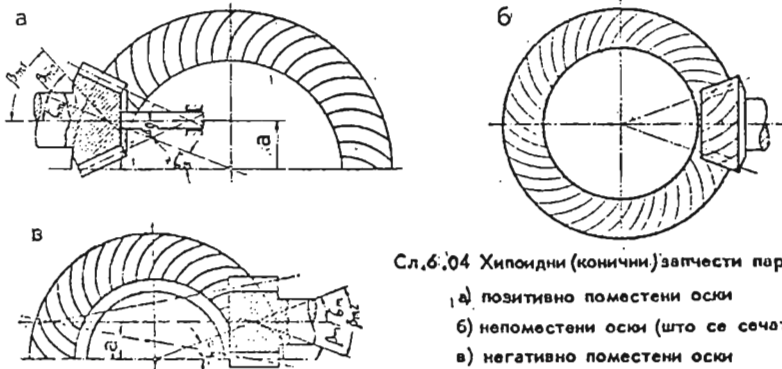
- хиперболоидни еволвентни
- хиперболоидни, специјални типови (засега недов. проучени)
- хипоидни и
- полжавни.

Во ова поглавје ќе бидат обработени само хипоидните и полжавните запченици.

6.2 ХИПОИДНИ ЗАПЧЕСТИ ПАРОВИ

Како што веќе е изложено, хипоидните запченици настануваат со апроксимација на крајните делови на хиперболоидите со попростата форма—конуси. Така, подножните и темените површини се изведуваат во облик на кружни конуси кои се поставени несиметрично во однос на заедничката нормална линијата на вкрстосувањето на оските на вртената. Боковите на запците имаат сличен облик на боковите на запците на коничните запченици со криви запци, така што меѓу одделните запченици на овие два вида запченици парови не може да се забележи никаква (визуелна) разлика. Најчесто оските на хипоидните запч. парови се вкрстосуваат под агол $\Sigma = 90^\circ$. Нивното меѓуоскино растојание a , кое обично е мало, овозмо-

жува вратилото да се потпре на две лежишта, од двете страни на запченикот. Ваквото решение е многу подобро отколку запченикот да се наоѓа на препустот на вратилото. Освен тоа, со раздалечувањето на оските лесно се решава прашањето на пренесувањето на вртежен момент од едно долго преодно вратило на неколку гонети (приемни) вратила. Зависно од насоката на поместувањето на оската на малиот запченик, во однос на вистинските конични запченици, се разликуваат: позитивно и негативно поместени хипоидни запчести парови. Кога оската на малиот запченик е поместена во насоката на наклонот на запците, хипоидниот запчест пар се смета за позитивен (сл. 6.04а), а кога поместувањето е во спротивната насока — за негативен (сл. 6.04б).



Сл. 6.04 Хипоидни (конични) запчести парови со :

- а) позитивно поместени оски
- б) непоместени оски (што се сечат)
- в) негативно поместени оски

Заради поместувањето на оските, одделните величини на малиот запченик се менуваат, на пример, челниот модул m_{e1} , пречникот d_1 , аголот на конусот δ_1 , степенот на спрегнувањето ε и др. m_{e1} . Така, при ист преносен однос, кога малиот запченик е позитивно поместен (сл. 6.04а), аголот на наклонот на запците $\beta_1 > \beta_{mz}$, а се зголемуваат и сите наведени величини (m_{e1} , d_1 , δ_1 и ε), во однос на малиот запченик на соодветниот коничен запчест пар (чиј оски се сечат), и тоа толку повеќе, колку што растојанието a е поголемо. Тоа е мошне значајно, бидејќи носивоста на запчестиот пар, зависи, пред сè, од димензиите на малиот запченик, кои во случајов, се зголемуваат. Кај негативно поместениот мал запченик, ситуацијата е обратна.

Големината на поместувањето на оските може да се избира $a \leq 0,4 d_{m2}$. Најчесто се применуваат хипоидните запчести парови со позитивно поместен мал запченик, поради наведените предности предности на оваа варијанта.

Тие најдоа широка примена во автомобилската индустрија. Со замена на коничниот запчест пар со хипоиден во диференцијалот на автомобилот, овозможено е сплутането на т.н. погонски мост, со што се зголемува расположливиот простор, а се спушта и тежиштето на возилото, со што тоа станува по-стабилно. Хипоидните запченици се применуваат и во алатните, текстилните, рударските, градежните и др. видови машини. Изработката се одвива на машините за изработка на конични запченици со криви запци (Gleason, Oerlikon, Klingelberg) со додаток на посебен уред.

6.3.1 ОПШТИ ПОИМИ И ПОДЕЛБА

Полжавниот пар е хиперболоиден запчест пар. Тој се состои од полжав, чиј облик е сличен на навозното вретено, и полжавник, чиј облик е приспособен на обликот на полжавот. Аголот на вкрстосувањето, во принцип, може да има која и да било вредност, но, речиси, редовно, полжавните парови се изведуваат со $\Sigma = 90^\circ$, така што и понатамошните излагана ќе се однесуваат за тој случај.

Полжавот и полжавникот се поставени симетрично во однос на заедничката нормала на оските на вртената, а боковите на запците имаат линиски допир.

По правило, полжавот секогаш е малиот и истовремено погонскиот запченик, а полжавникот, пак, секогаш е големиот и истовремено гонетиот запченик.

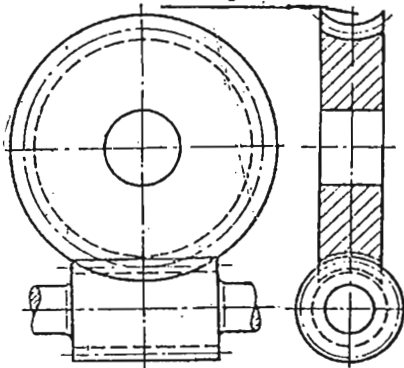
Значи полжавниот пар секогаш е во улога на редуктор.

Според обликот на темената и подножната површина, полжавот може да да биде:

– цилиндричен и – глобоиден,

а полжавникот, речиси, редовно се изведува глобоиден (ретко како цилиндричен запченик со хеликоидни запци).

главна рамнина



Сл. 6.05 Цилиндричен полжавен пар

Кај цилиндричните полжави темената и подножната површина имаат облик на делови од цилиндар (а кај коничните делови од конуси).

Кај глобоидните полжави темената и подножната површина имаат облик на делови од кружни торуси, приспособени на подножната и темената површина на полжавникот.

Темената и подножната површина на полжавникот се приспособени на подножната и темената површина на полжавот.

Општата поделба на полжавн.парови се базира врз обликот на темената и подножната површина на полжавот.

Така се разликуваат: цилиндрични (сл.6.05) и глобоидни полжавни парови.

Во обата случаја, норм. се вградуваат глобоидни полжавници. Со оглед на тоа што глобоидните полжави потешко се изработуваат, најчесто се во примена цилиндричните полжавни парови, кои и најдобро се проучени, па понатамошните излагана ќе се ограничат само на нив.

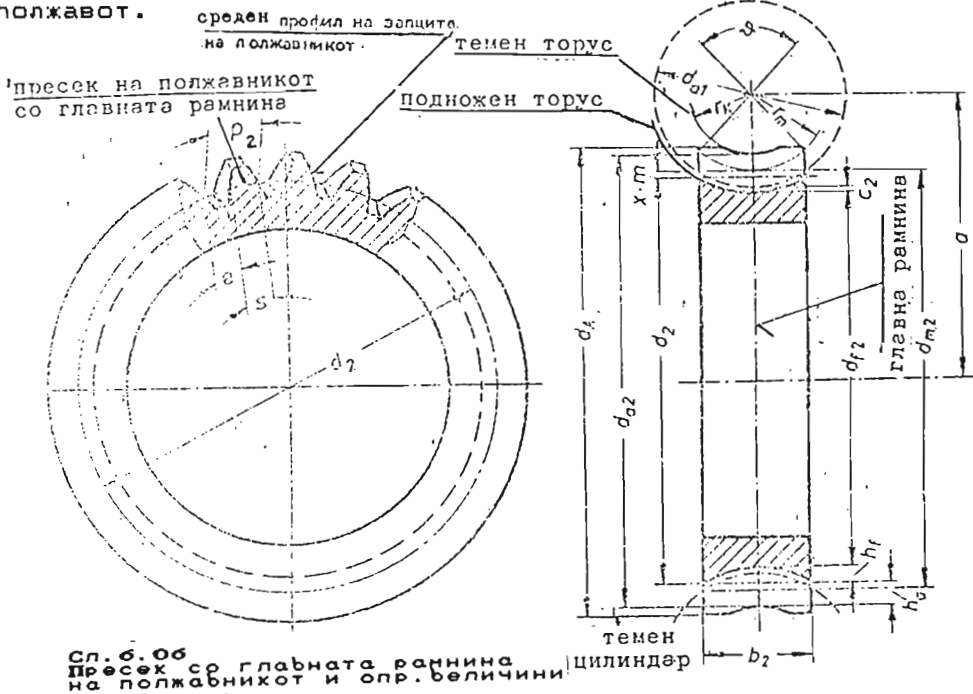
6.3.2 БОКОВИ НА ЗАПЦИТЕ НА ЦИЛИНДРИЧНИТЕ ПОЛЖАВНИ ПАРОВИ

Боковите на запците на полжавот се делови од хеликоидни површини со постозан од, слично како и боковите на запците на навивките кај навозното вретено. Обликот на боковите на запците зависи исклучиво од начинот на изработката на полжавот, така што во тој поглед се разликуваат неколку типови хеликоиди, кои ќе бидат разгледани подоцна.

Инаку во поглед на правилноста на спрегнувањето и цврсти-

ната на запците, одделните типови хеликоиди не покажуваат некои поголеми разлики.

Боковите на запците на полжавникот се определени со обликот на боковите на запците на полжавот и со неговото движење во однос на полжавникот, во согласност со основниот закон на спрегнувањето, изразен со помош на парот анVELOПИ. Движењето на полжавот во однос на полжавникот е определено со преносниот однос, меѓуоскиното растојание и аголот Σ . Анализата на обликот на спрегнатите бокови на запците на полжавните парови се спроведува во пресеците на полжавникот со рамнина нормална на неговата оска. Од сите тие рамнини најзначајна е главната рамнина на полжавниот пар (сл. 6.05 и 6.06), што кај полж.пар со агол $\Sigma = 90^\circ$ претставува симетрична рамнина на полжавникот, а аксијална рамнина на полжавот.



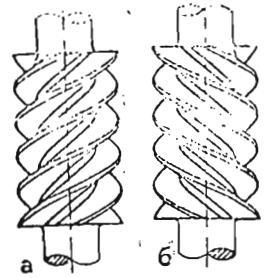
Сл. 6.06 Пресек со главната рамнина на полжавникот и опр. величини

Пресекот на полжавниот пар со главната рамнина ги дефинира аксијалниот профил на запците на полжавот и средниот профил на полжавникот (сл.6.06).

Насоката на запците на полжавот може да биде десноодна (сл.6.07а) и левоодна (сл.6.07б). Насоката на запците на полжавникот е определена со насоката на запците на полжавот и за $\Sigma = 90^\circ$ запците на полжавот и на полжавникот имаат иста насока. Насоката на вртенето на полжавникот во однос на насоката на вртенето на полжавот зависи од насоката на запците на полжавот и од неговата поставеност спрема полжавникот (сл.6.08).



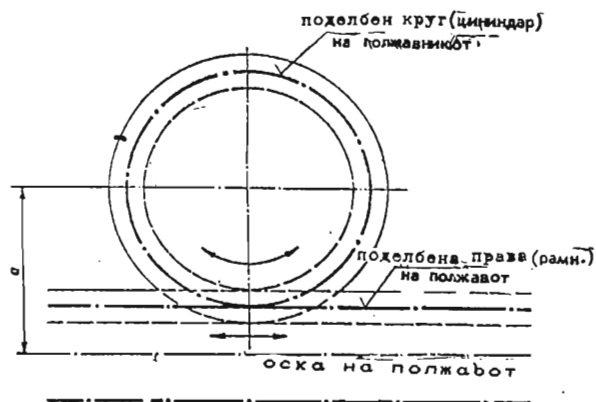
Сл. 6.08 Насоки на врт на полж.пар



Сл. 6.07 Насоки на хеликоидот

6.3.3 ЕКВИВАЛЕНТЕН РАМНИНСКИ ЦИЛИНДР. ПАР. ГЕОМЕТР. МЕРИ

Вртенето на полжавот околу сопствената оска има за последица аксијално поместување на неговите профили. Заради тоа, ротацијата на полжавот околу сопствената оска може да се замени со транслација во правец на таа оска. Врз база на тоа, спрегнувањето на боковите на запците на полжавниот пар, при $\Sigma = \pi/2$, може да се посматра како спрегнување на еден рамнински цилиндричен пар со коси запци, чии профили се со различни облици и положби во разните пресеци нормални на оската на запченикот. Притоа, запчестата летва одговара на полжавот, а запченикот на полжавникот.



Сл. 6.09 Спрегнување на полжавот и полжавникот

Поделбената рамнина и поделбениот цилиндар се сведуваат на поделбена права и поделбен круг (сл. 6.09). На поделбениот круг на полжавникот, слично како и кај цилиндричните запченици, е дефиниран поделбен чекор на полжавникот p_2 , а на поделбената права на полжавот—аксијалниот чекор на полжавот p_{x1} што одговара на чекорот на профилите на основната запчеста летва. Со оглед на тркалањето без лизгање на поделбениот круг по поделбената права, овие чекори меѓусебно мора да бидат еднакви, т.е.

$$p_2 = p_{x1} = m \cdot \pi \quad (6.01)$$

каде што m е аксијалниот модул, што е стандардизиран и според кој се определуваат сите димензии на полжавниот пар.

Одот на навозницата на полжавот p_z се состои од z_1 аксијални чекори, т.е.

$$p_z = z_1 \cdot p_{x1} \quad (6.02)$$

каде што z_1 е бројот запци (одови) на полжавот, определен со пресекот на полжавот со рамнината нормална на неговата оска. Најчесто $z_1 = 1$ до 4. Како што е познато од кинематиката на навозните преносници, аксијалната брзина на една точка од поделбената права на полжавот, при зачестеност на вртежите n_1 изнесува:

$$v_{x1} = n_1 \cdot p_z = n_1 \cdot z_1 \cdot p_{x1} \quad (6.03)$$

Ваквиот цилиндричен пар се нарекува еквивалентен рамнински цилиндричен пар (сл. 6.09). Во однос на ротационото движење на полжавникот и условеното трансаторно движење на полжавот, поделбената рамнина и поделбениот цилиндар се тркалаат еден по друг без лизгање. Во пресекот на полжавниот пар со главната рамнина или со која и да било друга паралелна на неа, по-

Ако полжавникот се врти со зачестеност на вртежите n_2 , тогаш периферната брзина на една точка од неговиот поделбен круг изнесува:

$$v_2 = n_2 \cdot p_2 \cdot z_2 \quad (6.04)$$

Поради тркалањето на поделбената права по поделбениот круг овие две брзини меѓусебно мора да бидат еднакви, т.е.

$$n_1 \cdot z_1 \cdot p_{x1} = n_2 \cdot p_2 \cdot z_2 \quad (6.05)$$

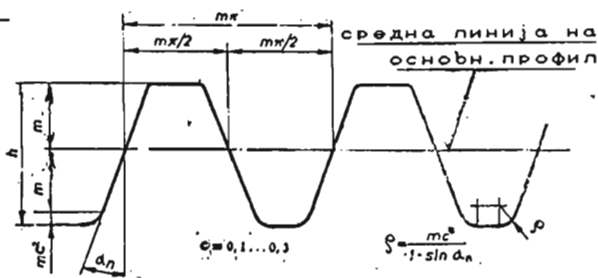
Одовде кинематичкиот однос на полжавниот пар се сведува на познатиот израз:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

За разлика од сите други кинематички парови, кинематичкиот однос кај хиперболоидните парови не може да биде определен со односот на пречниците на соодветните поделбени цилиндри, бидејќи овие цилиндри се тркалаат еден по друг со лизгане. Тоа е една од главните одлики на хиперболоидните парови.

6.3.4 ОСНОВЕН ПРОФИЛ И БРОЈ НА ОБЛИКОТ НА ПОЛЖАВОТ

Основен профил на полжавот е оној профил што ги определува димензиите на аксијалниот профил на полжавот: чекорот, дебелината и височината на забецот на средната линија, како и обликот на профилот на алатот за изработка на полжавот. Основниот профил е стандардизиран по JUS M.C1.018. Неговиот облик е даден на сл. 6.10. Обликот на аксијалниот профил на полжавот отстапува од основниот профил, зависно од начинот на изработката. Остриот агол меѓу тангентата на средната навозница на полжавот и рамнината нормална на оската на полжавот претставува агол на средната навозница на полжавот γ_m . Така,



Сл. 6.10 Основен профил на полжавот

Според тоа, изразот за пречникот на средниот круг се добива, ако рав. 6.06 се реши по d_m , така

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{p_z}{d_m \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot p_{x1}}{d_m \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot m}{d_m} \quad (6.06)$$

каде што q е т.н. број на обликот на полжаво, чии стандардни вредности сп. JUS M.C1.019 се дадени во таб. 6.01, а на стандардни модули во таб. 6.02.

Табела 6.01 СТАНДАРДНИ ВРЕДН. ЗА q

I СТЕПЕН НА ПРИОРИТЕТ	8	10	12	16	20
II СТЕПЕН НА ПРИОРИТЕТ	7	9	11	14	18

Табела 6.02 СТАНД.МОДУЛИ

1	1,25	1,5	2	2,5	3
4	5	6	8	10	12
16	20				

во mm

6.3.5 ГЛАВНИ ДИМЕНЗИИ НА ПОЛЖАВН.ПАР.МЕГУОСКИНО РАСТОЈАНИЕ

За понатамошното разгледување,назанапред ќе бидат изведени изразите за поделбените цилиндри (кругови),одн.нивните пречници, на полжавот и на полжавникот (сл.6.06). Така,во случај на поместен профил пречникот на поделбениот цилиндар (круг) на полжавот е определен со следниов израз:

$$d_1 = d_m + 2 \cdot x \cdot m = m \cdot (q + 2 \cdot x) \quad (6.08)$$

Во (најчест) случај $x = 0$, на $d_1 = d_m$.

Пречникот на поделбениот цилиндар (круг) на полжавникот,како кинематички цилиндар на еквивалентниот цилиндричен рамнински пар, се добива од условот на тркалането на поделбената права по поделбениот круг.Така,

$$d_2 = \frac{p_z \cdot z_2}{\pi} = m \cdot z_2 \quad (6.09)$$

Меѓуоскиното растојание на полжавниот пар е определено со пречниците на поделбен.кругови на полжавот и на полжавникот:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_m + d_2 + (2 \cdot x \cdot m)}{2} = m \cdot \frac{q + z_2 + (2 \cdot x)}{2} \quad (6.10)$$

Пречникот на темениот цилиндар (круг) на полжавот е определен со следниов израз:

$$d_{a1} = d_m + 2 \cdot m = m \cdot (q + 2) \quad (6.11)$$

Темената површина на полжавникот,по правило,се состои од делови на кружен торус и кружен цилиндар (сл.6.06).

Темениот круг на полжавникот е определен со пресекот на полжавникот со главната рамнина и одговара на внатрешниот круг на темениот торус,а неговиот пречник е определен со следнава равенка:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \quad (6.12)$$

Пречникот на темениот цилиндар на полжавникот е определен конструктивно,така што приближно може да се зема:

$$d_A \approx d_{a2} + m \quad (6.13)$$

Пречникот на подножниот цилиндар (круг) на полжавот,чија оска се поклопува со оската на полжавот,се пресметува сп.следн.равенка:

$$d_{f1} = d_m - 2 \cdot m \cdot (1 + 0,1 \cdot 0,3) = m \cdot [q - 2 \cdot (1,1 \cdot 1,3)] \quad (6.14)$$

Се обрнува внимание дека така пресметаниот пречник d_{f1} треба да биде еднаков или поголем од пречникот на вратилото f_1 на тоа место (пресек) пресметан по основа на оптоварувањето.

Должината на полжавот b_1 за $x = 0$ се пресметува според рав.:

$$b_1 \approx 2,5 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} \quad (6.15)$$

а широчината на полжавникот $b_2 \approx 2 \cdot m \cdot (0,5 + \sqrt{q + 1}) \quad (6.16)$

6.3.6 ОБЛИК НА БОКОВИТЕ НА ЗАПЦИТЕ НА ПОЛЖАВОТ И ПОДЕЛБА

Како што веќе е наведено,боквите на запците на полжавот се делови од хеликоидни површини,чиј облик зависи од начинот на изработката-обликот на алатот и неговата положба и движењето во однос на полжавот.

Поделбата на полжавните парови се врши според обликот на хеликоидот,одн. типот на полжавот,а разгледувањето на одделните типови полжави тесно е врзано со начинот на нивната изработка.

Така, според обликот на боковите на запците се разликуваат неколку стандардни типови полжави, и тоа:

- **ZA (Archimed-ов полжав)**; најчесто применлив. Аксијалниот профил се состои од прави линии, а пресекоот на бокот на полжавот со рамнина нормална на неговата оска дава Архимедова спирала;
- **ZI (еволвентен полжав)**, боковите на запците имаат еволвентен хеликоид, како и боковите на запците на цилиндричните запченици со коси запци; овој тип полжав може да се бруси;
- **ZK и ZN**, аксијалните профили им се криви линии.

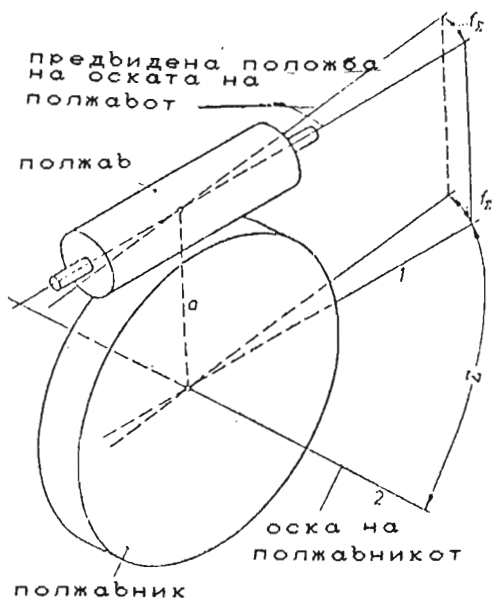
6.3.7 ОДЛИКИ И ПРИМЕНА НА ПОЛЖАВНИТЕ ПРЕНОСНИЦИ

Каако што веќе е нагласено, полжавниот преносник се применува, главно како редуктор, додека применет како мултипликатор е редот исклучок, што воопшто не претставува добро решение, бидејќи загубите се значителни, а навозницата на полжавот мора да биде многу стрмна. Големите преносен однос (од 8 до 300) првенствено ја диктира примената на полжавните преносници, кај кои се добиваат и најмали габаритни димензии. Покрај тоа, тие се одликуваат со рамномерна и тивка работа, без удари, а шумовите се незначителни. Како **мани** може да им се истакнат: потребата за точна изработка и вградување, како и неопходноста од одлично подмачкување. Покрај тоа, големото триење осетно го намалува степенот на искористувањето, кој обично се движи $\eta = 0,75 - 0,9$, што е значително понизок во однос на сите други запчени преносници, кое за последица има големо затоплување. Поради тоа, оптоварувањето не е толку ограничено со оглед на цврстината на запците, колку што е лимитирано со затоплув. и ефикасното подмачкување.

Инаку, полжавните преносници наоѓаат широка примена во машиноградбата, и тоа во: дигалките, разните видови возила, алатните машини, мелниците и др.

Прочуен производител на полжавни (а и запчени) преносници во Европа е Фабр. **FLENDER** од **Bocholt** во Германија, која има широка производствена програма од сите видови преносници, спозници и др.

6.3.8 ПРИКАЖУВАЊЕ НА ПОЛЖ.ПРЕНОСНИЦИ НА ЦРТЕЖИТЕ

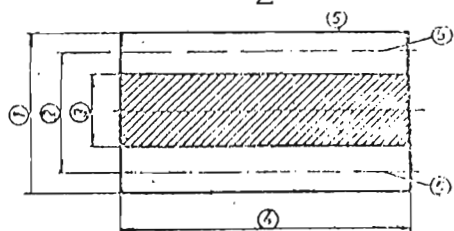


Сл. 6.11 Отстапување на меѓуоскиниот агол Σ на полж.пар

Полжавните преносници се цртат првенствено во склоп (шематски, сл.6.11), со евентуално прикажување на одделните отстапувања. Инаку и самите членови на еден полжавен пар се цртат упростено.

Мерите што на цртежите се назначуваат се следн.:

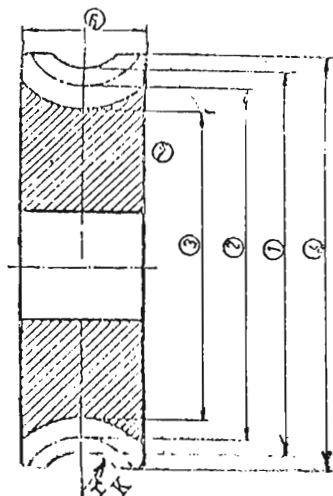
- за **полжавот** (сл.6.12)
 1. пречник на темениот цилиндар d
 2. пречник на поделбениот цилиндар d^1
 3. пречник на подножниот цилиндар d^1
 4. должина на полж. f^1
 5. озн. на квалитетот 1



Сл. 6.12 Цртеж на полжавот

за **полжавникот** (сл.6.13)

1. пречник на темениот круг во пресекот со главната рамнина d_{a2}
2. пречник на поделбениот круг d^2
3. пречник на подножниот круг во пресекот со главната рамнина d_{f2}
4. пречник на тремениот цилиндар d^A
5. полупречник на кругот на темениот торус r^K
6. вкупна ширина на полжавникот b^2
7. озн. на квалит. на обраб.



Сл. 6.13 Цртеж на полжавникот

Освен заедничкиот цртеж на полжавниот пар - во склоп и одделните цртежи на полжавот и на полжавникот, за $\Sigma = 90^\circ$, во одделни табели треба да се внесат уште следниве податоци:

Табела 6.1 ПОДАТОЦИ НА ЦРТЕЖОТ ЗА ПОЛЖАВОТ

Величина, мера коефициент	Оз- нака	Един.	Забелешка
тип на полжавот (ZA, ZN, ZI или ZK)			
број одови (запци) на полж.	z_1		
модул	m	mm	на 3 децим.
број на обликот на полжавот	q		
коефициент на поместувањето	x		
пречник на средниот цилиндар	d_m	mm	на 3 децим.
агол на средната навојница	γ_m	о, "	
од на навојницата	p_z	mm	на 1 децим.
насока на навојницата			лева/десна
дебелина на забецот на полж.	s_{mn}	mm	на 3 децим.
зачестеност на вртежите	n_1	sec ⁻¹	
периферна брзина	v_m	m/sec	
кодекс на бројот на полжавникот			
број запци на полжавникот	z_2		
меѓускино растојание	a	mm	на 3 децим.

Табела 6.2 ПОДАТОЦИ НА ЦРТЕЖОТ ЗА ПОЛЖАВНИКОТ

број запци	z_2		
кодекс на бројот на полжавот			
модул (челен)	m	mm	на 3 децим.
модул (нормален)	m_n	"	
корисна должина на запците	b_e	"	на 3 децим.
коефициент на поместувањето	x		
агол на наклонот на навојницата на поделбениот цилиндар	β	о, "	(= γ_m)
насока на навојницата			лева/десна
зачестеност на вртежите	n_2	sec ⁻¹	
периферна брзина	v_2	m/sec	
меѓускино растојание	a	mm	на 3 децим.

7.1 ОПТОВАРУВАЊА

7.1.1 ОПШТИ ПОГЛЕДИ

Силите и другите видови оптоварувања што дејствуваат на запченикот може да се поделат на **надворешни** и **внатрешни**. Надворешните оптоварувања потекнуваат од вртежниот момент што запчестиот пар треба да го пренесе од едното на другото вратило. Внатрешните оптоварувања се последица на отстапувањата на фактичните кинемат. услови од теоретските. Речиси редовно, оптоварувањата на запчестиот пар-преносникот се променливи во текот на работата, во прв ред надворешните. Поздовен проблем при пресметката на запчениците претставуваат определувањето на големината на оптоварувањето и текот на неговите промени, во зависност од времето.

На ова место ќе бидат разгледани само надворешните оптоварувања, одн. силите што потекнуваат од нив и тоа без да се земаат предвид некои дополнителни оптоварувања, што потекнуваат од карактерот на работата на погонската и работната машина, од дејството на инерцијалните сили и др., за што ќе стане збор подоцна. Така дефинираните оптоварувања, со ќе оперираме засега, се нарекуваат **номинални**. Пренесувањето на вртежниот момент од погонскиот на гонетиот запченик, се одвива со дејството на периферната сила во кинематичкиот пол С. Со оглед на карактерот на профилот, одн. на бокот на забецот, силата што директно го напаѓа забецот лежи на допирницата на профилите, одн. на боковите на запците. Таа дејствува во точката на допирот на профилите и лежи нормално на линијата на допирот на боковите на запците на спрегнатите запченици. Во текот на вртењето на запченикот, нападната точка на силата што го напаѓа забецот се поместува по неговиот профил и секогаш дејствува во правец на радиусот на кривината на профилот.

Одделните номинални оптоварувања се дефинирани со следниве равенки:

$$\text{-- вртежен момент: } T = \frac{P}{\omega} = 159155 \cdot \frac{P}{n} \text{ [Nm]} \quad (7.01)$$

– периферна сила на поделбениот круг:

$$F_t = T \cdot \frac{2}{d} = 318310 \cdot \frac{P}{n \cdot d} \text{ [N]} \quad (7.02)$$

каде што силината P е изразена во kW , зачестеноста на вртежите n во sec^{-1} и пречникот d во mm .

Кај коничните запченици во рав. 7.02, наместо d се става средниот пречник d_m (сл. 5.08), дефиниран со следнава равенка:

$$d_m = d - b \cdot \sin \delta \quad (7.03)$$

Имено, поради тоа што кај коничните запченици пречникот на поделбениот круг d опаѓа од надворешната кон внатрешната челна површина, е прифатено периферната сила да се пресметува во однос на средниот пречник d_m , што значи дека нејзината нападна точка се совпаѓа со средината на долж. на забецот. Покрај вкупната периферна сила F_t , во закосните пресметки понекогаш е од интерес и т.н. единична номинална периферна сила, што претставува однос на периферн. сила кон широчината на забецот, т.е.

$$F_{t1} = 318310 \cdot \frac{P}{n \cdot d_m \cdot b} \quad [N/mm] \quad (7.04)$$

каде што широчината b е, исто така, изразена во mm .

7.1.2 СИЛИ ШТО ГО ОПТОВАРУВААТ ЗАБЕЦОТ НА ЗАПЧ.

Силите што произлегуваат од периферната сила и дејствуваат во допирната точка се прикажани на сл. 7.01, чии интензитет се пресметува сп. следн. рав.

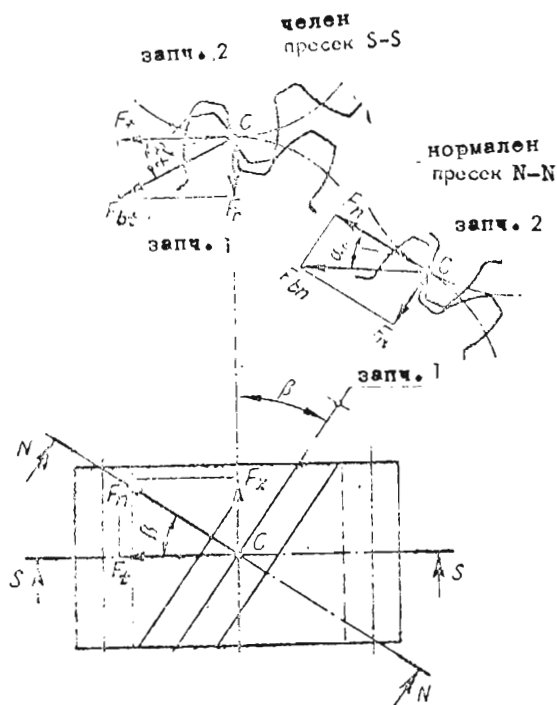
— нормална сила на забецот во **челн. пресек**:

$$F_{bt} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} \quad (7.05)$$

— нормална сила на забецот што е **норм.** на линијата на допирот на боковите

$$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cdot \cos \beta} \quad (7.06)$$

Изразите 7.05 и 7.06 важат како за цилиндри-



сл. 7.01 Сили кај цилиндричен запченик со коси запци

дричните, исто така и за коничните запченици (сл. 7.03 и 7.04).

За запчениците со прави запци $F_{bn} = F_{bt}$.

Од местото на допирот на запците овие две сили (F_{bn} одн. F_{bt}) се пренесуваат на вратилото на запченикот. Но, наместо со нив, како резултанти што може да имаат произволна положба во просторот, се оперира со нивните компоненти, што лежат во одделните главни правци. Така, во рамнината што е нормална на оската на вртењето, вратилото е оптоварено со следниве сили:

$$\text{— периферна } F_t \quad (7.02) \quad \text{и}$$

за цилиндричните запченици

$$\text{— радијална } F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (7.07)$$

Покрај тоа, во рамнината низ оската на вртењето, вратилото на запчениците со коси запци е оптоварено уште и со аксијална сила, чија големина се пресметува (сл. 7.01) според следнава равенка:

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (7.08)$$

Како поради постоењето на аксијалната сила, така и поради поголемата вредност на радијалната сила (рав. 7.07), за иста периферна сила, вратилото на запчениците со коси запци е повеќе оптоварено отколку вратилото на запчениците со прави запци.

7.1.3 ОПТОВАРУВАЊЕ НА ВРАТИЛОТО ОД СИЛИТЕ ШТО ДЕЈСТВУВААТ НА ЗАПЧЕНИКОТ

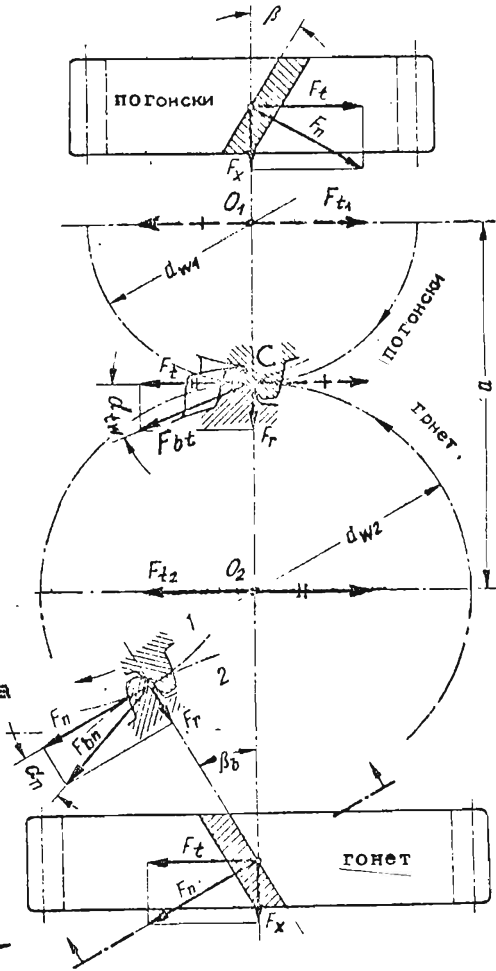
а) цилиндрични запченици

Во претходните излагана се дадени изразите (рав. 7.02; 7.07 и 7.08) за интензитетот на одделните сили што дејствуваат на запченикот и се пренесуваат на вратилото. Во продолжение ќе се задржиме на определувањето на нивните насоки на дејството, како и на оптоварувањата (главно моментите) што тие сили ги предизвикуваат. Притоа, отпорот на лизгането ќе биде занемарен, бидејќи тој е сосем мал (на пр.: за $\mu = 0,1$ резултатната сила изнесува $1,005 \cdot F_{bt}$). Насоките на дејството на одделните сили ќе ги определиме анализирајќи за сл. 7.02, на следн. начин: во кинематичкиот пол C погонскиот запченик 1 му ја соопштува на гонетиот запченик 2 активната периферна сила F_t . Како што покажува сл. 7.02 во ис-

тата точка дејствува и радијалната сила F_r , во насоката кон оската на запченикот. Ако во центарот O_2 на гонетиот запченик, во правец на периферната сила, додадеме две еднакви сили F_t , со спротивни насоки, се добива активниот вртежен момент $T_2 = F_t \cdot r_2$ и силата F_t што има иста насока како и активната периферна сила. Вртежниот момент T_2 предизвикува вртење на гонетиот запченик и на вратилото, со што вратилото го изложува на усуквање, освен вратилото на вметнатиот запченик. Силата F_t и радијалната сила F_r што ја даваат резултантната сила F_{bt} , во рамнината што е паралелна со силата F_{bt} , го изложуваат вратилото на свиткување, освен ако запченикот е вметнат. Доколку на вратилото е вграден само еден запченик, наместо со компонентните сили F_t и F_r може да се оперира со нивната резултант F_{bt} .

Врз основа на III Newton-

ов закон (акција и реакција) и гонетиот запченик дејствува на погонскиот запченик со иста толкава реактивна) периферна сила, само со спротивна насока. Ако на ист начин и во центарот O_1 додадеме две еднакви сили F_t со спротивни насоки, се добиваат, исто така, реактивниот момент и реактивната сила F_t што има спротивна насока од активната периферна сила. Ако се рекапитулира изложеното, може да се заклучи следново правило, кое важи за сите видови запченици.



Сл. 7.02 Насоки на дејството на одделните сили кај цилиндр. запченици со коси залци

Силата што го напаѓа вратилото на гонетиот запченик, а потекнува од периферната сила, има иста насока како и периферната сила, а онаа што го напаѓа вратилото на погонскиот запченик е со спротивна насока од насоката на периферната сила.

Радијалните сили дејствуваат кон центрите на запчениците и се стремат да ги раздалечат.

Аксијалната сила F_x што дејствува во допирната точка, исто така, може да се редуцира во оската на вратилото (активната во гонетото, а реактивната во погонското). Аналогно на излаганата за периферната сила, и во овој случај, вратилото ќе биде изложено на свиткување во рамнината што поминува низ неговата оска и низ допирната точка, како и на дејството од аксијалната сила што вратилото го изложува на затегнување или притисок, зависно од местото на аксијалното лежиште. Насоката на аксијалната сила секогаш е таква, што со периферната сила F_t (активна или реактивна) дава резултантна сила F_n (сл. 7.01 и 7.02) нормална на правецот на наклонот на запчениците. Дејството на аксијалните сили во оските на вратилата на спрегнатите запченици со коси запци секогаш е такво, при што силите се стремат да ги раздалечат запчениците. Како илустрација, на сл. 9.10 (I дел) се дадени неколку карактеристични примери на дејството на одделните сили на вратилата.

Кај вратилата на кои се вградени повеќе запченици, резултантната аксијална сила може да се намали во голема мера, со избор на соодветна насока на навозницата (лева или десна) на одделните запченици со коси запци, имајќи ги предвид претходните излагана за насоката на аксијалната сила, во зависност од тоа дали запченикот е погонски или гонет.

Во случај на примена на запченици со стрелести запци, аксијалната сила целосно е неутрализирана. Треба да се настои, аксијалната сила по накраток пат да се пренесе во лежиштето.

б) конични запченици

Разгледувањето на силите што го напаѓаат вратилото кај коничните запченици се врши за две алтернативи: случај на запченици со прави запци, чиј план на дејството е прикажан на сл. 7.03, и случај на запченици со криви (и коси) запци, сл. 7.04.

Во продолжение првин ќе се разгледува алтернатива—

та на запчениците со прави запци.

Како што се гледа од сл.7.03 силата F_{bn} (рав.7.05) што го напаѓа забецот е композирана од силите F_t и нормалната сила

$$F_n = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (7.09)$$

Понатаму, силата F_n се декомпозира на две сили, и тоа на: аксијалната F_x , во правец на оската на запченикот, и на радијална F_r , чии изрази го имаат следниов облик:

$$F_x = F_n \cdot \sin \delta =$$

$$= F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta \quad (7.10); \quad F_r = F_n \cdot \cos \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta$$

Аголот δ се определува сп.рав.5.06 и 5.07. (7.11)

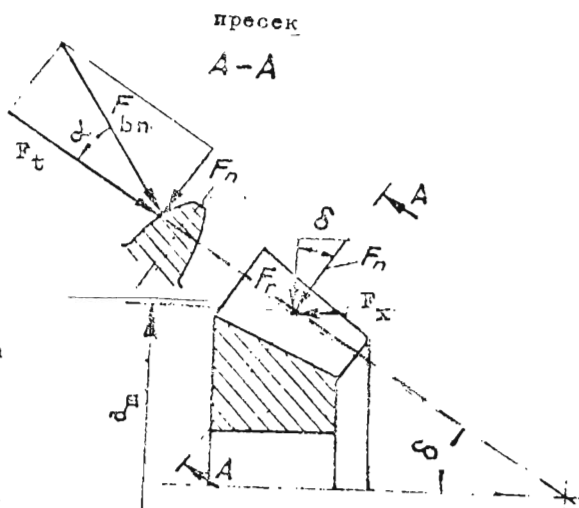
Радијалната сила секогаш е насочена кон оската на запченикот. Насоката на аксијалната сила, пак, секогаш е од врвот на конусот кон запченикот, така што со радијалната сила ја дава резултантната сила F_n , нормална на правецот на запците.

Кај запчениците со криви (и коси) запци силата што го напаѓа бокот на забецот, дефинирана со равенкава:

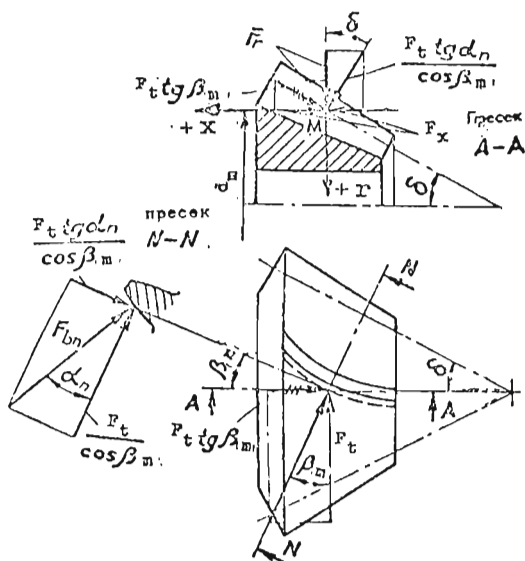
$$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta_m}, \quad (7.06')$$

каде што β_m , средниот агол на навозницата, се декомпозира на две сили (сл.7.04).

За понатамошната анализа на силите во нападната точка M на периферната сила (сл.7.04) се поставува координатен систем $x - r$, чии координати имаат позитивни насоки како што е прикажано на цртежот, односно $+x$ е од врвот на конусот кон запченикот, а $+r$ радијално кон оската на запченикот. Како што се гледа од сл.7.04, и аксијалната и радијалната



сл.7.03 Сили кај коничен запченик со прави (и zero) запци



Сл. 7.04
Сили кај коничн. запченик со криви (и коси) запци

сила претставуваат збир на две компоненти.

Така аксијалната сила е дефинирана со рав.:

$$F_x = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha \sin \delta + \sin \beta_m \cos \delta}{\cos \beta_m} \quad (7.12)$$

а радијалната

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha \cos \delta + \sin \beta_m \sin \delta}{\cos \beta_m} \quad (7.13)$$

Првиот знак во равенките за силите се зема, ако на запченикот е нападнат испакнатиот бок, а вториот, ако е нападнат вдлабнатиот. Коз бок е активен зависи од насоката на наклонот на навозницата на запците, од насоката на вртењето

и од тоа дали запченикот е погонски или гонет.

Во претходните излагана се дадени изразите за интензитетот на одделните сили што дејствуваат на коничниот запченик, а потоа се пренесуваат на вратилото и на определен начин го оптоваруваат. Тие сили се:

F_t – периферна (рав. 7.02);

F_x – аксијална (рав. 7.10 за прави и 7.12 за коси з.);

F_r – радијална (рав. 7.11 за прави и 7.13 за коси з.).

Преку вртежниот момент, периферната сила го изложува вратилото на усукување, а редуцирана во оската на вратилото предизвикува момент на свиткување.

Аксијалната и радијалната сила, исто така, создаваат моменти на свиткување, чиј интензитет зависи од општата диспозиција на вратилото и од положбата на запченикот во однос на лежиштата. Освен тоа, аксијалната сила го изложува вратилото и на напрегнување од затегнување или притисок, зависно од полжбата на аксијалното лежиште.

Покрај точното пресметување на интензитетот, неопходно е потребно и определување на исправната насока на дејството на одделните сили, што претставува основен предуслов за точното дефинирање на оп-

товарувањето на вратилото, од што зависи неговото исправно димензионирање.

Во случај кога малиот запченик е на препуст, распонот меѓу лежиштата на вратилото обично изнесува $\approx 2 \cdot d$, но неговата најмала вредност не смее да биде помала од 2,5 должини на препустот.

Резултатот од пресметката на силите (рав. 7.12; 7.13) може да биде позитивен или негативен (според усвоениот координатен систем). Значи, овие сили кај коничните запченици со **криви** запци не дејствуваат постојано во **иста** насока, како што е случајот кај коничните запченици со **прави** запци. Таа е една од битните **разлики** меѓу наведените два вида конични запченици. Како што се гледа од рав. 7.12 и 7.13 интензитетот на овие сили зависи од аглиите α , β и δ , а нивната насока, како што веќе е наведено, ⁿзависи од насоката на навозницата, насоката на вртењето и од функцијата на запченикот (погонски или гонет). За меѓуоскиен агол $\Sigma = 90^\circ$ (најчест случај), аксијалната сила на едниот запченик е еднаква на радијалната сила на другиот, и обратно, но **насоките** им се **спротивни**.

Насоката на навозницата и аголот β треба да се избираат така, што оној запченик што ^mе оптоварен со поголема аксијална сила да се стреми да се извлече од спрегата.

в) полжавни парови

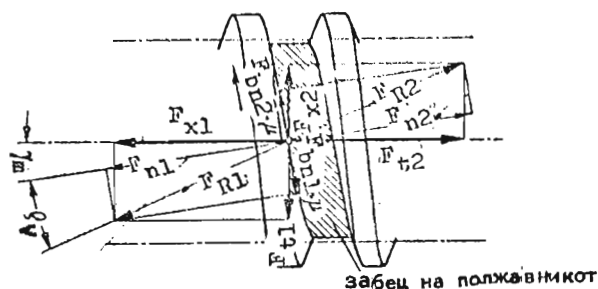
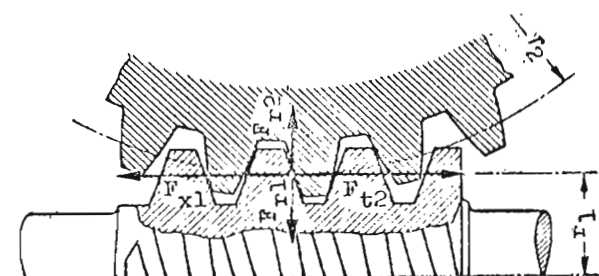
При определувањето на силите што произлегуваат од вртежниот момент што се пренесува, а што ги напаѓаат запците и ги оптоваруваат вратилата на полжавниот пар, предвид се зема и отпорот на лизгањето по должината на боковите на запците, што кај полжавниот пар е значителен.

Освен тоа се смета дека силите се концентрирани и дека дејствуваат во централната точка С (сл. 7.05). На сл. 7.05 е даден план на силите за $\Sigma = 90^\circ$ и во случајов кога полжавот е погонски елемент, од каде произлегуваат следниве односи на силите:

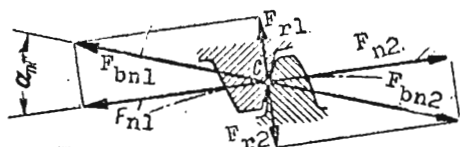
$$F_{t1} = -F_{x2} ; F_{x1} = -F_{t2} \quad (7.14)$$

Притоа

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T}{d_1} = 318310 \cdot \frac{P_1}{d_1 \cdot n_1} \quad (7.15)$$



забец на полжавникот



Сл. 7.05

План на силите кај полж.пар

Конечно, образецот за нормалната сила F_{bn} , што за време на работата го напаѓа забецот, го добива следниов облик:

$$F_{bn} = \frac{F_n}{\cos \alpha_n} = F_{t1} \cdot \frac{\cos \rho_v}{\sin(\gamma_m + \rho_v)} \quad (7.19)$$

Од планот на силите (сл.7.05) произлегуваат следниве изрази:

аксијалната сила на полжавот

$$F_{x1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho_v)} = -F_{t2} \quad (7.20)$$

радијалната сила на полж.пар

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin(\gamma_m + \rho_v)} \quad (7.21)$$

каде што

$$\operatorname{tg} \rho_v = \operatorname{tg} \rho / \cos \alpha_n \quad (7.22)$$

Врз основа на изложеното може да се каже дека вра-

Силата на триенето одн.отпорот на лизгането по должината на боковите на запците изнесува:

$$F_{\mu} = \mu_v \cdot F_{bn} = F_{bn} \cdot \operatorname{tg} \rho_v \quad (7.16)$$

Оваа сила дејствува во спротивна насока од брзината на лизгането v .

Силите F_{μ}^g и F_n ја даваат резултантната сила F_R што е наклонета под аголот ρ_v спрема силата F_n . Таа се пресметува по следнава равенка:

$$F_R = \frac{F_{t1}}{\sin(\gamma_m + \rho_v)} \quad (7.17)$$

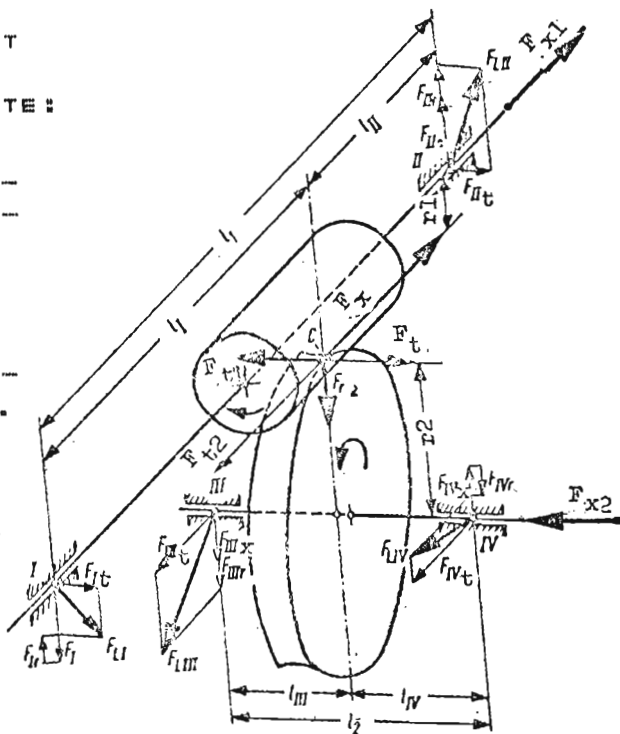
За нормалната сила се добива следниов образец:

$$F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \rho_v \cdot \sin(\gamma_m + \rho_v)} \quad (7.18)$$

тилото на полжавот
одн. полжавникот е
нападното од силите:

$$F_t, F_x \text{ и } F_r.$$

Насоката на дејст-
вото на периферна-
та сила, редуцира-
на во оската на
полжавот, е спро-
тивна од насоката
на активната пери-
ферна сила F_{t1} (сл.
7.06). Зависно од
распонот на вра-
тилото, таа му со-
општува на полжа-
вот соодветен мо-
мент на свиткува-
не. Од периферната
сила F_t потекнува
вртежниот момент
што вратилото го
изложува и на усу-



Сл. 7.06 Насоки на дејството на одделните сили,
во потпорите (ослонците) кај деснобд полжавен пар

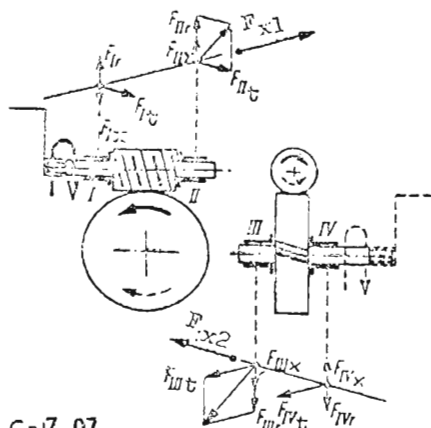
та сила F_{t1} , реду-
цирана во оската на полжавникот, ја задржува иста-
та насока на дејството и како аксијална сила F_{x2} ,
вратилото го изложува на затегнување или притисок,
зависно од местото на аксијалното лежиште. Покрај
тоа, спрегата $F_{x2} \cdot d/2$ вратилото на полжавникот го
изложува и на свиткување и дополнително ги оптова-
рува потпорите.

Периферната и аксијалната сила на полжавот даваат
резултантна сила F_n , нормална на бокот на забецот.

Аксијалната сила на полжавот F_{x1} под име F_{t2} е мо-
торната-периферната сила на полжавникот. Дејству-
вајќи тангенцијално, таа го создава вртежниот мо-
мент $T_2 = F_{t2} \cdot d/2$ што предизвикува вртење на пол-
жавникот.

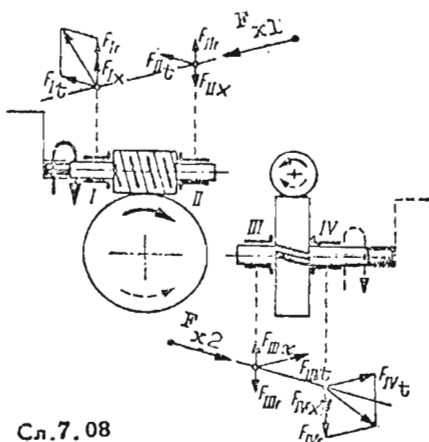
Радијалните сили на полжавот и на полжавникот се
од ист интензитет, но со спротивни насоки на дејст-
вото. Тие ги оптоваруваат вратилата со соодветен
момент на свиткување и се стремат да ги раздалечат.

На сл. 7.07 до 7.10 се дадени насоките на силите во потпорите на вратилата на полжавниот пар, за 4 можни комбинации на насоките на вртењата и насоките на навозниците.



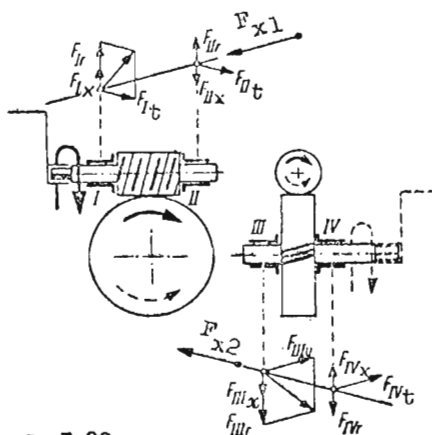
Сл. 7.07

Сили во потпорите на вратилата за полжавен пар со деснод полжав што се врти надесно



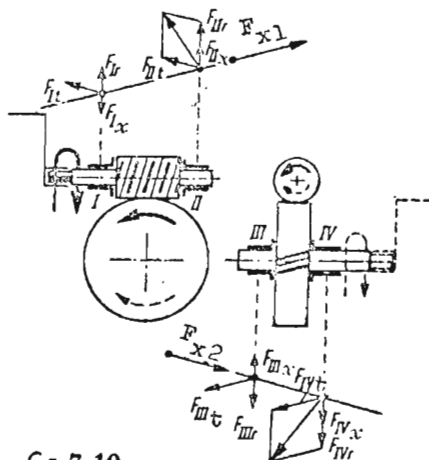
Сл. 7.08

Сили во потпорите на вратилата за полжавен пар со деснод полжав што се врти налево



Сл. 7.09

Сили во потпорите на вратилата за полжавен пар со левод полжав што се врти надесно



Сл. 7.10

Сили во потпорите на вратилата за полжавен пар со левод полжав што се врти налево

Степенот на искористувањето на навозното движење на полжавниот пар, во случај кога полжавникот е погонски, е даде со следниов израз:

$$\eta_z = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho_v)} \quad (7.23)$$

7.2.1 ВИДОВИ ОШТЕТУВАЊА

Во текот на работата, при пренесување на вртежниот момент, запците на спрегнатите запченици се оптоварени со нормалната сила F_{bn} . Во зависност од начинот и интензитетот на оптоварувањето, како и од условите на работата, запците трпат повеќе видови оштетувања, и тоа:

- **кршење** (лом) на забецот, главно во подножјето, поради големиот напон од свиткување,
- **излижување** и **разурнување** на работната површина на боковите, што има за последица губене на првобитниот облик на профилот на забецот.

Подробната распределба на разните видови оштетувања е опфатена во стандард **AGMA^x 110.03** и **DIN 3979**.

Кршењето на забецот настанува најчесто во подножјето, но може да настапи и на дел од главата на забецот.

Кршењето во подножјето бидува:

- **насилно** и
- **заморно**.

Насилното кршење, сл. 7.11 (герм. **Gewaltbruch**, англ. **Overload Breakage**) настанува како непосред-

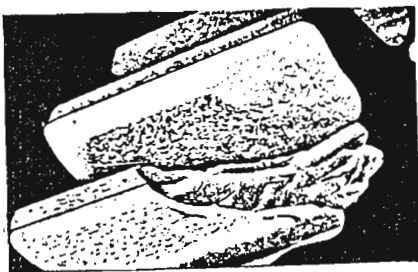
на последица на непредвидено ударно оптоварување. На пр. тоа може да се случи со притегнување на запченикот со друг машински дел што не се врти и сл. Обично, ваквото кршење не е последица на грешките во пресметката, експлоатацијата или на обработката на запч.

Кршењето поради **замореност**, сл. 7.12 (герм. **Ermüdungsbruch**, англ. **Fatigue Breakage**) настанува како последица на често повтору-

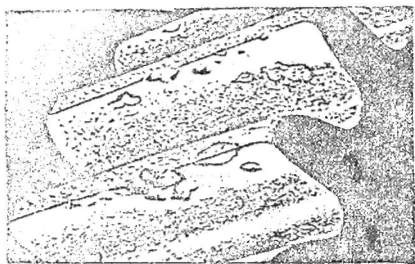
ваната промена на оптоварувањето, потоа во случаите кога моментниот напон е повисок од динамичката издржливост, а се уште е понизок од статичката цврстина на материјалот во однос на свиткување. Може да се каже дека големо влијание врз напонот во подножјето на забецот има осетната концентрација на напоните (поради мал радиус на кривината на предниот дел на профилот на забецот, појава на засеци, и др.)



Сл. 7.11 Насилно кршење на забецот



Сл. 7.12 Заморно кршење на забецот



Кршенето на дел од главата на забецот, сл.7.13 (герм. **Absplittern**,англ.(**Spalling**))

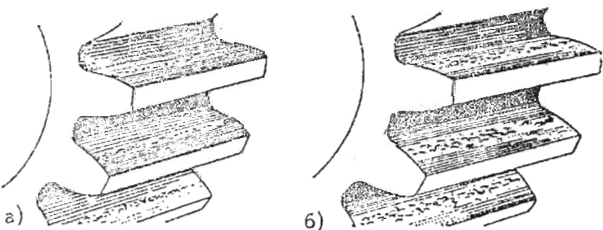
настанува во вид на цепене и кршене на рабовите на забецот. Цепенето е еден вид проширен замор на материјалот од активната површина на бокот на забецот.Притоа, кај еден значителен дел под

таа површина следува цепене во тенки слоеви, а понекогаш може да настане и лу- пене, во поголема или помала мера. Се чини дека тоа оштетување се појавува само кај цементираните зап- ченици, особено кај аксијално поместливите.

Кршенето на кошката на запците (герм. **Eckbruch**) настанува како последица на нерамномерната распре- делба на оптоварувањето по должината на забецот. Тоа се должи на отстапувањата на: паралелноста на оските, аголот на наклонот на бочната линија како и на поголемите еластични деформации на вратилото, така што оптоварувањето се концентрира само на ед- ниот крај на забецот.

Наведените стандарди разликуваат голем број разни оштетувања на површината на бокот на забецот, и тоа **AGMA 18**, додека **DIN** дури 25 различни видови, од кои во продолжение ќе ги наведеме најважните (што се опфатени и во **DIN 3990**).

Разурнувањето на бочната површина на запците во вид на **сипаничавост**, појава популарно наречена пи- тинг (англ. **Pitting**, герм. **Grübchenbildung**) настанува поради преголемите површински притисоци кои причи- нуваат микропукнатини под горната бочна површина



Сл.7.14. Питинг кај забецот
а) почетен, б) во напредната фаза

на запците. Се раз- ликува **почетен пи- тинг** (сл.7.14а) и **питинг во напред- ната фаза** (сл.7. 14б). Почетниот пи- тинг (герм. **Einlauf- grübchen**,англ. **Initial Pitting**) може

да се појави при ставање нов запчест пар во погон. Воопшто, тој на- станува само додека локално ограничените нерамнини



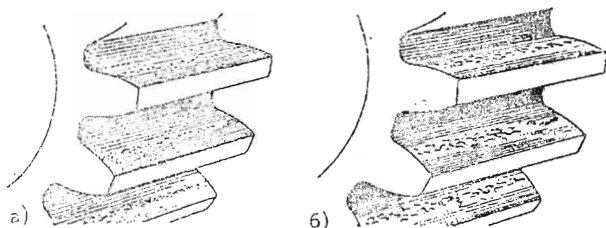
Сл. 7.13 Кршење на дел од главата на забецот

настанува во вид на цепене во тенки слоеви, а понекогаш може да настане и лу-пене, во поголема или помала мера. Се чини дека тоа оштетување се појавува само кај цементираните запченици, особено кај аксијално поместливите.

Кршењето на кошичката на запците (герм. **Eckbruch**) настанува како последица на нерамномерната распределба на оптоварувањето по должината на забецот. Тоа се должи на отстапувањата на паралелноста на оските, аголот на наклонот на боцната линија како и на поголемите еластични деформации на вратилото, така што оптоварувањето се концентрира само на едниот крај на забецот.

Наведените стандарди разликуваат голем број разни оштетувања на површината на бокот на забецот, и тоа **AGMA 18**, додека **DIN** дури 25 различни видови, од кои во продолжение ќе ги наведеме најважните (што се опфатени и во **DIN 3990**).

Разурнувањето на боцната површина на запците во вид на **сипаничавост**, појава популарно наречена **питинг** (англ. **Pitting**, герм. **Grübchenbildung**) настанува поради преголемите површински притисоци кои причи-нуваат микропукнатини под горната боцна површина



Сл. 7.14 Питинг кај забецот а) почетен, б) во напредната фаза

да се појави при ставање нов запчест пар во погон. Воопшто, тој настанува само додека локално ограничените нерамнини

Кршењето на дел од главата на забецот, сл.7.13 (герм. **Absplittern**, англ. **Spalling**)

настанува во вид на цепене и кршење на рабовите на забецот. Цепењето е еден вид проширен замор на материјалот од активната површина на бокот на забецот. Притоа, кај еден значителен дел под таа површина следува цепене

на запците. Се разликува **почетен питинг** (сл.7.14а) и **питинг во напредната фаза** (сл.7.14б). Почетниот питинг (герм. **Einlaufgrübchen**, англ. **Initial Pitting**) може

по површината на боковите не се излижат, со што се создава доволно голема допирна површина, преку која оптоварувањето се пренесува порамномерно. Вакуиот питинг не е сосем опасен; тој дејствува дури поправно и води кон копирање на процесот.

Напреднатиот питинг (герм. **Fortschreitende Grübchen**, англ. **Destructive Pitting**) се развива по излижувањето на нерамнините на површината на бокот од почетниот питинг. При долгото работене обемот на овој питинг се зголемува во толкава мера, што преостанатата нештетена површина на бокот не може повеќе да го пренесува оптоварувањето, така што при понатамошното работене настанува брзо разурнување на површината на боковите.

Абењето на површината на боковите на запците (герм. **Verschleiss**, англ. **Wear**) може да настане при непогодната комбинација на: оптоварувањето, вискозноста на маслото, квалитетот на обработката на површината на боковите, обликот на запците и др. Како последица на тоа, боковите на запците се оштетуваат, а со тоа маслениот филм се прекинува делумно (полумокро триење) или во целост (суво триење). Притоа, директниот допир на металните површини на боковите што се лизгаат една по друга, води кон оштетување на површините. Обликот, големината и временскиот тек на оштетувањето може да бидат наразлични. Процесот на ваквите оштетувања се одвива почнувајќи од постепено излижување на површините до краткорочното разурнување на боковите, зависно од поединечните влијанија на горенаведените фактори.

Во литературата ([3] и **AGMA**) посебно се издвојуваат следниве видови абена:

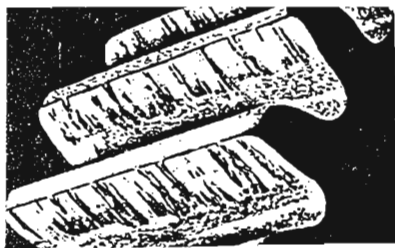
- лизгачко (герм. **Gleitverschleiss**, англ. **Normal Wear**)
- брусно (герм. **Schleifverschleiss**, англ. **Abras. Wear**)
- зајадувачко (герм. **Fressverschleiss**, англ. **Galling**).

Лизгачкото абене (сл. 7.15) е излижување на металот од бовите при неизбежното триење на боковите на запците сè додека размерот на тоа абене, во период на потребниот век на траењето, не ја наруши правилната функција на запченикот.

Брусното абене (сл. 7.16; 7.17 и 7.18) го предизвикуваат мали честици на метал доведени

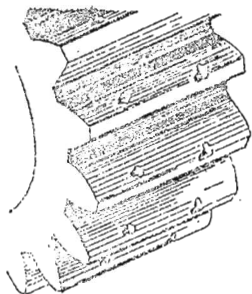


Сл. 7.15 Лизгачко абене

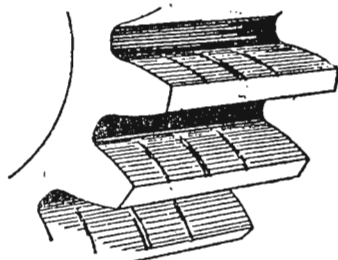


Сл. 7.16 Брусно абене

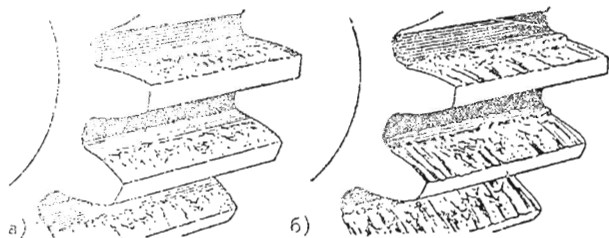
со маслото или налепенки на боковите на запците. Честиците може да потекнуваат од одронувањето на запците и лежиштата, од целосно отстранетата бруска прашина, од песокот или од струшките на одлеаните делови, како и од други нечистотии што се наоѓаат во маслото или околниот воздух.



Сл. 7.17 Траги на гребеници на бокоот (посл. на брусното абене)



Сл. 7.18 Драсканици на бокоот (последница на брусното абене)

Сл. 7.19 Абене со зајадубање
а) почетно б) напредното

Абенето со зајадубање (сл. 7.19а-почетно, 7.19б-во напредната фаза) е оштетување во вид на заварена површина, со мали вдлабнатини и гребеници во насоката на лизгањето. Тоа оштетување поаѓа од еден

дел од површината што истовремено трпи голем притисок и има голема брзина на лизгањето, што обично се наоѓа во близина на темето на главата и во подножјето на забецот. Со зголемување на полумокрото и сувото триене, боковите силно се затоплуваат и стануваат се поравни. Притоа, настанува и откинување на одделни честици (обично врвчината на нерамниките на боковите на запците) кои, поради високата температура, повторно се заваруваат на забецот. На тој начин обата бока на спрегнатите запци, на кои се натрупуваат заварени честици, се оштетуваат, со што површината на боковите станува рапава и непогодна за нормално спрегнување, бидејќи нејзиониот облик веќе

не одговара на предвидениот. Покрај изложените видови оштетувања, накратко ќе ги наведеме уште следниве:

- абене поради пречки во спрегнувањето, сл. 7.20 (герм. **Eingriffsstörungen**, англ. **Interference Wear**). Тоа е последица на претерано големи површински притисоци концентрирани на мала површина. Таа појава потекнува од неправилното спрегнување на зазците, што се должи на грешките во изработката и деформациите што настануваат во текот на работата;

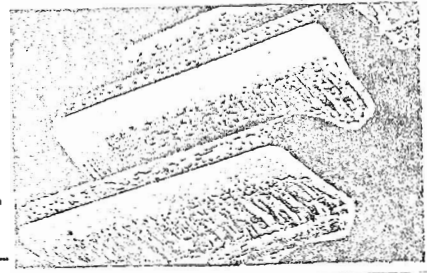
- напонски засеци, сл. 7.21 (герм. **Spannungsrisse**, англ. **Cracking**). Ваквите засеци настануваат од преостанатите напони кај материјалите што се калат, поради погрешна изработка или погрешно водене на процесот на термичката обработка.

До покатамошни различни видови оштетувања може да доведат уште грешките во:

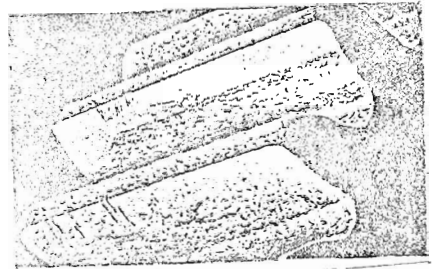
материјалот, изработката и монтажата. Како последица на тоа се покажува недоволна зона на допирањето како и питинг во активниот дел на бокот на забецот.

До покатамошни различни видови оштетувања може да доведат уште грешките во:

материјалот, изработката и монтажата. Како последица на тоа се покажува недоволна зона на допирањето како и питинг во активниот дел на бокот на забецот.



Сл. 7.20 Абене поради пречки во спрегнувањето



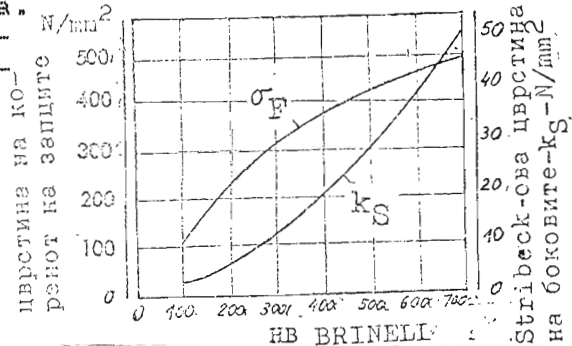
Сл. 7.21 Напонски засеци

7.2.2 ГРАНИЦИ НА ПОДРАЧЈЕТО НА ОШТЕТУВАЊАТА

Како што веќе е изложено, зазците може да трпат повеќе видови оштетувања.

Кое оштетување, при определени услови, ќе биде решавачко, зависи од повеќе фактори. Но, изгледа дека тврдоста на боковите има најголемо влијание. Така, на сл. 7.22 се покажани резултатите од испитувањата на

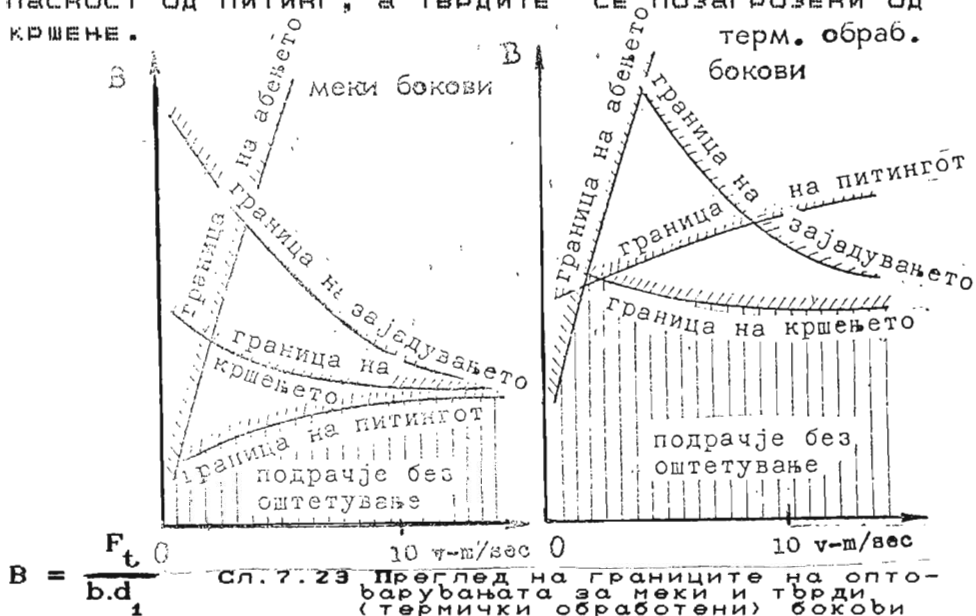
Feltkamp, каде што се гледа влијанието на



Сл. 7.22 Влијание на Brinell-овата тврдост на боковите брз цврстината на зазците

BRINELL-овата тврдост на боковите врз цврстината на запците. Со зголемувањето на тврдоста, цврстината на боковите расте прогресивно, а цврстината на подножјето на запците—дегресивно. За овој пример, пресечната точка на обете криви е при површинската тврдост $HB \approx 650 \text{ daN/mm}^2$. Тоа значи дека при пониска површинска тврдост носивоста е ограничена, во прв ред, со позавата питинг, а при повисока со опасноста од кршење на запците. Положбата на пресечната точка зависи, главно, од димензиите на запченикот и од преносниот однос.

Во таа смисла на сл. 7.23 се прикажани резултатите од испитувањата на запченици со меки и тврди (термички обработени) бокови, спроведени во FZG-Институтот во München, каде што може да се видат границите на главните видови оштетувања во зависност од оптоварувањето и од периферната брзина. Од сликата се гледа дека меките запци се во поголема опасност од питинг, а тврдите се позагрозени од кршење.



Практиката покажува дека настапувањето на еден вид оштетување често води кон повишување на наклоноста спрема друг вид оштетување. Така, кај запците може истовремено да се констатираат цела низа оштетувања: абене со зајаднување, питинг, пластични деформации, гребеници, кршење на запците и др. Во такви случаи, многу тешко е да се открие првото оштетување (и неговата причина) што го започнало судбоносниот кружен тек на оштетувањата.

Оптоваруваната на запченикот може да бидат **надворешни** и **внатрешни**. Надворешното **номинално** оптоварување веќе е разгледано. Меѓутоа, покрај тоа, речиси, редовно на запченикот дејствуваат и надворешни дополнителни оптоварувања, кои зависат, во прв ред, од карактерот на работата на погонската и работната машина, помеѓу кои или во кои е вграден запчениот преносник.

На запченикот дејствуваат и внатрешни дополнителни оптоварувања, кои се должат пред сè на отстапувањата на фактичните кинематички односи од теоретските.

Покрај тоа, на вкупното оптоварување на запченикот на одделни места влијае и рамномерноста на распределбата на самото оптоварување.

7.3.1 НАДВОРЕШНИ ДОПОЛНИТЕЛНИ ОПТОВАРУВАЊА

Основен проблем при оптоварувањето на запченикот претставува определувањето на големината и промените на надворешните оптоварувања во текот на времето. Овие оптоварувања зависат од видот на погонската и работната машина и од условите под кои работат запчениците, и тоа како во однос на големината на оптоварувањето, така и во однос на променливоста со текот на времето. Притоа, основна карактеристика е дека оптоваруваната во текот на работата, по правило, се променливи. Променливоста може да биде периодична, ако оптоварувањето се менува по некој циклус, или повремени, ако оптоварувањето нагло се зголемува или намалува одвреме-навреме. Променливоста на вртежниот момент што го пренесува запчениот пар води потекло од: погонската и работната машина, применетите спозници на влезното и на излезното вратило, инерцијалните сили и др.

Во принцип, треба да се има предвид дека **клипните** машини (погонски или работни) повеќе или помалку (кај повеќецилиндричните) **нерамномерно** ги оддаваат вртежните моменти во текот на работата. Нерамномерноста на оддавањето зависи од конструкцијата на машината и во основа зависи од степенот на урамнотеженоста на масите.

Наспроти тоа, **турбомашините** значително **порамномерно** ги оддаваат вртежните моменти.

Наглите зголемувања на работниот вртежен момент

Особено се големи кај работните машини што работат со големи забрзувања, на пр., кај машините што кружното движење го претворбаат во праволиниско; кај некои алатни машини (преси, ножици за лим), потоа кај машините кај кои нагло се зголемуваат работните сили на пр. валалничките станови, дробилките и др.

Од видот на применетите спознани на влезното и на излезното вратило (еластични или крути) зависи дали и во која мера ударите што потекнуваат од погонската или работната машина ќе се пренесуваат и на преносникот односно запчениците.

Освен тоа, многу важно е и влијанието на наглите забрзувања и забавана, како и големината на моментите на инерцијата на масите што се вртат од: работната машина, преносникот и погонската машина.

При пресметката на запчениците меродавен е најголемиот вртежен момент што запчениот пар треба да го пренесе, и тоа не само најголемиот вртежен момент во еден циклус, туку и оној што се јавува повременио. Вртежните моменти што се задаваат при пресметката на работните машини не ги претставуваат секогаш најголемите вртежни моменти, на кои ќе бидат изложени деловите на овие машини, бидејќи добиеките податоци често не ги опфаќаат крајните случаи на оптоварувањата. Притоа, треба да се има предвид и фактот дека во извесни случаи работните оптоварувања не може едноставно и точно да се определат, особено ако потекнуваат од инерцијалните сили. Како што се гледа, оваа проблематика е многу сложена и тешко може аналитички да се опфати, поради што, на тоа поле, и ден-денеска се изведуваат нив за испитувања заради точното согледување на сите влијанија.

Во недостиг на егзактен начин на кој би се земале предвид дејствувањата на нерамномерностите и дополнителните оптоварувања, што тие ги предизвикуваат, при пресметката на запчениците е усвоено најголемите надворешни оптоварувања што дејствуваат на запците да се земаат предвид со множење на номиналните оптоварувања со т.н. погонски фактор K_A .

Табела 7.01 ВРЕДНОСТИ НА ПОГОНСКИОТ ФАКТОР K_A

Начин на оптоварув. на работната машина	Вид на погонската машина		
	ел-мот. турбо м.	клипна машина	
		повеќецил.	едноцил.
рамномерно	1, -	1,25	1,5
со умерени удари	1,25	1,5	$\geq 1,75$
со силни удари	1,75	2, -	$\geq 2,25$

7.3.2 ВНАТР.ОПТОВАРУВ.-ДИНАМИЧКИ СИЛИ КАЈ ЗАПЧЕН.

Како што веќе е наведено, во текот на спрегнување-то кај запчестите парови се појавуваат и внатрешни дополнителни оптоварувања-динамички сили, кои зависат од: крутоста на запците, поместувањето на профилот, отстапувањата на назабувањето, пред сè од разликите на спрежните чекори, периферната брзина, вртежните маси на елементите, крутостите на усукувањето на вратилото и др.

Во кинематиката се претпоставува дека елементите (запците, запченикот, вратилото) се апсолутно крути, понатаму дека запците имаат наполно точен облик и чекорите на спрегнатите запченици се наполно еднакви. Со овие претпоставки, при спрегнувањето на еден пар запци, гонетиот запченик има аголна брзина секогаш пропорционална на аголната брзина на погонскиот запченик.

Меѓутоа, фактичните услови на спрегнувањето се разликуваат од претпоставените. Елементите се еластични, па под оптоварувањето се деформираат, а фактичниот облик и фактичните чекори на запците секогаш отстапуваат од теоретските. Поради тоа, кинематичките односи се менуваат и како последица на тоа се јавуваат **динамички сили**.

Зголеменото оптоварување поради внатрешните динамички сили, заради поедноставување, се изразува како производ на номиналното оптоварување (периферна сила или вртежен момент) со т.н. фактор на динамичките сили K_v . Пресметката на овој фактор според најновите стандарди ISO и DIN 3990, се одвива на мошне сложен начин, што овде нема да биде изнесен. Заради тоа, во продолжение се дадени табеларни вредности за факторот K_v , во зависност од брзината, видот и квалитетот на запчениците и др.

Табела 7.02 ОРИЕНТАЦИОНИ ВРЕДНОСТИ НА ФАКТОРОТ K_v

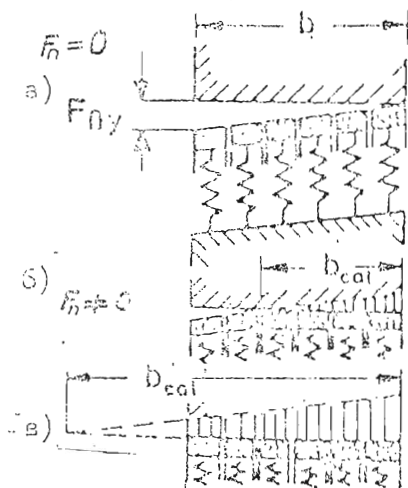
КВАЛИТЕТ		ПЕРИФЕРНА БРЗИНА m/sec				
ЦИЛИНДРИЧНИ	КОНИЧНИ	ДО 1	1 - 3	3 - 8	8 - 12	12-18
ЗАПЧЕНИЦИ СО ПРАВИ ЗАПЦИ						
4	5	-	-	1,2	1,3	-
6	7	4	5	1,2-1,25	1,3-1,35	1,4-1,55
8	9	6	7	1	1,3-1,35	-
10	11	8	0	1,1	1,4-1,45	-
ЗАПЧЕНИЦИ СО КОСИ ЗАПЦИ						
4	5	-	-	1	1,0-1,1	1,1-1,2
6	7	4	5	1	1	1,1-1,2
8	9	6	7	1,1	1,1	1,2-1,3
8	9	6	7	1,1	1,1	1,2-1,3
Помалите вредности да се земаат за запчениците чија тврдост на боковите $HV > 350$, а поголемите за $HV \leq 350$.						

7.3.3 РАСПРЕД. НА ОПТОВАР. ПО ДОЛОЖИНАТА НА ЗАБЕЦОТ

Допирот на запците теоретски се остварува по должината на линијата на допирот на боковите на запците. Обликот и големината на линијата на допирот зависат од обликот на спрегнатите запци, од тоа дали тие се прави, хеликоидни или инакви. За да се оствари допир по должината на линијата на допирот, запчениците и запците мора да бидат наполно точно изработени и апсолутно крути. Покрај тоа, и вратилата и лежиштата на кои запчениците се потпираат мора да бидат, исто така

точно изработени и крути. Меѓутоа, како што веќе е речено, запчениците фактички не може да бидат ни сосем точно изработени ни апсолутно крути. Запците, венецот на запченикот, како и вратилата и лежиштата, под дејство на оптоварувањето се деформираат. Последици на обете отстапувања се не поклопување, туку сечење на бочните линии, поради што не може да се оствари теоретски допир.

Поради отстапувањето на бочните линии кај неоптоварените запци, во најнепогоден случај, допирот ќе биде во една точка (сл. 7.24а), а кај оптоварените



Сл. 7.24
Нецелосен допир на боковите поради отстапувањето на бочн. линии

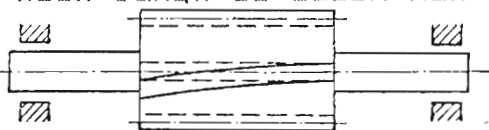
по една површина, заради деформацијата на запците (сл.7.24б). Оваа површина на допирот дотолку е поголема, доколку отстапувањата на правците на бочните линии се помали, а деформациите поголеми, т.е. доколку оптоварувањата и еластичноста на запците се поголеми. Посебен проблем е прашањето на рамномерноста на распределбата на оптоварувањето (и напоните) по должината на носењето.

Разбирливо е дека најголемото оптоварување на бочковите е на местата каде што деформациите на запците се најголеми, и опаѓа кон страната каде што се намалуваат деформациите. Законот по кој се менува оптоварувањето од случај до случај, може да се устакнови само со обиди и мерења.

Наједноставно е таа промена да е праволиниска.

Нерамномерната распределба на оптоварувањето има за последица нерамномерна распределба на напоните по должината на забецот. Секако дека за пресметката на запчениците се меродавни најголемите напони што притоа настакуваат.

Непоклопувањето на бочките линии на спрегнатите запци има повеќе причини. Речиси редовно, правецот на бочните линии отстапува од теоретскиот, и тоа како кај запчениците со прави, така и кај запчениците со коси запци. Практично е невозможно запците на спрегнатите запченици да се изработат со идеално ист наклон. Значи, првата причина е во отстапувањето на аголот на бочната линија f^B . Другата причина лежи во деформирането на телото на запченикот поради дејството на вртежниот момент. Кај малите запченици, особено ако се изработени заедно со вратилото, телото на запченикот се усукува, па, на прим. наместо прави се добиваат коси запци со сосем мал наклон (сл.7.25). Притоа, таквиот наклон на спрегнатите запци ретко бива еднаков. Позавата на непредвиден наклон кај запчениците со прави запци,



Сл. 7.25 Усукување кај телото на запченикот

доколку тој е значителен, може да предизвика и осетна аксијална сила, што може да изврши и непотребно аксијално поместување, особено ако запченикот е поместлив (на пр. кај поместливите снопови запченици). Конечно, како причина на непоклопувањето на допирните линии може да се наведе и отстапувањето на фак-

тичната положба на запченикот од неговата теоретска положба. Овие отстапувања се последица на деформациите на вратилата и потпорите, како и на неточната изработка, одн. на отстапувањата на фактичната положба на отворите на потпорите од теоретската.

Наведените излагања покажуваат дека, при поголемите отстапувања на бочните линии допирката површина е мала во однос на должината на забецот, па затоа во случаите каде што не може да се обезбеди допир по површина што приближно одговара на теоретската, нема смисла да се усвојува голема должина на забецот, бидејќи со тоа не се постигнува, речиси, ништо.

Напред разгледаниот проблем тешко може аналитички точно да се опфати. Меѓутоа, сепак кајновите ISO и DIN стандардите (3990) пропишуваат постапки за пресметувањето на факторите $K_{F\beta}$ во однос на напрегнувањето во коренот и $K_{H\beta}$ за напрегнување на боковите на запците, кои ја земаат предвид нерамномерната распределба на оптоварувањето по должината на забецот.

Но со оглед на сложеноста на постапките, што не одговараат на профилот на студентите на кои учебникот првенствено им е каменет, тие ќе бидат изоставени. Сепак, за груба пресметка, во таб.7.03 се даваат ориентационите вредности на факторот K_{β} ($=K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$).

Табела 7.03 ОРИЕНТАЦ.ВРЕДН.НА ФАКТ.НА РАСПРЕДЕЛЪ.К_β

$\frac{b}{d_1}$	Запченикот поставен меѓу лежиштата			Малиот запченик на препуст
	симетрично	асиметрично		
		круто вратило	еластично	
0,4	1	1,02-1,04	1,05-1,10	1,11-1,22
0,6	1,02-1,03	1,04-1,08	1,08-1,16	1,16-1,32
0,8	1,03-1,06	1,07-1,13	1,11-1,22	1,22-1,45
1,-	1,05-1,10	1,09-1,18	1,15-1,30	-
1,2	1,07-1,14	1,12-1,23	1,18-1,36	-
1,4	1,10-1,19	1,15-1,30	1,23-1,45	-
1,6	1,13-1,25	1,18-1,35	1,28-1,55	-

Забелешки:

b - широчина на запчен., d_1 - пречник на малиот запч. Помалите вредности се однесуваат на запчениците со тврдост на боковите $HB \leq 350$, а поголемите за тврдост $HB > 350 \text{ daN/mm}^2$.

Покрај интензитетот на оптоварувањето (надворешно и внатрешно), како и претходно изложениот проблем за распределбата на оптоварувањето по должината на забецот, врз вкупното-меродавното оптоварување на запците на запченикот влијае уште и рамномерноста на распределбата на оптоварувањето во челната рамнина, одн. меѓу одделните парови запци кои истовремено се наоѓаат во спрега, проблем што за прв пат е вклучен во пресметката на запчениците според стандардите на ISO и DIN 3990.

Пренесувањето на силата од забецот на едниот на забецот на спрегнатиот запченик се врши во правецот на допирницата. Во периодот на двојката спрега, кога се во зафат два пара запци, би требало целокупното оптоварување, теоретски, да се распредели по половина на секој пар запци. Фактички, тоа тешко може да се оствари, поради неминовните отстапувања на спрежните чекори на спрегнатите запци. При една таква ситуација, едниот пар спрегнати запци презема поголем дел од оптоварувањето, а другиот помал. Поради тоа, запците ќе бидат различно напрегнати, како во коренот, така и на боковите. Распределбата на оптоварувањето-вкупната периферна сила на повеќето (два или три) парови запци, кои истовремено ќе се каздат во спрега, при дадени димензии на казбувањето, зависи од точноста на казбувањето, како и од големината на оптоварувањето, па и од крутоста на запците.

Зависно од тоа на какви напрегнувања е изложен забецот, влијанието на нерамномерната распределба на оптоварувањето на одделните парови запци во челната рамнина се зема предвид со следниве фактори:

- $K_{F\alpha}$ - на распред. на оптов. за нап. во подножјето,
- $K_{H\alpha}$ - на распред. на оптов. за нап. на боковите.

За утврдувањето вредностите на овие фактори стандардите ISO и DIN 3990 пропишуваат сложена постапка, која ќе биде изоставена, бидејќи не одговара на профилот на студентите на кои учебникот е првенствено наменет (за немашински факултети).

За запченици со прави запци од квалитет В и подобар, како и за запченици со коси запци од квалитет 7 (сп. DIN) и подобар, може да се зема $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = K_{\alpha} \approx 1$. Како ориентациони вредности се препорачуваат:

$K_{\alpha} = 1,1 - 1,3 - (1,6)$. Помали вредности се избираат за подобар квалитет и поголеми оптовар., и обратно.

7.3.5 ПРЕСМЕТКА НА МЕРОДАВНОТО ОПТОВАР.НА ЗАПЦИТЕ

Во претходните излагана подробно се анализирани на-
дворешните и одделните внатрешни оптоварувања, како
и факторите со кои се земаат предвид нивните влија-
ња при определувањето на вкупното оптоварување
што е меродавно при пресметката на запчениците.

Така, во однос на напрегнувањето од свиткување на
запците, изразите за одделните меродавни оптоварува-
ња гласат:

$$\text{СИЛИНА} \quad w_P = P \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (7.25)$$

$$\text{ВРТЕЖЕН} \quad w_T = T \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (7.26)$$

$$\text{МОМЕНТ}$$

$$\text{ЕДИНИЧНА} \quad w_{Ft} = \frac{F \cdot t}{D} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (7.27)$$

$$\text{ПЕРИФ. СИЛА}$$

Во однос на напрегнувањето на површински притисок
на боковите на запците, равенките за одделните ме-
родавни оптоварувања го имаат следниов облик:

$$\text{СИЛИНА} \quad w_P = P \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (7.28)$$

$$\text{ВРТЕЖЕН} \quad w_T = T \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (7.29)$$

$$\text{МОМЕНТ}$$

$$\text{ЕДИНИЧНА} \quad w_{Ft} = \frac{F \cdot t}{D} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (7.30)$$

$$\text{ПЕРИФ. СИЛА}$$

Во равенките 7.25 и 7.28 P претставува номинална
сила, а во рав. 7.26 и 7.29 T претставува номина-
лен вртежен момент, што се пресметува сп. рав. 7.01.
Единиичната номинална периферна сила F_t/b (во рав.
7.27 и 7.30) се пресметува според рав. 7.04.

Одделните K -фактори се определуваат според подло-
гите дадени во претходните излагана, зависно од кон-
кретните услови, степенот на саканата точност и ви-
дот на пресметката—претходна или завршна.

Поточната определба на одделните K -фактори според
ISO и DIN е изложена во учебникот по машински эле-
менти II, книга 3. од истиот автор.

7.4.1 ТИП НА ЗАПЧЕНИКОТ

Основен критериум за избор на типот на запченикот со прави или со коси, одн. криви запци е периферната брзина. Така, за мали брзини до сса 6 m/s и споредна намена, се избираат запченици со прави запци. Кај коничните запченици, покрај овој услов, треба да биде запазено уште: $d \leq 80 \text{ mm}$ при $n = 17 \text{ sec}^{-1}$. Се разбира дека, зависно од намената: прецизна механика, мерни инструменти, запч. преносници за посебна намена и др. и при брзини значително помали од 6 m/s се избираат запченици со коси запци, кои навистина, денес се повеќе наоѓаат примена. Кога се во прашање конични запченици, наместо со коси, денес најчесто се применуваат со **криви** запци, особено за одговорни и високооптоварени преносници од кои се бара вонредно мирна работа.

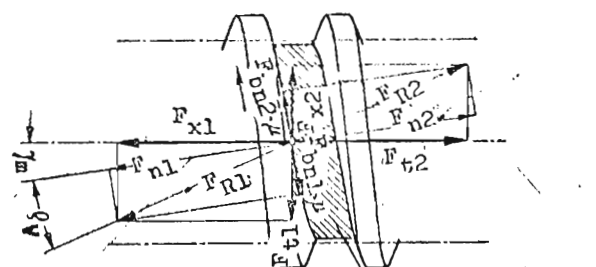
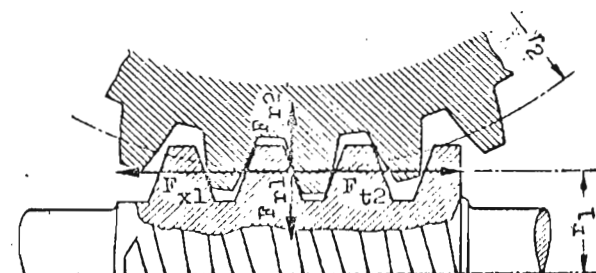
7.4.2 ШИРОЧИНА НА ЗАПЧЕНИКОТ

Основен критериум за избор на широчината на запченикот, односно должината на забецот, е можноста за рамномерна распределба на оптоварувањето по должината на линијата на допирот. Како што е наведено во претходните излагања, за теоретски допир по целата линија на допирот и за рамномерна распределба на оптоварувањето потребна е голема точност на изработката на запченикот, како и крутост на вратилото и потпорите. Бидејќи такво нешто не може да се обезбеди, влијанието на нерамномерната распределба на оптоварувањето по должината на забецот врз носивоста на запченикот се зема предвид со факторите $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$. Заради тоа, широчината на запченикот се усвојува, доколку не е диктирана од други услови, според можностите за остварување рамномерна распределба на оптоварувањето.

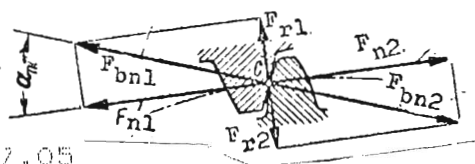
Како мерило за широчината на запченикот b се зема односот на широчината спрема пречникот на малиот запченик, односно $\kappa = b/d$.

Земајќи за предвид можноста за рамномерна распределба на оптоварувањето, односот κ кај цилиндричните запченици не би требало да има вредности поголеми од оние наведени во табелата 7.04

Порано беше вообичаено широчината на запченикот да се изразува во зависност од модулот, т.е. преку фак-



забец на полжавникот



Сл. 7.05

План на силите кај полж.пар

Конечно, образецот за нормалната сила F_{bn} , што за време на работата го напаѓа забецот, го добива следниов облик:

$$F_{bn} = \frac{F_n}{\cos \alpha_n} = F_{t1} \cdot \frac{\cos \rho_v}{\sin(\gamma_m + \rho_v)} \quad (7.19)$$

Од планот на силите (сл. 7.05) произлегуваат следниве изрази:

аксијалната сила на полж.пар

$$F_{x1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho_v)} = -F_{t2} \quad (7.20)$$

радијалната сила на полж.пар

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin(\gamma_m + \rho_v)} \quad (7.21)$$

КАДЕ ШТО

$$\operatorname{tg} \rho_v = \operatorname{tg} \rho / \cos \alpha_n \quad (7.22)$$

Силата на триенето одн.отпорот на лизгането по должината на боковите на запците изнесува:

$$F_{\mu} = \mu_v \cdot F_{bn} = F_{bn} \cdot \operatorname{tg} \rho_v \quad (7.16)$$

Оваа сила дејствува во спротивна насока од брзината на лизгането v .

Силите F_{μ}^g и F_n даваат резултантната сила F^R што е наклонета под аголот ρ_v спрема силата F_n . Таа се пресметува по следнава равенка:

$$F^R = \frac{F_{t1}}{\sin(\gamma_m + \rho_v)} \quad (7.17)$$

За нормалната сила се добива следниов образец:

$$F_n = \frac{F_{t1}}{\sin(\gamma_m + \rho_v) \cdot \cos \rho_v} \quad (7.18)$$

Врз основа на изложеното може да се каже дека вра-

$$\kappa_m = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{b}{d_1 - b \cdot \sin \delta_1} = \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{2/\chi - 1} = \frac{\kappa}{1 - \chi/2} \quad (7.34)$$

Ако се појде од односот $\psi < 10$, зависно од бројот запци, вредностите на факторот κ изнесуваат:

$$\begin{array}{ccc} z & 15 & 20 & 25 \\ \kappa^1 & 0,667 & 0,5 & 0,4 \end{array}$$

Меродавна е помалата вредност за κ добиена врз основа на дозволените вредности за χ одн. ψ .

7.4.3 БРОЈ ЗАПЦИ

Минималниот број запци е ограничен кај цилиндричните запченици со рав. 4.40, а кај коничните со рав. 5.11, одн. 5.22 ако равенките се решат по бројот запци z , а за z , одн. z_n се стави 14. Питоа е нагласено дека во случај на употреба $z < z_n = 14$ мора да се врши поместување на профилот на основната запчеста летва. Исто така е наведено дека z_{min} за цилиндричните запченици со прави запци е 7, а со коси запци е 6, додека кај коничните запченици со прави запци $z_{min} = 6$, а со криви запци $z_{min} = 5$ (евентуално 4).

Треба да се истакне дека овие минимални броеви одговараат за крајно мали периферни брзини. Колку периферната брзина v расте, што денес е почест случај во практиката, треба да се избира сè поголем број запци, што денес е општа тенденција. Имено, за определен пречник d_1 на малиот запченик, големиот број запци условува помали модули, кои овозможуваат потточна изработка, а тоа за последица има помали внатрешни динамички сили.

Од наведените и други причини, кај брзородните запченици ($v > 20 \text{ m/s}$) не се препорачува бројот запци z да е помал од 20. Кај помалите прекоски односи сè избира и значително поголем број запци, особено ако се во прашање поголеми оптоварувања.

Кај коничните запченици бројот запци се избира зависно од прекоскиот однос. Така, според проф. **Niemann**, како ориентација се препорачува следнава табела:

u	1	2	3	4	5
z_1	18 - 40	15 - 30	12 - 23	10 - 18	8 - 14

Помалите вредности се однесуваат за термички обработените запченици со криви запци.

7.4.4 ИЗБОР НА ПРЕНОСЕН ОДНОС

На изборот на преносниот однос може да влијаат многубројни фактори, во прв ред предвидениот облик на запчениците (со прави или коси запци), нивната периферна брзина, намената на запчестиот преносник, постојат особеностите на вртежниот момент, масата, расположливиот простор, цената на материјалите и др.

Со оглед на намената, преносниот однос може да биде или точно пропишан (синхронизирана спрега) или, во поголема или во помала мера, произволен. Кога вртежниот момент е периодички променлив или кога се забрзуваат периодични удари во работата на машината, побрзо се абат едни и исти запци, и тоа токму оние кои влегуваат во спрега во моментот на најголемото оптоварување, доколку преносниот однос е цел број, на пример, 2;3;4 итн. Со правилен избор на преносниот однос може приближно да се изедначи абенето на запците на големиот запченик или со избор на поцврст материјал да се ублажи абенето на помалиот (погонскиот) запченик, кој, нормално, повеќе е оптоварен. Доколку заради функцијата на машината, преносниот однос не е ригурозно пропишан, правилниот избор на преносниот однос се состои во тоа, избраниите броеви запци да не бидат меѓусебно деливи. Тоа се постигнува, на пример, со избор на преносен однос $i = z_2/z_1 = 50/21$; $41/30$ или $30/19$ наместо $i = 50/20$; $42/30$ одн. $30/20$. Тогаш секој забец барем од едниот запченик најизменично влегува во спрега под непогодни услови. Преносниот однос изразен со цел број (или со број делив со бројот запци) треба особено да се одбегнува кога се работи за големи периферни брзини и во случаите кога се очекуваат поголеми удари и нерамномерности во работата. За цилиндричните запченици како гранични вредности на преносниот однос може да се сметаат:

кај запчениците со

прави запци **коси**

$i_{\max} = 10$ $i_{\max} = 18$ рачен погон и повремени употреба

$= 7$ $= 8$ за споредни цели со $v_{\max} < 2 \text{ m/s}$

$= 5$ $= 6$ за преноск. со $v = 2$ до 12 m/s
 ≤ 5 " " " $v > 12 \text{ m/s}$

Доколку оптоваруваната се поголеми или работните услови потешки (пред се периферната брзина поголема) доколку се непогодни послабите преносни односи.

Кога е потребен преносен однос $i > 8$ се преминува на **двостепен** преносник, бидејќи со едностепен преносник се добива голема разлика во пречниците и лоши услови на спрегнувањето. Преносниот однос на двостепенниот запчест преносник може да изнесува најмногу 60. Преку тоа, се применува **тристепен** преносник, чиј максимален преносен однос изнесува 300. Повеќестепените запчести преносници треба да се одбегнуваат колку што е можно, бидејќи се потешки и поскапи од едностепените, а и трошоците за одржувањето им се повисоки.

Областите на периферните брзини може да се разграничат вака:

мали	брзини	$v =$	до 6	m/s
средни	"	$=$	6 "	20 "
големи	"	$=$	20 "	100 "
многу големи	"		преку	100 "

Кај **коничните** запченици граничниот преносен однос што може да биде совладан од еден запчест пар е нешто помал отколку кај цилиндричните. Најголемата препорачлива вредност за преносниот однос е 5. Притоа, поголемите вредности се однесуваат на коничните запченици со **криви** запци и за запчениците со помали брзини. Инаку, за изборот на неговата конкретна вредност, особено во поглед на тоа дали да биде цел или ирационален број, важи анализата дадена за цилиндричните запченици.

7.4.5 ИЗБОР НА АГОЛОТ НА ЗАПЦИТЕ β

Аголот на запците β треба да се избира така, што степенот на спрегнувањето на бочните линии да биде што поголем, за да доздат до израз предностите на косите запци. Значи, од таа гледна точка би требало да се стреми кон поголеми вредности на овој агол. Меѓутоа, како што веќе порано е наведено, поголемиот агол β повлекува и поголема аксијална сила, што кај високооптоварените преносници значително ги оптоварува лежиштата и вратилото.

Од наведените причини, аголот β се избира во умерени граници, и тоа од 8° до 25° , а кај пошироките запченици, каде што со широчината b се постигнува поголем степен на спрегнувањето на бочните линии, вредностите на аголот β биваат уште помали—до 15° .

Така, имајќи предвид дека секогаш $\varepsilon > 1$, а вообичаено $\varepsilon + \varepsilon = \varepsilon \geq 2$, следува дека $\varepsilon = \alpha \cdot b \cdot \sin \beta / m_n \cdot \pi < 1$. Овојде произлегува дека во тој случај, аголот β може да се определува и според следнава равенка:

$$\sin \beta < m_n \cdot \pi / b \quad (7.35)$$

Кај запчениците со стрелести запци, кај кои аксијалната сила е неутрализирана, аголот на запците се зема до 40° , а кај високооптоварените и до 45° .

Како што веќе е наведено, меродавниот агол на напозницата за пресметката на коничните запченици е средниот агол β . Неговата вредност може да се движи во широки граници (20°) – 30° – 45° . Притоа, аголот β треба да се избира така, што степенот на спретнувањето на бочните линии ε_β да лежи меѓу 1,35 и 1,75. Долните вредности на ε_β одговараат за грубите и неодговорни преносници, додека поголемите и крајно големите вредности се однесуваат за брзоодните и високооптоварените преносници. Освен тоа, β_m зависи и од системот на казачувањето (Oerlikon, Klingelberg одн. Gleason). Така, секоја од наведените фабрики има установено подрачје на оптималните вредности за β . Поради тоа, при изборот на β_m , конструкторот треба да води сметка и за типот на машината на која ќе се изработи конкретниот коничен запчест пар.

7.4.6 ПОДМАЧКУВАЊЕ И ИЗБОР НА МАЗИВО

Ефикасното подмачкување на сите видови запчести парови е еден од битните услови за исправната и долготрајната работа на преносникот во целост. Други подробности по оваа проблематика се изложени во кн. 3. по мащ. елементи II. Во таа смисла, во продолжение ќе се задржиме само на некои поважни моменти, карактеристични повеќе за коничните запченици.

Така, основни критериуми за изборот на мазивото се: периферната брзина на запчениците, преносливата сила и конструктивната изведба. Бидејќи преносниците може да бидат и повеќестепенни, кај двостепените се меродавни погоноските услови (брзина, оптоварување) за 2. степен, а кај тристепените преносници вискозноста се определува според погоноските услови што одговараат на средната вредност меѓу 2. и 3. степен на преносот.

Како мазиво, предност имаат маслата.

Само кај определени конструктивни изведби, како на пример, отворени или затворени прекосници кај кои не е изведено заткување, може да се применат масти, земајќи ги предвид подолу наведените ограничувања во однос на периферната брзина.

Во однос на зависноста на видот на мазивото и начинот на подмачкувањето од периферната брзина, и тоа како на цилиндричните така и на коничните (но не и на хипоидните) запченици важат следниве препораки (според DIN 51509, дел.1):

- за брзини до 1 m/s подмачк. со цврсти мазива;
- " " " 4 " " " масти, со потоп.
- " " " 15 " " " масло, " "
- " " " над 15 " " " " " впрскув.

Изборот на вискозноста на маслото во mm^2/sec при 40°C , одн. при 50°C се врши во зависност од еден т.н. фактор на брзината и на силиката, што е определен со следнава равенка:

$$\frac{k_s}{v} = \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot \frac{s}{m} \text{ [MPa s m}^{-1}\text{]} \quad (7.36)$$

каде што

$$k_s = \frac{F}{b \cdot d} \cdot \frac{u+1}{m_1} \cdot \frac{Z^2}{H} \cdot \frac{Z^2}{\epsilon} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (7.37)$$

е т.н. **Stribeck**-ов површински притисок, кој со познатиот **Hertz**-ов притисок е во следниов однос:

$$k_s = \frac{\sigma_H^2}{0,35 \cdot E} = 1,3873689 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_H^2 \quad (7.38)$$

Дијаграмот даден на сл. 7.26, според кој може да се врши избор на вискозноста на маслото, важи за усвоена температура на околината од 293 K . При постојана температура на околината над 298 K потребната вискозност се покачува за сса 10% за секои 10°C , а при постојана температура под 283 K смалувањето на вискозноста изнесува сса 10% за секои 3°C .

При потопувањето, обично големиот запченик со својот долен дел се потопува (куркува) во маслена бана. Длабината на потопувањето изнесува околу $3/4$ од височината на запците. Поголеми длабини се одбегнуваат за да не дојде до претерани загуби на силиката, поради отпорот на движењето на запченикот низ маслото, што може да предизвика прекумерно затоплување. Во однос на потребното количество масло во баната,

како прва ориентација може да се смета со $V=0,1P$ во dm^3 , каде што P е преносливата силината во kW .

Како што веќе е изложено, за поголеми брзини предвид доаѓа само подмачкување со масло под притисок. За таа цел се предвидува посебен систем што се состои од: пумпа (обично запчеста), филтер, ладилник, распределител, цевки со потребната цевна арматура и контролни инструменти (термометар, манометар и др.). Маслото под притисок со помош на млазници (дизни) се впрскува (убризгува) меѓу запците непосредно пред нивното влегување во спрега. Количеството масло што циркулира грубо може да се земе $0,5 \text{ l/min}$ за секој сантиметар од широчината на запченикот b . Точната вредност се пресметува врз основа на загушената силина и одведуваната топлина. Температурата на маслото не треба да ја премине границата од 333 K , но исклучок 353 K , бидејќи при повисоки температура маслото брзо старее.

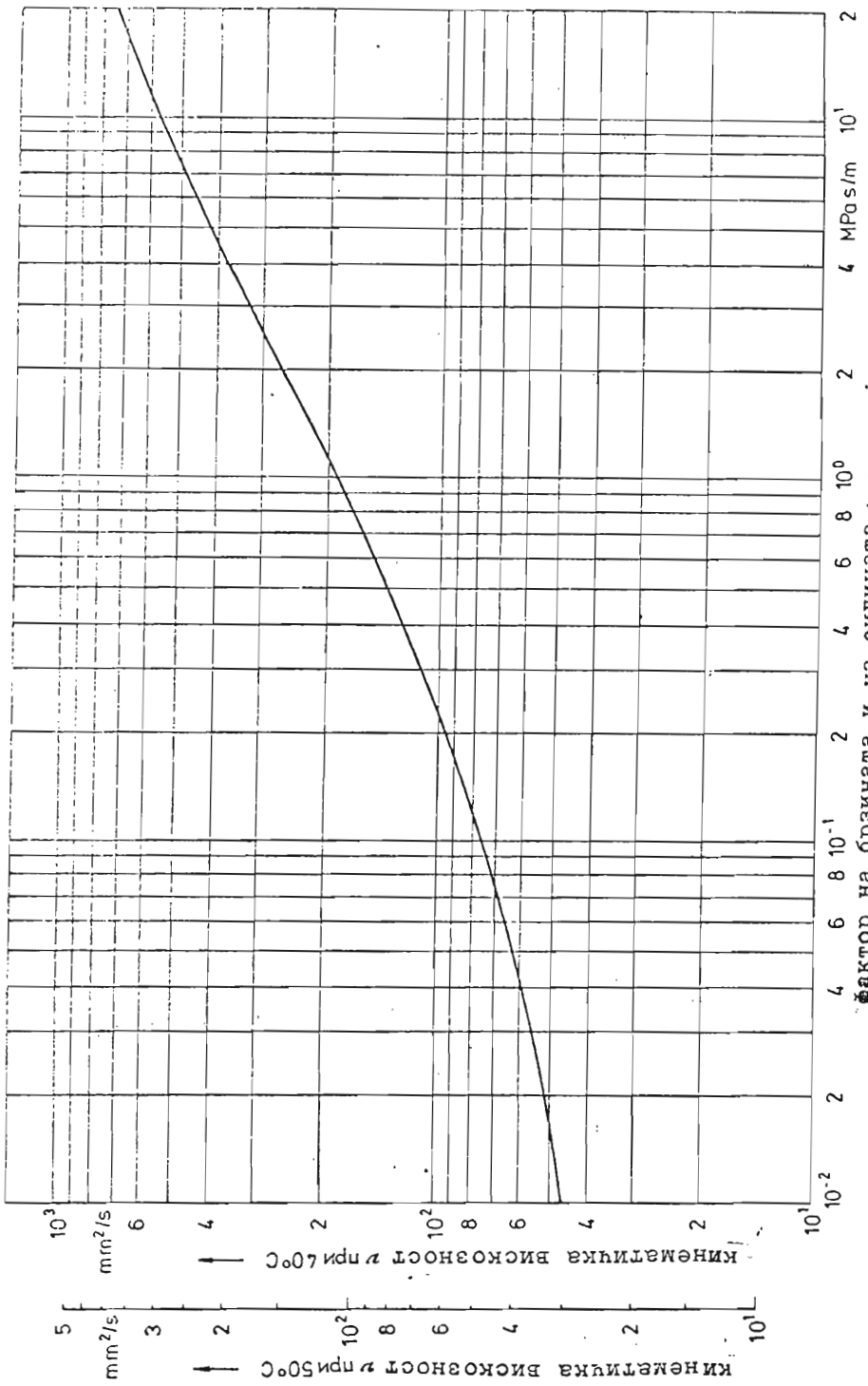
За повеќето преносници се употребуваат чисти **минерални** масла, само за многу оптоварени преносници се користат **посебни** масла. Меѓутоа, резултатите од испитуваната од поново време покажуваат дека, под определени услови, со **синтетични** масла може да се постигне дури и неколку пати поголема носивост отколку со минералните. Поради тоа, во поново време, синтетичните масла сè повеќе наоѓаат примена.

При поголеми оптоварувања се применуваат масла со поголема вискозност, бидејќи со нив може да се остварат поголеми притисоци во маслениот слој.

Меѓутоа, при поголеми периферни брзини, што го олеснуваат создавањето на подебел маслен слој, се употребуваат масла со помала вискозност.

За подмачкување на преносници за **моторни возила** (и рударски и градежни машини) се препорачува **нелегирано** масло, што одговара на класата C според SAE класите на вискозноста содржани во $DIN 51512$.

Замена на маслото треба да се врши на секои 1000 до 5000 работни часови, зависно од оптоварувањето, а во почетниот период на работа по 20 до 30 одн. 100 до 200 часови.



Сл.7.26! Избор на вискозноста за цилиндричните и за коничните запчести преносници

7.4.7 МАТЕРИЈАЛ ЗА ЗАПЧЕНИЦИТЕ

Во зависност од намената, периферната брзина, оптоварувањето, можноста за сместување, начинот на изработката и дополнителната обработка, потоа од цената на чиненето и други околности, за запчениците се применува широк дијапазон материјали, почнувајќи од сивиот лив и челичниот лив, па преку обичните конструктивни челици сè до легираните челици за подобрување и цементација. Од заглородните челици се применуваат првенствено материјалите со поголема цврстина и тврдост. Тенденцијата за изведби на помали запчести преносници води кон сè поголема примена на квалитетни челици, особено оние со поголема површинска тврдост и цврстина. Така, на пример, челиците за цементација сè повеќе ги потиснуваат досега доста употребувачките челици за подобрување. Заради добивање што поголема цврстина на боковите и на подножјето на запците, се изведуваат цела низа различни термички обработки, за што веќе стапа збор. Покрај металните материјали, за изработка на запчениците во поново време мошне често се применуваат и **неметални** материјали—разни пластмаси, дурупласт и др., и тоа не само за мали и неогворни запченици, туку и во градбата на посериозни преносници. Кон такви материјали се прибегнува со првенствена цел да се постигне што потивка работа на преносникот (доколку тоа е условено), потоа кога се бара полесна конструкција, а за слабо оптоварени запченици од масовен карактер на производство, заради снижување на цената. Во тој поглед широм светот е остварен виден напредок. Така, англиската фабрика за пластмаси **POLYPENCO** има произведено запченик со пречник од 4,5 m (стар податок). Бидејќи разните видови неметални материјали може значително да се разликуваат по своите особености и состав, при изборот треба да се користат оригинални фабрички податоци за нивните карактеристики, особено за нивната цврстина и обработливост. При изборот на материјали за спрегнатите запченици треба да се има предвид и фактот што при спрегнувањето на два материјала со различни тврдооти, условите на лизгањето се подобреени, па и абенето е помало. Затоа, помеѓу другото, за големите запченици се избираат материјали со помала тврдост до 10 %,

а кај многу големите со уште помала. Во која мера разликата на тврдостите влијае врз носивоста на послабиот материјал, како пример може да послужат обичните заглородни челици, кои спрегнати со цементирани челици, покажуваат поголема издржливост на боковите до 35%, отколку да се спрегнати со челици од иста тврдост.

Големите запченици со пречник над 0,5 m се прават од леани материјали. На прво место, во таков случај, предвид доаѓа квалитетен челичен лив. Запците од квалитетен сив лив покажуваат, речиси, иста површинска цврстина, но неколку пати помала цврстина во подножјето. Заради тоа, сивиот лив се употребува кај бавноодните и малку оптоварените запченици. Поради своите релативно добри особености на лизгањето, сивиот лив се аби помалку, дури и при недоволно подмачкување, па речиси редовно, се употребува кај отворените преносници. Доколку е потребно големиот запченик со пречник над 0,4-0,5 m да биде од квалитетен материјал, тогаш од таков материјал се изработува само венцот, додека трупот се прави од некој поевтин материјал, погоден за обликување.

За умерени оптоварувања и брзини запчениците се прават од обични конструктивни челици или од челици за подобрување. За многу големи оптоварувања и периферни брзини, како материјали се употребуваат високолегираны челици — погодни и за разни видови термички обработки (цементација, нитрирање, индукционно калене и др.).

Коничните запченици, во принцип, се изработуваат од позаки материјали отколку цилиндричните, особено оние со **криви** запци. Така, ако големиот запченик, поради своите размери, треба да се лее, се прави од **СL** (ретко од **SL**). Понатаму, конструктивните челици, речиси, не доаѓаат предвид. Од легираните челици се применуваат поквалитетните, во рамките на една групација, од кои најчесто оние за цементација. Во таков случај за малиот запченик често доаѓа предвид **С5420** и **С5421**, додека за цилиндричните запченици, за исти услови, би се применил **С4320**.

Поради соодветно поквалитетниот материјал и поскапата изработка, коничните запченици се релативно поскапи (но и подолготрајни) од цилиндричните. Што се однесува за **полжавните парови**, полжавот, во принцип, се прави од челик, аналогно на запчениците,

додека за полжавникот се употребува значително помек материјал, заради погодувањето на релативно големата брзина на лизгале на боковите, и тоа: за мали оптоварувања и споредна камена се користи SL250, а за одговорна камена и големи оптоварувања широк спектар легури на обоените метали, како оловно-калалка бронза, алуминиумска бронза во разни состави, леани во песок или во кокили.

Вредностите на динамичката издржливост во однос на свиткување-кршење во корекот на забецот σ_{Flim} и во однос на површински Hertz-ов притисок σ_{Hlim} за најчесто применуваните материјали за запченици, сп. DIN 3990 (поранешно издание) се дадени во т. 7.05. Понови информации за карактеристиките на материјалите за запченици, в. во ME II, кн. 3. од истиот автор.

7.5 КРИТИЧНИ НАПОНИ И СТЕПЕН НА СИГУРНОСТА

7.5.1 ОПШТИ ПОГЛЕДИ

Граничната вредност на динамичката издржливост на моделните запченици од вообичаените групи материјали и за одделни видови напрегнувања на кои бидуваат изложени (σ_{Flim} и σ_{Hlim}) дадени во таб. 7.05, се само номинални, бидејќи се добиени со испитување на запченик-епрувета при определени лабораториски услови. Меѓутоа, при пресметката на конкретен запченик треба да се оперира со т. н. **меродавна** механичка карактеристика-динамичка издржливост, одн. меродавно критично оптоварување. Меродавното критично оптоварување на пресметуваниот запченик претставува цврстина на забецот што најприближно одговара на особеностите на моделниот запченик од ист материјал, но при конкретни работни услови. Значи, тоа е граничен напон што доведува до кршење или до недозволено оштетување на боковите на запците.

Отстапувањата помеѓу критичниот напон на материјалот (како моделен запченик) и (во случајов) пресметуваниот запченик, одн. запци, практично се сведува на апсолутните димензии на моделот и на пресметуваниот запченик, потоа на разликите во квалитетот на површините и во структурите на материјалот поради механичката и евентуалната термичка обработка, на разликата на фактичн. работни услови (брзина, подмачкување), во однос на оние при обидите и др.

Табела 7.05 МАТЕРИЈАЛИ ЗА ЗАПЧ. И НИВНИ КАРАКТЕР.

Група материјали	Ознака		Термичка обработка	Средна релативност RZ μm	Тврдост на запченикот		Динамичка издржливост				Статичка цврстина на подно-жето N/mm ²
	JUS	DIN			во јадрото N/mm ²	на површината N/mm ²	на бочот		во коренот		
							σ_{H11} N/mm ²	K_D N/mm ²	N_D 10 ⁶ N/mm ²	σ_{F11} N/mm ²	N_F 10 ⁶ N/mm ²
с и в л и в со ламелест графит	SL.200	GG 20		6	HB=1670	265	1,9	2	49	196	
	SL.250	GG 25		6	HB=2060	304	3,2	3	59	245	
	SL.350	GG 35		6	HB=2250	353			78	343	
нодуларен лив	RL 400	GGG 42		6 до 7	HB = 1670	353			196	785	
	RL 600	GGG 60		"	HB = 2450	480			216	980	
	RL 800	GGG 80		"	HB = 2700	549			225	1175	
		GGG 100		"	HB = 2940	598			235	1275	
црн темпер лив	STeL35	GTS 35		6	HB = 1370	353			186	785	
	PTeL65	GTS 65		6 до 7	HB = 2300	480			225	980	
челичен лив	CL0500	GS 52		4 до 5	HB = 1470	333	2,1	2,5	147	461	
	CL0600	GS 60		"	HB = 1720	412	2,9	3	167	510	
обични конструк- тивни челици	C.0460	St 42		6	HB = 1230	284	2,5	2,5	167	441	
	C.0545	St 50		"	HB = 1470	333	3,5	3,5	186	540	
	C.0645	St 60		"	HB = 1760	392	5,1	5	196	637	
	C.0745	St 70		"	HB = 2040	451	6,9	6,5	216	785	
челици за подобру- вање	C.1331	Cr 22	подобрен	3	HV 10 = 1370	431	2,3	3	167	588	
	C.1531	Cr 45	нормализиран	"	HV 10 = 1810	578	3,9	4	196	785	
	C.1731	Cr 60	подобрен	"	HV 10 = 2060	608	5,-	5,5	216	882	
	C.4130	34 Cr 4	подобрен	"	HV 10 = 2550	637	7,8	7	255	882	
	C.4131	37 Cr 4	подобрен	"	HV 10 = 2550	637			265	931	
	C.4732	42 Cr Mo 4	подобрен	"	HV 10 = 2740	657	7,8	7	284	1078	
челици за подобрување пламено или индуктивно калени	C.1531	Cr 45	површ. кален	3	HV 10 = 2200	HV 10 = 5600	1080	42	40	265	980
	C.4131	37 Cr 4	вкл. и коренот	"	HV 10 = 2700	HV 10 = 6100	1275	36	35	304	1128
	C.4732	42 Cr Mo 4		"	HV 10 = 2750	HV 10 = 6500	1330	41	40	343	1275
челици за подобрување нитрирани	C.1531	Cr 45	нитриран во вода	3	HV 10 = 2200	HV 1 = 4000	1080			343	1078
	C.4732	42 Cr Mo 4		"	HV 10 = 2750	HV 1 = 5000	1195			421	1420
челик за нитрирање	C.4732	42 Cr Mo 4	нитриран во гас	"	HV 10 = 2750	HV 1 = 5500	1195			421	1420
	C.4737	31 Cr Mo V 9	нитриран во гас	3	HV 10 = 3200	HV 1 = 7000	1370			490	1470
челици за цемен- тација	C.1220	C 15		3	HV 10 = 1900	HV 1 = 9200	1570	48	48	225	882
	C.4320	16 Mn Cr 5		"	HV 10 = 2700	HV 1 = 7200	1600	49	50	451	1370
	C.4321	20 Mn Cr 5	цементиран	"	HV 10 = 3300	HV 1 = 7200	1600	49	50	470	1470
	C.4721	20 Mo Cr 4	и кален	"	HV 10 = 2700	HV 1 = 7200	1600			392	1275
	C.5420	15 Cr Ni 6		"	HV 10 = 3100	HV 1 = 7200	1600	49	50	490	1570
	C.5421	18 Cr Ni 8 17 Cr Ni Mo 6		"	HV 10 = 4000	HV 1 = 7400	1600	49	50	490	1670

7.5.2 МЕРОДАВЕН КРИТ. НАПОН ВО ОДНОС НА СВИТКУВАЊЕ

Критичниот напон-меродавната динамичка издржливост во однос на свиткувањето — кршењето на забецот во коренот е даден со следниов израз:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{ST}}{Y_S} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \quad (7.39)$$

Овде се означени со:

- $Y_{ST} = 2$, фактор на концентрацијата на напоните за моделниот запченик;
- Y_S фактор на концентрацијата на напоните за пресметуваниот запченик, за што постојат дизаграми за определување на вредностите во зависност од z , x и др.;
- Y_X фактор на големината, кој зависи од модулот и материјалот. За модули $m \leq 5 \text{ mm}$ $Y_X = 1$, понатаму вредноста опаѓа;
- $Y_\delta \approx 1$, фактор на осетливоста на материјалот кон концентрација на напоните, постојат дизаграми и табели за определување на вредност.
- Y_N фактор на векот на траењето што го зема предвид фактот дека во подрачјето до граничниот број циклуси N_D (во Wöhler-овиот дизаграм) материјалот покажува поголема издржливост. Тој се зема предвид со вредност $Y_N > 1$ само во случаите кога граничниот број циклуси $N_D \leq 3 \cdot 10^6$, одн. кога запченикот е предвиден да работи пократко време-според намената. Во спротивно-што е нормално, $Y_N = 1$;
- Y_R фактор на рапавоста што ја зема предвид зависноста на динамичката издржливост во подножјето на забецот од квалитетот на површината на преодниот дел на бокот. Зависно од средната рапавост R_z , а за различни материјали, $Y_R = 0,85 - 1,13$.

Како што се гледа, сите овие фактори (освен Y_N и Y_R за најфиниот квалитет) имаат тенденција да ја намалат номиналната динамичка издржливост при свиткување σ_{Flim} , така што секогаш $[\sigma_F] < \sigma_{Flim}$.

7.5.3 МЕРОДАВ. КРИТ. НАПОН ВО ОДНОС НА HERTZ-ОВ ПРИТ.

За овој вид напрегане меродавниот критичен напон е даден со следнава равенка:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_x \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_N \cdot Z_w \quad (7.40)$$

Овде се означени со:

- Z_x - фактор на големината, кој и за овој вид напрегане зависи од модулот. За модули $m < 8 \text{ mm}$ $Z_x = 1$, за поголеми вредности на модулот $Z_x^n = 1 - 0,75$;
- Z_L - фактор на маслото за подмачкување, чија вредност се движи од 0,9 за масло со кинематичка вискозност $20 \text{ mm}^2/\text{sec}$ до 1 за вискозност од $100 \text{ mm}^2/\text{sec}$ па се до сса 1,1 за вискозност од $300 \text{ mm}^2/\text{sec}$, зависно од материјалот;
- Z_R - фактор на рапавоста, чија вредност се движи од 1 за $R_z = 3 \mu\text{m}$ -идеален случај, па се до 0,8 за $R_z = 14 \mu\text{m}$ (на боковите), зависно од материјалот;
- Z_v - фактор на брзината, чија вредност се движи од 0,92 за $v = 1 \text{ m/s}$ до 1 за $v = 10 \text{ m/s}$, па се до 1,1 за $v = 100 \text{ m/s}$, зависно од материјалот;
- Z_N - фактор на векот на траењето, што исто така се зема предвид со вредноста $Z_N > 1$, само во случаите кога запченикот е предвиден за пократок работен век - што е реткост, нормално $Z_N = 1$;
- Z_w - фактор на зацврстувањето, обично на поголемиот запченик, кој нормално се прави од помек материјал. Во тој случај

$$Z_w = 1,2 - \frac{HB - 130}{1700} > 1 \quad (7.41)$$

каде што HB во daN/mm^2 е BRINELL-овата тврдост. И за овој вид напрегане, за нормални случаи во практиката, за разлика од идеализираните лабораториски услови на испитување, речиси, сите фактори Z имаат вредност помала од единица, па и овој меродавен критичен напон $[\sigma_{Hlim}] < \sigma_{Hlim}$. Се истакнува дека за сите σ_{Hlim} и Z фактори во подлогите на ISO и DIN има дадено соодветни дијаграми за нивното точно определување. Овде дадените вредности се само кратки изводи и груба ориентација.

7.5.4 СТЕПЕН НА СИГУРНОСТА

Проблематиката на степенот на сигурноста е третирана во точката 3.4, во општиот дел на книгава.

На ова место би сакале да укажеме само на некои специфичности, карактеристични за запчениците, одн. на одделните видови напрегн. на кои тие се изложени. Базирајќи се врз равенката 3.09, степенот на сигурноста во однос на свиткувањ. на забецот во корекот

на запченикот се изразува како што следува:

$$S_F = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} \quad (3.09')$$

каде што критичниот напон $[\sigma_F]$ се пресметува според рав. 7.39, а работниот напон σ_F го дефинира оптоварувањето на кое запченикот е изложен, за што накусо ќе стане збор во наредната точка.

За големината на степенот на сигурноста нема и не може да има меродавни препорачливи вредности. Секој конструктор на своја одговорност, зависно од општите работни услови, функцијата и камената, ја избира вредноста на степенот на сигурноста.

Како ориентација може да се зема:

$$S_{Fmin} = 1,2 - 1,5$$

Ако новата дефиниција за степенот на сигурноста се примени во случај кога е во прашање контактнo нап-регане—Hertz—ов притисок (сп.рав. 7.55) се доаѓа до изразовт $S_{HL} = ([\sigma_H] / \sigma_H)^2$. Меѓутоа, денес, според компетентните меѓународни институции (ISO, DIN), се-пак, степенот на сигурноста се третира како однос на напоните. Па така, и за Hertz—овиот површински притисок, изразот за степенот на сигурноста го има следниов облик:

$$S_H = \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} \quad (7.42)$$

И за големината на степенот на сигурноста за Hertz—овиот површински притисок не постојат официјални препорачливи вредности.

Како ориентација за малиот запченик може да се зе-маат следниве вредности:

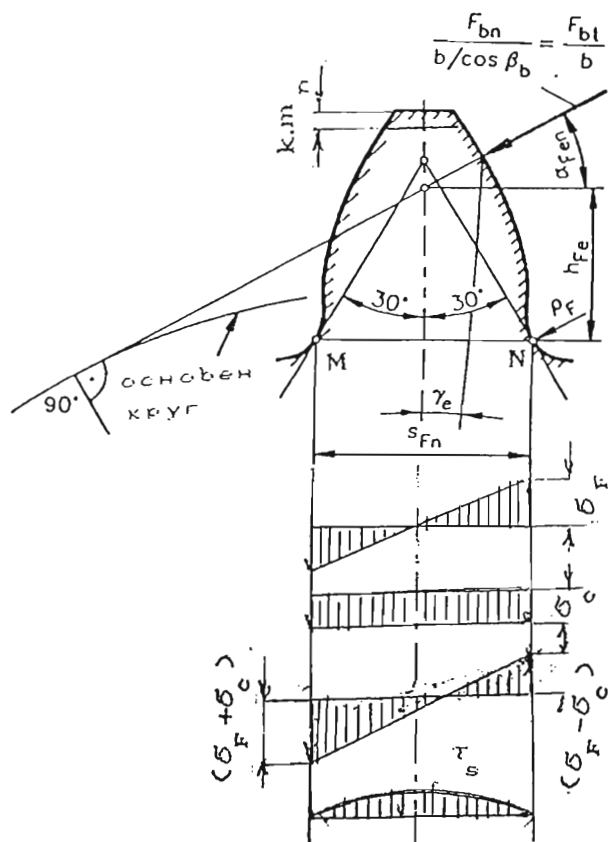
$$S_{Hmin} = 1 - 1,3$$

Како што се гледа, за степенот на сигурноста во од-нос на Hertz—овиот површински притисок S_H се препо-рачуваат нешто пониски вредности отколку за S_F , за-тоа што појавата **Pitting** не настапува веднаш и не доведува до моментно откажување, одн. онеспособување на преносникот, како во случај на кршењето на запчи-те. Колку што разните K , Y и Z фактори како и вред-ностите за критичниот и работниот напон се поточно определени, толку за степенот на сигурноста S може да се избираат помали вредности, и обратно.

Како што веќе е изложено во точката 7.2 под дејството на оптоварувањето — силите, запците биваат изложени на свиткување во коренот и на разни видови оштетувања на боковите. Во таа смисла и пресметките се одвиваат по тие две основи. Се разбира, претходно треба да се утврдат релациите на едниот и другиот вид напрегање, што поодделно ќе биде разгледано во продолжение.

7.6.1 НАПОНСКА СОСТОЈБА ВО КОРЕНОТ НА ЗАБЕЦОТ КАЈ ЦИЛИНДРИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ (СО КОСИ ЗАПЦИ)

При разгледувањето на оваа проблематика се поаѓа од поставката дека вкупната сила F_{bn} (сл. 7.06) на паѓа само еден забец, одн. се разгледува случајот кога $\varepsilon = 1$ и кога силата дејствува во крајната точка D на единичната спрега во нормалниот пресек (сл. 7.27 — приказ за прави з.). Декомпонирајќи ја силата F_b на F'_b и F''_b , а посматрајќи го забецот како конзола, следува дека силата F''_b по крајот h_{Fe} дава момент што забецот го оптоварува на свиткување во коренот, додека силата F'_b забецот го изложува на притисок во коренот, што не се зема предвид. Така, напонот од свиткување што го трпи забецот во коренот е дефиниран со следнава равенка:



Сл. 6.78 Величините h_{Fe} , s_{Fn} и α_{Fen} што го определуваат факторот Y_F сили што го налагаат забецот и дијаграми на одделните напони

Така, напонот од свиткување што го трпи забецот во коренот е дефиниран со следнава равенка:

$$\sigma_F = \frac{M_F}{Z} = \frac{F_{bn} \cdot \cos \alpha_{Fen} \cdot h_{Fe} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta}{\frac{s_{Fn}^2}{b \cdot \frac{Fn}{6}}} \quad (7.43)$$

Ако се земе предвид дека височината h_{Fe} и дебелината на забецот во коренот s_{Fn} се право пропорционални на модулот m_n и со замена на силата F_{bn} со нејзината рав. 7.06, па со извесно математичко преуредување, за напонот се добива следниов израз:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \quad (7.44)$$

КАДЕ ШТО

$$Y_F = \frac{b \cdot \left(\frac{h_{Fe}}{m_n}\right) \cdot \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (7.45)$$

е т.н. фактор на обликот на забецот, чии вредности зависат од бројот запци Z , коефициентот на поместувањето x и др. величини, чии вредности (наведени во таб. 7.06) се пресметуваат по мошне сложена постапка. Ако се посматра сл. 7.27 може да се заклучи дека предниот дел на профилот на затегнувачката страна на точката N е изложен на силна концентрација на напоните, што треба да се зема предвид со факторот Y_S , чии вредности зависат од многу величини, кои овде нема да бидат анализирани.

Меѓутоа, на меѓународен план е прифатено, факторите Y_F и Y_S , како меѓусебен производ, да се земаат предвид со еден фактор Y_{FS} , чии вредности, зависно од Z , x , β и др., за една низа запчести парови со косиⁿ и прави запци, може да се прочитаат во таб. 7.06. Конечно, во случај на коси запци, како што е познато, линијата на допирот на запците не е паралелна со оската на заченикот, туку лежи некако дизагоално на бокот (сл. 4.10), така што вкупното оптоварување-силата F_{bn} дејствува негде од подножјето на предната кон-врвот на задната челна површина, па височината одн. кракот на силата h_{Fe} уште повеќе сесмалува. Ова намалување на оптоварувањето-моментот се зема предвид со т.н. фактор на аголот на забецот, што е даден со следнава равенка:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta^\circ}{120} \geq 0,75 \quad (7.47)$$

Земајќи ги предвид наведените фактори: Y_{FS} и Y_β како и со замената на периферната сила со рав. 7.02 и

на пречникот d со $m \cdot z / \cos \beta$ (рав.4.30) и со известно математичко преуредување, рав.7.44 за напонот го добива следниов облик:

$$\sigma_F = 318310 \cdot \frac{P \cdot \cos \beta}{Y_{ST} \cdot n_1 \cdot m \cdot z \cdot b} \cdot \frac{Y_{FS}}{Y_{ST}} \cdot Y_{\beta} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{\alpha} \cdot K_{\beta} \quad (7.48)$$

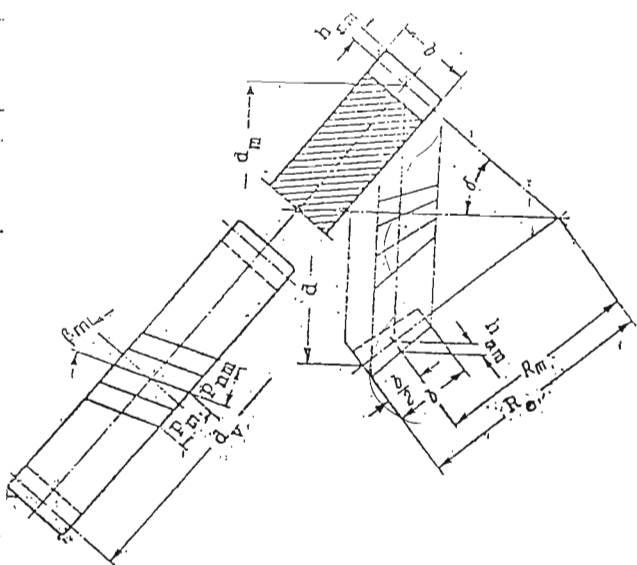
Ако во рав.3.09' (стр.368) се воведат рав.7.39 и 7.48 и по известна математичка трансформација добиениот израз се реши по модулот m_{nF} , се добива:

$$m_{nF} = \sqrt{\frac{10^6 \cdot \cos \beta}{2 \cdot \pi \cdot b \cdot z_1} \cdot \frac{S_{Fmin}}{\sigma_{Flim}} \cdot \frac{Y_{FS} \cdot Y_{\beta}}{Y_R \cdot Y_{\delta}}} = K_{m-F} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n_1 \cdot \psi} \cdot K_F} \quad (7.48')$$

Така, за цилиндричен запченик со дадени основни параметри: z, β, P, n_1 како и избран $b = \psi \cdot m$, материал и S_{Fmin} се пресметува модулот m (рав.7.48'), а рав.7.48 за дефинирана напонската состојба во коренот на забецот. За во таб.7.06 за наведени-избрани осн. параметри се пресметани одделните Y, Z па и факторот на модулот K_{m-F} (избрани величини: $\sigma_{Flim} = 310 \text{ N/mm}^2, S_{Fmin} = 1,4, Y_R = 0,89$) $m-F$

7.6.2 НАПОНСКА СОСТОЈБА ВО КОРЕНОТ НА ЗАБЕЦОТ КАЈ КОНИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ (со криви запци)

Јакосните пресекти кај коничните запченици се спроведуваат за еквивалентниот цилиндричен запченик пар (сл.7.05) што се добива со пресек на подебените (кинematичките) конуси со дополнителните, чии изводници поминуваат низ средината на запците (сл.29). Освен тоа, како меродавен пресек за пресметката се зема нормалниот (N-N, сл.7.04) на правецот на запците. Според тоа, рав.7.48 за цилиндричните запченици, во принцип, важи и за коничните со следните измени: пречникот d се заменува со средниот пречник d_m дефиниран



Сл.7.29 Еквивалентен цилиндричен запченик пар, меродавен при јакосните пресметки на коничните запч.

со изразот:

$$d_{m1} = \frac{m_{mn} \cdot z_1}{\cos \beta} = \left[m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \right] \cdot z_1 \quad (7.49)$$

каде што m_{mn} е нормалниот модул со средната рамнина, а m_e е надворешниот челен модул, со кој вообичаено се манипулира. Факторот Y , одн. Y_S се определува за дополнителниот број запци Z (рав. 5.11 одн. 5.14) за запченици со прави запци, одн. за нормалниот број запци z (рав. 5.22) за запчениците со криви запци; $b \approx 0,85 \cdot b^n$. Со овие надолупнувана изразот за напонот од свиткување во коренот на забецот на малиот запченик со прави запци го добива следниов облик:

$$\sigma_F = \frac{318310}{0,85} \cdot \frac{P}{n_i} \cdot \frac{1}{\left[m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \right]^2 \cdot b \cdot z_1} \cdot \frac{Y_{FS}}{Y_{ST}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (7.50)$$

За запченици со криви запци при $\beta_m \geq 30^\circ$ ($Y_{FS} = 0,78$), $Y_{ST} = 2$, $K_{F\alpha} = 1,2$ и $K_{F\beta} = 1,37$; равенката 7.50 преминува во следниов облик:

$$\sigma_F = 23 \ 868 \cdot \frac{P}{n_i} \cdot \frac{1}{\left[m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \right]^2 \cdot b \cdot z_1} \cdot Y_{FS} \cdot K_A \cdot K_V \quad (7.51)$$

И во овие случаи, така пресметаниот работен напон мора да биде помал од критичниот, одн. од меродавната динамичка издржливост (рав. 7.39).

7.6.3 СТЕПЕН НА СИГУРНОСТА ВО ОДНОС НА СВИТКУВАЊЕ

Утврдувањето на степенот на сигурноста на запчениците (цилиндрични и конични) спаѓа во завршно-контролните пресметки. Притоа, се претпоставува постоењето на запчестиот пар, потоа, речиси целосно да се познати работните услови и што поточно измерени главните димензии и отстапувањата на запчениците.

Со така познати величини, доволно точно може да се определат вредностите на разните K , Y и Z - фактори, а со познатото оптоварување (P и n) и степенот на сигурноста.

Во таа смисла, како појдовна ќе ни служи рав. 3.09⁸ во која критичниот напон $[\sigma_F]$ ќе биде воведен со рав. 7.39, а работниот напон σ_F со рав. 7.48 за цилиндричните, одн. 7.50 и 7.51 за коничните запченици со правим одн. криви запци.

Така, за цилиндричните запченици изразот за степенот на сигурноста го добива следниов облик:

$$S_F = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_f} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_X \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_\sigma}{318310 \cdot \frac{P \cdot \cos\beta}{n_1 \cdot m^2 \cdot z_1 \cdot b} \cdot \frac{Y_{FS}}{2} \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta}$$

Односно по извесно преуредување

$$S_F = \frac{2\pi}{10^\sigma} \cdot \frac{m^2 \cdot z_1 \cdot b \cdot n_1}{P \cdot \cos\beta} \cdot \frac{Y_X \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_\sigma}{Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} \cdot \sigma_{Flim} \geq S_{Fmin} \quad (7.52)$$

Аналогно на горниов израз, за коничните запченици со прави запки, равенката за степенот на сигурноста го добива следниов завршен облик:

$$S_F = \frac{5,34}{10^\sigma} \cdot b \cdot z_1 \cdot \left[m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \right]^2 \cdot \frac{n_1}{P} \cdot \frac{Y_X \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_\sigma \cdot \sigma_{Flim}}{Y_{FS} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} \quad (7.53)$$

а за коничните запченици со криви запки:

$$S_F = \frac{7,12}{10^\sigma} \cdot b \cdot z_e \cdot \cos\beta_m \cdot \left[m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \right]^2 \cdot \frac{n_1}{P} \cdot \frac{Y_X \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_\sigma \cdot \sigma_{Flim}}{Y_\beta \cdot Y_{FS} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} \quad (7.54)$$

Секако, $S_F \geq S_{Fmin}$.

7.6.4 ПОВРШИНСКИ HERTZ-ОВ ПРИТИСОК НА БОКОВИТЕ НА ЗАПЦИТЕ КАЈ ЦИЛИНДРИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ

Пресметката на нормалниот напон на бокосите на запците се базира врз Hertz-овата теорија на контактните напони, а се однесува на допир на два метални валзатка оптоварени со нормална сила F_n (сл.7.30). Според оваа теорија, максималниот површински притисок е даден со следнава равенка:

$$\sigma_H^2 = 0,35 \cdot \frac{F_n \cdot E}{2 \cdot P \cdot b} \quad (7.55)$$

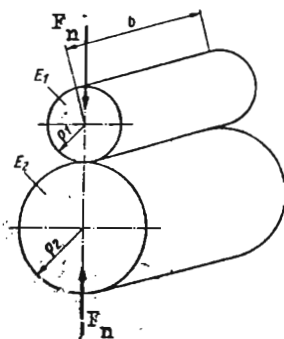
каде што е:

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (7.56)$$

среден модул на еластичноста, и

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} \quad (7.57)$$

релативен радиус на кривините.

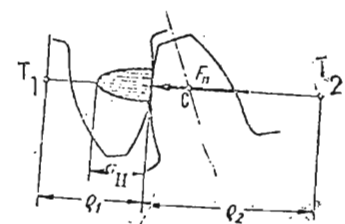


Сл.7.30 Hertz-ов површински притисок

Во рав.7.57 знакот + важи за надворешен, а - за внатрешен кинематички (запчест) пар.

Како што се гледа од раб. 7.55, притисокот не расте линеарно со оптоварувањето, туку дегресивно. Физичкото објаснување на оваа појава произлегува од фактот што во случајов, со зголемувањето на силата расте и големината на меродавната пресметковна површина на напонот, што предизвикува побавен пораст на притисокот. Равенката 7.55 се прифаќа како основна пресметка на напонот меѓу бочовите на запците, иско што постои и извесна разлика, во смисла, дека во текот на допирот радиусите на кривините на профилите се менуваат, а постои и извесно лизгање меѓу бочовите во правец на тангентата — феномени кои Hertz-овата теорија не ги опфаќа. Но засега тоа се занемарува.

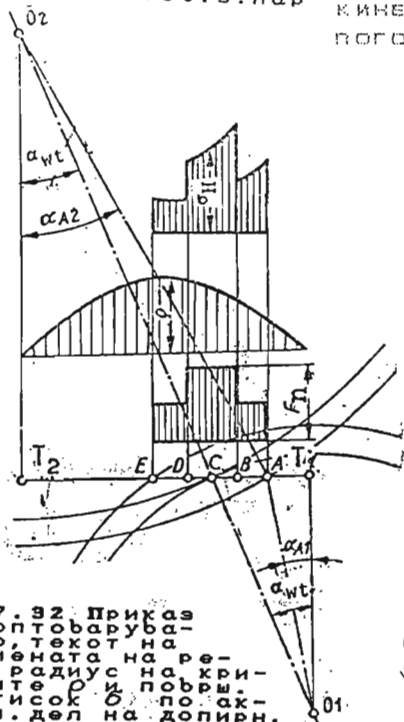
Покрај тоа, во текот на спрегата и силата F_D е променлива. Во некоја моментна точка на допир на два запци, Hertz-овиот површински притисок е прикажан на сл. 7.31,



Сл. 7.31 Hertz-ов прит. на оптов. з. пар

а промената на оптоварувањето — силата, радиусот на кривините ρ и напонот σ_H по должината на допирницата H се прикажани на сл. 7.32. Како што се гледа, релативниот радиус на кривините ρ е најголем некаде во близината на кинематичкиот пол C , што е најповоодно, а интензитетот на напонот е најмал во периодот на единиичната спрега, а најголем е во точката D . Понатамошната пресметка на напонот σ_H се врши за допир во кинематичкиот пол C . Бидејќи таму најлесно се пресметува радиусот на кривините ρ , а со оглед на тоа што таа точка се наоѓа во периодот на единиичната спрега предвид се зема целокупната вредност на силата F_n , одн. F_{bn} .

Инаку, релативниот радиус на кривините се пресметува во правец нормален на бочовите на запците, одн. во правец на дејството на силата F_{bn} , чија анализа е мошне сложе-



Сл. 7.32 Приказ на промената на релативниот радиус на кривините ρ по аксиалниот дел на допир.

ва анализа е мошне сложе-

на, поради што изразот 7.58 ќе биде даден без изведуваче. Така,

$$\rho_n = \frac{d_1}{2} \cdot \frac{u}{(u+1)^2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta_b} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{vt} = a \cdot \frac{z_1 \cdot z_2}{(\Sigma z)^2} \cdot \frac{\sin \alpha_{vt}}{\cos \beta_b} \quad (7.58)$$

Бидејќи кај запчениците со коси запци линијата на допирот е некако дијагонално поставена, па пресметковната должина на запците b_{cal} е поголема од широчината на запченикот b . Така,

$$b_{cal} = \frac{b}{\cos \beta_b} \cdot \frac{1}{Z_\epsilon^2} \quad (7.59)$$

каде што Z_ϵ претставува фактор на спрегнуването, чија вредност секогаш е помала од единица и се движи околу 0,8, зависи од ϵ_α и ϵ_β

За запченици со прави запци

$$Z_\epsilon^2 = \frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \quad (7.60)$$

а запченици со $\epsilon_\beta > 1$

$$Z_\epsilon^2 = \frac{1}{\epsilon_\alpha} \quad (7.61)$$

Во продолжение, во рав. 7.55 одделните величини се воведуваат како што следува:

- меродавната сила што го напаѓа забецот (рав. 7.30)

$$\frac{F_t}{\cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta = 318310 \cdot \frac{P \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot \cos \beta}{n_1 \cdot m_n \cdot z_1 \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b}$$

- пречникот на поделбениот круг $d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta$

вел. радиус ρ_n со рав. 7.58, b_{cal} со рав. 7.59

факторот на власт. за челик $Z_\epsilon = 189,78 \sqrt{N/mm^2}$

Со наведените замени и низата математички трансформации, за Hertz-овиот површински притисок (рав. 7.55) го добива следниов израз:

$$\sigma_H = 107072 \cdot \frac{\cos \beta}{m_n \cdot z_1} \cdot \sqrt{\frac{P}{n_1 \cdot b} \cdot \frac{z_1 + z_2}{z_2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot Z_{H\beta} \cdot Z_\epsilon} \quad (7.62)$$

Притоа е воведена замената:

$$Z_{H\beta} = \frac{1}{\cos \beta} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b \cdot \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha_{vt}}} \quad (7.63)$$

наречен фактор на обликот на бокот на забецот.

За $\beta = 0$ и $\alpha_t = \alpha_{vt} = 20^\circ$; $Z_{H\beta} = 2,495$, $Z_{H\beta}^2 = 6,225$

Така, за челични запченици со прави запци и $x = 0$ Hertz-овиот површински притисок за допир на боковите во кинематичкиот пол С е даден со следниов израз:

$$\sigma_H = \frac{154209}{m \cdot z_1} \cdot \sqrt{4 - \varepsilon} \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{P}{n_1 \cdot b \cdot z_2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} \quad (7.64)$$

Со воведување на равенките 7.40 за $[\sigma_H]$ и 7.64 во рав.7.42 за степенот на сигурноста S_H и со одредени математички трансформации и претходно усвоените вредности за определени параметри, така дефинираниот израз решен по модулот m го добива следниов облик:

$$m_H = \sqrt[3]{\frac{10^6 \cdot \Sigma z \cdot Z^2}{\pi \cdot z_1^2 \cdot z_2 \cdot (Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V)^2} \cdot \frac{Z_E}{\varepsilon_{H\beta}}} \cdot \left[\frac{Z_E}{\sigma_{Hlim}} \right]^2 \cdot \frac{P}{n_1 \cdot \psi} \cdot K_H = K_{m-H} \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot K_H}{n_1 \cdot \psi}} \quad (7.64')$$

каде што се усвоени: $(Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) = 0,92$; $\sigma_{Hlim} = 1300 \text{ N/mm}^2$

$b = \psi \cdot m = \text{цел број}$, а $\psi = 7 \div 10$; $Z_{\varepsilon_{H\beta}} = Z_{H\beta} \cdot Z_E$

Во таб.7.06 се дадени пресметаните вредности за одделните Z, K и K_{m-H} фактори за запченици со коси, а во Збирката и со прави запци, за избрана низа запчести парови. Така, за цилиндричен запчест пар со прави запци со избрани вредности за основните параметри: z, P, n, ψ и др. со рав.7.64' се пресметува модулот m . Со рав.7.62 е дефиниран Hertz-овиот површ. притисок за челични запченици со коси, а со рав.7.64 со прави запци.

Според вредностите на пресметаните фактори на модулот K_{m-F} и K_{m-H} наведени во таб.7.06, се определуваме за пресметковната постапка. Така, во случаи $K_{m-H} > K_{m-F}$ претсметката се одвива по постапката на $Hertz_{m-H}$, што одговара на најчесто применуваното подраче на броеви коси запци $z_1 < 20$, одн. $z_2 \geq 23$ прави запци. Надвор од тоа подрачје—значи при поголем број запци z , претсметката се врши на свиткување — индексирана со F

7.6.5 ПОВРШИНСКИ HERTZ-ОВ ПРИТИСОК НА БОКОВИТЕ НА ЗАПЦИТЕ КАЈ КОНИЧНИТЕ ЗАПЧЕНИЦИ

И во однос на Hertz-овиот површински притисок пресметката на коничните запченици се спроведува за еквивалентниот цилиндричен запчест пар со коси запци (сл.7.29). Одделните членови на Hertz-овата равенка (7.55) се определуваат како што следува:

Силата F_{bn} и релативниот радиус на кривините се пресметуваат за средниот пречник d_m дефиниран со рав.

Табела 7.06 Р Е Ш Е Н И Я ЦИЛИНДРИЧНИ ЗАПЧЕСТИ ПАРОВИ 379

β°	z_2	a	Σx	x_1	d_{at}	ε_α	b	α_{Gen}	Y_β	Y_{FS}	$Z_{\text{шп}}^2$	K_{m-n}
$z_1 = 11 \quad \kappa = b/d = 0,551; 0,577; 0,635; 0,688 \text{ (алтерн)}; 0,878 \text{ (меѓу лаж)}$												
30	17	16,7	,580	,405	15,42	1,088	7,-	26° 0' 58,44"	,750	3,366	3,270	6,44
25	21	18,2	,594	,404	14,86	1,157	7,-	26° 48' 14,50"	,804	3,413	3,469	6,67
21	25	19,9	,626	,411	14,53	1,201	7,5	27° 16' 49,20"	,845	3,451	3,620	6,80
19	29	21,7	,593	,413	14,38	1,243	8,-	27° 14' 42,80"	,869	3,434	3,820	6,94
15	34	23,8	,546	,448	14,21	1,266	10-	27° 58' 32,62"	,897	3,456	3,952	7,00
0	32	22,0	,541	,400	13,72	1,337		28° 25' 3,90"	-	3,611	4,665	8,13
$z_1 = 12 \quad \kappa = b/d = 0,505; 0,529; 0,582; 0,630 \text{ (алтерн)}; 0,805 \text{ (меѓу лаж)}$												
30	19	18,4	,539	,384	16,55	1,118	7,-	24° 57' 6,99"	,750	3,286	3,260	6,06
25	23	19,8	,527	,401	15,97	1,192	7,-	25° 44' 2,95"	,804	3,322	3,472	6,27
21	28	22,0	,567	,423	15,65	1,235	7,5	26° 24' 35,61"	,845	3,366	3,630	6,41
19	32	23,8	,572	,443	15,50	1,263	8,-	26° 50' 49,58"	,869	3,374	3,742	6,45
15	37	25,9	,576	,467	15,28	1,235	10-	29° 26' 17,75"	,897	3,552	4,041	6,59
0	32	22,5	,540	,300	14,52	1,371		25° 57' 7,35"	-	3,506	4,620	7,78
$z_1 = 13 \quad \kappa = b/d = 0,466; 0,488; 0,502; 0,582; 0,706 \text{ (алтернативно)}$												
30	19	19,0	,564	,369	17,67	1,126	7,-	24° 30' 44,50"	,750	3,248	3,232	5,79
25	23	20,4	,581	,395	17,05	1,194	7,-	25° 24' 50,66"	,804	3,293	3,532	6,03
21	28	22,5	,524	,425	16,74	1,255	7,-	25° 51' 5,47"	,845	3,293	3,653	6,12
19	33	24,9	,619	,454	16,57	1,270	8,-	26° 33' 39,72"	,869	3,322	3,707	6,13
15	40	28,0	,607	,482	16,34	1,313	9,5	27° 10' 49,08"	,902	3,329	3,886	6,21
0	38	26,0	,535	,320	15,57	1,397		25° 18' 24,48"	-	3,471	4,655	7,19
$z_1 = 14 \quad \kappa = b/d = 0,433; 0,453; 0,466; 0,507; 0,621$												
30	20	20,1	,500	,350	18,81	1,152	7,-	23° 47' 4,17"	,750	3,218	3,231	6,82
25	25	22,0	,516	,390	18,16	1,226	7,-	24° 37' 27,34"	,804	3,270	3,432	6,64
21	29	23,6	,552	,420	17,81	1,265	7,-	25° 27' 54,39"	,856	3,269	3,626	5,81
19	36	27,0	,599	,460	17,65	1,293	7,5	25° 58' 55,01"	,877	3,250	3,720	5,81
15	43	30,1	,638	,490	17,40	1,326	9,-	26° 47' 37,93"	,908	3,286	3,890	6,01
0	41	28,0	,532	,300	16,54	1,429		24° 25' 1,24"	-	3,407	4,653	6,80
$z_1 = 15 \quad \kappa = b/d = 0,433; 0,453; 0,466; 0,473; 0,580$												
30	22	21,8	,462	,330	19,94	1,177	7,5	23° 7' 14,00"	,750	3,155	3,219	5,25
25	26	23,1	,511	,410	19,32	1,238	7,5	24° 32' 37,64"	,792	3,202	3,396	5,39
21	31	25,2	,538	,460	18,96	1,280	7,5	25° 23' 23,84"	,845	3,220	3,595	5,50
19	38	28,6	,612	,480	18,75	1,303	7,5	25° 50' 46,00"	,877	3,233	3,723	5,54
15	46	32,2	,669	,510	18,47	1,337	9,-	26° 34' 2,98"	,908	3,261	3,873	5,70
0	44	30,0	,530	,300	17,54	1,449		23° 58' 7,45"	-	3,349	4,655	6,43
$z_1 = 16 \quad \kappa = b/d = 0,433; 0,453; 0,466; 0,473; 0,543$												
30	23	22,9	,401	,290	21,02	1,202	8,-	22° 19' 31,94"	,750	3,128	3,213	5,04
25	27	24,2	,505	,370	20,35	1,258	8,-	23° 45' 51,72"	,792	3,174	3,364	5,16
21	33	26,8	,525	,420	19,96	1,304	8,-	24° 28' 31,04"	,835	3,192	3,534	5,22
19	41	30,7	,593	,450	19,35	1,331	8,-	24° 53' 43,43"	,869	3,186	3,705	5,28
15	49	34,2	,588	,480	19,46	1,372	9,-	25° 28' 39,77"	,908	3,203	3,868	5,38
0	47	32,0	,528	,300	18,54	1,468		23° 34' 4,68"	-	3,292	4,654	6,11
$z_1 = 17 \quad \kappa = b/d = 0,433; 0,453; 0,466; 0,473; 0,511; 0,636$												
30	25	24,6	,365	,250	22,10	1,224	8,5	21° 38' 6,78"	,750	3,077	3,200	4,82
25	30	26,4	,496	,340	21,38	1,279	8,5	23° 0' 29,20"	,792	3,146	3,346	4,92
21	35	28,4	,512	,390	20,97	1,325	8,5	23° 43' 29,02"	,825	3,155	3,466	4,99
19	39	30,1	,511	,410	20,76	1,355	8,5	24° 8' 26,61"	,861	3,173	3,617	5,07
15	43	31,6	,577	,450	20,43	1,380	9,-	24° 56' 11,01"	,908	3,196	3,825	5,25
11	52	35,7	,619	,470	20,18	1,412	11-	25° 22' 50,09"	,942	3,213	4,002	5,30
0	50	34,0	,527	,300	19,55	1,485		23° 14' 28,52"	-	3,231	4,653	5,83

Како што се гледа, факторот на модулот K_m , одн. модулот m расте со намалување на аголот β , со што се потврдува позитивниот ефект на косите запци

β°	z_2	a	Σx	x_1	d_{a1}	ε_α	b	α_{Fen}	Y_β	Y_{FS}	$Z_{\varepsilon H \beta}$	K_{m-H}
$z = 18$		$\kappa = b/d = 0,409; 0,428; 0,440; 0,473; 0,510; 0,600$										
30	26	25,8	,413	,23	23,22	1,227	8,5	21°29'5,08"	,750	3,070	3,245	4,67
25	31	27,5	,491	,29	22,39	1,294	8,5	22°20'16,79"	,792	3,120	3,398	4,78
21	37	30,0	,499	,33	21,94	1,347	8,5	22°50'56,84"	,825	3,130	3,446	4,81
19	42	32,2	,496	,35	21,70	1,380	9,-	23°6'50,74"	,852	3,130	3,554	4,84
15	46	33,6	,498	,40	21,38	1,417	9,5	23°47'45,04"	,902	3,150	3,788	4,99
11	55	37,6	,460	,44	21,26	1,463	11-	24°9'33,28"	,942	3,130	4,009	5,08
0	53	36,0	,525	,30	20,55	1,501		22°57'28,07"	-	3,205	4,555	5,50
$z = 19$		$\kappa = b/d = 0,410; 0,429; 0,441; 0,473; 0,508; 0,569$										
30	28	27,5	,378	,21	24,34	1,246	9,-	21°4'35,99"	,750	3,030	3,304	4,52
25	33	29,0	,430	,27	23,46	1,319	9,-	21°47'43,42"	,792	3,080	3,390	4,60
21	39	31,5	,486	,31	22,97	1,365	9,-	22°21'54,58"	,822	3,100	3,486	4,65
19	43	33,0	,433	,33	22,72	1,409	9,5	22°32'19,04"	,844	3,090	3,508	4,68
15	49	35,5	,421	,37	22,37	1,448	10-	23°1'24,83"	,897	3,100	3,750	4,79
11	58	39,5	,429	,41	22,13	1,480	11-	23°36'22,52"	,942	3,110	3,943	4,85
0	58	39,0	,524	,30	21,55	1,519		22°38'37,33"	-	3,146	4,632	5,34
$z = 20$		$\kappa = b/d = 0,390; 0,408; 0,442; 0,473; 0,483; 0,540$										
30	31	29,8	,367	,19	25,46	1,263	9,-	20°41'35,31"	,750	3,000	3,348	4,36
25	35	30,5	,370	,22	24,49	1,344	9,-	21°8'40,62"	,792	3,040	3,360	4,44
21	41	33,0	,366	,27	23,99	1,390	9,5	21°35'53,21"	,822	3,040	3,492	4,52
19	45	34,6	,339	,29	23,71	1,435	9,5	21°45'30,32"	,844	3,060	3,506	4,54
15	51	37,0	,364	,33	23,35	1,473	10-	22°21'49,94"	,897	3,060	3,816	4,67
11	61	41,5	,390	,38	23,09	1,504	11-	22°55'55,90"	,942	3,070	4,071	4,78
0	59	40,0	,523	,30	22,55	1,530		22°29'37,46"	-	3,130	4,641	5,16
$z = 21$		$\kappa = b/d = 0,410; 0,421; 0,450; 0,483; 0,515$										
25	32	29,4	,267	,19	25,54	1,361	9,5	20°43'36,94"	,792	3,010	3,412	4,29
21	37	31,4	,272	,24	25,01	1,416	9,5	21°8'24,80"	,822	3,020	3,431	4,39
19	43	34,1	,264	,27	24,74	1,453	10-	21°24'28,03"	,842	3,000	3,494	4,44
15	53	38,5	,307	,31	24,34	1,496	10,5	21°49'33,47"	,892	3,030	3,890	4,57
11	64	43,5	,352	,35	24,06	1,527	11-	22°21'46,83"	,942	3,040	4,052	4,69
0	62	42,0	,522	,30	23,56	1,544		22°17'16,41"	-	3,105	4,637	4,97
$z = 22$		$\kappa = b/d = 0,391; 0,402; 0,430; 0,483; 0,514$										
25	34	31,0	,106	,14	26,65	1,402	9,5	19°50'53,90"	,792	2,950	3,348	4,22
21	39	33,0	,260	,21	26,02	1,432	9,5	20°44'27,35"	,822	3,000	3,410	4,31
19	45	35,7	,276	,24	25,73	1,492	10-	20°53'19,13"	,842	2,990	3,526	4,36
15	56	40,7	,338	,28	25,32	1,507	11-	21°28'24,34"	,887	3,030	3,850	4,49
11	67	45,6	,314	,32	25,01	1,551	11,5	21°44'25,41"	,939	3,000	4,011	4,59
0	65	44,0	,521	,30	24,56	1,556		22°7'34,37"	-	3,174	4,571	4,75
$z = 23$		$\kappa = b/d = 0,394; 0,405; 0,411; 0,483; 0,491$										
25	35	32,1	,103	,10	27,56	1,402	10-	19°35'32,57"	,792	2,930	3,353	4,13
21	41	34,6	,249	,17	27,02	1,447	10-	20°18'39,42"	,822	2,980	3,391	4,24
19	47	37,3	,292	,21	26,72	1,475	10-	20°39'15,10"	,842	2,980	3,522	4,29
15	58	42,2	,283	,25	26,30	1,529	11,5	20°58'33,97"	,887	2,980	3,921	4,40
11	70	47,7	,382	,29	25,96	1,557	11,5	21°24'1,78"	,939	3,020	3,973	4,53
0	66	45,0	,520	,30	25,56	1,565		22°0'51,22"	-	3,162	4,565	4,61

$$\cos \alpha_{\nu 1} = \frac{\Sigma z}{2 \cdot a \sqrt{\cos \beta + \operatorname{tg} \alpha_n}}; \quad \beta = \begin{matrix} 21^\circ 21' 0'' \\ 19^\circ 18' 59'' \end{matrix} \begin{matrix} 20^\circ 39' 20'' \\ 29' 23'' \end{matrix} \begin{matrix} 15^\circ 14' 58'' \\ 11^\circ 10' 44'' \end{matrix} \begin{matrix} 27,52'' \\ 13,32'' \end{matrix}; \quad m=K \cdot \sqrt{\frac{P \cdot K}{n \cdot \psi}}$$

$K = K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta$; при пресм. по Hertz се прим. K_{m-H} , а по F - K_{m-F} ; n -сес⁻¹

Со определането на вредностите на коеф. K и претходниот избор на факт ψ , за претсметаниот модул m се усвојува првата поблиска стандардна вредност за мод. m и се врши потребната корекција на факторот ψ .

7.03 и 7.49. Така, без докажување

$$\rho_{mn} = \frac{d_{m1}}{2} \cdot \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}} \cdot \frac{\sin \alpha_{vt}}{\cos \beta_{vbm}} \quad (7.65)$$

Понатаму е прифатено: $b_{eH} \approx 0,85 \cdot b$; $Z_{eV}^2 \approx 0,65$; $K_{\alpha} \approx 1,2$; $K_{\beta} \approx 1,37$.

Факторот на обликот на бокот на еквив. цилиндричен запченик е дефиниран со равенкава:

$$Z_{HV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{\cos \beta_{vb} \cdot \cos \beta_m}{\sin 2\alpha_{vt}}} \quad (7.66)$$

Кај коничните запченици е воведен и факторот $Z_K = 0,85$ кој ја зема предвид промената на крутоста на забецот по неговата должина.

Со замена на периферната сила сп. рав. 7.02 и воведувањето на горенаведените преиначувања и измени, рав. 7.55, одн. 7.62 за цилиндричните запченици, изразот за напонот на коничните челични запченици го добива следниов облик:

$$\sigma_H = \frac{10,2 \cdot 10^4}{\left(m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) \cdot z_1} \cdot \sqrt{\frac{P}{b \cdot n_1} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot K_A \cdot K_V \cdot Z_{HV}} \quad (7.67)$$

За запчениците со прави запци со $Z_{HV} = 2,4946$, броите-лот во првиот член од рав. 7.67 ја добива вредноста $25,46 \cdot 10^4$, и се разбира отпаѓа членот Z_{HV} .

И за овој вид запченици со познати основни параметри: m_e , b , z_1 , u , потоа P и n_1 , како и со што поточно проценетите вредности за факторите K , според рав. 7.67 доволно точно може да се определи површинскиот притисок на бочовите на запците кај челичните кон. запч.

7.6.6 СТЕПЕН НА СИГУРНО ВО ОДНОС НА HERTZ-ОВИОТ ПРИТ.

Како што претходно е нагласено, утврдувањето на степенот на сигурноста се спроведува, главно, кај готов пар запченици, во вид на завршно-контролна пресметка, заради верифицирање на димензиите добиени со прет-сметките.

Во таа смисла, како појдовна ќе ни послужи равенката 7.42, во која критичниот напон $[\sigma_H]$ ќе биде воведен со рав. 7.40, а работниот напон σ_H^H со рав. 7.62 за цил.

запченици со коси, одн. рав. 7.64 со прави запци, а за коничните запченици се користи рав. 7.67. Така, за цилиндричните запченици изразот за степенот на сигурноста го добива следниов облик:

$$S_{H1} = \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} = \frac{Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_N \cdot Z_W \cdot \sigma_{Hlim}}{107072 \cdot \frac{\cos\beta}{m_n \cdot z_1} \cdot \sqrt{\frac{P}{b \cdot n_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot Z_{HV} \cdot Z_\epsilon}$$

Со извесно преуредување на горната равенка, изразот за степенот на сигурноста на малиот запченик со коси запци, изработен од челик, го добива следниов облик:

$$S_{H1} = 0,934 \cdot \frac{m_n \cdot z_1}{10^5 \cdot \cos\beta} \cdot \sqrt{\frac{b \cdot n_1}{P}} \cdot \frac{u}{u+1} \cdot \frac{Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_N \cdot \sigma_{Hlim}}{\sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta} \cdot Z_{HV} \cdot Z_\epsilon} \quad (7.68)$$

Се обрнува внимание дека за малиот запченик отстаѓа факторот Z_W , затоа што тој се изработува од поцврст материјал во однос на големиот запченик.

За запчениците со прави запци и непоместен профил ($x=0$), рав. 7.68 (со примена на рав. 7.64) го добива следниов облик:

$$S_{H1} = 0,6485 \cdot \frac{m_n \cdot z_1}{10^5} \cdot \sqrt{\frac{b \cdot n_1}{P}} \cdot \frac{1}{4-\epsilon_\alpha} \cdot \frac{u}{u+1} \cdot \frac{Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_N \cdot \sigma_{Hlim}}{\sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta}} \quad (7.69)$$

И за коничните запченици при пресметката на степенот на сигурноста за критичниот напон се користи рав. 7.40 а за работниот рав. 7.67.

Така, врз база на рав. 7.42, изразот за степенот на сигурноста на малиот коничен запченик со криви запци изработен од челик, го добива следниов облик:

$$S_{H1} = \frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} = \frac{\left(m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) \cdot z_1}{10,2 \cdot 10^4} \cdot \frac{Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_N \cdot \sigma_{Hlim}}{\sqrt{\frac{P}{b \cdot n_1} \cdot \frac{\sqrt{u^2+1}}{u}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot Z_{HV}}$$

Со извесно преуредување на претходно наведената равенка, изразот за степенот на сигурноста на малиот коничен запченик со криви запци изр. од челик, гласи:

$$S_{H1} = \frac{0,98}{10^5} \cdot \left(m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) \cdot z_1 \cdot \sqrt{\frac{b \cdot n_1}{P}} \cdot \frac{u}{\sqrt{u^2+1}} \cdot \frac{Z_X \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot \sigma_{Hlim}}{\sqrt{K_A \cdot K_V} \cdot Z_{HV}} \quad (7.70)$$

За запченици со прави запци, воведувајќи го факторот $Z_{HV} = 2,495$, горната рав. преминува во следниов облик:

$$S_{H1} = \frac{0,393}{10^5} \cdot (m_e - \frac{b}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}) \cdot z_1 \cdot \sqrt{\frac{b \cdot n_1}{P}} \cdot \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}} \cdot \frac{Z_x \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot \delta}{\sqrt{K_A \cdot K_V} \cdot H_{lim}} \quad (7.71)$$

Во равенките 7.68 до 7.71 мора да биде $S_{H1} \geq S_{Hmin}$.

Во сите (претходни) равенки модулот (m, m_n одн. m_e) и широчината b се изразени во mm , зачестеноста на вртежите n во sec^{-1} , а силиката P во kW , со што δ е во N/mm^2 .

Што се однесува до големината на одделните степени на сигурноста, важат излагањата и препораките дадени во точката 7.5.4.

Со претходните анализи и изведени равенки за одделните работни напони и степени на сигурноста е овозможено да се изведуват, главно, завршни-контролни пресметки на готови-изработени цилиндрични или конични запченици парови од челик, што може да најде примена директно кај корисниците на разни преносници во рударството, градежните машини, сообраќајните средства и др.

Намерно е изоставено изведувањето на равенките за димензионирање и конструкција на запчениците, што не стаѓа во доменот на практиката на студентите-идни инженери, на кои книгата првенствено им е наменета.

За овие проблеми и други продлабочени анализи, заинтересираниите се упатуваат на подробната литература ME II книги 1. до 4. од истиот автор, наменета за машинци.

7.6.7 ИЗБОР НА ГЛАВН.ВЕЛИЧИНИ КАЈ ПОЛЖАВНИТЕ ПАРОВИ

Поздовни податоци за пресметка на полжавниот пар се: вртежниот момент T_2 или силиката P_2 и зачестеноста на вртежите на полжавникот n_2 , како и потребниот преносен однос u . За саканото оптоварување-отпор што треба да биде совладан од вратилото на полжавникот (T_2, P_2) на вратилото на полжавот треба да се приведе оптоварувањето $T_1 = T_2 / u \cdot \eta$ одн. $P_1 = P_2 / \eta$. Притоа, често се настојува степенот на искористувањето η да биде што повисок, особено кај високооптоварените преносници, со оглед на тоа што поради навозниот карактер на спрегатата на полжавниот пар, во одделни случаи (мал агол γ_m), тој може да биде значително понизок од степенот на искористувањето на запчениците парови (цилиндрични и конични).

Во принцип, полжавните парови се предопределени за со-

владување на крајно големи преносни односи ($u=300$ и повеќе), особено ако се наменети за инструменти. Инаку, по правило, преносните односи се избираат од низата броеви: (10), 15, 20, 30, 40, 60, 80, 120, 160, 200. Бројот запци (одови) на полжавот z се избира, главно, во зависност од преносниот однос, така што за поголеми преносни односи ($u > 30$) се избира еднооден полжав, што е најчест случај, а за послаби преносни односи се применува повеќеоден полжав.

Кога е избран бројот запци z , бројот запци на полжавникот се пресметува по познатиот однос $z = u \cdot z_1$. Притоа, бројот запци на полжавникот обично се движи помеѓу 21 и 60, а првенствено треба да се избира помеѓу 28 и 40. За овие вредности и за $5 < u < 40$ важи односот $d_{m1}/a = 0,55 - 0,3$.

Покрај релациите меѓу $a = f(z_1)$ и $z_1 = f(u)$, претходно дадени, во поново време (сп. BSS²721) е дадена и следнава равенка:

$$z_1 = \frac{7 + 2,381 \cdot \sqrt{a}}{u} \quad (7.72)$$

од каде што (за $u = z_2/z_1$) следува:

$$a = \frac{(z_2 - 7)^2}{5,67} \quad \text{или} \quad z_2 = 7 + 2,381 \cdot \sqrt{a} \quad (7.73)$$

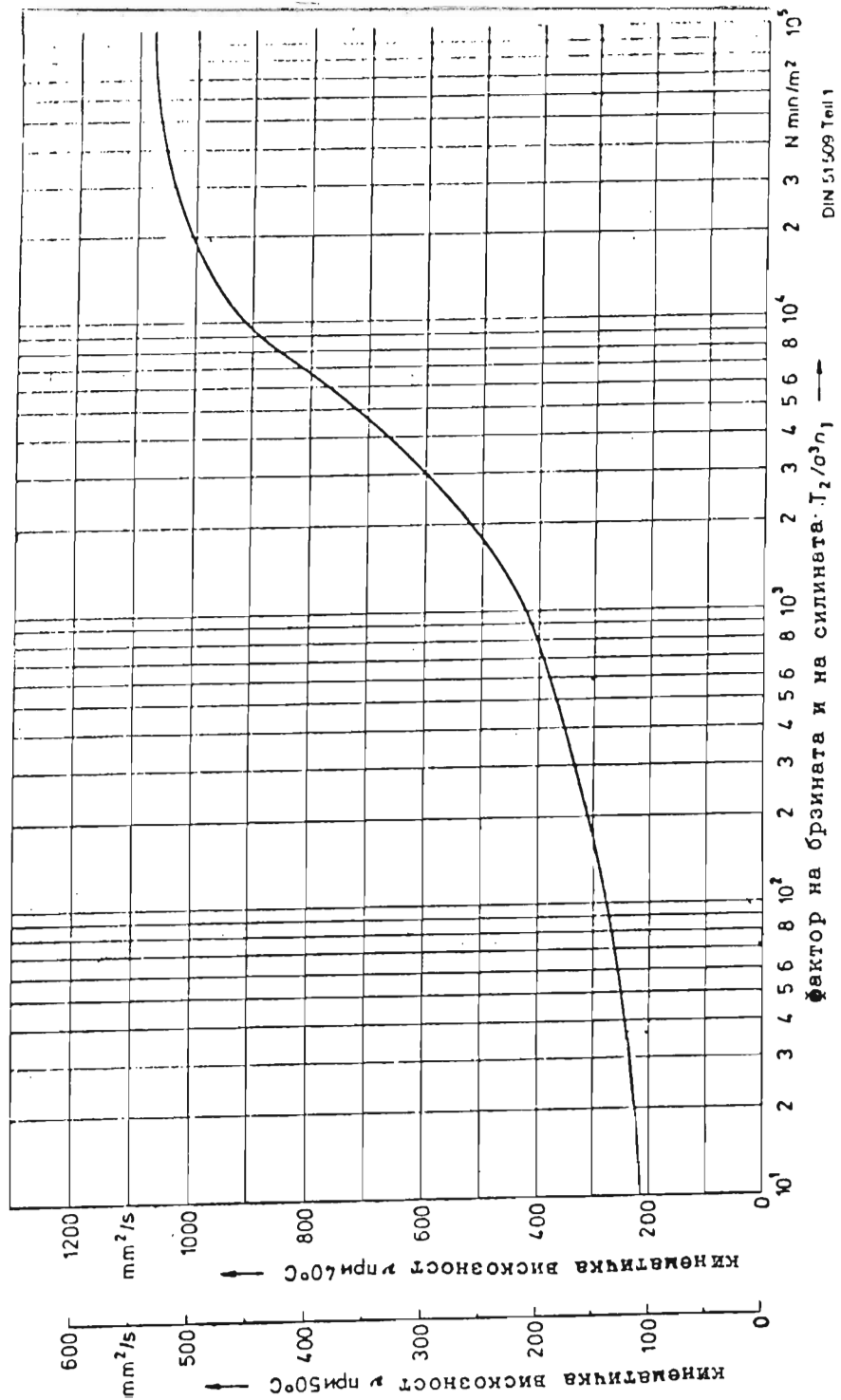
Се обрнува внимание дека со порастот на бројот запци z_2 се засилува бучавата и се намалува цврстината на коренот на запците, а за поголеми вртежни моменти одговараат помали вредности за z_1 .

Друга важна величина што треба се избере е бројот на обликот q . Во тој поглед нема некои цврсти ориентации-стандарди и сл., туку, според повеќе автори и авторитетни институции постојат ориентациони препораки, кои често не се во меѓусебна согласност.

Во принцип, мали вредности за q се избираат во случај кога се сака постигнување на поголем степен на искористувањето (се добиваат поголеми вредности на аголот на покачувањето γ , како и помали пречници на полжавот). Поголеми вредности за q се избираат при помали оптоварувања, кога се очекуваат помали модули.

Први ориентациони вредности за q во зависност од модулот m се дадени во долунаведената табела.

q	< 8	8	9	10	11	12	> 12
m (mm)	< 12	12-8	7-6	5	4,5-4	3,5-2,5	> 2,5



Сл.7.33 Избор на вискозност на маслото за полжавни преносници

Големото лизгане кај полжавните парови условува ефикасно подмачкување, особено ако оптоварувањето е големо. Во тој случај до израз доаѓа и развивање на големо количество топлина, што може да доведе и до зголемување абене, особено ако е во прашање полумокро триене. Затоа, честопати, носивоста на високооптоварените полжавни преносници може да биде ограничена првенствено од гледна точка на загадување или прекумерно затоплување.

Според тоа, исправната работа на полжавниот пар во голема мера зависи и од соодветно избраното масло, пред сè од неговата вискозност. Затоа на сл. 7.33 е даден дијаграм за избор на вискозноста на маслото во зависност од односот $T_2/a^3 \cdot n_1$. Притоа, n_1 се зема во min^{-1} , а во m . Земајќи ги предвид излаганата во точката 7.4.6 за изборот на маслото за цилиндричните и коничните запченици, меродавниот фактор за избор на вискозноста на маслото за полжавните преносници е односот:

$$\frac{k}{v} \frac{s}{m} = \frac{T_2}{a^3 \cdot n_1} \left[\frac{Nm}{m^3 \cdot \text{min}^{-1}} \right] \quad (7.74)$$

Притоа, вртежниот момент T_2 се изразува во Nm . Примената на масло со додатоци за смалување на дејството на лизгането и триенето доаѓа предвид кај полжавните преносници, што се пресметани за ограничен век на траењето и за прекинлив погон.

Со оглед на тоа што нема да биде изложен ниеден закосен пресметковен метод на полжавните парови, нема да се навлегува во подробна анализа за изборот на другите величини: материјал, разни K -фактори и др.

7.6.8 ОСН. ПРЕСМЕТКОВНИ ПОСТАПКИ НА ПОЛЖАВН. ПАРОВИ

За разлика од запчениците, за утврдување на димензиите на полжавниот пар, зависно од тоа кои величини се дадени и што ќе биде избрано или претпоставено, денес се користат неколку претсметковни постапки, а потоа се контролираат повеќе степени на сигурноста.

а) според оваа постапка, како дадени-познати величини се сметаат:

- меѓуоскиното растојание a ,
- преносниот однос u и
- силиката P_1 .

Тогаш бројот запци z_1 се утврдува сп.рав. 7.72,

со тенденција кај брзоодните преносници поголем број запци z_1 , а кај високооптоварените помало z_1 . Другите величини: z_2 , m , q , γ_m се определуваат сп. веќе наведените равенки, додека односот d_{m1}/a се избира во рамките на даден подрачје: $0,55 - 0,3$.

б) според оваа постапка како дадени-познати величини се сметаат:

- пречникот d_{m1} ,
- бројот запци z_1 ,
- модулот m и
- преносниот однос u .

Овој случај е од интерес кога стои на располагање определено полжавно глодало за назабување на полжавникот. Понатаму треба да се внимава дека еден полжав (одн. полжавно глодало) е применлив за различни преносни односи и притоа се добиваат различни меѓуоскини растојанија.

Потоа, според наведените равенки се утврдуваат величините: z_2 , d_2 и a , а другите сп. постапката а);

в) според оваа постапка се позга од даден. величини:

- вртежниот момент T_2 ,
- зачестеоста на вртежите n_1 и
- преносниот однос u .

За приближна претсметка како основа се зема критериумот за цврстината на боковите на запците - **Hertz**-овиот површ. притисок за век од 25000 раб. часови.

7.6.9 ГЛ. КРИТЕРИУМИ ЗА ЗАВРШНО-КОНТРОЛНИ ПРЕСМЕТКИ

Како при почетните, уште повеќе при завршно-контролните пресметки мора да бидат што поточно опфатени сите барања и влијанија врз оптоварувањето и функцијата на преносникот. Како ориентација, во продолжение, за полжавните преносници се воведуваат карактеристичните проблеми, одн. листа на проблемите, кои имаат првенствено влијание врз одделните конструктивни изведби, работни услови и др. Овде спаѓаат:

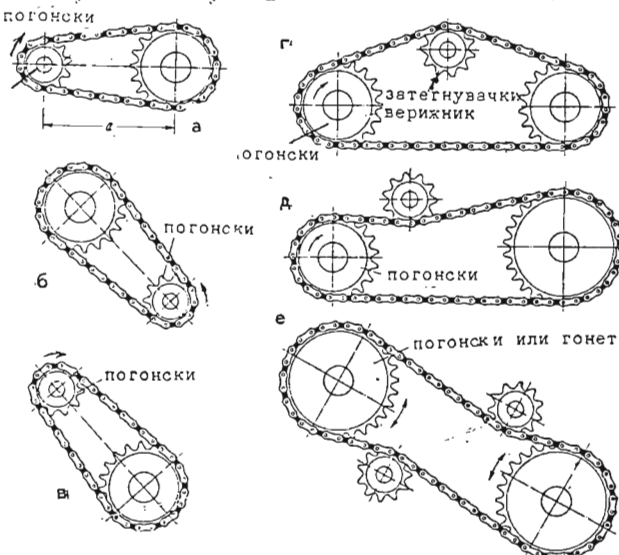
- | | | | |
|-------------------|----------|-----------------|--------|
| - подмачкувањето | S | - степенот на | |
| - заткувањето | D | искористувањето | η |
| - температурата | Θ | | |
| - точноста | G | - бројот запци | |
| - профилниот згај | F | на полжавникот | z_2 |
| - загадувањето | V | | |

Веднаш треба да се укаже дека проверката на прекумерното **затоплување** е примарен критериум за оценката на исправната и долготрајна работа. Во тој поглед определувањето на т.н. температурен степен на сигурноста S_{θ} се врши за неколку алтернативни режими на работа. Во тесна врска со температурата е и **подмачкувањето** и особено својствата на применетото масло, што директно влијае врз триењето, одн. затоплувањето и покачувањето на температурата. При прекумерно затоплување се преземаат дополнителни мерки за **ладене** (погусто оребрување на куќиштето, вештачко ладене).

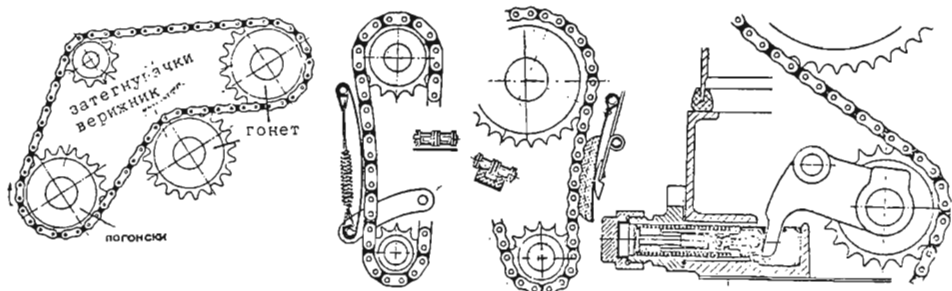
Како контролна пресметка од второстепено значење е проверката на **Hertz**-овиот површински притисок на боковите на запците на полжавникот, бидејќи тој се изработува од значително помек материјал (разни бронзи) и како крајно, евентуалната проверка на напонската состојба во коренот на забецот, исто така, на полжавникот.

8.1 ОПШТИ ПОГЛЕДИ, ОДЛИКИ И ПРИМЕНА

Од посредните запчести преносници ќе бидат проучени, главно, **верижните**. Тие се состојат од два или повеќе верижници и еден посреден елемент—**верига**. За разлика од ремениот пренос, кај верижниот е оневозможено ползењето и лизгањето, бидејќи верижниците се снабдени со запци што ги зафаќаат елементите на веригата и ги задвижуваат принудно, слично на запчениците. Значи, верижните преносници спаѓаат во групата преносници со запци. Разни верижни преносници се при-



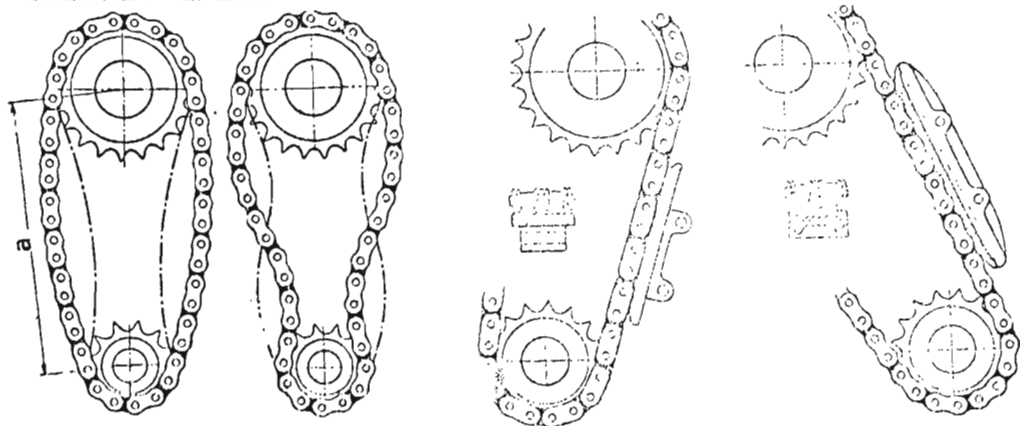
Сл. 8.01
 Ракопоред и положба на бер. прен.
 б) на кл. до 100, б) на кл. до 100,
 г) со затег. бер. прен. од 1 до 10,
 д) со затег. бер. прен. од 1 до 10,
 е) со затег. бер. прен. од 1 до 10,
 за пр. мен. на насока на брт.



Сл. 8.02 Верижен преносник со два гонети верижника
Сл. 8.03 Затегнување на веригата со пружина (сп. Bensinger)
Сл. 8.04 Хидраулично затегнување на вериг.

На сл. 8.02 е прикажан верижен преносник со два гонети верижника. Затегнувањето на веригата може да се постигне на неколку начини: со верижник-затегнувач (сл. 8.01 г-е, 8.02), што е наједноставно, потоа со пружини (сл. 8.03), а во најодговорни случаи хидраулично (сл. 8.04).

И кај верижните преносници треба да се одбегнуваат изведбите кога влечниот огранок на веригата е над слободниот, бидејќи во таков случај се смалува обвивниот агол.



Сл. 8.05 Осцилирање на веригата

Сл. 8.06 Задушување на осцилациите на веригата

Погони чии оски на верижниците лежат во вертикалната рамнина, подлежат на можност за осцилирање на веригата (сл. 8.05), поради што не се препорачуваат или кај таквите преносници се става придушувач на осцилациите (сл. 8.06).

Силината што може да биде пренесена со верижните преносници е ограничена со абенето и зајаднувањето, кај средните и големите брзини, односно со замор на

деловите на веригата, кај малите брзини. Освен тоа, при поголемите брзини центрифугалната сила значително ја оптоварува веригата, што, исто така, треба да се зема предвид при пресметката. Кај повеќередните вериги до израз може да дојде и нееднаквата распределба на оптоварувањето, што, исто така, може да предизвика предвремено онеспособување на одделни елементи на веригата.

Поради абенето на елементите, со текот на времето, настанува истегнување на веригата, односно зголемување на чекорот. Оваа појава ја нарушува кинематиката и во одделни случаи на примена може да претставува сериозен недостаток на таквиот преносник. Како друга карактеристична **мана** на верижникот е неравномерноста на брзината на вртењето на гонетиот верижник, во текот на еден вртеж. Тоа е последица на променливоста на полупречникот на верижникот, што подробно ќе биде изложено во наредната точка.

Како **предности** на верижниот преносник, во однос на ременниот, може да се истакнат: мали габаритни димензии, погоден степен на искористувањето ($\eta=0,98-0,99$) мали трошоци за одржување, отсуство на лизгание, неосетливост спрема повишени температури, помали оптоварувања на вратилата и релативно долг век.

Верижните преносници се употребуваат за пренос на силини во доста широк домен (до **1000 kW**) и за најголема периферна брзина до **25 m/s**. Меѓутоа, во практиката, брзините се движат значително под неведената граница.

Во општ случај, вредностите на преносниот однос се движат до 7, зависно од брзината, така што за најмали брзини може да се избира $i \leq 10$.

8.2 КИНЕМАТИКА

Веригата го опфаќа верижникот по тетивите на еден правилен полигон, па чекорот на веригата **p** е еднаков на должината на една тетива од полигонот (сл. 8.07), а не на кружниот лак над неа.

За определување на периферната брзина на веригата е меродавен моментниот полупречник на ротацијата на точката во која ќе се најде зглобот во моментот на наидувањето на погонскиот верижник. Оваа точка се нарекува уште и **водечка**. Со оглед на променливоста на полупречникот на ротацијата на водечката точка,

при постојана аголна брзина, периферната брзина, исто така, е променлива (во определени граници). Тоа предизвикува нерамномерност на брзината со која веригата го напушта погонскиот верижник и како таква се предава на гонетиот верижник. Нерамномерноста на брзината расте со намалувањето на бројот заpci на верижникот. Најголемата нерамномерност, одн. разлика на брзината изнесува:

$$\Delta v = v \cdot (1 - \cos \frac{\tau}{2}) \quad (8.01)$$

каде што v е најголемата периферна брзина ($v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1$).

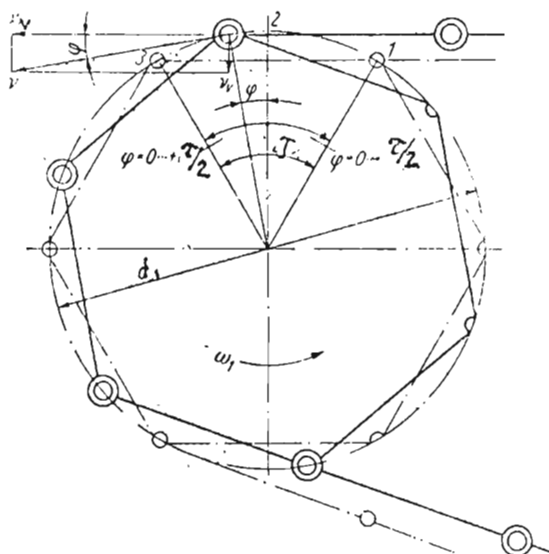
И равенката 8.01 покажува дека со намалувањето на τ (одн. со зголемувањето на z) Δv опаѓа. Тоа е и дизаграмски прикажано на сл. 8.08.

Оваа појава се нарекува **полигонски ефект**, што се изразува со $\psi = 1 - \cos \frac{\tau}{2}$.

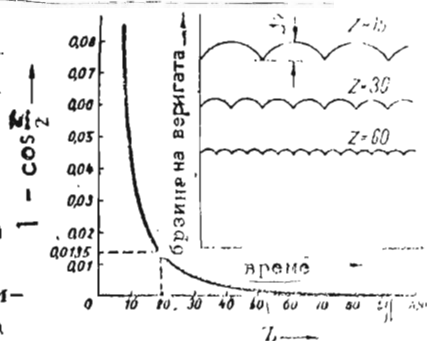
8.3 ВЕРИГИ

Во принцип се разликуваат, главно, зглобни и обични вериги. Има разни видови зглобни вериги и тие се употребуваат доста во разни области на машиноградбата, поради што подробно ќе бидат проучени. Обичните вериги наоѓаат примена, главно, во средствата за дигане товар, и како такви ќе бидат само периферно изложени.

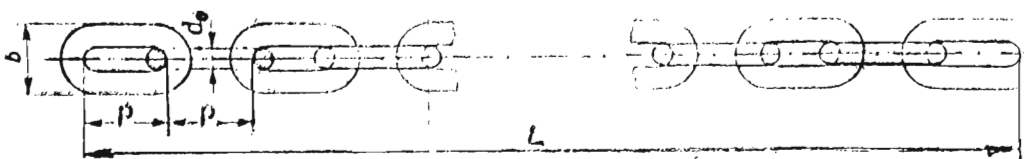
Обичните челични вериги (сл. 8.09) имаат кружен пресек на алките. Тие се едноставни и робусни. Одделните алки може (просторно) да скршнуваат во кој и да било правец (сл. 8.10), што претставува особена предност на ваквите вериги.



Сл. 8.07 Дејство на полигонскиот ефект на движењето на веригата при $\omega_1 = \text{const}$

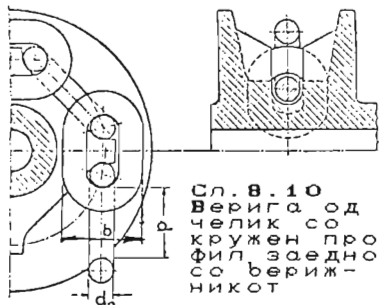


Сл. 8.08 Тек на брзината на веригата при различни броеви на заpci на малиот верижник



Сл. 8.09 Обична верига (со алки)

Овие вериги одговараат за најголема брзина до 1 m/s.



Сл. 8.10
Верига со од
челик со од
кружен про-
фил браздно
со браздно
никот рижно

Во стандардите JUS C.H4.010 до C.H4.060, што ги опфаќаат вери-
гите за широк диапазон на
употреба, застапени се следниве
квалитети:

- LO - термички необработени или
нормализирани
- LC - цементираны, по спојувањето
- LP - подобреши, на алките

Сите димензии на овие вериги
се дадени во mm. Главните димензии на вери-
гите со кратки алки се наведени во табелата 8.01.

Табела 8.01 ГЛ. ДИМЕНЗИИ НА ВЕРИГИТЕ ЗА ОПШТА УПОТР.

Прочн. d_0	4	5	6	7	8	9	9,5	10	11	13	14	16	18	20	23	26	28	30	33	36	39	42	45
Чекор p	16	18,5	22	24	27			28	31	36	41	45	50	56	64	73	78	84	92	101	109	118	126
Широч. b	14	17	20	23	26	30	31	34	36	44	47	54	60	67	77	87	94	101	112	122	132	142	152

Освен овие, во JUS се опфатени и т.н. калибрирани ве-
риги за дигалки, и тоа како нормални, сп. JUS C.H4.021
и високоотпорни, и тоа: сп. JUS C.H4.022 за 5. класа на
квалитетот; сп. JUS C.H4.023 за 6. класа на квалитетот
и сп. JUS C.H4.024 за 8. класа на квалитетот.

Во JUS C.H4.025 се наведени податоците за обликот,
мерите и оптоварувањата (во kg) на испитаните вери-
ги со кратки алки за општи цели (испорака на парче).

Стандардот JUS C.H4.030 ги третира вери-
гите со дол-
ги, калибрирани и испитани алки, за транспортери, а во
JUS C.H4.031 се содржани податоците за вери-
гите со
средно долги и испитани алки, за транспортери.

Во стандардот JUS C.H4.033 се дадени податоците за
обликот, мерите и оптоварувањата на вери-
гите со сред-
но долги алки за елеватори.

Стандардот JUS C.H4.040 ги опфаќа вери-
гите за рудар-
ството и моторните возила.

Во стандардот JUS C.H4.052 се дадени податоците за
вери-
гите за дигане товар, од 5. класа на квалитетот,

во JUS C.H4.054 за 6.класа на квалитетот, а во JUS C.H4.056 се опфатени веригите од 8.класа на квалитетот наменети за дигалки.

Веригите според JUS C.H4.020, C.H4.025 и C.H4.031, со оглед на точноста, се изработуваат во две изведби: **A**-калибрирани во толеранции, за назабени верижници и **B**-некалибрирани, чии толеранции на чекорот не се утврдени.

Според обликот на одделните членови и врската на нивните зглобови се разликуваат следниве видови **зглобни** вериги: со сврзки оски, со цевчина, со валјачина и со запци. Покрај овие, за одделни области на примена се произведуваат и **специјални** вериги.

Назедноставни и назевтини се веригите со сврзки оски. Конструкцијата на овие вериги е изведена 1829 год. од страна на французиот **Galle**, според кого го носат и своето име.

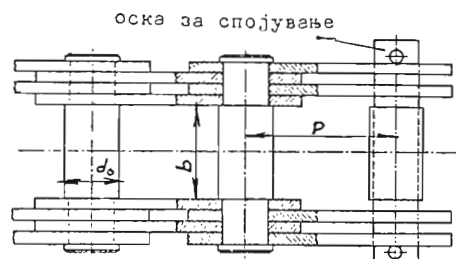
Сите други, денес применувани видови зглобни вериги, се развиени од Галовите.

Секој член на веригата се состои од надворешни и внатрешни ламели—еднакви по облик, што зглобно се поврзани со наведените оски.

Овие вериги се стандардизирани по JUS, и тоа: како **лесни**, сп.М.С1.840, и тако **тешки**, сп.М.С1.841 (сл.8.11).

Лесните се изработуваат само како **едноредни**.

Дозволена брзина до **0,2 m/sec**.



Сл. 8.11 Galle-ова верига со сврзки оски—тежок вид

Табела 8.02 ГЛ. ДИМЕНЗИИ НА ВЕРИГИТЕ ОД ЛЕСЕН ВИД

Чекор p	20	25	35	40	50	60	70	80
Широчина b	8	12	15	18	20	22	25	30
Пречник d_{H11}	4	5	8	10	11	12	14	17

Тешките вериги, според намената, се изведуваат во три типа: **A**, **B** и **C**. Притоа, типот **A** е наменет за пренос на сили, а типовите **B** и **C** за дигане товар.

Тие се изведуваат со по 2 до 8 ламели во еден член.

Дозволената брзина на овие вериги е до **0,3 m/s**.

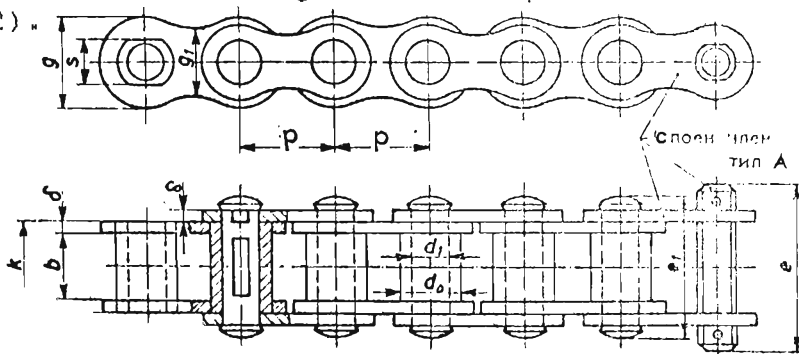
Главните димензии се дадени во табелата 8.03.

Табела 8.03 ГЛ. ДИМЕНЗИИ НА ВЕРИГИТЕ ОД ТЕЖОК ВИД

Чекор p	3,5	6	8	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	110	120
Широч. b	2	4	6	8	12	15	18	20	22	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100
Пречн. d_o, h_{11}	2	3	3,5	4	5	8	10	11	12	14	17	22	24	26	32	36	40	45	50	55

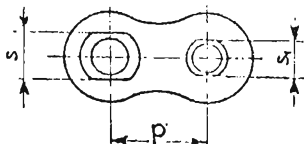
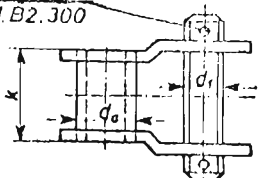
Како веригите со **цевчина** внатрешните ламели се впре-
сувани на цевчината, кои со оскичките образуваат ла-
баво налегнување. Поради поголемата површина на згло-
бот, овие вериги одговараат за поголеми оптоварувања.

Тие се стандардизирани по **JUS M.C1.830**, како едноред-
ни (сл. 8.12).



Сл. 8.12 Зглобна верига со цевчина (чури), според Wipperfmann

Ваквите вериги се составуваат од: надворешни, внатреш-
ни и споени членови. Во зависност од тоа дали бројот

Прсцепка според
JUS.M.B2.300

Сл. 8.13 Споен член тип В

за чекор $p \leq 40 \text{ mm}$, $v \leq 4 \text{ m/s}$; за $p > 40 \text{ mm}$, $v \leq 3 \text{ m/s}$.

Општа карактеристика на веригите со сврзани оски и со цевчина е тоа што при нивното спрегнување со ве-
рижниот се појавува лизгање на бочовите на запците,

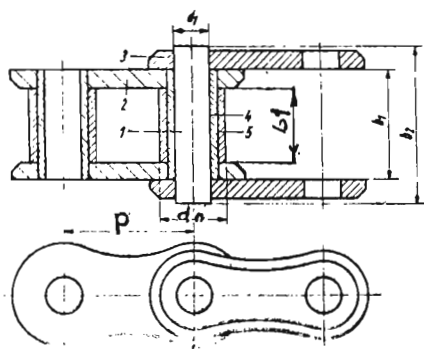
што предизвикува интензивно абене, па и зајаднување. Поради тоа, тие се употребуваат за релативно ниски брзини, и тоа, главно, во средствата за дигане товар.

Табела 8.04 ГЛАВНИ ДИМАНЗИИ НА ВЕРИГИТЕ СО ЦЕВЧИНА

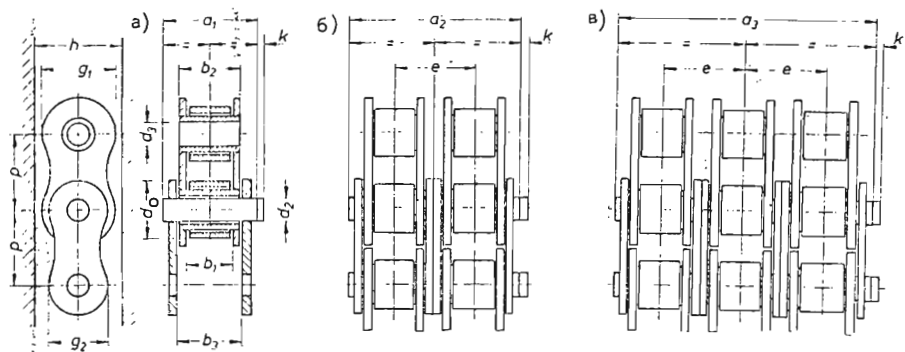
Чекор p	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	80
Широчина b	14	16	18	20	22	25	30	35	45	50	55	65	70
Пречник d_0	9	12	15	17	18	20	22	26	30	32	36	42	44

Веригите со валјачица се развиени од веригите со цевчина, со тоа што на цевчината лабаво се каместени валјачица кои слободно може да се вртат (сл.8.14). Благодарение на вртливоста на валјачицата, при спрегнување на веригата по верижникот настапува тркалање по боковите на зацтите, со што абенето во значителна мера е камалено, што претставува главна предност на овие вериги. Затоа, во машиноградбата, веригите со валјачица се употребуваат значително повеќе отколку другите видови зглобни вериги, особено кога се во прашање поголеми брзини.

Веригите со валјачица се изведуваат како едноредни, дворедни, триредни (сл.8.15) и повеќередни, според потребата. Тие се стандардизирани по JUS, и тоа: како норм.сп.М.С1.820 и за зголемени оптовар.сп.М.С1.821.



Сл.8.14 Зглобна верига со валјачица. 1. валјачица, 2. бочна ламела, 3. наочница, 4. цевче, 5. валјачица



Сл.8.15а Конструкција на едноредна верига со валјачица, б) дворедна верига, в) триредна верига

Меѓутоа, според ISO/R606 и DIN8187 предвиден е еден (европски) тип вериги, чии димензии и други величини се разликуваат од соодветните по JUS.

Бидејќи, веригите стандардизирани по ISO, како меѓународни, а и од поново време, имаат предимство, па наредните излагана ќе се однесуваат за нив.

Табела 8.05 ГЛ. ДИМЕНЗИИ И ДРУГИ ПОДАТОЦИ ЗА ВЕРИГИТЕ СО ВАЛЈАЧИНА, СПОРЕД DIN 8187.

Ред на веригата бр.	p	b ₁		b ₂		σ ₀		d ₁	d ₂	e	g ₁	g ₂	h		k
		min.	max.	min.	max.	N9	N11						max.	max.	
03	5	2,5	4,15	4,25	3,2	1,49	1,52	—	—	—	4,1	4,1	4,3	2,5	
04	6	2,8	4,1	4,2	4	1,85	1,87	—	—	—	5	5	5,2	2,9	
05 B	8	3	4,77	4,9	5	2,31	2,36	5,64	—	—	7,11	7,11	7,37	3,1	
06 B	9,525	5,72	8,53	8,66	6,35	3,28	3,33	10,24	—	—	8,26	8,26	8,52	3,3	
081	12,7	3,3	5,8	5,93	7,75	3,66	3,71	—	—	—	9,91	9,91	10,17	1,5	
082	12,7	2,38	4,6	4,73	7,75	3,66	3,71	—	—	—	9,91	9,91	10,17	—	
033	12,7	4,88	7,9	8,03	7,75	4,09	4,14	—	—	—	10,3	10,3	10,56	1,5	
084	12,7	4,88	8,8	8,93	7,75	4,09	4,14	—	—	—	11,15	11,15	11,41	1,5	
085	12,7	6,38	9,07	9,2	7,77	3,58	3,63	—	—	—	9,91	9,91	10,17	2	
08 B	12,7	7,75	11,3	11,43	8,51	4,45	4,5	13,92	—	—	11,81	10,92	12,07	3,9	
10 B	15,875	9,65	13,28	13,41	10,16	5,08	5,13	16,59	—	—	14,73	13,72	14,99	4,1	
12 B	19,05	11,68	15,62	15,75	12,07	5,72	5,77	19,46	—	—	16,13	16,13	16,39	4,6	
16 B	25,4	17,02	25,45	25,58	15,88	8,28	8,33	31,88	—	—	21,08	21,08	21,34	5,4	
20 B	31,75	19,56	29,01	29,14	19,05	10,19	10,24	36,45	—	—	26,42	26,42	26,68	6,1	
24 B	38,1	25,4	37,92	38,05	25,4	14,63	14,68	48,36	—	—	33,4	33,4	33,73	6,6	
28 B	44,45	30,99	46,58	46,71	27,94	15,9	15,95	59,56	—	—	37,08	37,08	37,46	7,4	
32 B	50,8	30,99	45,57	45,7	29,21	17,81	17,86	58,55	—	—	42,29	42,29	42,72	7,9	
40 B	63,5	38,1	55,75	55,88	39,37	22,89	22,94	72,29	—	—	52,96	52,96	53,49	10,2	
48 B	76,2	45,72	70,56	70,69	48,26	29,24	29,29	91,21	—	—	63,88	63,88	64,52	10,5	
56 B	88,9	53,34	81,33	81,46	53,98	34,32	34,37	106,6	—	—	77,85	77,85	78,64	11,7	
64 B	101,6	60,96	92,02	92,15	63,5	39,4	39,45	119,89	—	—	90,17	90,17	91,08	13	
72 B	114,3	68,58	103,81	103,94	72,39	44,48	44,53	136,27	—	—	103,63	103,63	104,67	14,3	

Табела 8.05 - Тр ОДОЛЖЕНИЕ

Верига број	Едноредна				Дворедна				Триредна			
	σ ₁ max.	прек. сила F _ш - N mm ²	насечка површина cm ²	маса kg/m ²	σ ₂ max.	прек. сила F _ш - N mm ²	насечка површина cm ²	маса kg/m ²	σ ₃ max.	прек. сила F _ш - N mm ²	насечка површина cm ²	маса kg/m ²
03	7,4	2 000	0,06	0,08	—	—	—	—	—	—	—	—
04	7,4	3 000	0,07	0,12	—	—	—	—	—	—	—	—
05 B	8,6	4 600	0,11	0,18	14,3	8 000	0,22	0,36	19,9	11 400	0,33	0,54
06 B	13,5	9 100	0,28	0,41	23,8	17 300	0,55	0,78	34	25 400	0,83	1,18
081	10,2	8 200	0,21	0,28	—	—	—	—	—	—	—	—
082	8,2	10 600	0,16	0,26	—	—	—	—	—	—	—	—
083	12,9	12 000	0,32	0,42	—	—	—	—	—	—	—	—
084	14,8	16 000	0,35	0,59	—	—	—	—	—	—	—	—
085	14	6 800	0,32	0,38	—	—	—	—	—	—	—	—
08 B	17	18 200	0,50	0,70	31	31 800	1,00	1,35	44,9	45 400	1,50	2,0
10 B	19,6	22 700	0,67	0,95	36,2	45 400	1,34	1,85	52,8	68 100	2,02	2,8
12 B	22,7	29 500	0,89	1,25	42,2	59 000	1,78	2,5	61,7	88 500	2,68	3,8
16 B	36,1	58 000	2,10	2,7	68	110 000	4,21	5,4	99,9	165 000	6,32	8
20 B	43,2	95 000	2,95	3,6	79,7	180 000	5,91	7,2	116,1	270 000	8,86	11
24 B	53,4	170 000	5,54	6,7	101,8	324 000	11,09	13,5	150,2	485 000	16,64	21
28 B	65,1	200 000	7,40	8,3	124,7	381 000	14,81	16,6	184,3	571 000	22,21	25
32 B	67,4	260 000	8,11	10,5	126	495 000	16,23	21	184,5	743 000	24,34	32
40 B	82,6	360 000	12,76	16	154,9	680 000	25,52	32	227,2	1 000 000	38,28	48
48 B	99,1	540 000	20,63	25	190,4	1 000 000	41,26	50	281,6	1 600 000	61,89	75
56 B	114,6	850 000	27,91	35	221,2	1 600 000	55,82	70	330	2 350 000	83,73	105
64 B	130,9	1 100 000	36,25	40	250,8	2 100 000	72,5	120	370,7	3 100 000	108,75	160
72 B	147,4	1 400 000	46,17	60	283,7	2 700 000	92,34	160	420	4 000 000	139,5	240

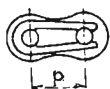
Инаку веригата се состои од внатрешни и надворешни ламели, сврзни оски, цевчина и валзачина. Цевчината се впресува во отворите на внатрешните ламели, а сврзните оски во отворите на надворешните ламели. Комплет од две внатрешни и две надворешни ламели, со соодветни сврзни оски, цевчина и валзачина, сочинуваат еден член. Притоа, веригата се составува од надворешни, внатрешни и spojни членови. Spojните членови се изработуваат во четири типа: **A, B, C** и **D**, сл. 8.16 до 8.19, а се применуваат во зависност од чекорот p и од тоа дали бројот членови е парен или непарен, сп. табелата 8.06.

Табела 8.06 СПОЈНИ ЧЛЕНОВИ НА ВЕРИГИТЕ СО ВАЛЗАЧИНА

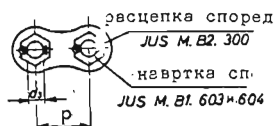
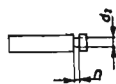
Вериги		Број членови во веригата	
Нормални	за згол.опт.	парен	непарен
$p \leq 1/2''$	$p \leq 3/4''$	A	C , комб.со два члена A
$p > 1/2''$	$p > 3/4''$	B	D , комб.со еден член B

Веригите со ← насока на движењето

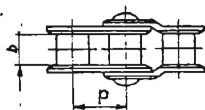
валзачина се изработуваат од челик за цементација или од челик за подобрување, според изборот на производителот.



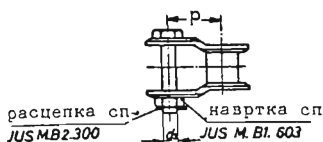
Сл. 8.16 Споен член тип А



Сл. 8.17 Споен член тип В



Сл. 8.18 Споен член тип С

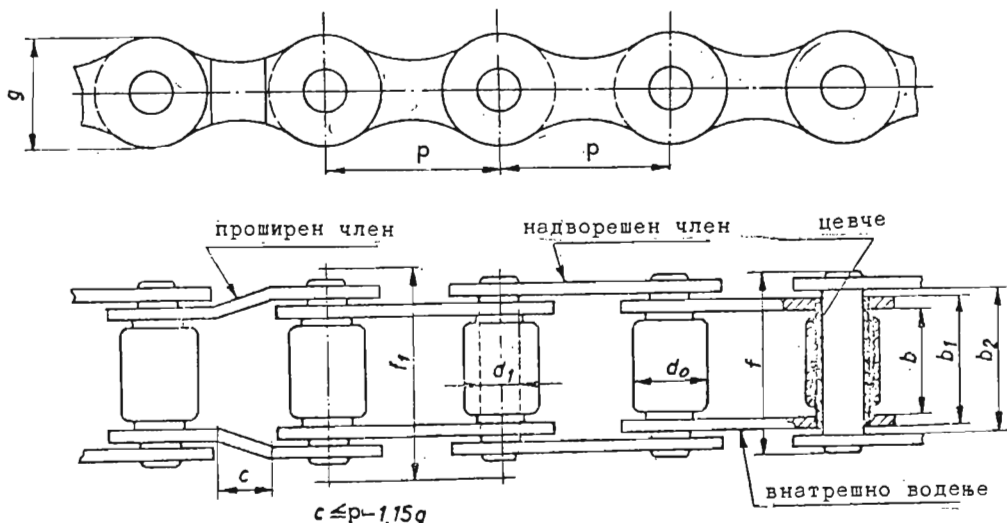


Сл. 8.19 Споен член тип D

Покрај наведените видови вериги, кои и најмногу се употребуваат во машиноградбата, JUS ги опфаќа уште следниве видови вериги со валзачина:

- вериги со **долги** членови. Тие се изработуваат како едноредни во 6 големини со чекори од 1" до 3", стандардизирани се според JUS M.C1.822;
- вериги за **земјоделски** и **градежни** машини, конвеери и сл. уреди (сл. 8.20). Тие се изработуваат во 8 големини и се ознауваат со **S** (од S32 со $p=29,21 \text{ mm}$ до S88 со $p=66,27 \text{ mm}$), стандард. сп. JUS M.C1.827.

JUS M.C1.850 ги третира тн.зглобни **плочкести** вериги

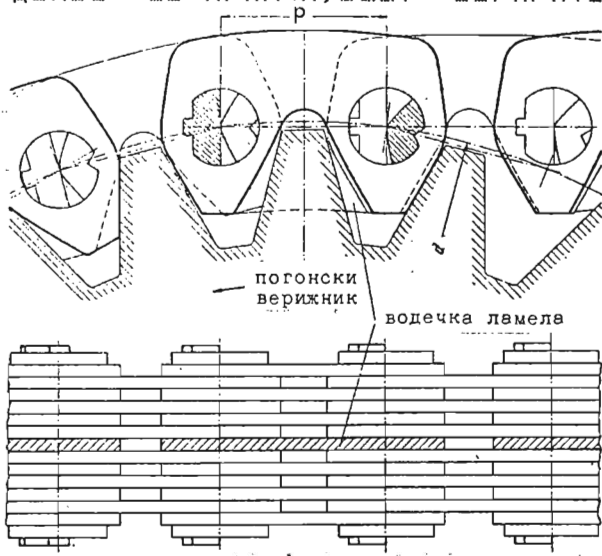


Сл. 8.20

Конструкција на зглобна верига за земјоделски машини што се изработуваат во 9 големини и 5 варијанти (А, В, С, D и Е), чии димензии се изразени во mm ($p=8-60$ mm).

Обични вериги (со алки) произведува **Tovarna verig-Lesce Bled-Slovenija**, а зглобни вериги произведува Фабриката "Филип Клазич" - Крагујевац - Србија.

За најодговорни случаи и крајно големи брзини, денес се применуваат веригите со запци (сл. 8.21).



Сл. 8.21 Верига

со запци во зафат со верижникот

Кај овој вид вериги, во секоја свезна ос-ка зглобно се наредени една до друга повеќе ламели со запци, чии работни бокови склопуваат агол од 60° при што секоја друга ламела припаѓа на наредниот зглоб. На овој начин може да се изведат мошне широки ламели што одговараат за поголема носивост. За да не дојде до паѓање на веригата од верижникот веригата има водечки

ЛАМЕЛИ КОИ
(ОБИЧНО) МО-
ЖЕ ДА БИДАТ
НА СРЕДНАТА,
СЛ. 8.21
И 8.22, ИЛИ
НА БОЧНИТЕ
СТРАНИ НА
ВЕРИГАТА.
СПОРЕД ОБ-
ЛИКОТ НА
ЗГЛОБОТ СЕ
РАЗЛИКУ-
ВААТ:

- ВЕРИГИ СО
ЦЕВЧИНА
(СЛ. 8.23а),

- ВЕРИГИ СО
ЛЕЖИШНИ ПОСТЕЛКИ (СЛ. 8.23б) И

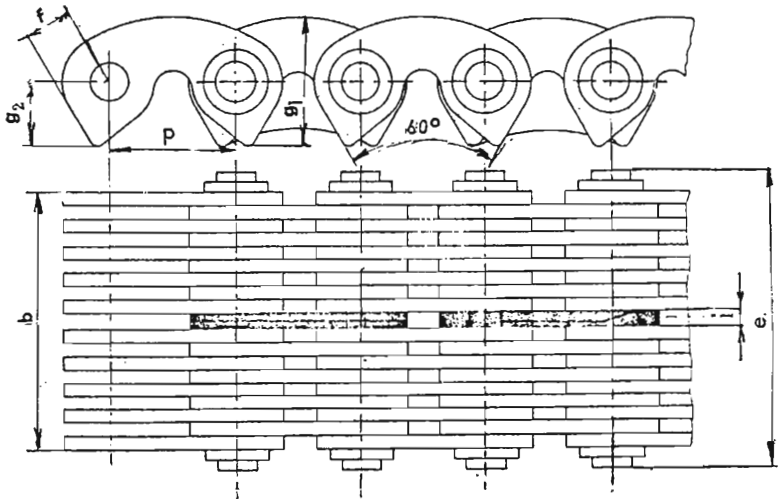
- ВЕРИГИ СО ЗГЛОБ ВО ВИД НА ЛУЛКА
(СЛ. 8.21 И 8.23в), ИЗВ. **Westinghouse**.

КАК ПОСЛЕДНИОТ ТИП ЗГЛОБОТ СЕ СОСТОИ ОД
ЕДНА (ПОЛОВИНА) ЛЕЖИШНА СВРЗНА ОСКА (Г.
Lagerzapfen) И ОД ЕДНА СВРЗНА ОСКА ВО
ВИД НА ЛУЛКА (ГЕРМ. **Wiegezapfen**), КАКО
ДРУГА ПОЛОВИНА, КОИ ПРИ ИЗВИТКУВАНЕТО
НА ЛАМЕЛИТЕ ОКОЛУ ОСКАТА НА ЗГЛОБОТ МЕ-
ЃУСЕБНО СЕ ТРКАЛАВАТ, КАМЕСТО ДА СЕ ЛИЗ-
ГАВАТ, КАКО КАК ДРУГИТЕ ИЗВЕДБИ. НА ТОЈ
НАЧИН АБЕЊЕТО И ЗАЈАДУВАЊЕТО ВО ЗНАЧИ-
ТЕЛНА МЕРА СЕ НАМАЛЕНИ, ПОРАДИ ШТО, РЕ-
ЧИСИ, И НЕ ДОВЕЃА ДО РАСТЕГНУВАЊЕ НА ВЕ-
РИГАТА, ОДН. ЧЕКОРОТ МЕЃУ ДВА СОСЕДНИ
ЧЛЕНА ПРАКТИЧНО ОСТАНУВА НЕПРОМЕНЕТ.

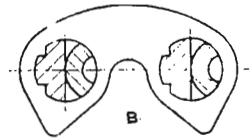
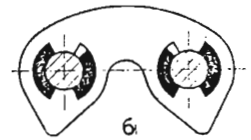
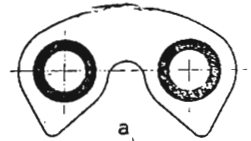
ЗАРАДИ ЗГОЛЕМУВАЊЕТО НА ОТПОРНОСТА ОД
ЗАЈАДУВАЊЕ, ЕЛЕМЕНТИТЕ НА ЗГЛОБОТ (ЦЕВ-
ЧИНАТА, ЛЕЖИШНИТЕ ПОСТЕЛКИ, РАЗНИТЕ ВИ-
ДОВИ СВРЗНИ ОСКИ) СЕ ЦЕМЕНТИРАНИ, А ЛА-
МЕЛИТЕ СЕ ПОДОБРЕНИ.

БИДЕЌИ ВАКВИОТ ЗГЛОБ ДОЗВОЛУВА ОТВОРАЊЕ (ИЗВИТКУВА-
ЊЕ) НА ЗАПЦИТЕ ДО 30°, МИНИМАЛНИОТ БРОЈ ЗАПЦИ НА ВЕ-
РИЖНИКОТ ИЗНЕСУВА 12.

ВАКВИТА ИЗВЕДБА НА ЗГЛОБОТ СЕ ПОКАЖАЛА КАКО ИЗВОН-
РЕДНО ПОГОДНА, ТАКА ШТО ТАА ДОЗВОЛУВА И КРАЈНО ГОЛЕ-
МИ БРЗИНИ (И ПРЕКУ 30 m/s, ОТКОЛКУ ВЕРИГАТА ПОТОПЕНА
ВО МАСЛЕНА БАНА).



Сл. 8.22 Конструкција на верига со запци со внатрешно бодење



Сл. 8.23
а) Цевчина
б) Лежишни
в) Зглоб во
вид на лулка

Поради тоа, за најодговорни случаи, каде што треба да се примени верига со запци, денес се употребува, главно, верига со тркалачки зглоб (*Wälz-oder Wiegegelenke*). Се разбира дека оваа изведба е и поскапа од другите. Податоци за веригите со запци се дадени во т.8.07

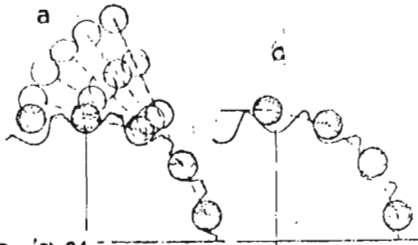
Таб.8.07 ГЛ.ДИМЕНЗИИ ЗА ВЕРИГИТЕ СО ЗАПЦИ (DIN 8190)

Чекор P	Номинална широч. b_n	b	e	f	Дозв. отстап	σ_1	σ_2	i Најго- лема мера	Сила на преоинува- њето $F_{\text{ш}} = [kN]$		Површина на зглоб, A_1 mm ²	Маса q kg/m ≈	
									Материјал: А неподобен	В подобен			
12,7 (1/2")	25	23,5	28,0	4,7	-0,1	14	7,1	1,8	14,5	29	50	1,3	
	30	29,5	34,0						18	36		60	1,6
	40	42,0	46,5						26	52		90	2,1
	50	48,5	53,0						30	60		100	2,6
15,87 (5/8")	25	23,5	28,5	5,9	-0,2	17,5	8,9	2,5	16	32	55	1,9	
	30	29,5	34,5						21	42		69	2,4
	40	42,0	47,0						30	60		98	3,2
	50	48,5	53,5						35	70		112	3,9
	65	64,0	69,0						46	92		150	5,1
19,05 (3/4")	30	29,5	35,0	7,0	-0,2	21	10,7	3,5	28	56	70	3	
	40	42,0	48,5						40	80		100	3,8
	50	48,5	54,0						47	94		120	4,8
	65	64,0	69,5						63	126		150	6,2
	75	76,5	82,0						75	150		180	7,4
25,4 (1")	50	52,0	59,0	9,4	-0,3	28	14,2	4,5	87	125	190	7	
	65	64,5	71,5						98	140		240	8,5
	75	76,5	83,5						131	187		280	10,1
	90	89,0	96,0						140	200		320	11,4
	100	101	108						175	250		380	13,2
38,1 (1 1/2")	65	64,5	72,5	14,1	-0,4	42	21,4	4,5	133	190	360	13,2	
	75	76,5	84,5						175	250		430	15,2
	100	101	109						285	336		570	20,2
	125	125	133						294	420		700	25
	150	150	158						385	550		840	30
50,8 (2")	75	78,0	88,0	18,8	-0,5	56	28,4	4,5	238	340	530	19,5	
	100	102	112						319	456		690	25,7
	125	128	138						399	570		860	32
	150	152	162						452	646		1030	38,2
	175	176	186						553	790		1200	44,5

8.4 ВЕРИЖНИЦИ:ОБЛИКУВАЊЕ НА ЗАПЦИТЕ И ГЛ.ДИМЕНЗИИ

Запците на верижникот треба да бидат така обликувани, за при испруженото подигање на веригата, цевчината, одн. валзачината непречено да може да излезат од меѓузабрето (сл.8.24 и 8.25). Притоа, обликот на профилот на запците зависи од видот на веригата.

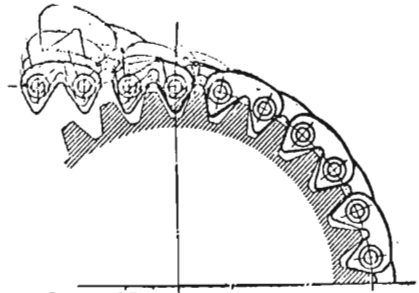
Така, за зглобните вериги за земјоделски машини (JUS M.C1.827), обликот на запците за верижникот е прикажан на сл.8.26 а-в и 8.27 (по JUS M.C1.817). Според овој стандард, верижниците може да бидат со леани запци— изведба А, и со обработени челни површини и глави на запците—изведба В.



Сл. 8.24

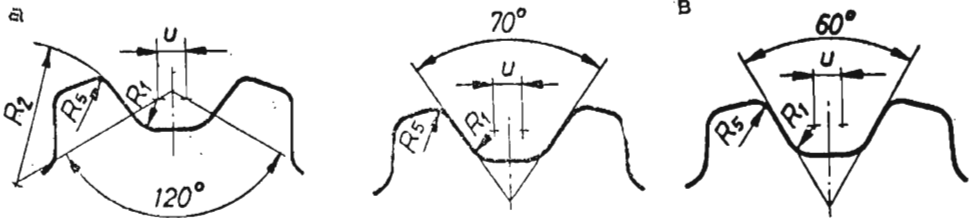
Спрегнување на веригите со цевчиња, одн. валјачиња со верижникот :

- а) нормално истапување на веригата од верижник.
- б) најавнување на малјачињата на веригата врз погрешно обликуваните бокови на запците.



Сл. 8.25

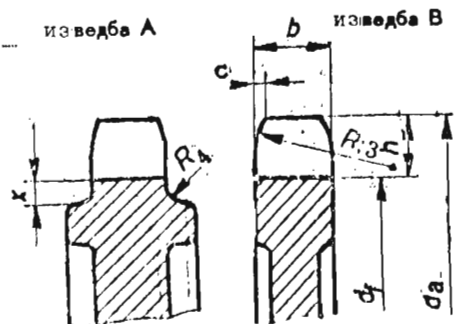
Нормално истапување на запците на запчестата верига од верижникот



Сл. 8.26 Профили на запците на верижникот за вериги за земјоделски машини

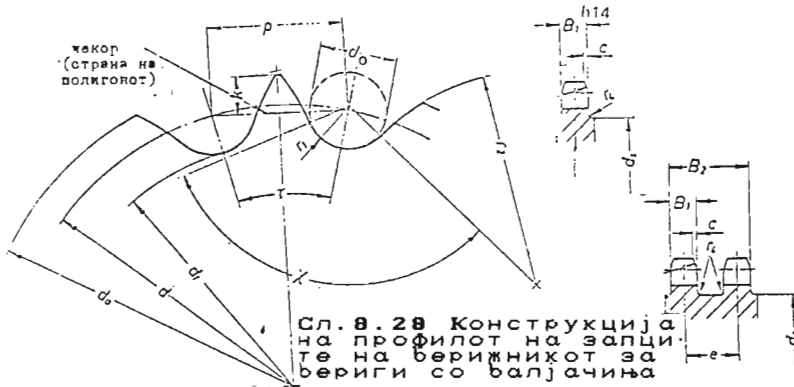
а) за $z_1 = 9 - 11$, б) за $z_1 = 12 - 14$ и в) за $z_1 > 14$

За зглобните вериги со цевчиња, одн. валјачиња конструкцијата на профилот на запците е прикажана на сл.8.28 сп. DIN 8196. Притоа, аголот χ може да варира во пошироки граници. Со зголемувањето на овој агол, влизанието на пречките поради нееднаквото издолжување на членовите на веригата опаѓа, а потребната сила на претходното притегнување во слободниот огранок на веригата расте и изгледа дека и бучавата се зголемува, поради поголемото отскокнување на членовите на веригата.



Сл. 8.27 Попречен пресек на верижниците за вериги за земјоделски машини

Така, за зглобните вериги со цевчиња, одн. валјачиња конструкцијата на профилот на запците е прикажана на сл.8.28 сп. DIN 8196. Притоа, аголот χ може да варира во пошироки граници. Со зголемувањето на овој агол, влизанието на пречките поради нееднаквото издолжување на членовите на веригата опаѓа, а потребната сила на претходното притегнување во слободниот огранок на веригата расте и изгледа дека и бучавата се зголемува, поради поголемото отскокнување на членовите на веригата.



Сл. 8.28 Конструкција на профилот на злци на верижниот со балјачица

Од сликата 8.28 следува дека пречникот на поделбениот круг изнесува:

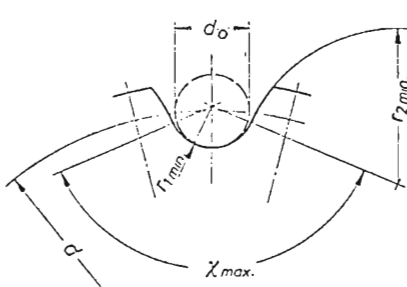
$$d = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} \quad (8.02), \quad \text{при што} \quad \frac{\tau}{2} = \frac{180^\circ}{z} \quad (8.03)$$

Од овде пречникот на подножниот круг е дефиниран со следнава равенка:

$$d_f = d - d_o \quad (8.04)$$

Профилот на меѓузабјето што настанува при назабувањето мора да лежи меѓу определ. гранични вредности. Профилот на забецот и радиусот на заоблувањето на неговиот подножен дел мора континуираво да се слеваат еден во друг.

Така, минималниот и максималниот облик на меѓузабјето се прикажани на сл. 8.29 и 8.30, а во продолжение се дадени граничните вредности на одделн. величини.



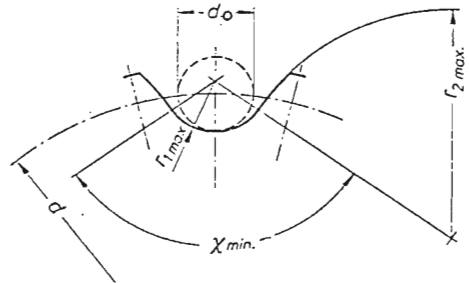
$$r_{1 \min} = 0,505 d_o$$

$$\chi_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$$

$$r_{2 \min} = 0,12 d_o (z + 2)$$

$$d_{a \max} = d + 1,25 \cdot p - d_o$$

$$k_{\max} = 0,625 \cdot p - 0,5 d_o + \frac{0,8}{z} \cdot p$$



$$r_{1 \max} = 0,505 d_o + 0,069 \sqrt[3]{d_o}$$

$$\chi_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$$

$$r_{2 \max} = 0,003 d_o (z^2 + 180)$$

$$d_{a \min} = d + \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) \cdot p - d_o$$

$$k_{\min} = 0,5 \cdot (p - d_o)$$

Сл. 8.29

Миним. облик на меѓузабјето

Сл. 8.30

Максимал. обл. на меѓузабјето

Широчинските димензии на забецот изнесуваат за:

$$\begin{aligned}
 & p \leq 12,7 \quad p > 12,7 \\
 \text{ЕДНОРЕДЕН ВЕРИЖНИК} & \quad B = 0,93 \cdot b \quad 0,95 \cdot b \\
 \text{ДВО И ТРИРЕДЕН ВЕРИЖНИК} & \quad B^1 = 0,91 \cdot b^1 \quad 0,93 \cdot b^1 \\
 \text{ЧЕТИРИ И ПОВЕКЕРЕДЕН ВЕРИЖНИК} & \quad B^1_1 = 0,88 \cdot b^1_1 \quad 0,93 \cdot b^1_1
 \end{aligned}$$

каде што b_1 е внатрешната широчина на веригата.

$$\begin{aligned}
 \text{Соборуване на работ на забецот} & \quad c = 0,1 \quad \text{до} \quad 0,15 \cdot p \\
 \text{(за весипеди и мопеди)} & \quad c = 0,05 \quad \text{до} \quad 0,075 \cdot p
 \end{aligned}$$

радиус на заоблуването $r_3 \geq p$

пречник на кругот

$$d_o = p \cdot ctg \frac{\tau}{2} - 1,05 \cdot g_1 - 2 \cdot r_4 - 1$$

g_{1max} = најголема височина на членот, в. таб. 8.05

p	r ⁴	
	min	max
до 9,5	0,2	1
до 19,1	0,3	1,6
до 38,1	0,4	2,5
над 38,1	0,5	6

Максималната радијална и аксијална издаденост (фрлање) меѓу отворот на верижникот и пречникот на подножниот круг, одн. челната површина на назабениот венец (за аксијалната издаденост) смее да изнесува:

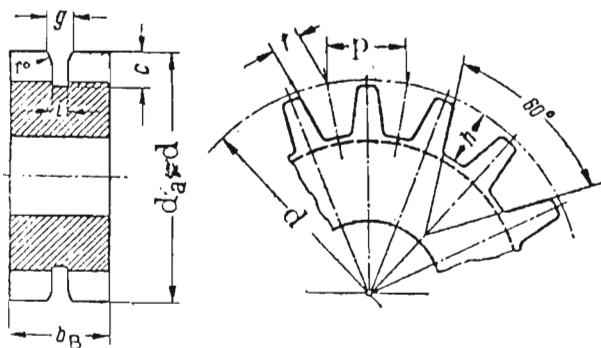
$$\begin{aligned}
 \text{-радијална изд.} & = 0,001 \cdot d + 0,08 \quad \text{или} \quad 0,15, \quad \text{max} \quad 0,76 \text{ mm} \\
 \text{-аксијална} & \quad \quad \quad = 0,001 \cdot d + 0,08 \quad \quad \quad \text{max} \quad 1,14 \quad \text{"}
 \end{aligned}$$

Доколку меѓу производителот и карачувачот не е инаку договорено, за отворот на верижникот се предвидува толеранциското поле H8.

Препорачливо подрачје на бројот запци е: $z = 9 - 150$.
 Првенствено применувани броеви запци: 17, 19, 21, 23, 25, 38, 57, 76, 95 и 114, чии избор зависи од брзината, како што следува:

за малиот $z_1 = 9 - 11$ за брзини на веригата под 4 m/s;
 верижник $z_1 = 11 - 13$ " " " " до 4 m/s
 за чекори до 20 mm, за должини на веригите над 40 чекори, за помалку осетливи погони и за век на траенето до 10000 часови.
 $z_1 = 14 - 16$ за брз. до 7 m/s и средни оптов.
 $z_1 = 17 - 25$ за брз. до 24 m/s и високи оптов.

за големиот верижник $z_2 = 20 - 30$ вообичаени вредности
 $z_2 \dots 120$ како горна граница
 $z_2 \dots 150$ само во исклучителни случаи.



Сл. 8.31 Облик на запците на верижникот за запчеста верига со внатрешно водене, според DIN 8191

За запчестите вериги, конструкцијата на профилот на запците на верижникот е прикажана на сл. 8.31 според DIN 8191, а димензиите се дадени во табелата 8.08. Притоа, широчината на запците $b_{\text{в}}$ е за 5 mm поголема од номиналната широчина b на веригата (таб. 8.07). Како што се гледа,

профилот на запците има праволиниски облик.

Табела 8.08 ГЛ. ДИМЕНЗИИ НА ЗАПЦИТЕ НА ВЕРИЖНИКОТ

Чекор	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1 1/2"	2"
$c + 1$	8	11	13	17	25	33
f	4,7	5,9	7,1	9,4	14,1	18,8
$\xi + 1$	4	5	5	9	9	11
h_{min}	8	10	12	16	24	32
$i + 1$	3	4	4	6	6	8
r	3	3	3	5	5	5

Малите верижници обично се изработуваат од челик за подобрување или за цементација (при поголеми оптоварувања) со тврдост на запците $HB = 480-600 \text{ daN/mm}^2$. Големите верижници се прават од SL200, за мали оптоварувања при мали брзини (до 3 m/s), потоа од NL, а за крајно големи оптоварувања од CL со тврдост на запците $HB = 370-480 \text{ daN/mm}^2$.

Назабувањето на верижниците за одговорни камени се врши по методот на релативното тркалање - со глодање. Обликот на полжавното глодало е според DIN 2315. За споредни цели, глодањето се врши со обично профилно плочесто глодало, чии облик е даден по DIN 8198. За сосем груба камена, запците се оформуваат со леење, со рендосување со профилиран нож, па и со дупчење и дополнителна (рачна) доработка, за сосем мали брзини.

Влечниот огранок на веригата е оптоварен со периферната сила F_t , со центрифугалната сила F_c и со дел од масата на веригата F_g . Периферната сила се пресметува според познатата равенка:

$$F_t = 318310 \cdot \frac{P}{n_1 \cdot d_1} \quad [N] \quad (7.02')$$

Центрифугалната сила е дадена со изразов:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{r} = q \cdot v^2 \quad [N] \quad (8.05)$$

каде што q [kg/m] е единичната маса на веригата (податоци во таб. 8.06 и 8.07), а v периферната брзина на веригата во m/s.

Масата на веригата за оптоварува веригата зависи од положбата на оските на верижниците. Во случај кога рамнината во која лежат оските е вертикална, или речиси, вертикална ($\varphi \geq 70^\circ$), оптоварувањето на веригата со дел од сопствената маса е дадено со изразов:

$$F_g = q \cdot g \cdot a \quad [N] \quad (8.06)$$

(a во метри)

Ако оските на верижниците лежат во хоризонталната рамнина или ако во однос на таа рамнина се наклонети за аголот φ , оптоварувањето на веригата поради уделот на сопствената маса се пресметува според равенката:

$$F_g = \frac{q \cdot g \cdot a^2}{8 \cdot f} \cdot \cos \varphi$$

(a и f во m) (8.07)

каде што f е максималниот уклон на веригата (сл. 8.32), чија вредност за влечниот огранок се движи во границите

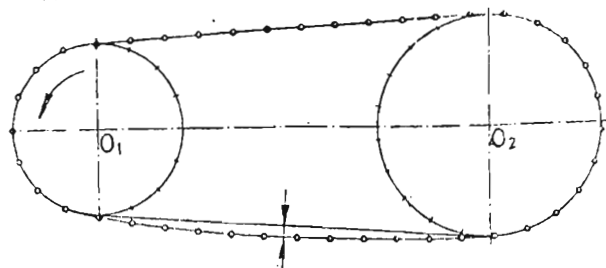
$$f \approx 0,01 \cdot a \quad (8.08)$$

Така, вкупното оптоварување—силата на која е изложена веригата, изнесува:

$$F = F_t + F_c + F_g \leq F_m \quad (8.09)$$

каде што F_m е најмалата сила на прекинувањето, чии вредности се дадени во таб. 8.06 и 8.07.

Инаку верижниот преносник се смета за добро конструиран и изведен кога:



Сл. 8.32
Уклон на слободниот огранок

- ламелите и оскичките успеваат да ја пренесат максималната сила F (сп.рав.8.09);
- валзачината при пуштането во работа се спротивставуваат на оптоварувањето во верижникот;
- абенето во зглобовите, изразено на оскичките и валзачината, во рамките на очекуваниот век на траенето, останува во дозволените граници;
- абенето на боковите на запците, во рамките на очекуваниот век на траенето, останува во дозв. граници.

Верижниот преносник достигнува задоволителен век на траенето кога постои можност за дополнително затегнување, одн. аксијално поместување на верижниците заради издолжување на веригата што настанува во текот на работата, потоа кога е обезбедено беспрекорно подмачкување, како и кога не постојат осцилации на ограоците.

Денес конструкторот често се поставува пред дилемата околу изборот меѓу едноредна верига со поголем чекор и повеќередна верига со помал чекор. Кога е во прашање ограничен простор, повеќередните вериги дозволуваат помали пречници на верижниците, и според околностите, може да развијат поголеми зачестености на вртежите.

Од друга страна, верижниците со помали чекори и поголем број запци развиваат помала бучава и осцилации отколку веригите со поголем чекор, кога верижниците работат со помал број запци.

Инаку векот на траенето на веригата со валзачина првенствено е определен со абенето меѓу валзачината и оскичките. Тоа пред сè, зависи од: вкупната сила во веригата, тркалането меѓу валзачината и оскичките, површината на зглобот, подмачкувањето и бројот на обиколувањата (промени на оптоварувањата) на веригата.

8.6 ПРЕСМЕТКА

Пресметката на зглобните вериги со цевчина или со валзачина, во главни црти е дадена во стандард. DIN 8195. Во овој стандард се наведува дека дозволеното оптоварување е определено со загадувањето во зглобовите и со него поврзаното издолжување на веригата. При рамномерно загадување и за среден број запци, ова издолжување, во просек, не треба да биде поголемо од 3%. Како услов за тоа е можноста за до-

полкително притегнување.

Пресметката—изборот на видот верига во зависност од дадените услови: силата P —kW и зачестеноста на вртежите на малиот верижник $n - \min^{-1}$ се одвива според еден дизаграм во наведениот DIN, во што не навлегуваме на ова место (в. ME II, кн.4, тч.10.6 од истиот автор).

Во случај кога веригата се движи со сосем мала брзина или служи за дигане товар, динамичката влечна сила може да се пресмета според равенкава:

$$F_d = F_t \cdot K_A \leq 0,15 \cdot F_m \quad (8.10)$$

каде што F_m е минималната сила на прекин сп.таб. 8.05, а дејството на центрифугалната сила F_c се занемарува.

Според тоа, по изборот на видот на веригата: едно-редна или повеќередна (сп.подлогите во DIN или во наведената кн.4 по ME II), а за дадени појдовни податоци: силата P , зачестеноста на вртежите n и преносниот однос $i = z_2/z_1$, веднаш потоа се избира бројот запки z_1 , според претходно наведените упатства, а потоа се пресметува и бројот запки z_2 , при што може да послужи и табелата 8.09.

Табела 8.09 БРОЈ ЗАПЦИ НА ПОГОНСКИОТ ВЕРИЖНИК z_1

Вид на веригата	Преносен однос i					
	2	2-3	3-4	4-5	5-6	>6
со валзачина	27-31	25-27	23-25	21-23	17-21	15-17
со запки	32-35	30-32	27-30	23-27	19-23	17-19

Сега, според рав.8.02 се пресметува пречникот на поделбениот круг d_1 , а потоа и другите димензии на верижникот според подлогите дадени на стр.399.

Меѓусокиното растојание се движи во границите чии вредности изнесуваат:

$$a_{\min} = 0,6 \cdot (d_1 + d_2) + (30 - 50) \text{ [mm]} \quad (8.11)$$

$$a_{\max} = 80 \cdot p \quad (p = \text{чекор}) \quad (8.12)$$

Веригата работи погодно при $a_0 = (30-50) \cdot p \quad (8.13)$

Со така избраното меѓусокино растојание a_0 и познати величини на веригата и на верижниците, понатаму се определува т.н. пресметковен број членови на веригата X_0 , како што следува:

a) за прекосниците со два верижника

- при прекосек однос $i = 1$, одн. $z_1 = z_2 = z$

$$X_o = \frac{a_o}{p} + z \quad (8.14)$$

- за верижници со различен број запки

$$X_o = \frac{2 \cdot a_o}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_o} \quad (8.15)$$

b) за прекосниците со повеќе верижници наједноставно е мерењето директно од цртежот во определен размер, отколку здодевното пресметување.

Пресметковниот број членови на веригата треба да се заокружи на **цел** и по можност на **парен** број X . непарниот број членови бара вградување на коленист вид спозни членови, во кој случај треба да се смета со 0,8-кратната вредност од макс. прекослива сила F_m . Со тоа, должината на веригата изнесува:

$$L = p \cdot X \quad (8.16)$$

Со утврдената вредност на бројот членови X точното меѓускино растојание се пресметува спор. равенкава:

- за прекосниците со прекосек однос $i = 1$

$$a = \frac{X \cdot z}{2} \cdot p \quad (8.17)$$

- за верижниците со различен број запки:

$$a = \frac{p}{8} \cdot [2 \cdot X - z_1 - z_2 + (2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - \frac{8}{\pi^2} \cdot (z_1 - z_2)^2] \quad (8.18)$$

Меѓутоа, стандардот DIN 8195 ја дава следнава упростена формула:

$$a = (2 \cdot X - z_1 - z_2) \cdot \frac{X - z_1}{z_2 - z_1} \cdot p \quad (8.19)$$

Фактичното меѓускино растојание треба да биде нешто помало од номиналното a , со оглед на потребниот уклон на веригата што погодно влијае врз рамномерноста на погонот и на смалувањето на ударите. Обично $a' = (0,996 - 0,998) \cdot a$.

За **запчестите** вериги засега не постои пресметковен метод определен со стандардите.

Во принцип, тие може да се пресметуваат на сличен начин како и другите вериги. Притоа, векот на траењето е условен со големината на површинскиот притисок во зглобовите и со ефикасното подмачкување.

Препорачливо е, при пресметката и при употребата да

се врши консултација со производителот на веригата.

Силата што го оптоварува вратилото се пресметува по еден од следниве обрасци:

$$F_w \approx F_t + 2.F_g \quad (8.20) \quad \text{или} \quad F_w \approx 1,5.F_t \quad (8.21)$$

8.7 ПОДМАЧКУВАЊЕ

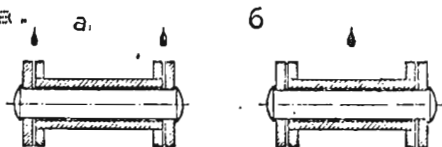
Кога верижниот преносник работи со повисока брзина, долг век на траењето може да се очекува само со добро затнато куќиште, како и со задоволително и обилно подмачкување. Притоа, начинот на подмачкувањето зависи од периферната брзина.

При брзини до 4 m/s подмачкување се врши со **маст**, што не е баш напрепорачливо, со оглед на тоа што маста навлегува во зглобовите. Попогодно е веригата да се подмачкува со **масло**,

и тоа $4 - 14$ капки во минута, при што капнувањето треба да биде на внатрешните членови од влечниот огранок на веригата (сл.8.33). При брзини до 7 m/s подмачкувањето може да се врши со капнување $5 - 20$ капки во минута. Меѓутоа, попрепорачливо е со **потопување** на долниот огранок на веригата во маслена бана до височината на ламелите. При повисоко ниво на маслото доаѓа до претерано заматување и предвремено стареење на маслото.

При брзини поголеми од 7 m/s мора да се обезбеди беспрекорно подмачкување. Тоа се изведува, главно, со **впрскување** на маслото од внатрешната страна на слободниот огранок. За брзини од 7 до 12 m/s подмачкување може да се врши и со потопување. Притоа, не се потопува огранокот на веригата, туку едно специјално т.н. прскачко колце, кое предизвикува маслена магла. Таа се таложи на веригата и на летвата за накапување од која насобраното масло паѓа на огранокот. За брзини над 12 m/s се претпочитува подмачкување **под притисок**. Тоа е циркулационо подмачкување со вградени прскалки за наситно распрскување на маслото, со систем за ладене на повратното масло и со друга потребна арматура.

Вискозноста на маслото при работната температура треба да се движи од 20 до $35 \text{ mPa}\cdot\text{s}$, одн. 20 до $40 \text{ mm}^2/\text{s}$, што одговара на средно машинско масло.



Сл. 8.33 Капнување масло во зглобовите на веригата а) исправно б) погрешно

Како поблиска препорака за изборот на маслото и начинот на подмачкуването на разните видови вериги е даден дијаграмот на сл.8.34.

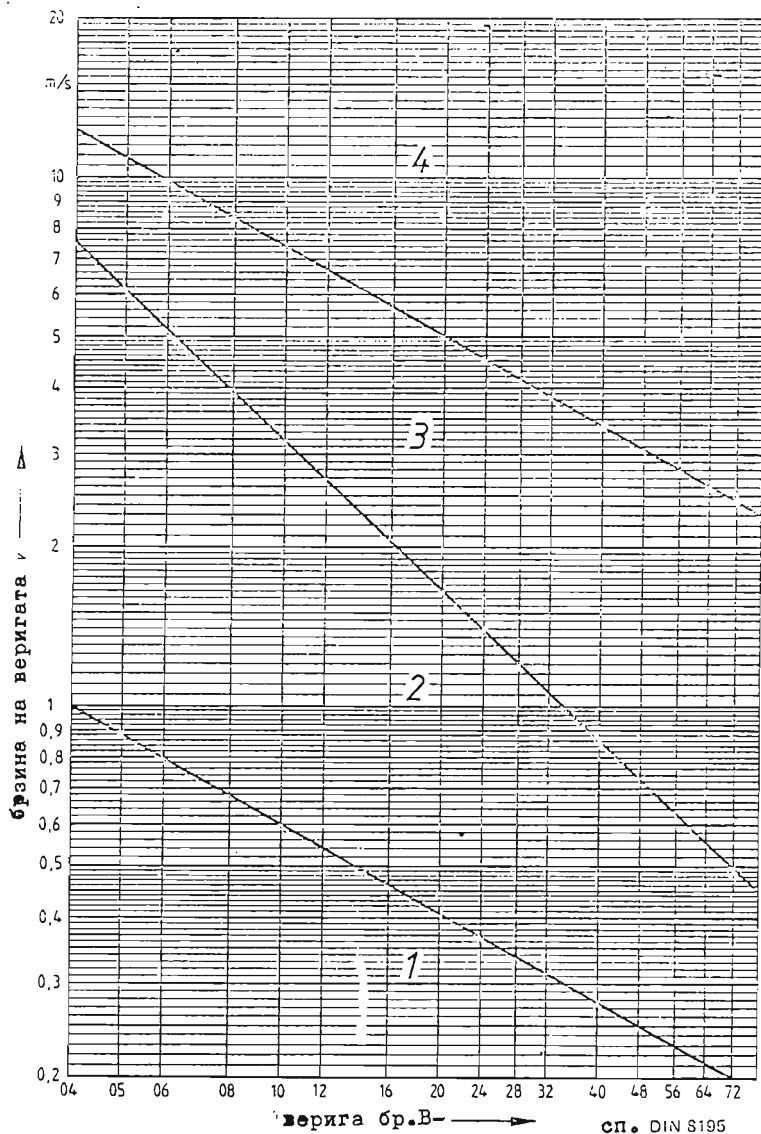
Подрачје 1: довод на маслото со четкиче.

Подрачје 2: подмачкување со накапување.

Подрачје 3: подмачкување со потопување.

Подрачје 4: циркулационо подмачкување под притисок.

Околна температура	- 5 до + 25 °C	над 25 до 45 °C	над 45 до 65 °C
Класа на вискозноста на маслото	SAE 30	SAE 40	SAE 50



Сл. 8.34 Подрачја на начини на подмачкуването

Со досега проучените видови вериги и верижни преносници се остварува постојан преносен однос. Меѓутоа, во определени случаи во практиката се бара и континуирана промена на зачестеноста на вртежите, што се остварува со т.н. **варијатори**. Во случај на верижни варијатори се применуваат специјални вериги со повеќе редови, чија широчина е променлива. Како многу успешна и високо ценета конструкција на една низа системи верижни варијатори е концепцијата **PIV** (од англ. **Positive Infinitely Variable**).

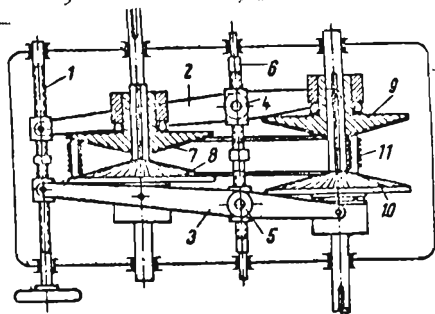
Производител на вакви варијатори во Европа е Фабриката "Werner Reimers" KG-bad Honnburg, во Германија. На сл. 8.35 е прикажан PIV-варијатор систем A, а на сл. 8.36 систем RS.

Кај системот A секој член на веригата носи еден пакет попречно поместливи ламели. На коничните тркала е предвидено

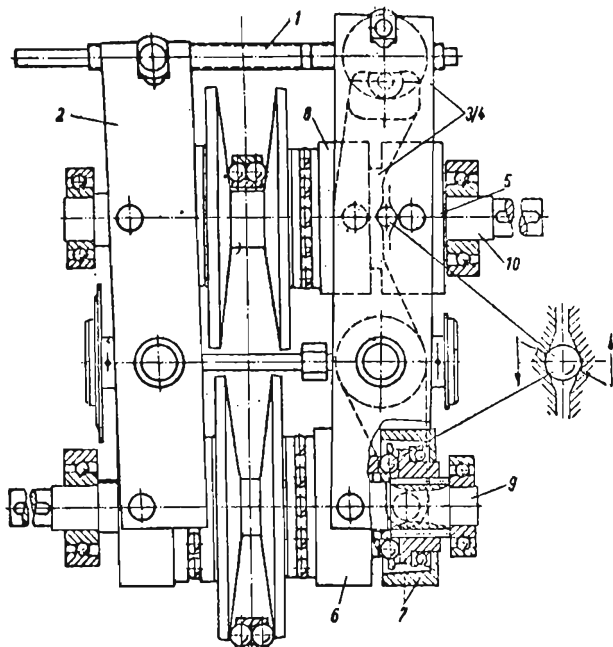
специјално назабување, така што наспроти секој забец од едното тркало стои меѓузабје на другото. Со тоа

ламелите од веригата со забците од тркалата образуваат назабена спрега. Овие варијатори се градат во 6 големини за домен на силини од 1,1 до 18 kW, за погонска зачестеност на вртежите $n_1 = 16, 14, 12$ и $10,5 \text{ sec}^{-1}$ и за нагодливо подрачје на зачестеностите на вртежите: 1:3; 1:4,5 и 1:6.

Покрај со овој вид вериги, PIV-варијаторите се изведуваат уште и со специјални вериги со цилиндрични валза-



Сл. 8.35 Шема на PIV преносник, систем A



Сл. 8.36 Шема на PIV-преносник систем RS

чина што се термички обработени и брусени, како и со прстенести цилиндрични валзачина.

PIV-варијаторот систем R е сличен на оној од системот A, само што тој користи верига со цилиндрични валзачина. При максимална погонска зачестеност на вртежите $n_1 = 16 \text{ sec}^{-1}$ нагодливото подрачје на зачестеностите на вртежите изнесува 1:10, а при $n_1 = 24$ тоа изнесува 1:4. Одговара за сила до $4,5 \text{ kW}$.

PIV-варијаторот систем RS се разликува од системот R по тоа што аксијалната притискава сила се остварува преку куглици што притискаат во косо поставени допирни површини (сл. 8.36—десно). При мали оптоварувања се користи специјална верига со цилиндрични валзачина, а при поголеми оптоварувања (до сса 22 kW) се применува прстенеста цилиндрична верига.

Овој варијатор со две прстенести цилиндрични вериги може да пренесе сила и до 60 kW . Најголемата погонска зачестеност на вртежите $n_1 = 24 \text{ sec}^{-1}$, при што нагодливото подрачје на зачестеностите на вртежите изнесува 1:7, а при $n_1 = 20 \text{ sec}^{-1}$ подрачјето на зачестеностите на вртежите (регулацијата) може да варира и до 1:100.

Аналогно на Државните стандарди и во Европската Унија се издадени EN-норми-стандарди кои, во принцип, се прифатени и од MKC. Во таа смисла, од неодамна ни се достапни EN стандардите за железните материјали, конкретно челиците и разните леани жезеза-ливови. Во библиографијата се наведени расположли-вите EN со дефиницијата, класификацијата и означувањата на челикот и ливовите.

Така во табелата 2.07 на стр. 412 се дадени податоци за ознаките и некои карактеристични величини, на пр. R_m и др. за главните видови конструктивни челици и леани жезеза.

Секако, EN стандардите се задолжителни, особено во комуникацијата со EU-државите.

Меѓутоа, за сега, особено за во "внатрешна" употреба, подобро ќе се разбереме со старите ознаки, кои се "одомачени". Сепак, заради воведувањето во практична употреба, подобро е, засега, ознаките да се применуваат алтернативно; прво според EN, а во заграда да се стави и старата JUS ознака, особено во почетокот.

Табела 2.07

(EN ознаки)

Ознака	R_e	R_m	Ознака	R_e	R_m
Општо конструкт челици (EN 10025)			Челици за подобрување (EN 10083)		
S235 (C0370)	1.0037	235	C22E	1.1151	340
S275 (C0451)	1.0044	275	C22R	1.1149	340
S355 (C0561)	1.0045	355	C25E	1.1158	370
E295 (C0545)	1.0050	295	C25R	1.1163	370
E335 (C0645)	1.0060	335	C30E	1.1178	400
E360 (C0745)	1.0070	360	C30R	1.1179	400
не ' ргосувачки чел (EN 10088-3)			C35E	1.1181	430
X2CrNi12	1.4003	260	C35R	1.1180	430
X6Cr13	1.4000	230	C40E	1.1186	460
X6Cr17	1.4016	240	C40R	1.1189	460
X6CrMoS17	1.4105	250	C45E	1.1191	490
X6CrMoS17-1	1.4113	280	C45R	1.1201	490
X2CrMoTiS18-2	1.4523	280	C50E	1.1206	520
Чел. лив за под. прит (EN 10213-4)			C50R	1.1241	520
GX2CrNi19-11	1.4309	210	C55E	1.1203	550
GX5CrNi19-10	1.4308	200	C55R	1.1209	550
GX5CrNiNb19-11	1.4552	200	C60E	1.1221	580
GX2CrNiMo19-11-2	1.4409	220	C60R	1.1223	580
GX5CrNiMo19-11-2	1.4408	210	28Mn6	1.1170	590
GX5CrNiMoNb19-11-2	1.4581	210	38Cr2	1.7003	550
GX2NiCrMo28-20-2	1.4458	190	38CrS2	1.7023	550
GX2CrNiMoN22-5-3	1.4470	420	46Cr2	1.7006	650
GX2CrNiMoN25-6-3	1.4517	480	46CrS2	1.7025	650
GX2CrNiMoN26-7-4	1.4469	480	34Cr4	1.7033	700
Сив лив (EN 1561)			34CrS4	1.7037	700
EN-GJL-100	EN-JL1010	100	37Cr4	1.7034	750
EN-GJL-150	EN-JL1020	150	37CrS4	1.7038	750
EN-GJL-200	EN-JL1030	200	41Cr4	1.7035	800
EN-GJL-250	EN-JL1040	250	41CrS4	1.7039	800
EN-GJL-300	EN-JL1050	300	25CrMo4	1.7218	700
EN-GJL-350	EN-JL1060	350	25CrMoS4	1.7213	700
Црн темпер лив (EN 1562)			34CrMo4	1.7220	800
EN-GJMB-300-6	EN-JM110	300	34CrMoS4	1.7226	800
EN-GJMB-350-10	EN-JM1130	200	42CrMo4	1.7225	900
EN-GJMB-450-6	EN-JM1140	270	42CrMoS4	1.7227	900
EN-GJMB-500-5	EN-JM1150	300	50CrMo4	1.7228	900
EN-GJMB-550-4	EN-JM1160	340	36CrNiMo4	1.6511	900
EN-GJMB-600-3	EN-JM1170	390	34CrNiMo6	1.6582	1000
EN-GJMB-650-2	EN-JM1180	430	30CrNiMo8	1.6580	1050
EN-GJMB-700-2	EN-JM1190	530	36CrNiMo16	1.6773	1050
EN-GJMB-800-1	EN-JM1200	600	51CrV4	1.8159	900
Нодуларен лив (EN 1563)			Austemper леано железо (EN 1564)		
EN-GJS-350-22	EN-JS1010	220	EN-GJS-800-8	EN-JS1100	500
EN-GJS-400-18	EN-JS1020	250	EN-GJS-1000-5	EN-JS1110	700
EN-GJS-400-15	EN-JS1030	250	EN-GJS-1200-2	EN-JS1120	850
EN-GJS-450-10	EN-JS1040	310	EN-GJS-1400-1	EN-JS1130	1100
EN-GJS-500-7	EN-JS1050	320			
EN-GJS-600-3	EN-JS1060	370			
EN-GJS-700-2	EN-JS1070	420			
EN-GJS-800-2	EN-JS1080	480			
EN-GJS-900-2	EN-JS1090	600			

- [1] Bodenstern/Tochtermann: KONSTRUKTIONSELEMENTE DES MASCHINENBAUES, 8. Aufl. Springer verl. 1969
- [2] Decker, K.H.: MASCHINENELEMENTE, 5. Auflage, C.Hanser Verlag, Muenchen, 1971
- [3] Dudley/Winter: ZAHNRAEDER, Springer-verlag, 1961
- [4] Fronius St.: MASCHINENELEMENTE, VEB-verlag Technik, Berlin, 1971
- [5] Hlebanja, J.: STROJNI ELEMENTI II del, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 1968
- [6] Horvat, O.: MALA MEHANIČKA TEHNOLOGIJA, V-izdanje Tehnička knjiga, Zagreb, 1959
- [7] Niemann, G./Hirth, M.: MASCHINENELEMENTE, Band I, Springer-verlag, 1975
- [8] Niemann, G./Winter, H.: MASCHINENELEMENTE Band II und III, zweite Auflage, Springer-verlag, 1989
- [9] Savić, Z.: MAŠINSKI ELEMENTI, 8. izdanje, Mašinski fakultet Beograd, 1972
- [10] Смилевски, Цв.: Машински елементи со конструкции 1 и 2, Просветно дело, Скопје, 1977/1978
- [11] Стамболиев, Д.: Машински елементи I, кн. 1, Универзитет "Св. Кирил и Методиј", Скопје, 1992
- [12] Стамболиев, Д.: Машински елементи I, кн. 2. Унија, Скопје, 1993
- [13] Стамболиев, Д.: Машински елементи II, кн. 1; 6. изд. Универзитет "Св. Кирил и Методиј", Скопје, 1991
- [14] Стамболиев, Д.: Машински елементи II, кн. 2; 7. изд. Универзитет "Св. Кирил и Методиј", Скопје, 1994
- [15] Стамболиев, Д.: Машински елементи II, кн. 3; 8. изд. Универзитет "Св. Кирил и Методиј", Скопје, 1994
- [16] Стамболиев, Д.: Машински елементи II, кн. 4; 7. изд. Универзитет "Св. Кирил и Методиј", Скопје, 1995
- [17] Стамболиев, Д.: Основи на конструирането, 3. изд. Универзитет "Св. Кирил и Методиј", Скопје, 1993
- [18] Стамболиев, Д.: Преносници за возилата, Универзитет "Св. Кирил и Методиј", Скопје, 1976
- [19] Стамболиев, Д.: Методика на конструирането на преносниците, учебн. за III степен на студиите, Машински факултет-интерно изд., Скопје, 1982
- [20] Veriga, Sl.: MAŠINSKI ELEMENTI, I sveska, mašinski fakultet, Beograd, 1978
- [21] Veriga, Sl.: MAŠINSKI ELEMENTI, II sveska. mašinski fakultet, Beograd, 1980
- [22] Vitas, D./Trbojević, M.: MAŠINSKI ELEMENTI I, Naučna knjiga, Beograd, 1975
- [23] Vitas, D./Trbojević, M.: MAŠINSKI ELEMENTI II, Naučna knjiga, Beograd, 1978
- [24] Zirpke, K.: ZAHNRAEDER, VEB-Fachbuchverl. Leipzig, 1968

СТАНДАРДИ

J U S

A.A0.001	C.B0.002	C.B5.050	C.C2.300	C.H4.010	C.J1.021
002	004	051	C3.020	020	022
010	500	122	120	021	030
065	502	123		022	033
A1.020	505	124	C4.020	023	040
023	506	125	120	024	J2.010
024	508	221		025	020
025	551	222	C5.020	030	021
C.A4.001	600	225	120	031	022
002	B3.402	226		033	023
003	450	230	D1.100	040	025
014	B5.020	240	106	052	
030	021	249	300	054	J3.011
031	022	250	300/1	056	
032	023	B6.011		060	G.E2.053
033	025	018	E1.020		057
035	026	B9.020			063
060	027	021			
	030	022			E9.020

JUS ГРАНКА M

A0.065	B0.072	B1.120	B1.710	C1.018	C1.421	C4.613
A1.020	080	121	B2.011	019	440	614
110	081	140	012	039	441	C5.003
120	082	164	100	231	510	004
130	083	180	112	232	515	005
131	086	200	135	241	817	008
140	090	230	136	242	820	009
A5.210	380	600	155	245	821	013
211	B1.001	601	300	246	822	022
212	021	603	C1.010	253	827	023
B0.010	023	604	011	255	830	024
011	050	620	012	263	840	084
056	051	631	013	265	850	601
060	090	640	014	410	C2.060	645
062	100	660	015	415	201	646
070	110	661	016	420	204	647

ISO

D I N

BSS

606	1122	617	2094	3975	5480	8191	51501	721
677	1328	1591	2211	3976	7753	8195	51509	
701	2203	1850	2218	3978	8187	8196	51512	
1000	2904	2089	3960	3990	8188	8198		
	10300	2092	3971	3991	8190	8199		

КОНСТИ
 EN-Европски норми-стандарди-прифатени од МКС-Македонски станд
 EN 10020 DEFINITION AND CLASSIFICATION OF GRADES OF STEEL
 EN 10027-1 DESIGNATION SYSTEMS FOR STEELS-PART 1-STEEL NAMES
 EN 10027-2 DESIGNATION SYSTEMS FOR STEELS-PART 2-STEEL NUMBERS

ПРОСПЕКТИ И КАТАЛОЗИ НА ГОЛЕМ БРОЈ СВЕТСКИ РЕНОМИРАНИ ФАБРИКИ