

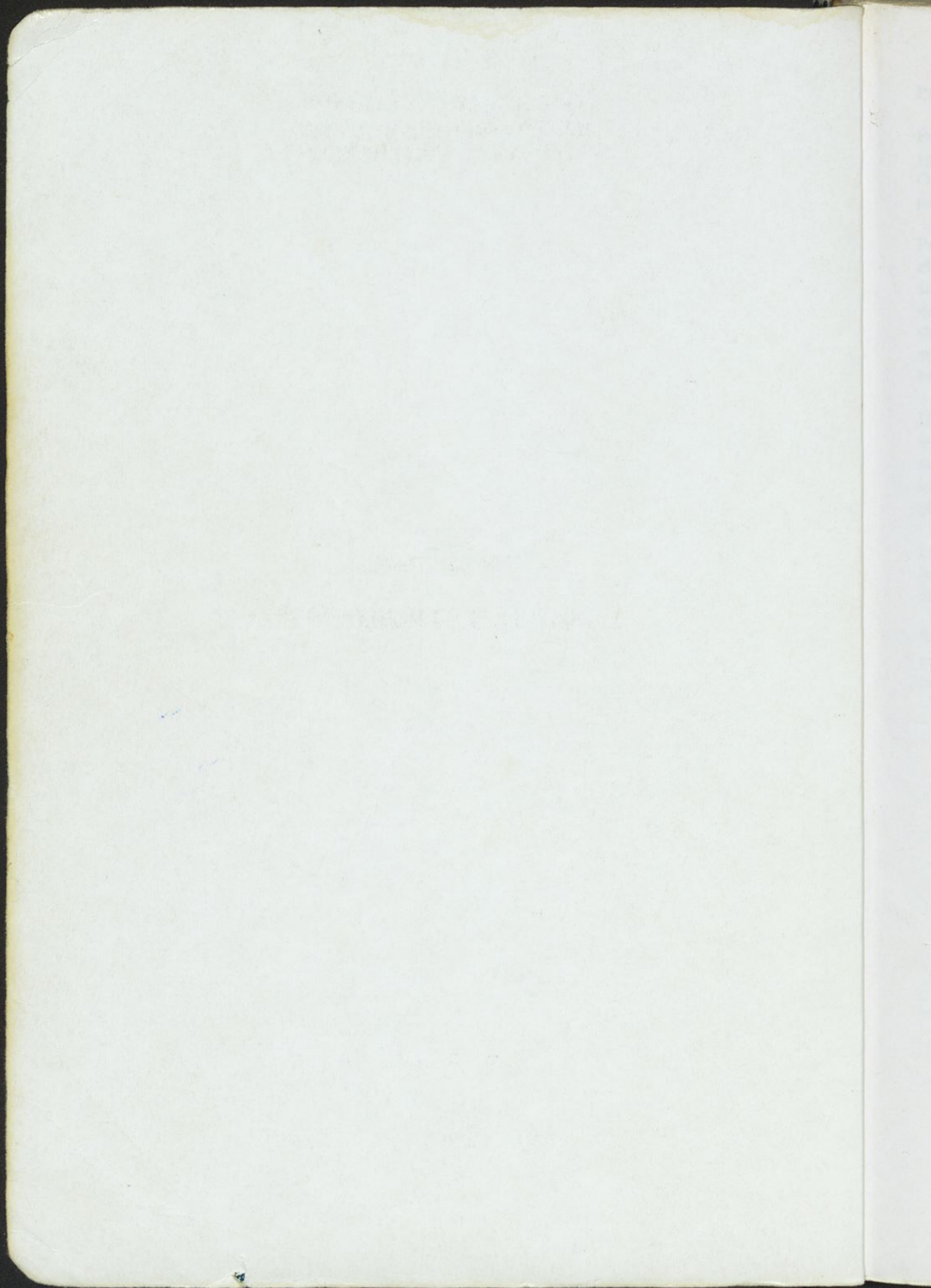


ODDELEK ZA LEŠARSTVO
BIOTEHNIŠKA FAKULTETA
UNIVERZA V LJUBLJANI

Marijan Medič

LESARSKO STROJNIŠTVO

LESARSKO STROJNIŠTVO



**ODDELEK ZA LESARSTVO
BIOTEHNIŠKA FAKULTETA
UNIVERZA V LJUBLJANI**

Marijan Medič

LESARSKO STROJNIŠTVO



5 8 - 03 - 2001

**Ljubljana
2001**

$$P = \frac{w}{h} \cdot \frac{1}{h}$$

541471
541440

Marijan Medič

LESARSKO STROJNIŠTVO

Recenzija
Prof.dr. Jože Hlebanja
Prof.dr. Ivan Prebil

Lektor
Darja Vranjek

541471

Izdal
Oddelek za lesarstvo, Biotehniška fakulteta
Univerza v Ljubljani

Tisk
Tiskarna Pleško, d.o.o.
Ljubljana

Naklada
300 izvodov

28 -02- 2002



D 200203266

CIP - Kataložni zapis o publikaciji
Narodna in univerzitetna knjižnica, Ljubljana

674.05(075.8)

MEDIČ, Marijan

Lesarsko strojništvo / Marijan Medič. - Ljubljana : Biotehniška
fakulteta, Oddelek za lesarstvo, 2001

ISBN 961-6144-14-6

115783680

Predgovor

Predstavljeno učno gradivo je nastalo iz želje, da se študentom lesarstva olajša pot do znanj iz specifične strokovne tematike, ki se predava v okviru predmeta Lesarsko strojništvo na Oddelku za lesarstvo. Predstavlja skelet, okoli katerega je mogoče zgraditi vsebino predavanj na študentu bolj prijazen način. Vsebina je sestavljena iz dveh tematskih sklopov.

Prvi del obsega izbrana poglavja iz splošnega strojništva, v največji meri poglavja o strojnih elementih. Na to temo je na razpolago zelo veliko strokovne literature, ki pa je pisana za študente in strokovnjake strojniške stroke. Torej je v tej literaturi velik poudarek na dimenzioniranju in konstruiranju strojnih elementov in sklopov, funkcionalne značilnosti teh sklopov pa tako študentu lesarstva ostajajo preveč skrite. Izpostavljena so poglavja o tistih strojnih elementih in sklopih, ki s svojo funkcijo in značilnostjo vplivajo predvsem na tehnološke lastnosti lesnoobdelovalnih strojev.

Drugi del obravnava značilnosti lesnoobdelovalnih strojev. Izbor posameznih poglavij izhaja iz več različnih premislekov. Podrobneje so opisani tisti stroji, ki predstavljajo klasično strojno opremo lesarske tehnologije. Izbrane so tudi tiste osnovne izvedbe strojev in sklopov, ki kot enote tvorijo bolj kompleksne izvedbe – namenske lesnoobdelovalne stroje. Pojavnih oblik lesnoobdelovalnih strojev je že v sedanjem trenutku nepregledno veliko.

Eno od vodil pri izboru in načinu predstavitve tematike je želja usposobiti bodočega lesarskega inženirja za samostojno analizo funkcijskih in tehnoloških značilnosti tudi drugačnih izvedb lesnoobdelovalnih strojev, ki se že in se bodo v prihodnje še pojavljale.

Študentje lesarstva pridobijo potrebno znanje iz področja mehanske obdelave lesa pri posebnem predmetu. Orodje na stroju je dogovorjena meja med vsebinama obeh predavanj. V tekstu o lesarskem strojništvu so torej izpuščene skoraj vse značilnosti orodij.

Kazalo

I	SPLOŠNO STROJNIŠTVO	... 1
1	OBREMENITVE STROJNIH DELOV	... 1
1.1	Časovni potek obremenitev	... 2
1.2	Porušitev strojnega dela glede na naravo obremenitve	... 3
1.2.1	<i>Nosilnost strojnega dela v primeru statične obremenitve</i>	... 3
1.2.2	<i>Nosilnost strojnih delov v primeru dinamične periodične obremenitve</i>	... 5
1.2.2.1	<i>Diagram dinamične trdnosti (Smithov diagram)</i>	... 6
1.2.3	<i>Lom strojnega dela</i>	7
2	ELEMENTI ZA ZVEZE	... 8
2.1	Vijak in vijačna zveza	... 8
2.1.1	<i>Navoj</i>	... 9
2.1.1.1	<i>Metrski navoj</i>	... 9
2.1.1.3	<i>Druge vrste navojev</i>	... 10
2.1.2	<i>Moment potreben za privijanje vijaka</i>	... 11
2.1.1	<i>Nosilnost vijakov</i>	... 14
2.1.3.1	<i>Osno obremenjena vijačna zveza</i>	... 14
2.1.3.2	<i>Vijaki priviti pri osni sili F</i>	... 15
2.1.4	<i>Prilagodni vijaki</i>	... 16
2.2	Varjeni spoji	... 18
2.2.1	<i>Značilnosti varilnih postopkov</i>	... 18
2.2.1.1	<i>Plamensko varjenje</i>	... 18
2.2.1.2	<i>Ročno elektrooblačno varjenje</i>	... 18
2.2.1.3	<i>Varjenje v zaščitnem plinu CO_2 (MAG)</i>	... 19
2.2.1.4	<i>Varjenje pod praškom</i>	... 19
2.2.1.5	<i>Uporovno ali obžigalno varjenje</i>	... 19
2.2.1.6	<i>Drugi postopki varjenja</i>	... 19
2.2.2	<i>Varjeni spoji- konstrukcijske izvedbe</i>	... 19
2.2.2.1	<i>Soležni varjeni spoji</i>	... 20
2.2.2.2	<i>T varjeni spoji</i>	... 20
2.2.3	<i>Struktura zvara</i>	... 21
2.2.3.1	<i>Zarezni učinek</i>	... 22
2.2.4	<i>Kakovostni razredi zvarov</i>	... 23
2.3	Kovičene zveze	... 25
2.3.1	<i>Vroči zakov</i>	... 25
2.3.2	<i>Hladni zakov</i>	... 26
2.3.3	<i>Prenos obremenitev v kovičeni zvezi</i>	... 26
2.4	Gredne zveze	... 27
2.4.1	<i>Gredne zveze z obliko</i>	... 27
2.4.1.1	<i>Prečni zatič</i>	... 27
2.4.1.2	<i>Vzdolžni zatič</i>	... 28
2.4.1.3	<i>Moznik</i>	... 29
2.4.1.4	<i>Večutorna gred</i>	... 29

2.4.1.5	<i>Vložne in zabijalne zagozde</i>	... 30
2.4.1.6	<i>Tangencialna zagozda</i>	... 31
2.4.2	<i>Gredne zveze s silo</i>	... 31
2.4.2.1	<i>Spenjalna gredna zveza</i>	... 32
2.4.2.2	<i>Stožčasti nased</i>	... 33
3	OSI IN GREDI	... 36
3.1	Osi	... 36
3.1.1	<i>Sorniki</i>	... 37
3.2	Gredi	... 39
3.3	Kritična vrtilna hitrost	... 40
4	VZMETI	... 43
4.1	Listnata upogibna vzmet	... 45
4.2	Vijačne vzmeti	... 48
4.3	Sestavljanje vzmeti	... 50
5	LEŽAJI	... 52
5.1	Drсни ležaji	... 52
5.1.1	<i>Radialni drsni ležaj</i>	... 53
5.1.2	<i>Hidrodinamični in hidrostatični ležaj</i>	... 54
5.1.2.1	<i>Konstruktivna izvedba radialnega drsnega ležaja</i>	... 55
5.1.3	<i>Mazanje drsnih ležajev in maziva</i>	... 56
5.2	Kotalni ležaji	... 56
5.2.1	<i>Konstruktivne izvedbe kotalnih ležajev in njihove obratovalne značilnosti</i>	... 57
9.2.2	<i>Mazanje kotalnih ležajev</i>	... 59
9.2.3	<i>Nosilnost kotalnih ležajev</i>	... 60
5.3	Izvedbe vleženja	... 61
6	LINEARNA VODILA	... 64
6.1	Vodilna steza	... 64
6.2	Drсна vodila	... 65
6.2.1	<i>Zatikanje drsnika</i>	... 68
6.2	Kotalna vodila	... 69
6.3.1	<i>Nosilnost kotalnih vodil</i>	... 71
7	SKLOPKE	... 72
7.1	Izvedbe sklopke	... 72
7.1.1	<i>Oblikovne sklopke</i>	... 72
7.1.1.1	<i>Kolutne sklopke</i>	... 72
7.1.1.2	<i>Zobniške sklopke</i>	... 73
7.1.1.3	<i>Kardanski zglob</i>	... 74
7.1.2	<i>Elastične sklopke</i>	... 75
7.1.2.1	<i>Kolutna elastična sklopka</i>	... 75
7.1.2.2	<i>Elastična sklopka PERIFLEX</i>	... 76
7.1.3	<i>Sklopke za vklapljanje</i>	... 76
7.1.3.1	<i>Zobniška sklopka za vklapljanje</i>	... 76
7.1.3.2	<i>Lamelna torna sklopka</i>	... 77
7.1.4	<i>Posebne izvedbe sklopke</i>	... 79
7.1.4.1	<i>Centrifugalna sklopka</i>	... 79

7.1.4.2	<i>Enosmerna zapora</i>	... 79
7.1.4.3	<i>Hidrodinamična turbo sklopka</i>	... 80
8	VIJAČNO GONILO	... 82
8.1	Izkoristek vijačnega gonila	... 83
8.2	Vijačno gonilo z drsno matico	... 84
8.2.1	<i>Odpravljanje ohlapa pri vijačnem vretenu z drsno matico</i>	... 85
3.2	Vijačno gonilo s kroglično matico	... 86
3.2.1	<i>Vgradnja vijačnega vretena s kroglično matico</i>	... 87
9	GONILA Z VLEČNIM ELEMENTOM	... 89
9.1	Gonila z jermenom	... 89
9.1.1	<i>Prestava jermenskega prenosa</i>	... 89
9.1.2	<i>Prenos moči in vrtilnega momenta</i>	... 90
9.1.3	<i>Sile v jermenu</i>	... 90
9.1.3.1	<i>Trenje med jermenom in jermenico-Eytelweinova enačba</i>	... 90
9.1.3.2	<i>Natezna sila v jermenu kot posledica centrifugalne sile</i>	... 92
9.1.3.3	<i>Napenjanje jermena</i>	... 93
9.1.4	Jermen	... 94
9.1.4.1	<i>Ploščati jermen</i>	... 95
9.1.4.2	<i>Klinasti jermen</i>	... 95
9.1.5	<i>Variator z jermenom</i>	... 96
9.2	Gonilo z verigo	... 98
9.2.1	<i>Veriga</i>	... 100
9.2.2	<i>Verižno kolo</i>	... 102
9.2.3	<i>Obratovanje verižnih gonil</i>	... 103
10	ZOBNIŠKA GONILA	... 104
10.1	Izvedbe zobniških parov	... 104
10.1.1	<i>Valjasti zobniški pari</i>	... 104
10.1.2	<i>Stožčasti zobniški pari</i>	... 104
10.1.3	<i>Zobniški par z mimobežnimi osmi</i>	... 104
10.2	Evolventno ozobljenje	... 105
10.3	Zobnik in zobniška dvojica	... 106
10.4	Polžasta zobniška dvojica	... 109
10.4.1	<i>Izkoristek polžastega gonila</i>	... 110
10.6	Reduktorji	... 110
10.7	Menjalniki	... 112
11	HIDROSTATIČNI IN PNEVMATSKI POGON	... 114
11.1	Hidrostatični pogoni	... 114
11.1.1	<i>Princip hidrostatičnega pogona</i>	... 114
11.1.2	<i>Pogon hidravličnega cilindra</i>	... 115
11.1.3	Črpalke	... 116
11.1.3.1	<i>Zobniška črpalka</i>	... 116
11.1.3.2	<i>Krilna črpalka</i>	... 117
11.1.3.3	<i>Batna oljna črpalka</i>	... 118
11.1.3.4	<i>Aksialna batna črpalka</i>	... 119
11.1.4	<i>Hidravlični cilinder</i>	... 121
11.1.5	<i>Ventili</i>	... 121

11.1.5.1	Ročni krmilni ventil	... 121
11.1.5.2	Povratni (enosmerni) ventil	... 122
11.1.5.3	Tlačni regulacijski ventil	... 123
11.1.5.4	Dušilni ventil	... 124
11.1.5.5	Servoventil	... 124
11.1.6	Ostali elementi hidravličnih naprav	... 125
11.1.6.1	Akumulator olja	... 126
11.2	Pnevmatski pogoni	... 127
11.2.1	Filter in odvajalnik vlage	... 128
11.1.2	Regulator pritiska	... 129
11.2.3	Naprava za pripravo oljne megle	... 129
11.3	Hidropnevmatski pogon	... 130
II	LESNOOBDELOVALNI STROJI	... 133
II.1	STROJI ZA ODREZOVANJE LESA	... 135
1	ŽAGARSKI STROJI	... 137
1.1	Polnojarmenik	... 138
1.1.1	<i>Ročni mehanizem</i>	... 141
1.1.1.2	<i>Sile na ročičnem mehanizmu</i>	... 145
1.1.2	<i>Ohišje stroja</i>	... 149
1.1.3	<i>Vodila jarma</i>	... 150
1.1.4	<i>Jarem</i>	... 151
1.1.5	<i>Vležajenje glavne pogonske gredi in ročičnega mehanizma</i>	... 152
1.1.6	<i>Napenjanje žaginih listov</i>	... 153
1.1.7	<i>Jarmeniški voziček</i>	... 156
1.1.8	<i>Vodilo prizme</i>	... 158
1.1.9	<i>Podajalna naprava polnojarmenika</i>	... 158
1.1.9.1	<i>Enakomerno kontinuirano podajanje</i>	... 159
1.1.9.2	<i>Prekinjeno podajanje</i>	... 161
1.1.9.3	<i>Prekinjeno podajanje brez prehitevanja</i>	... 163
1.1.9.4	<i>Prekinjeno podajanje s prehitevanjem</i>	... 164
1.1.9.5	<i>Kontinuirano podajanje s korekcijo kinematike v spodnjem položaju jarma</i>	... 164
1.2	Tračni žagalni stroj	... 167
1.2.2	<i>Sile in napetosti v listu tračne žage</i>	... 169
1.2.2.1	<i>Trenje med pogonskim kolutom in listom tračne žage-Eytelweinova enačba</i>	... 169
1.2.2.2	<i>Natezna sila v žaginem listu tračne žage kot posledica centrifugalne sile</i>	... 169
1.2.2.3	<i>Napetost zaradi upogibanja žaginega lista tračne žage okoli koluta</i>	... 169
1.2.2.4	<i>Napetosti na listu tračne žage</i>	... 170
1.2.2.5	<i>Napenjanje žaginega lista</i>	... 170
1.2.3	<i>Napenjalna naprava</i>	... 172
1.2.4	<i>Spodnji in zgornji kolut</i>	... 174
1.2.5	<i>Vodila žaginega lista</i>	... 175
1.2.6	<i>Pogonska gred</i>	... 176
1.2.7	<i>Žagin list</i>	... 176
1.3	Krožne žage	... 178
1.3.1	<i>Moč potrebna za žaganje</i>	... 179
1.3.2	<i>Vreteno krožne žage</i>	... 180
1.3.3	<i>Predrezanje</i>	... 181

1.3.4	<i>Mizarska krožna žaga</i>	... 183
1.3.5	<i>Krožna žaga za robljenje</i>	... 183
1.3.6	<i>Krožne žage za čeljenje</i>	... 185
1.3.7	<i>Krožna žaga za rezanje okroglih profilov</i>	... 186
1.3.8	<i>Formatne krožne žage</i>	... 187
2	STROJI ZA OBDELAVO LESA Z REZKANJEM	... 191
2.1	Kinematika orodja in morfologija nastale površine	... 191
2.2	Moč potrebna za odrezovanje	... 196
2.2.1	<i>Moč potrebna za odrezovanje s krožno žago</i>	... 200
2.2.2	<i>Potrebna moč za odrezovanje pri poševnem rezkanju</i>	... 200
2.3	Skobeljni stroji	... 201
2.3.1	<i>Podajalna hitrost in konstrukcijska izvedba skobeljnega vretena</i>	... 203
2.3.2	<i>Zveza med gredjo in skobeljnim vretenom z moznikom</i>	... 205
2.3.3	<i>Hidrostatska zveza med gredjo in skobeljnim vretenom</i>	... 206
2.3.4	<i>Izvedba skobeljnega vretena s prednapetimi ležaji</i>	... 207
2.4	Poravnalni skobeljni stroj	... 208
2.5	Debelinski skobeljni stroj	... 210
2.6	Večvretenski skobeljni stroji	... 213
2.7	Prenos sile za podajanje iz podajalnega kolesa na obdelovanec	... 218
2.8	Rotoles	... 219
2.8.1	<i>Kinematika točke na konici noža</i>	... 220
2.8.2	<i>Konstrukcija in koncept stroja</i>	... 221
2.8.3	<i>Izvedbe strojev Rotoles</i>	... 224
2.8.4	<i>Tehnološke značilnosti Rotoles strojev</i>	... 226
2.9	Mizni rezkar	... 227
2.9.1	<i>Pogonsko vreteno miznega rezkarja</i>	... 228
2.10	Nadmizni rezkar	... 233
2.10.1	<i>Pogonsko vreteno nadmiznega rezkarja</i>	... 234
2.11	Kopirni rezkalni stroji	... 238
2.11.1	<i>Kopiranje s šablono</i>	... 238
2.11.2	<i>Skledčkasti kopirni rezkar</i>	... 238
2.11.3	<i>Rezbarski kopirni stroj</i>	... 241
2.11.4	<i>Karusel kopirni stroj</i>	... 243
2.11.5	<i>Čeparke</i>	... 243
2.12	Posebne izvedbe rezkalnih strojev	... 245
2.12.1	<i>Verižni rezkar</i>	... 245
2.12.2	<i>Stroji za dolbenje</i>	... 246
2.13	Računalniško vodeni stroji	... 248
2.13.1	<i>Krmiljenje pomika v eni osi</i>	... 249
2.13.2	<i>Izvedbe računalniško upravljanih strojev</i>	... 250
2.13.3	<i>Delovni sklop</i>	... 253
2.13.4	<i>Vpenjanje obdelovanca</i>	... 256
3	VRTALNI STROJI	... 257
3.1	Enostavni vrtalni stroj	... 257
3.1.1	<i>Vreteno vrtalnega stroja</i>	... 257
3.1.2	<i>Večvretenska vrtalna glava</i>	... 260
3.2	Mozničarke	... 261

4	STRUŽNICE	... 266
4.1	Kopirno struženje	... 268
4.1.1	<i>Vzdolžno kopirno struženje</i>	... 268
4.1.2	<i>Radialno kopirno struženje</i>	... 268
4.1.3	<i>Kopirno struženje s hidravličnim servomehanizmom</i>	... 269
5	BRUSILNI STROJI	... 271
5.1	Brusilni trak	... 272
5.2	Brušenje lesnih proizvodov	... 274
5.3	Horizontalni mizarski tračni brusilni stroj	... 275
5.4	Širokotračni brusilni stroj	... 277
5.4.1	<i>Kalibrirni širokotračni brusilni sklop</i>	... 277
5.4.2	<i>Širokotračni brusilni sklop s pritisno letvijo</i>	... 279
5.4.3	<i>Kombinirani širokotračni brusilni sklop</i>	... 280
5.4.4	<i>Širokotračni brusilni stroj</i>	... 281
5.5	Posebne izvedbe	... 283
5.5.1	<i>Segmentna pritisna letev</i>	... 283
5.5.2	<i>Brušenje profiliranih robov</i>	... 284
II.II	STROJI ZA PREOBLIKOVANJE LESA	... 286
1	STISKALNICE	... 286
1.1	Hidravlične stiskalnice	... 286
1.1.1	<i>Hidravlični agregat za dvostopenjsko zapiranje</i>	... 289
1.1.1.1	<i>Zapiranje stiskalnice</i>	... 290
1.1.1.2	<i>Stiskanje</i>	... 290
1.1.1.3	<i>Odpiranje stiskalnice</i>	... 290
1.1.2	<i>Hidravlični cilinder</i>	... 290
1.1.3	<i>Plošče stiskalnice</i>	... 291
1.2	Posebne izvedbe stiskalnic	... 292
1.2.1	<i>Korpusne stiskalnice</i>	... 292
1.2.2	<i>Membranske stiskalnice</i>	... 293
1.2.3	<i>Kontinuirne stiskalnice za plošče</i>	... 294
2	STROJI ZA KRIVLJENJE LESNIH PROIZVODOV	... 296
2.1	Krivljenje lesnih proizvodov iz masivnega lesa	... 296
2.1.1	<i>Vpliv temperature lesa na mehanske lastnosti</i>	... 296
2.1.2	<i>Parjenje</i>	... 297
2.1.3	<i>Krivljenje</i>	... 298
2.1.4	<i>Stroji in naprave za krivljenje</i>	... 299
2.2	Krivljenje vezanih plošč	... 299
	DODATEK:	
A	Sestavljanje strojnih delov	... 301
B	Jeklo kot gradivo v strojništvu	... 310
C	Trifazni kratkostični asinhroni elektromotor	... 324
D	Tribologija	... 329

I SPLOŠNO STROJNIŠTVO

1 OBREMITVE STROJNIH DELOV

Stroji opravljajo določeno delo. Deli strojev, strojni elementi, opravljajo svojo funkcijo vsak na specifičen način. Med obratovanjem delujejo na strojne elemente različne obremenitve-sile in drugi vplivi, ki izhajajo iz same funkcije in jih ni mogoče eliminirati. Obremenitve strojnih delov povzročajo napetosti v njih in njihovo deformacijo.

Glede na obremenitve morajo biti strojni elementi tako oblikovani in dimenzionirani, da med obratovanjem ohranijo svojo obliko in funkcijo. To pomeni, da ne sme priti do zloma tega strojnega dela, do poškodbe površine, niti ne do trajne deformacije. V nekaterih primerih je lahko tudi začasna elastična deformacija omejena na določeno vrednost.

Dobro izveden stroj oziroma strojni element je rezultat tehtanja med dvema nasprotujočima zahtevama:

- Napetosti in deformacije, ki so posledica obremenitev strojnega dela, morajo biti manjše od dopustnih meja, ki še zagotavljajo funkcijo v času obratovanja.
- Napetosti in deformacije morajo biti čim bližje še dopustnim mejam, saj je v nasprotnem primeru strojni element ali cel stroj prevelik in zato tudi predrag.

Da bi proizvajalec stroja svojo nalogo rešil čim boljše, mora opraviti naslednje korake:

- Čim bolj natančno analizirati obremenitve strojnega dela ali stroja. Analiza nekaterih obremenitev lesno obdelovalnega stroja pogosto posega v strokovno področje lesarske tehnologije, zato ima poznavanje le te pomemben vpliv na dobro izvedbo stroja ali strojnega dela.
- Proizvajalec, oziroma konstruktor, mora čim bolj natančno analizirati vpliv obremenitev na napetosti v konstrukciji, deformacijo konstrukcije itd.. Analiza lahko zajema bolj ali manj natančne metode preračuna, ki jih lahko potrjujejo tudi meritve.
- Proizvajalec oziroma konstruktor mora optimirati dimenzije in obliko stroja ali strojnega dela.
- Proizvajalec mora izdelati stroj oziroma strojni del iz pravega materiala.

Uporabniku stroja seveda ni treba poznati vseh metod, ki jih je proizvajalec uporabil za razvoj in izdelavo stroja oziroma strojnega dela. Te metode temeljijo na nekaterih fizikalnih značilnostih, ki pa veljajo tudi v vsej dobi uporabe stroja. Uporabnik stroja mora te fizikalne značilnosti vsaj v osnovi poznati, da zna stroj varno in optimalno uporabiti.

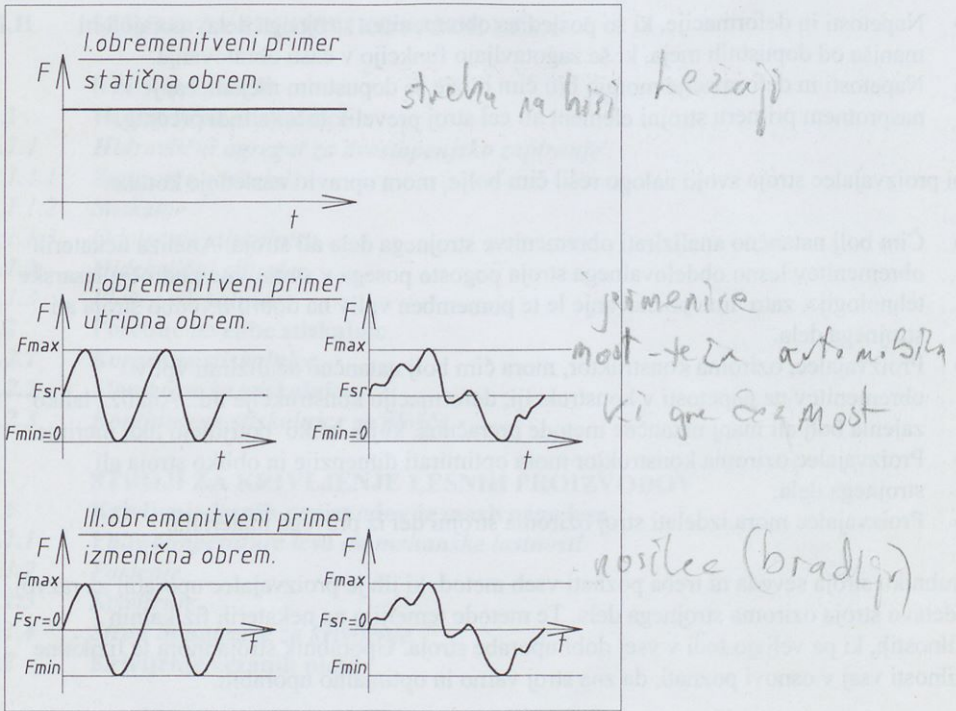
Najbolj pogoste okvare na stroju so:

- Lom strojnega dela zaradi enkratne prekoračitve porušitvene trdnosti materiala, iz katerega je izdelan strojni del.
- Trajna deformacija strojnega dela zaradi enkratne prekoračitve meje plastičnosti materiala, iz katerega je izdelan strojni del.

- Lom strojnega dela zaradi utrujanja materiala v primeru dinamičnih obremenitev, čeprav ni bila nikoli prekoračena niti meja elastičnosti, še manj pa porušitvena trdnost materiala.
- Poškodba obremenjene površine strojnega dela zaradi enkratne prekoračitve meje plastičnosti na tej površini.
- Obraba.

1.1 Časovni potek obremenitev

Da bi lažje razumeli opisane pojave moramo poznati značilnosti obremenitev. Stroj ali strojni deli so le izjemoma obremenjeni statično, torej tako, da je obremenitev ves čas enaka. Dejanske obremenitve se s časom lahko zelo spreminjajo. Govorimo o dinamični obremenitvi stroja. Časovni potek dinamičnih obremenitev je lahko periodičen ali naključen. Poljuben periodični časovni potek obremenitev strojnega dela lahko razporedimo v enega od treh glavnih obremenitvenih primerov.



Slika 1.1: Časovni potek obremenitev

Slika 1.1 prikazuje tri glavne možne načine časovnega poteka obremenitve.

Če se obremenitev s časom ne spreminja, govorimo o I. obremenitvenem primeru ali o statični obremenitvi. Primer take obremenitve je sila teže.

Če se obremenitev spreminja od neke zgornje največje vrednosti do najmanjše vrednosti, ki je enaka nič, govorimo o *II. obremenitvenem primeru* ali o utrpnih obremenitvah.

Če se obremenitev spreminja od neke zgornje največje vrednosti do najmanjše vrednosti, ki je po absolutni vrednosti enaka največji, po smeri delovanja pa obrnjena, govorimo o *III. obremenitvenem primeru* ali izmenični obremenitvi. V tem primeru je srednja vrednost obremenitve enaka nič.

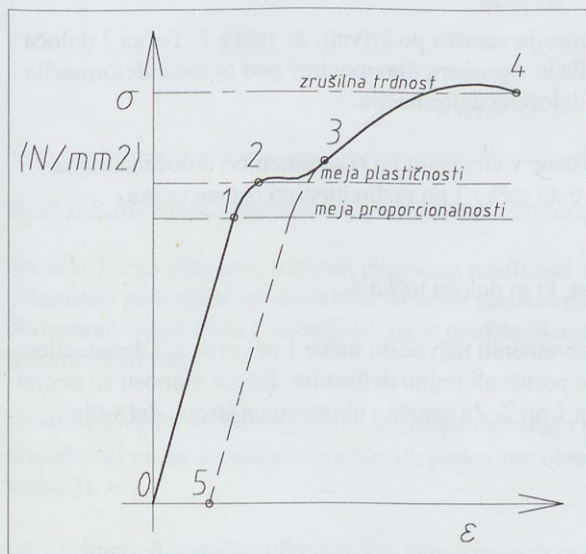
Dejanske obremenitve strojnih delov so pogosto bolj kompleksne. Časovni potek obremenitve predstavlja neka naključna funkcija. Z metodami statistične analize je pogosto mogoče določiti obremenitveni kolektiv, ki je značilen za presojo obratovalne trdnosti strojnega elementa in presojo obratovalne dobe do zloma.

1.2 Porušitev strojnega dela glede na naravo obremenitve

Izkušnje in mnoge sistematične raziskave so pokazale, da ima dinamična narava obremenitve odločujoč vpliv na nosilnost strojnega dela.

1.2.. Nosilnost strojnega dela v primeru statične obremenitve

Iz splošnega nauka o trdnosti je poznano, kako določen strojni del, izdelan iz jekla, prenaša statične obremenitve (I. obremenitveni primer).



Slika 1.2: Odvisnost med napetostjo in deformacijo

Na sliki 1.2 je prikazana znana odvisnost med napetostjo in deformacijo v primeru osne statične obremenitve za strojni del izdelan iz konstrukcijskega jekla. V primeru take obremenitve je napetost:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

kjer je σ napetost (N/mm²), F sila (N) in A površina preseka (mm²).

Specifična deformacija ε je:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

Δl je sprememba dolžine, l dolžina elementa.

Kot je razvidno iz slike, deformacija pod vplivom napetosti najprej raste linearno do točke 1, ki predstavlja mejo linearne sorazmernosti. To območje napetosti je področje elastičnih linearnih deformacij. Točka 1 definira mejo elastičnosti. V tem območju velja znana zveza med napetostjo in deformacijo, ki je poznana pod imenom Hookov zakon:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

E je elastični modul.

Če napetost naraste še nad točko 1 deformacija narašča po krivulji do točke 2. Točka 2 določa mejo plastičnosti materiala. To pomeni, da je v primeru obremenitev pod to mejo deformacija reverzibilna. Določeni napetosti ustreza določena deformacija.

V primeru obremenitve nad točko 2 pa ostane v elementu po razbremenitvi določena trajna deformacija. Tako v primeru obremenitve do točke 3 po razbremenitvi ostane trajna deformacija 0-5.

Do porušitve pride, če dosežemo napetost, ki jo določa točka 4.

Statično obremenjen strojni del smemo obremeniti največ do točke 1 oziroma 2. Obremenitev do te meje zagotavlja, da se strojni del ne poruši ali trajno deformira. Zaradi varnosti so strojni deli obremenjeni manj kot določata točka 1 ali 2. Za statično obremenjen strojni del velja:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{dop} = \frac{\sigma_{elast}}{\nu}$$

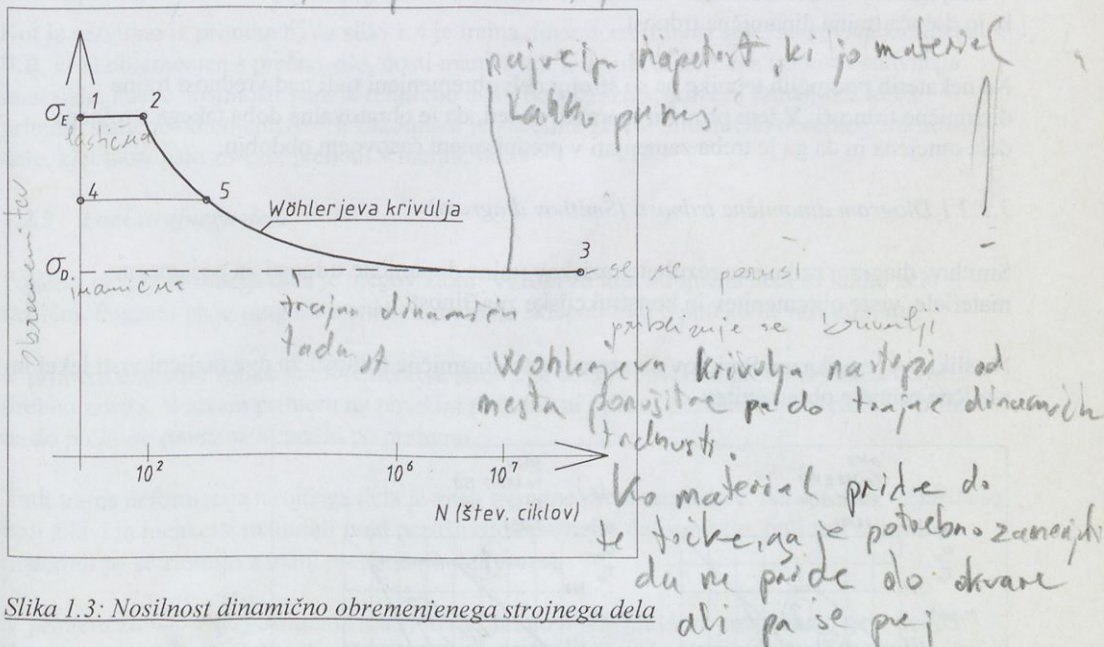
Dejanska napetost v strojnem delu ne sme presegati dopustne napetosti, ki je za faktor varnosti ν manjša od teoretične meje elastičnosti σ_{elast} . Faktor varnosti mora biti večji, če je določitev dejanskih obremenitev manj natančna, če je analiza napetosti in deformacij manj natančna, če je izdelava manj natančna, če so posledice porušitve bolj usodne, itd. Faktor varnosti ν se glede na povedano giblje v mejah od $\nu=1.5$ do 4, izjemoma tudi več.

Opisan princip dimenzioniranja velja tudi za druge vrste obremenitev in tudi za kombinacije različnih obremenitev.

1.2.2 Nosilnost strojnih delov v primeru dinamične periodične obremenitve

Mnoge sistematične raziskave so dokazale, da se nosilnost dinamično obremenjenega strojnega dela razlikuje od nosilnosti statično obremenjenega dela.

večja napetost - manj ponovitev



Slika 1.3: Nosilnost dinamično obremenjenega strojnega dela

Na sliki 1.3 so prikazani rezultati preizkusa nosilnosti določenega strojnega dela v primeru dinamične periodične obremenitve. Abscisa narisane grafa predstavlja število ponovitev obremenitvenega cikla. Na ordinati pa je predstavljena največja vrednost napetosti v posameznem ciklu.

Dinamično obremenjen strojni del, katerega največja vrednost napetosti je enaka meji elastičnosti σ_E , se po določenem številu ponovitev obremenitvenih ciklov poruši (ko doseže točko 2).

Če v primeru dinamične obremenitve največja vrednost napetosti dosega vrednost, ki jo predstavlja točka 4, potem tak strojni del prenese večje število obremenitvenih ciklov, vendar se prav tako poruši, ko število obremenitvenih ciklov doseže točko 5.

Krivulja 2-3, Wöhlerjeva krivulja, predstavlja torej mejo porušitve v narisanim diagramu. Nižja kot je napetost, večje število ponovitev obremenitvenih ciklusov prenese strojni del do porušitve.

Iz diagrama je razvidno, da postane krivulja 2-3 pri zelo velikem številu ponovitev obremenitvenega ciklusa vzporedna z absciso. Torej lahko definiramo vrednost σ_D kot *trajno dinamično trdnost* materiala, torej tisto dovoljeno maksimalno vrednost obremenitve, ki jo določen strojni del prenese brez porušitve ne glede na število ponovitev obremenitvenega ciklusa.

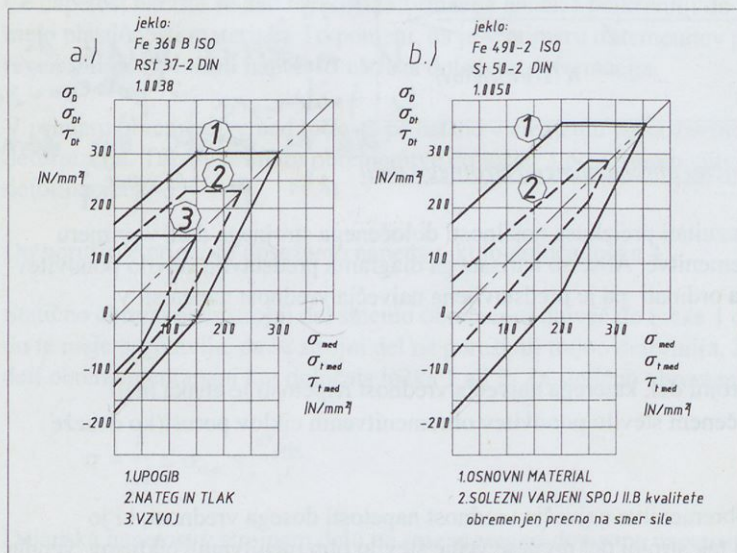
V strojogradnji dimenzioniramo dinamično obremenjene strojne dele praviloma le do napetosti, ki jo določa trajna dinamična trdnost.

Na nekaterih področjih tehnike pa so strojni deli obremenjeni tudi nad vrednost trajne dinamične trdnosti. V tem primeru moramo vedeti, da je obratovalna doba takega strojnega dela omejena in da ga je treba zamenjati v predpisanem časovnem obdobju.

1.2.2.1 Diagram dinamične trdnosti (Smithov diagram)

Smithov diagram prikazuje rezultate raziskav trajne dinamične trdnosti za posamezne materiale, vrste obremenitev in konstrukcijske značilnosti.

Na sliki 1.4 je prikazan Smithov diagram trajne dinamične trdnosti za dve različni vrsti jekel in različne primere obremenitev.



Slika 1.4: Smithov diagram trajne dinamične trdnosti

V diagram so podatki raziskav vneseni tako, da na absciso nanašamo srednjo vrednost napetosti in tako opišemo dinamični karakter obremenitve. Srednja vrednost napetosti je definirana z enačbo:

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Zgornja črta definira največjo napetost σ_{max} , spodnja pa najmanjšo napetost σ_{min} za vsako vrednost srednje napetosti σ_{med} . Iz diagrama je torej mogoče enostavno določiti trajno dinamično trdnost za primer statične, utripne, izmenične obremenitve in za vsak vmesni primer.

Kot je razvidno iz primera b) na sliki 1.4 je trajna dinamična trdnost soležnega vara kvalitete II.B, ki je obremenjen s prečno silo, dosti manjša kot je trajna dinamična trdnost osnovnega materiala. Padec nosilnosti vara je relativno dosti bolj izrazit v primeru izmenične kot v primeru statične obremenitve. Ta zakonitost je značilna za vse dinamično obremenjene strojne dele, kjer nastopajo zarez, prehodi v merah, itd.

1.2.3 Lom strojnega dela

Pogosta okvara strojnega dela je njegov zlom. Vzroki za lom strojnega dela so lahko zelo različni. Pogosto pa je mogoče z analizo preloma sklepati tudi o poteku in vzroku loma.

V primeru enkratne velike preobremenitve strojnega dela je površina preloma enakomerno drobno zrnata. V takem primeru na površini preloma ni opaziti posebnosti, seveda le v primeru, če do poškodb površine ni prišlo po prelomu.

Tudi trajna deformacija strojnega dela je znak trenutne preobremenitve. Na splošno velja, da se bolj žilavi in mehkejši materiali pred porušitvijo opaznejše deformirajo, bolj trdi in krhki materiali pa se zlomijo z manj predhodnih deformacij.

V primeru zloma zaradi utrujanja materiala je del površine preloma pogosto zglajen, del pa drobno zrnat. Zglajen del preloma označuje poškodbo in prelom, ki se je zgodil pred zadnjim dokončnim prelomom in odpovedjo funkcije strojnega dela. Drobno zrnat enakomeren del preloma pa označuje del površine, ki se je zlomil v zadnjem dokončnem zlomu. Pogosto lahko na zglajenem delu opazimo več stopenj predhodnega loma, kar dokazuje, da je med pojavom prve razpoke in dokončnim prelomom strojnega dela minilo kar nekaj časa. Iz tega lahko povzamemo, da je nastale razpoke včasih mogoče pravočasno odkriti in tak strojni del tudi pravočasno zamenjati.

2 ELEMENTI ZA ZVEZE

Za stalno ali razstavljivo zvezo dveh ali več strojnih delov služijo elementi za zveze.

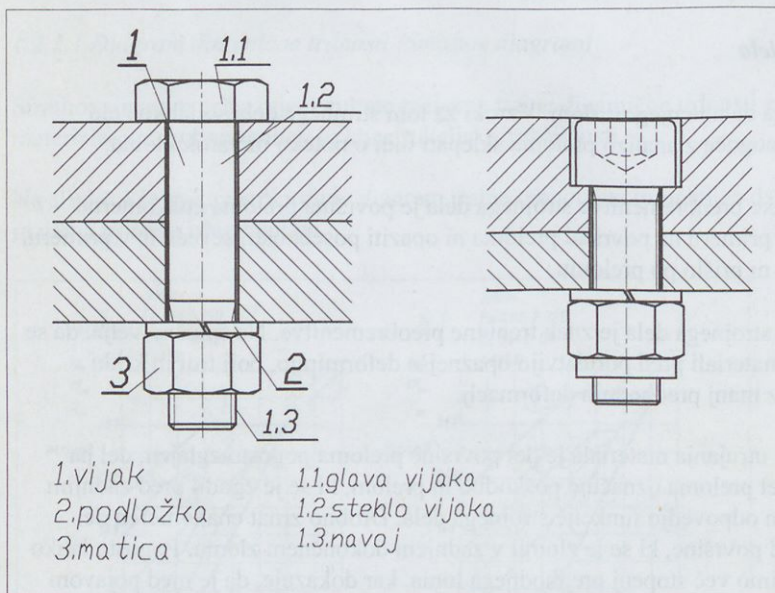
Vijak in vijačna zveza v različnih izvedbah sta tipična strojna elementa za različne razstavljive zveze v strojogradnji.

Varjene, kovičene in lotane zveze služijo za stalno zvezo različnih sestavnih delov, ki sestavljajo določen strojni del.

Gredne vezi so posebni strojni elementi, ki služijo za prenos vrtilnega momenta iz gredi na pesto.

2.1 Vijak in vijačna zveza

Vijak je zelo razširjen element razstavljive zveze dveh strojnih delov. Na sliki 2.1 je prikazana tipična vijačna zveza.



Slika 2.1: Vijačna zveza

Elementi vijačne zveze so : vijak (poz.1), matica (poz.3) in podložka (poz.2).

Vijak ima glavo vijaka (poz.1.1), steblo (poz.1.2), z izdelanim zunanjim navojem (poz.1.3). V izvrtino matice je izdelan notranji navoj. Vzmetna podložka preprečuje odvijanje vijačne zveze. Odvijanje matice preprečujemo lahko še z izvedbo samovarovane matice s plastičnim vložkom, s kronsko matico in razcepko, podložko z jezikom, z dvema maticama, itd.

Dimenzije in oblike vijakov, matic in podložk se razlikujejo in so predpisane v standardih za posamezne vrste vijakov.

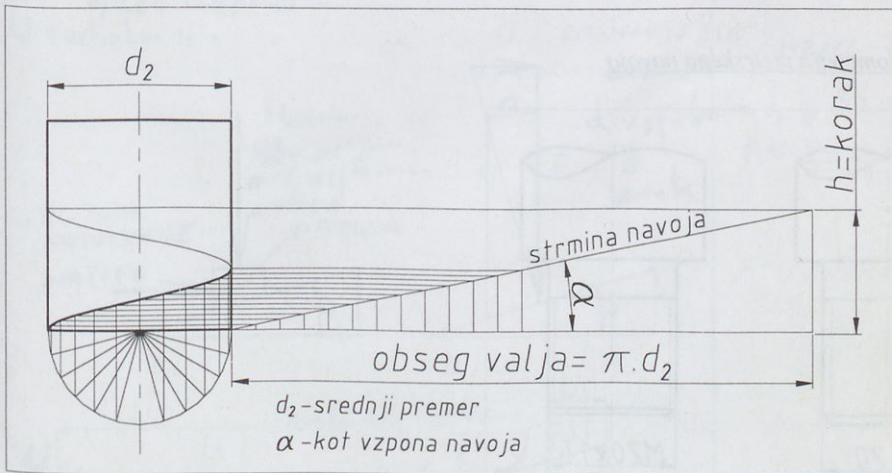
2.1.1 Navoj

Značilen element vijaka je *navoj*. Navoj dobimo, če po *vijačnici* ovijemo trikotni, kvadratni, trapezasti, žagasti, obli ali kak drug profil.

Vijačnica ali navojnica je prostorska krivulja, ki jo dobimo, če na valj narišemo poševnico pod nagibnim kotom α .

Na sliki 2.2 je prikazana konstrukcija vijačnice. Če navijemo poševnico v desno, dobimo desni navoj, če navijemo poševnico v levo, pa levi navoj.

Če navoj izdelamo na valj (čep), dobimo zunanji navoj, če pa izdelamo navoj v izvrtino, pa notranji navoj.



Slika 2.2: Konstrukcija vijačnice ali navojnice

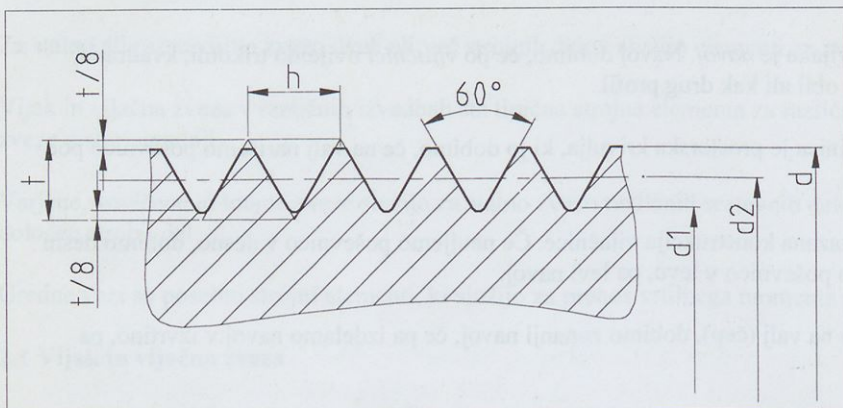
Glede na profil, ki ga pomikamo po vijačnici, dobimo različne vrste navojev.

2.1.1.1 Metrski navoj

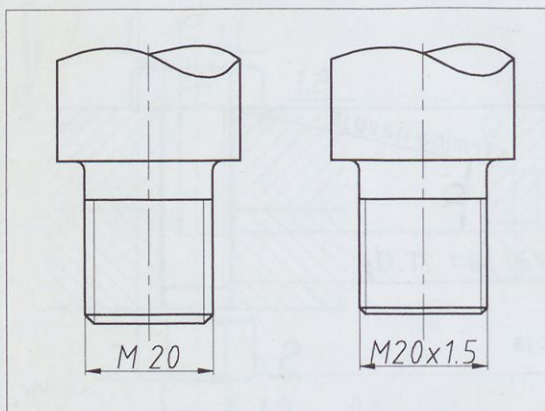
Za večino vijakov v uporabi je značilen metrski navoj. Geometrijo metrskega navoja določa standard in je prikazana na sliki 2.3.

Osnova metrskega navoja je enakostranični trikotnik, ki ima vrh prirezan v višini $1/8$, v korenu pa je profil zaokrožen. Korak profila h je enak dolžini stranice enakostraničnega trikotnika, ki tvori profil. Dimenzije: h - korak navoja, d - zunanji premer navoja, d_2 - srednji ali kinematični premer navoja in d_1 - premer jedra vijaka, so določene s standardom za posamezno velikost vijaka.

Poznamo normalni metrski navoj in več vrst dodatnih metrskih navojev, pri katerih je korak navoja h manjši kot pri normalnem metrskem navoju. Na sliki 2.4 je prikazan primer kotiranja metrskega navoja na delavniški risbi.



Slika 2.3: Geometrija metrskega navoja



Slika 2.4: Kotiranje metrskega navoja na risbi

Črka M in številčna oznaka dimenzije zadoščata za oznako normalnega metrskega navoja. Za metrski navoj, ki ima manjši korak od normalnega, je potrebno v oznako zapisati še korak navoja.

2.1.1.3 Druge vrste navojev

Poleg metrskih so v rabi tudi še druge vrste navojev. Standardi za posamezne vrste predpisujejo geometrijske značilnosti teh vrst. Nekaj najbolj pogostih vrst navojev je še:

Cevni ali Whitworthov navoj

Osnova profila je definirana z enakokrakim trikotnikom, kotom na vrhu trikotnika 55° in višino prirezanega vrha trikotnika v dimenziji $1/6$ višine trikotnika. Označimo ga z veliko črko R in oznako dimenzije v colah.

Na primer: $R 1\ 1/2$

Trapezni navoj

Osnova profila je definirana s simetričnim trapezom. Označimo ga z oznako *Tr* in dimenzijo. Na primer: *Tr 30x6* označuje trapezni navoj z zunanjim premerom $d = 30\text{mm}$ in korakom navoja $h = 6\text{mm}$.

Žagasti navoj

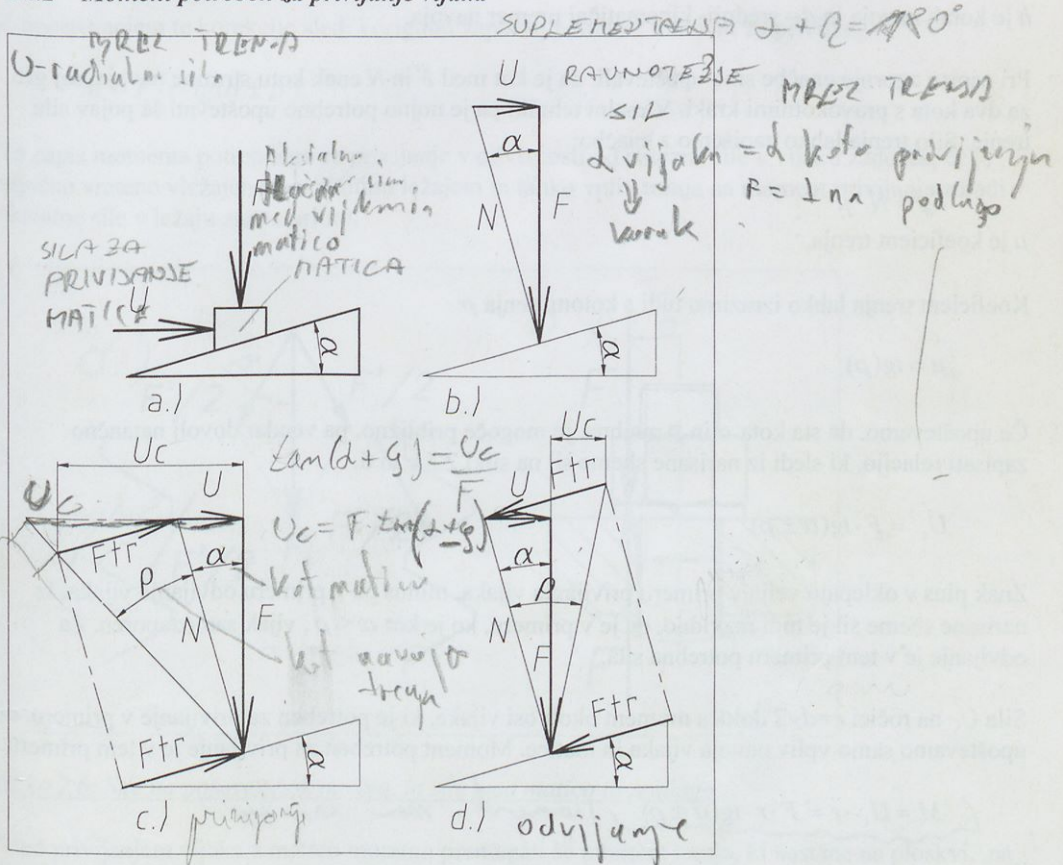
Osnova profila je definirana z nesimetričnim trapezom. Označimo ga z oznako *S* in dimenzijo. Na primer: *S 40x7* označuje trapezni navoj z zunanjim premerom $d = 40\text{mm}$ in korakom navoja $h = 7\text{mm}$.

itd.

Premerujočemu moment in trake

KOTA STA ENAKA ali

2.1.2 Moment potreben za privijanje vijaka



Slika 2.5: Sile na navoju vijaka

$\alpha \angle \rho$ - sumo zuporn

Pogosto je potrebno poznati odvisnost med natezno aksialno silo v vijaku in potrebnim momentom, s katerim moramo priviti matico vijaka, da zagotovimo potrebno aksialno silo. Za analizo te odvisnosti nam služijo prikazi na sliki 2.5.

Navoj je na sliki predstavljen v obliki strmine. Matica je breme, ki se pomika po strmini navzgor v primeru privijanja vijaka in po strmini navzdol v primeru odvijanja vijaka. Aksialna oziroma natezna sila v vijaku je označena s F . Za pomik bremena po strmini je potrebna sila U . Na sliki 2.5 b je narisano razmerje med silo U in F , če pri takem gibanju po strmini ne bi bilo nobenega trenja. Rezultanta obeh sil N je v tem primeru pravokotna na strmino in bi tako lahko zapisali sledečo relacijo med obema silama:

$$U = F \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \quad \tan \alpha = \frac{U}{F}$$

Kot strmine navoja α je vedno mogoče enostavno določiti iz znane geometrije navoja. Velja:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{h}{\pi \cdot d_2}$$

h je korak navoja in d_2 - srednji- kinematični premer navoja.

Pri zapisu zgornje enačbe smo upoštevali, da je kot med F in N enak kotu strmine navoja, saj gre za dva kota s pravokotnimi kraki. V realni tehniki pa je nujno potrebno upoštevati še pojav sile trenja. Silo trenja lahko zapišemo z enačbo:

$$F_{tr} = N \cdot \mu$$

μ je koeficient trenja.

Koeficient trenja lahko izrazimo tudi s kotom trenja ρ :

$$\mu = \operatorname{tg}(\rho)$$

Če upoštevamo, da sta kota α in ρ majhna, je mogoče približno, pa vendar dovolj natančno zapisati relacijo, ki sledi iz narisane sheme sil na sliki 2.5 c in d.

$$U_c = F \cdot \operatorname{tg}(\alpha \pm \rho)$$

Znak plus v oklepaju velja v primeru privijanja vijaka, minus pa v primeru odvijanja vijaka. Iz narisane sheme sil je tudi razvidno, da je v primeru, ko je kot $\alpha < \rho$, vijak samozaporen. Za odvijanje je v tem primeru potrebna sila.

Sila U_c na ročici $r = d_2/2$ določa moment okoli osi vijaka, ki je potreben za privijanje v primeru, da upoštevamo samo vpliv navoja vijaka in matice. Moment potreben za privijanje je v tem primeru:

$$M = U_c \cdot r = F \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha \pm \rho) \quad \text{Moment na vijaku}$$

Če imamo opraviti z žagastim navojem, je aksialna sila v vijaku F tudi dejansko tista sila, ki deluje na stično ploskev navoja matice in vijaka. V primeru navoja s poševnim profilom pa moramo upoštevati, da se dejanska sila na bok profila poveča. Posledica je tudi povečano trenje na boku profila. Razmere so razvidne na sliki 2.6.a. Dejanska sila na bok profila navoja je v tem primeru:

$$F' = \frac{F}{\cos(\beta)}$$

β je kot poševnosti boka profila navoja.

Zaradi povečane sile na poševni bok navoja se poveča trenje. To povečanje lahko upoštevamo tako, da popravimo koeficient trenja. Velja torej:

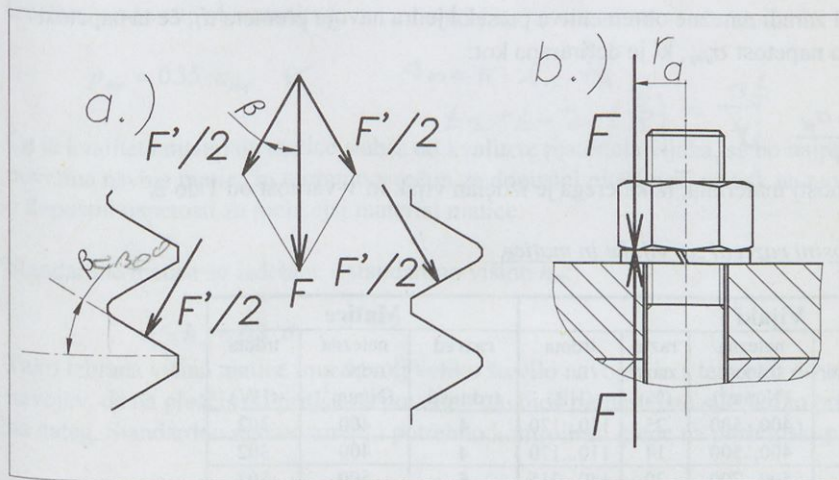
$$\mu' = \frac{\mu}{\cos(\beta)} \text{ in}$$

$$\rho' = \frac{\rho}{\cos(\beta)}$$

Z upoštevanjem te korekcije sledi korigiran zapis za potreben moment za privijanje:

$$M = F \cdot r \cdot \text{tg}(\alpha \pm \rho')$$

Ta zapis momenta potrebnega za privijanje v odvisnosti od natezne sile v vijaku zadošča, če je vijakačno vreteno vlečajeno z aksialnim ležajem in lahko vpliv trenja na moment privijanja zaradi aksialne sile v ležaju zanemarimo.



Slika 2.6: Sile na poševen bok navoja in sile med matico in podlago

Med privijanjem vijaka z matico moramo premagati še moment trenja, ki nastane na ploskvi, na kateri matica pritiska na podlago. Normalna sila, katere posledica je trenje, je aksialna sila v vijaku F . Iz slike 2.6.b je razviden celoten moment trenja na stični ploskvi med matico in podlago:

$$M_o = F \cdot r_a \cdot \mu_o$$

- zaradi pritiskne sile na matico

r_a je srednji radij stične ploskve med matico in podlago in μ_a je koeficient trenja na stični ploskvi med matico in podlago.

Tako lahko zapišemo celoten moment, ki je potreben za privijanje ali odvijanje vijaka kot:

moment
trevoja

$$M = F \cdot r \cdot \tan(\alpha \pm \rho') + F \cdot r_a \cdot \mu_a$$

2.1.2 Nosilnost vijakov

Obremenitev vijaka je odvisna od izvedbe vijačne zveze. V naslednjem poglavju sta predstavljeni dve najbolj preprosti vijačni zvezi in trdnostne lastnosti obeh zvez.

2.1.3.1 Osno obremenjena vijačna zveza

Če privijemo vijak v navoj matice ali posebej izdelan notranji navoj na nekem ohišju in ta vijak šele nato obremenimo z osno (natezno) silo, nastopi v jedru vijaka napetost zapisana z naslednjo enačbo:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_{dop} \quad \checkmark$$

Vijak se bo porušil zaradi natezne obremenitve preseka jedra navoja premera d_1 , če ta napetost prekorači dopustno napetost σ_{dop} , ki je definirana kot:

$$\sigma_{dop} = \frac{0.6 \cdot \sigma_{pl}}{\nu} \quad \checkmark$$

σ_{pl} je meja plastičnosti materiala, iz katerega je izdelan vijak in ν -varnost od 1 do 2.

Tabela 2.1: Trdnostni razredi za vijake in matice

Vijaki					Matice		
razred	meja	natezna	razte	trdota	razred	natezna	trdota
trdnosti	plastičnosti	trdnost	znost	(HB)	trdnosti	trdnost	(HV)
	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(%)			(N/mm ²)	
4.6	240	400...500	25	110...170	4	400	302
4.8	320	400...500	14	110...170	4	400	302
5.6	300	500...700	20	140...215	5	500	302
5.8	400	500...700	10	140...215	5	500	302
6.6	360	600...800	16	170...245	6	600	302
6.8	400	600...800	8	170...245	6	600	302
6.9	540	600...800	12	170...245	6	600	302
8.8	640	800...1000	12	225...300	8	800	302
10.9	900	1000...1200	9	280...370	10	1000	353
12.9	1080	1200...1400	8	330...440	12	1200	353
14.9	1260	1400...1600	7	400...510	14	1400	380

Kakovostni vijaki in matice so razvrščeni v razrede trdnosti, kot je prikazano v tabeli 2.1.

Industrijsko izdelani vijaki imajo na glavi vijaka vkovano oznako o razredu trdnosti. V tabeli 2.1 vidimo, da so razlike v nosilnosti vijakov za različne razrede zelo velike.

Porušitev zaradi prevelike natezne sile pa ni edina možnost, da se vijak pokvari. Pogosta poškodba preveč obremenjenega vijaka je poškodba njegovega navoja. Do take poškodbe pride, če je ploščinski pritisk na navojih vijaka prevelik, večji od dovoljenega.

$$p = \frac{F}{i \cdot A_n} \leq p_{dop}$$

i je število navojev, ki nosijo in A_n je površina enega navoja

$$A_n = \pi \cdot d_2 \cdot t_2$$

t_2 je višina navoja v prijemu. Za metrski navoj velja:

$$t_2 = t - 2 \cdot (t/8) = \frac{3 \cdot t}{4}$$

Dopustni ploščinski pritisk na navoju vijaka je odvisen od vrste materiala, iz katerega je le ta izdelan in od vrste obremenitve:

$$p_{dop} = 0.35 \cdot \sigma_{dop} \quad \checkmark$$

OBSEG ENEGA NAVOJA

$$A_n = \pi \cdot d_2 \cdot t_2$$

$$t_2 = t - 2 \cdot \left(\frac{t}{8}\right) = \frac{3t}{4}$$

Če je kvaliteta materiala matice slabša od kvalitete materiala vijaka, se bo najprej poškodovala površina navoja matice in moramo v račun za dopustni ploščinski pritisk na navoju vnesti podatek o dopustni napetosti za mehkejši material matice.

Standardne matice so izdelane s standardno višino h_m :

$$h_m = 0.8 \cdot d \quad \checkmark$$

Tako izbrana višina matice ima dovolj veliko število navojev in s tem tudi dovolj veliko površino navojev, da na ploščinski pritisk na površino navojev prenese isto silo kot jo prenese jedro vijaka na nateg. Standardno matico torej ni potrebno kontrolirati glede na ploščinski pritisk.

2.1.3.2 Vijaki priviti pri osni sili F

Vijaki v vijačnih zvezah so običajno priviti pod obremenitvijo s silo F . Poleg osne natezne obremenitve se v takih vijakih pojavi še torzijska napetost zaradi momenta, s katerim privijamo vijak. Ta dodatna torzijska napetost je:

$$\tau = \frac{M}{W_p} \quad \checkmark$$

M je torzijski moment zaradi privijanja vijaka pod obremenitvijo in je:

$$M = F \cdot r \cdot \tan(\alpha + \rho') \quad \checkmark$$

W_p - polarni odpornostni moment. Za okrogel presek jedra vijaka je:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}$$

Za porušitev vijaka je v tem primeru odločilna primerjalna napetost. Torej:

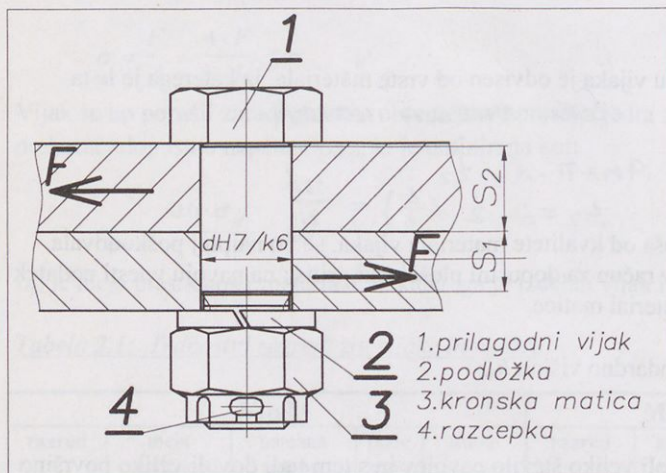
$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{dop} \quad \checkmark$$

Če skupen vpliv osne in torzijske obremenitve jedra vijaka prekorači dopustno napetost, se vijak poruši.

2.1.4 Prilagodni vijaki

Poseben element za zvezo dveh delov je prilagodni vijak. Služi za centriranje več delov med sabo.

Steblo in luknja prilagodnega vijaka sta izdelana v predpisani toleranci in tvorita prehoden ujem, kot je razvidno na sliki 2.7.



Slika 2.7: Prilagodni vijak

Prilagodni vijaki so obremenjeni na strig.:

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot z} \leq \tau_{dop}$$

z je število prilagodnih vijakov v zvezi (običajno $z=1$).

$\tau_{dop}=0,42 \sigma_{pl}$ – za mirujočo obremenitev, $\tau_{dop}=0,3 \sigma_{pl}$ – za utripno obremenitev in $\tau_{dop}=0,16 \sigma_{pl}$ – za izmenično obremenitev.

Ploščinski pritisk med stebлом vijaka in luknjo mora tudi biti v določenih mejah, sicer pride do poškodb stične površine mehkejšega od obeh materialov.

$$p = \frac{F}{z \cdot d \cdot s_1} \leq p_{dop}$$

Pri tem s_1 označuje višino manjše stične ploskve.

Dopusten ploščinski pritisk pa je:

$$p_{dop} \approx 2 \cdot \tau_{dop}$$

2.2 Varjeni spoji

Varjeni spoji spadajo v skupino nerazstavljivih zvez dveh ali več konstrukcijskih delov. Spojitev nastane s taljenjem in zlitjem materiala ali pa z mehčanjem s toploto in stiskanjem materiala. Zvar imenujemo ves material spoja, ki se je pri varjenju stalil ali zmehčal.

Varjene konstrukcije zavzemajo v strojogradnji vse večji pomen. Na področju jeklenih konstrukcij so varjene jeklene konstrukcije izpodrinile kovičene jeklene konstrukcije. Na področju proizvodnje strojev, še posebej pri unikatni in maloserijski proizvodnji, pa so v veliki meri izpodrinile lite konstrukcije. Varjen podstavek lesnoobdelovalnega stroja je lahko pri isti togosti tudi do 50 % lažji od ulitega. Za male serije je izdelava modelov in postopek ulivanja dražji in daljši kot postopek varjenja.

2.2.1 Značilnosti varilnih postopkov

V postopku varjenja dveh delov moramo konce varjenih delov najprej pripraviti, nato staliti z enim od virov toplote (plamensko, elektroobločno,...) dodati staljeni dodajni material in po varjenju zvar pogosto še toplotno in mehansko obdelati.

Varimo lahko:

- ročno,
- ročno z mehaniziranim dodajanjem varilne žice,
- delno avtomatsko: varilec varjenje spremlja, kontrolira, korigira,
- avtomatsko: strežnik vodi varjenje, ki poteka po predpisanem programu, kontrola in korekcija sta samodejni in
- varjenje na varilnih robotih, ki delujejo po programu in so lahko opremljeni tudi s senzorji za kontrolo in korekcijo.

2.2.1.1. Plamensko varjenje

Pri postopku plamenskega varjenja uporabimo za taljenje toploto sproščeno pri neposrednem izgorevanju gorilnega plina in kisika. Istočasno s taljenjem varjenih koncev talimo tudi dodajalno žico. Raztaljen material varilne žice zapolni manjkajoči volumen varjenega spoja. Plini, ki nastanejo pri gorenju, so nevtralni in med varjenjem preprečujejo dostop kisika do taline, oksidacijo taline in s tem dodatno oslabitev varjenega spoja.

Postopek je primeren za varjenje vseh vrst jekel, zlasti za varjenje manjših dimenzij. Variti je mogoče v vseh položajih. V primerjavi z drugimi postopki je manj produktiven.

2.2.1.2 Ročno elektroobločno varjenje

Pri tem postopku se varjenec in dodajni material talita v območju elektroobločnega plamena med elektrodo in varjencem. V obloku je dosežena temperatura okoli 3500°C. Sredica elektrode je kovinska in predstavlja dodajni material. Plašč elektrode je sestavljen iz različnih mineralnih in drugih snovi. Med varjenjem se plašč tali skupaj s jeklenim jedrom in tvori žlindro, ki prekrije talino v zvaru in na ta način preprečuje oksidacijo raztaljene kovine. Posamezne sestavine v plašču elektrode pa dodatno vplivajo na bolj mirno taljenje elektrode, boljše taljenje osnovnega materiala in na ta način na kvaliteto vara.

Oprema za ročno obločno varjenje je sorazmerno cenena in razširjena. Za ročno obločno varjenje je potreben generator istosmerne ali izmeničnega toka napetosti nekaj deset voltov. Elektrodo vpenjamo v posebne varilne klešče. Potrebno je le še skleniti tokokrog med varjencem, generatorjem, elektrodo in preko obločnega plamena ponovno z varjencem. Zaradi močne svetlobe obloka je seveda nujna tudi posebna varilna zaščitna maska z ustreznim atestiranim zaščitnim temnim steklom za zaščito oči varilca.

S tem postopkom lahko varimo vse vrste jekel, v vseh položajih in tudi debelinah do 40 mm. Ker je postopek z oplaščenimi elektrodami manj produktiven, ga pri varjenju v industriji nadomeščajo drugi postopki, ki tudi uporabljajo elektrooblok.

2.2.1.3 Varjenje v zaščitnem plinu CO₂ (MAG)

Ta postopek predstavlja produktivnejši način varjenja z elektrooblokom. Zaščito pred korozijo staljene kovine dosežemo z dovajanjem plina CO₂ nad zvar. Tako po varjenju ni potrebno odstranjevati zaščitne plasti žlindre. Dodajanje varilne žice teče samodejno iz posebnega bobna za varilno žico. Postopek je primeren za varjenje nelegiranih in malo legiranih jekel v vseh varilnih položajih.

Podoben je varilni postopek, ko je oblok zaščiten z inertnim plinom - argonom (MIG). S tem postopkom je mogoče variti tudi visoko legirana avstenitna jekla.

2.2.1.4 Varjenje pod praškom

Pri tem postopku oblok gori pod praškom, ki zaščiti talino in nanjo metalurško vpliva. Postopek je primeren za varjenje v vodoravnem položaju, v žlebu. Varilna naprava omogoča samodejno pomik varilnega aparata in dodajanje praška.

2.2.1.5 Uporovno ali obžigalno varjenje

Pri tem postopku zvarjenca nastavimo čelno v lahek dotik. Pod vplivom električnega toka se konca segrejeta, zažarita in zmeščata do testastega stanja. Nato oba konca stisnemo in ju na ta način zvarimo. V zvarjenem delu se oblikuje greben, ki ga lahko potem odbrusimo. Struktura kovine v takem zvaru je najbližja prvotni strukturi osnovnega valjanega materiala. Ker je taka struktura bolj drobnozrnata kot lita struktura klasičnega zvara, so tudi mehanske lastnosti takega zvara boljše. Postopek je v rabi za varjenje listov tračnih žag.

2.2.1.6 Drugi postopki varjenja

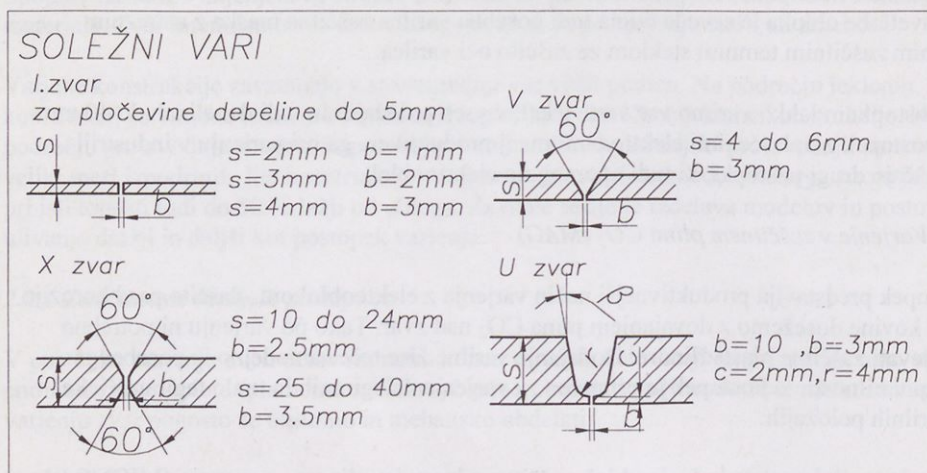
V rabi so še drugi postopki varjenja. Za tanke pločevine se uporablja točkovno in kolutno varjenje. Za posebne tehnologije in materiale se uporablja še varjenje v plazmi in lasersko varjenje.

2.2.2 Varjeni spoji - konstrukcijske izvedbe

Konstrukcijsko so varjeni spoji lahko različni. Poznamo dve glavni skupini varjenih spojev:

- soležne varjene spoje in
- T - varjene spoje.

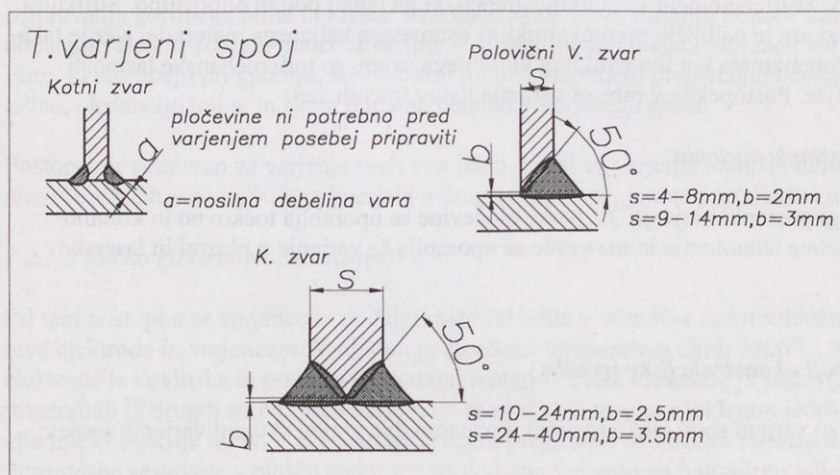
2.2.2.1 Soležni varjeni spoji



Slika 2.8: Soležni vari

Na sliki 2.8 so prikazane glavne izvedbe soležnih varjenih spojev. Risba prikazuje način priprave pločevine pred varjenjem. Za debeline pločevin nad 4 mm je potrebno pločevino ob varu pred varjenjem primerno pripraviti, tako kot je razvidno na sliki 2.8. Le tako omogočimo dostop elektrode do korena vara in dobro prevaritev tega korena. Seveda je treba manjkajoči volumen v pripravljeno vrzeli nato zapolniti z dodatnim materialom elektrode. Izbiro prave variante določa v prvi vrsti debelina varjene pločevine in možnost dostopa do varilnega mesta.

2.2.2.2 T - varjeni spoji



Slika 2.9. T - varjeni spoji

Slika 2.9 prikazuje konstrukcijske izvedbe varjenih spojev v T izvedbi.

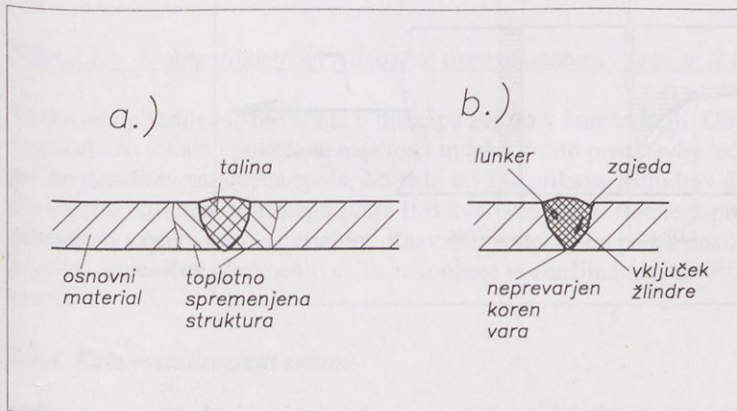
Najcenejši in zelo pogost T spoj je izvedba s kotnim zvarom, ker pločevine ni treba predhodno pripraviti. Kot je razvidno na sliki, pa pri tem načinu varjenja rebro ni v celoti prevarjeno. Nепrevarjeni material na sredini debeline pločevine rebra predstavlja značilno zarezo v spoju. Kotni zvar je primeren način za varjenje reber na osnovno konstrukcijo, tam kjer napetosti niso posebej visoke in torej v primeru, ko privarimo rebra zaradi povečanja togosti in stabilnosti konstrukcije.

Ob večjih obremenitvah je treba spojno mesto v celoti prevariti in v tem primeru uporabimo polovični V - zvar ali pa predvsem za debelejšje pločevine K - zvar, če je seveda mogoč dostop iz obeh strani.

2.2.3 Struktura zvara

Za zvar je značilna lita struktura, ki je nastala po strditvi stopljenega osnovnega in dodajnega materiala. Ta struktura se običajno razlikuje od do neke mere usmerjene strukture materiala, ki ga sicer varimo, in ki je posledica mehanske in včasih tudi toplotne obdelave osnovnega materiala. Kristali v liti strukturi so večji in po strukturi drugačni kot so kristali v varjenem materialu. To je glavni razlog, da so mehanske lastnosti varjenega spoja drugačne od osnovnega materiala.

Med procesom varjenja pride v neposredni bližini vara zaradi pregrevanja osnovnega materiala do prekrystalizacije in po ohlajanju do notranjih napetosti na meji tega območja. To je drugi razlog za slabše mehanske lastnosti varjenega spoja.



Slika 2.10: Značilnosti strukture vara

Obe opisani napaki varjenega mesta pa lahko s postopkom toplotne obdelave popravljamo (žarjenje za odstranjevanje notranjih napetosti po varjenju).

Kot je razvidno na sliki 2.10 b ostane po varjenju izboklina na temenu in korenu vara. Pogoste so tudi napake varjenja kot so:

- neprevarjen koren zvara,

- zajeda ob temenu zvara,
- vključek žlindre v zvaru in
- lunker v zvaru.

Vse te geometrijske napake varjenega spoja predstavljajo zarezo v konstrukciji in s tem mesto povečanih lokalnih napetosti. Vpliv te zareze na nosilnost konstrukcije je še večji v primeru dinamične obremenitve. Govorimo o zarezem učinku takega mesta.

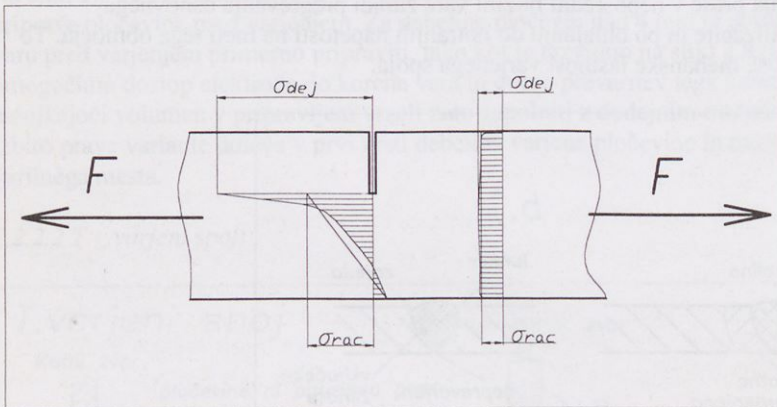
2.2.3.1 Zarezni učinek

Na sliki 2.11 je prikazan vpliv zareznega učinka na natezno obremenjen pločevinast trak z zarezo. Če je trak dovolj dolg, se na poljubnem prerezu dovolj daleč od zareze natezna obremenitev porazdeli po vsej širini. Tako lahko zapišemo, da je računski natezni obremenitev kar :

$$\sigma_{rac} = \frac{F}{A}$$

F je natezna sila in A je površina preseka traku.

Na risbi je prikazano, da je dejanska izmerjena napetost dovolj blizu tako izračunane napetosti.

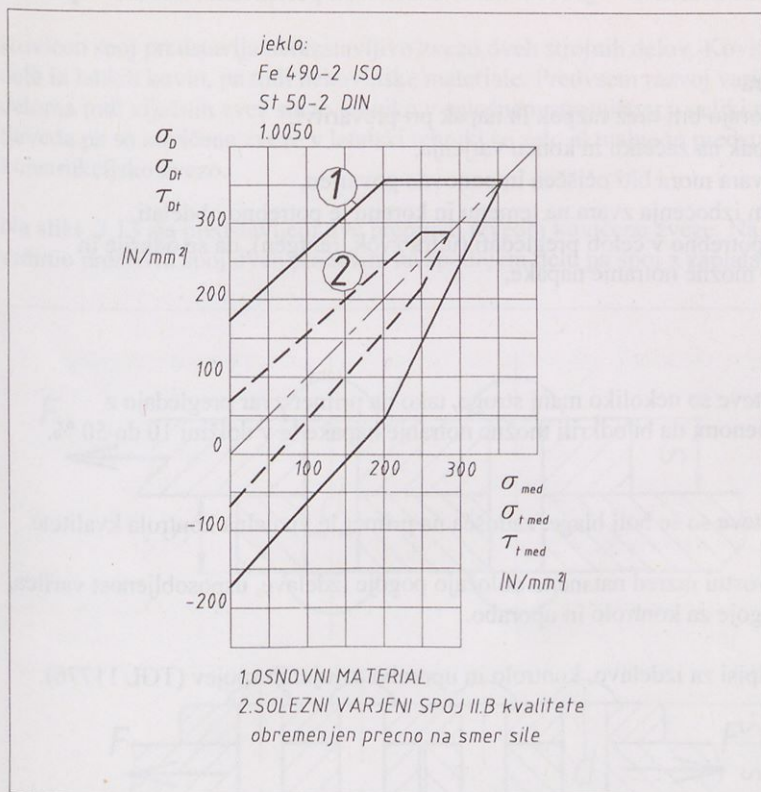


Slika 2.11: Zarezni vpliv

V zarezi je računski skupni napetost kombinacija natezne obremenitve in dodatnega upogiba. Na risbi je prikazano tudi, da so izmerjene dejanske napetosti v dnu zareze precej večje kot izračunane. Govorimo o zarezem učinku, torej o povečanju dejanske napetosti v dnu zareze. To povečanje lahko opišemo s faktorjem zareznega učinka β . Torej je dejanska napetost v dnu zareze:

$$\sigma_{dej} = \beta \cdot \sigma_{rac}$$

σ_{dej} je dejanska napetost, β je faktor zareznega učinka ($\beta=1$ do 5) in σ_{rac} je računski napetost.



Slika 2.12: Trajna dinamična trdnost za osnovni material in zvar II.B kvalitete

Vsaka od opisanih napak vara je v principu zarez v konstrukciji. Ob taki zarezi lahko pričakujemo lokalno povečane napetosti in tako mesto predstavlja točko, v kateri se lahko prične porušitev varjenega spoja. Na sliki 2.12 je prikazan Smidov diagram za trajno dinamično nosilnost soležnega zvara II.B kvalitete obremenjenega prečno na smer sile v primerjavi z osnovnim materialom. Razviden je dokajšen padec nosilnosti vara, še posebej v primeru izmenične obremenitve. Ta zakonitost je značilna tudi za ostale vrste in kvalitete zvarov.

2.2.4 Kakovostni razredi zvarov

Da zagotovimo potrebno kakovost in zanesljivost varjenih konstrukcij, različni standardi razvrščajo kvaliteto zvarov v različne kakovostne razrede. Posameznemu kakovostnemu razredu so predpisani način priprave varjencev pred varjenjem, pogoji izdelave, način kontrole kakovosti, usposobljenost varilca, potrebna obdelava vara po varjenju, itd.

Boljše izveden zvar ima tudi večjo nosilnost. Dober zvar je odvisen od upoštevanja številnih pravil pri izdelavi.

Glede na končno izvedbo in stopnjo kontrole poznamo tri kakovostne razrede soležnih varov. Standardi podrobno opisujejo zahteve o pogojih izdelave, načinu izvedbe varjenih spojev in

načinu kontrole dosežene kvalitete. V grobem lahko značilnosti posameznih razredov opišemo tako:

S kakovost zvara

- zvari morajo biti brez razpok in napak pri prevaritvi,
- brez napak na začetku in koncu varjenja,
- koren zvara mora biti očiščen in ponovno povarjen,
- zajede in izbočenja zvara na temenu in korenu je potrebno obdelati,
- zvar je potrebno v celoti pregledati (ultra zvok, rentgen), da se odkrije in odpravi možne notranje napake,
- itd.

I. kakovost

- Zahteve so nekoliko manj stroge, tako na primer zvar pregledajo z namenom, da bi odkrili možne notranje napake le v dolžini 10 do 50 %.

II. kakovost

- Zahteve so še bolj blage, zadošča na primer le vizualna kontrola kvalitete

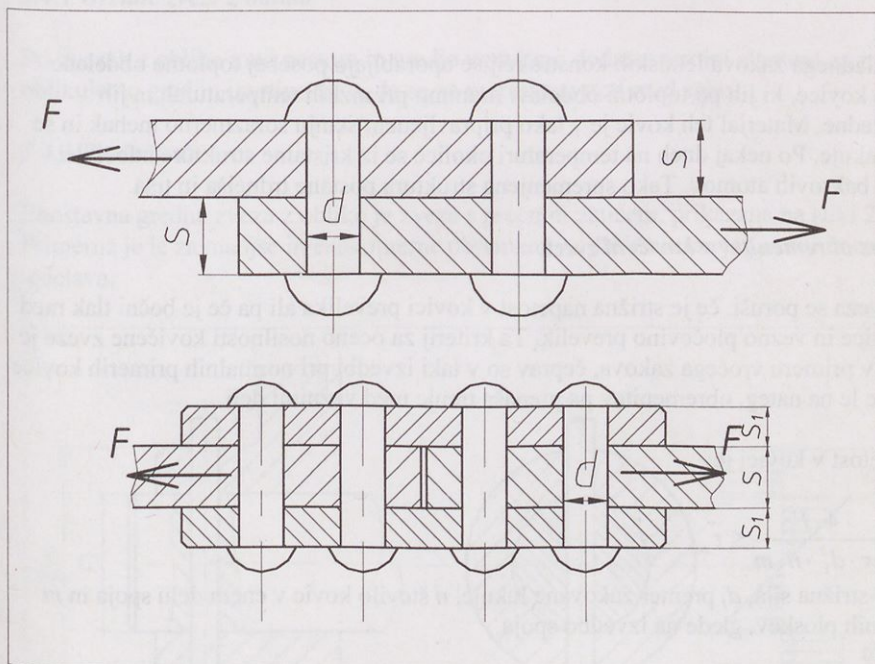
Predpisi za vsak kakovostni razred natančno določajo pogoje izdelave, usposobljenost varilca, dopustne napake in pogoje za kontrolo in uporabo.

V rabi so še drugi predpisi za izdelavo, kontrolo in uporabo zvarjenih spojev (TGL 11776).

2.3 Kovičene zveze

Kovičen spoj predstavlja nerazstavljivo zvezo dveh strojnih delov. Kovičimo jeklene dele, dele iz lahkih kovin, pa tudi nekovinske materiale. Predvsem razvoj varilnih tehnologij in deloma tudi vijlačnih zvez sta to tehniko v splošnem strojništvu v veliki meri izpodrinila. Seveda pa so kovičene zveze v letalski tehniki še zelo aktualne in predstavljajo moderno konstrukcijsko zvezo.

Na sliki 2.13 sta predstavljeni dve preprosti izvedbi kovičene zveze. Na zgornjem delu slike vidimo prekrivni spoj dveh pločevin, na spodnjem delu pa spoj z zaplatami.



Slika 2.13: Kovičeni spoji

Ločimo dve glavni skupini kovičenih zvez:

- vroči zakov in
- hladni zakov.

2.3.1 Vroči zakov

Pri vročem zakovu v vnaprej pripravljene izvrtine zakujemo do plastičnega stanja segreto kovico. Material kovice v celoti zapolni prostor v izvrtini. Pri ohlajanju kovice po zakovu se telo kovice hladi in torej krči. Posledica je natezna napetost, ki ostane po zakovu v kovici. Pri prenosu sile v takem spoju ima odločilno vlogo trenje med zakovanimi deli.

Za debeline zakova, ki so večje od štirih premerov kovice, so lahko napetosti po ohlajanju prevelike. Za izbiro premera kovice d velja še naslednje pravilo:

$$d \approx \sqrt{5 \cdot s} - 0.2 [\text{cm}]$$

pri tem je s debelina najtanjše pločevine v spoju (cm).

Vroči zakov je značilen za razne jeklene konstrukcije.

2.3.2 Hladni zakov

V primeru hladnega zakova ne nastopi dodatno krčenje dolžine kovice, torej posledično pritisna sila med zakovanimi deli. Za prenos sil v spoju je odločilen strig kovic v strižnem prerezu.

V primeru hladnega zakova letalskih konstrukcij se uporabljajo posebej toplotno obdelane aluminijaste kovice, ki jih po toplotni obdelavi hranimo pri nizkih temperaturah in jih zakujemo hladne. Material teh kovic je v tako pripravljene stanju sorazmerno mehak in se enostavno zakuje. Po nekaj dneh na temperaturi okolice se iz kristalne strukture izloči del raztopljenih bakrovih atomov. Tako spremenjena struktura postane trdnejša in trša.

2.3.3 Prenos obremenitev v kovičeni zvezi

Kovičena zveza se poruši, če je strižna napetost v kovici prevelika ali pa če je bočni tlak med stebлом kovice in vezno pločevino prevelik. Ta kriterij za oceno nosilnosti kovičene zveze je privzet tudi v primeru vročega zakova, čeprav so v taki izvedbi pri normalnih primerih kovice obremenjene le na nateg, obremenitev pa prenaša trenje med veznimi deli.

Strižna napetost v kovici je:

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n \cdot m} \leq \tau_{dop}$$

pri tem je F -strižna sila, d_1 premer zakovane luknje, n število kovic v enem delu spoja in m število strižnih ploskev, glede na izvedbo spoja.

Dopustna strižna napetost pa je:

$$\tau_{dop} = 0.8 \cdot \sigma_{dop}$$

σ_{dop} se nanaša na dopustno natezno napetost osnovnega materiala, ki ga spajamo.

Največji bočni tlak med stebлом kovice in izvrtino je:

$$p = \frac{F}{d_1 \cdot s \cdot n} \leq p_{dop}$$

s je najmanjša debelina pločevine v spoju.

Dopustni bočni tlak se prav tako nanaša na dopustno natezno napetost osnovnega materiala, ki ga spajamo:

$$p_{dop} = 2 \cdot \sigma_{dop}$$

2.4 Gredne zveze

Gredne zveze služijo za prenos obremenitev iz gredi na pesto in obratno. Najpogostejša obremenitev je torzijski moment, včasih pa tudi sila vzdolž osi.

Poznamo dve skupini grednih zvez:

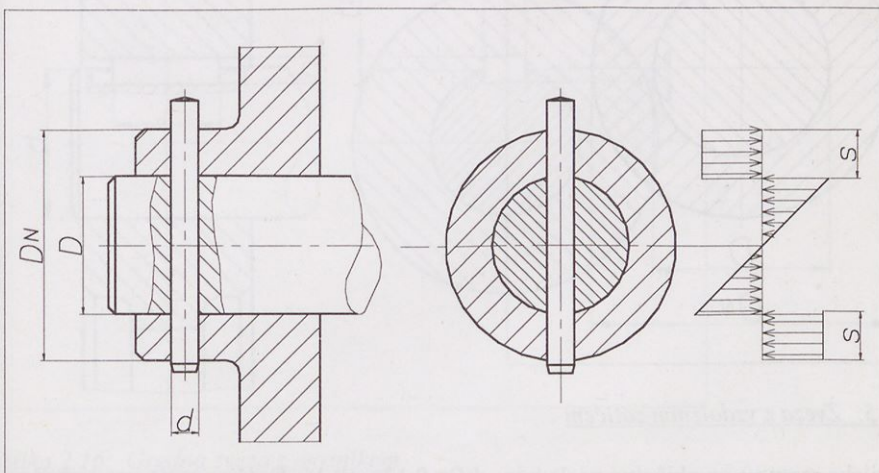
- gredne zveze z obliko in
- gredne zveze s silo

2.4.1 Gredne zveze z obliko

Pri zvezah z obliko med pestom in gredjo vgradimo dodaten strojni element za zvezo ali pa oblikujemo gred in izvrtino tako, da se ne moreta zavrteti med sabo.

2.4.1 Prečni zatič

Enostavna gredna zveza z obliko je zveza s prečnim zatičem, prikazana na sliki 2.14. Primerna je le za manjše in enakomerne obremenitve. Dobra stran je poceni in enostavna izdelava.



Slika 2.14: Zveza s prečnim zatičem

Geometrija prečnega zatiča običajno izvedemo v naslednjih geometrijskih razmerjih: $d/D=0.2-0.3$, $D_N/D=2$ za jeklena pesta in $D_N/D=2.5$ za pesta iz sive litine.

Prečni zatič je obremenjen na strig:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_t}{D \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{dop}$$

Kritičen je lahko tudi ploščinski pritisk. Ploščinski pritisk med zatičem in gredjo je:

$$p = \frac{6 \cdot M_l}{d \cdot D^2} \leq p_{dop}$$

20

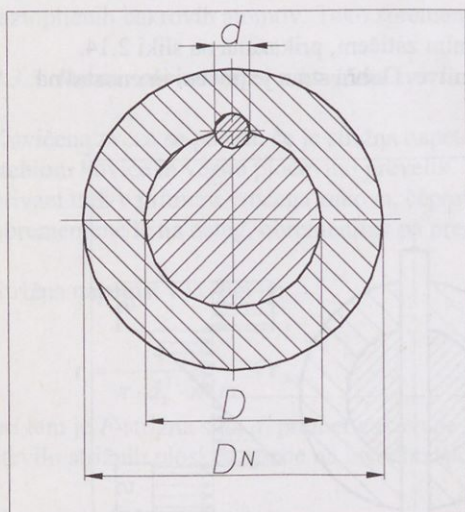
Ploščinski pritisk med pestom in zatičem pa je:

$$P = \frac{M_l}{s \cdot d \cdot (D + s)} \leq p_{dop}$$

Dopustne napetosti so enake vrednostim v tabeli iz poglavja o sornikih.

2.4.1.2 Vz dolžni zatič

Gredna zveza z vzdolžnim zatičem, prikazana na sliki 2.15 tudi spada med enostavne in poceni izvedbe oblikovnih grednih zvez.



Slika 2.15: Zveza z vzdolžnim zatičem

Geometrijske razmere so običajno naslednje: $d/D = 0.13 \div 0.16$. Dolžina zatiča pa je $l = (1 \div 1.5) \cdot D$.

Za porušitev je odločilna strižna napetost ali pa ploščinski pritisk:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_l}{l \cdot d \cdot D} \leq \tau_{dop}$$

$\frac{2}{D} = \frac{1}{\pi}$

$$p = \frac{4 \cdot M_l}{l \cdot d \cdot D} \leq p_{dop}$$

Vrednosti za dopustne obremenitve so navedene v tabeli v poglavju o sornikih.

2.4.1.3 Moznik

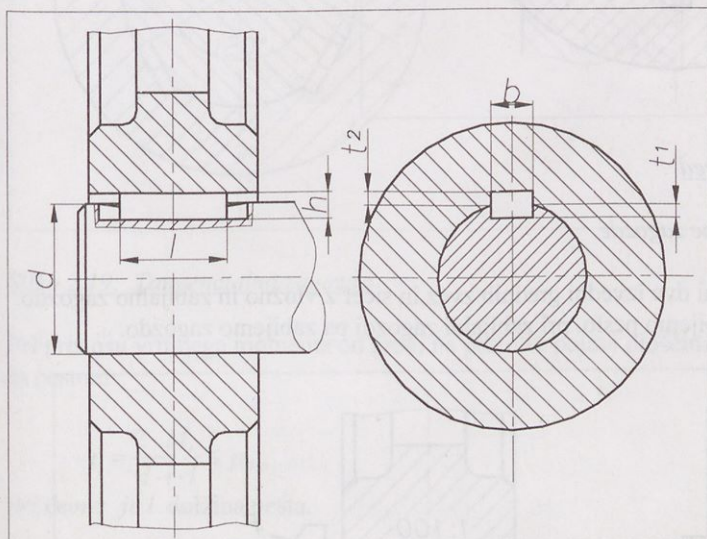
Mozniki predstavljajo najbolj pogosto gredno zvezo, slika 2.16. Moznik prizmatične oblike je vgrajen v utor na gredi in utor v izvrtini pesta. Obremenitev se prenaša preko boka moznika. Obremenjeni so torej na strig in ploščinski pritisk:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b \cdot l \cdot i} \leq \tau_{dop}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot l \cdot h \cdot i} \leq p_{dop}$$

$$t_1 \approx t_2 = \frac{h}{2}$$

i je število moznikov v zvezi. Običajno v taki zvezi nastopa samo en moznik.



Slika 2.16: Gredna zveza z moznikom

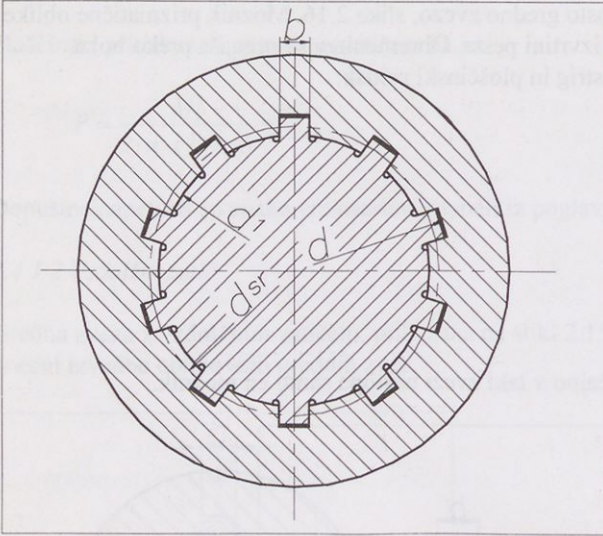
Mozniki so običajno izdelani iz jekla s trdnostjo 600 N/mm^2 . τ_{dop} za ta material je naveden v tabeli v poglavju o sornikih.

Za pesta iz sive litine je $p_{dop} = 50 \text{ N/mm}^2$ in za pesta iz jekla ali jeklene litine pa je $p_{dop} = 90 \text{ N/mm}^2$.

2.4.1.4. Večutorna gred

Na sliki 2.17 je prikazana gredna zveza z večutorno gredjo. Večutorno gred izdelamo s kotalnim rezkanjem in je zato razmeroma draga. Taka zveza je običajna le za visoke obremenitve in velikoserijsko izdelavo.

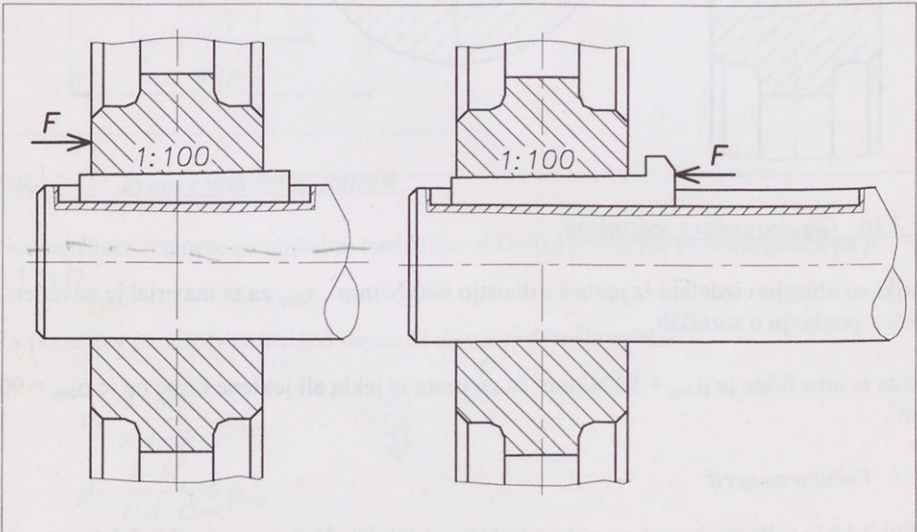
Običajno število utorov je $i = 4 \div 12$. Zaradi nenatančne izdelave prenaša obremenitve le 75% utorov. Ta vrsta gredne vezi prenaša obremenitev podobno kot mozniki.



Slika 2.17: Večutorna gred

2.4.1.5 Vložne in zabijalne zagozde

Na sliki 2.18 sta prikazani dve izvedbi grednih zvez in sicer z vložno in zabijalno zagozdo. Pri vložnih zagozdah nabijemo pesto, pri zabijalni zagozdi pa zabijemo zagozdo.

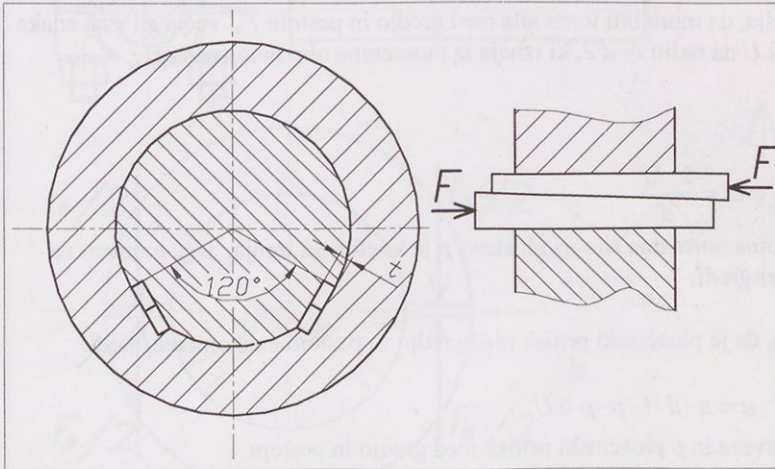


Slika 2.18: Vložne in zabijalne zagozde

Prenos obremenitev, torej tudi preračun je analogen kot v primeru moznika. Zaradi klinaste zgornje površine zagozde je pritrditev pesta na gred nekoliko izsredna, zato ta zveza ni primerna za visoke vrtilne hitrosti.

2.4.1.6 Tangencialna zagozda

Na sliki 2.19 je prikazana še izvedba gredne zveze s tangencialno zagozdo. Taka zveza je primerna tudi za sunkovite in menjajoče se obremenitve.



Slika 2.19: Tangencialna zagozda

Pri prenosu vrtilnega momenta od gredi na pesto se pojavi ploščinski pritisk med zagozdo in pestom:

$$p = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t \cdot l} \leq p_{dop}$$

pri čemer je l dolžina pesta.

Za pesta iz sive litine je $p_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2$ in za pesta iz jekla ali jeklene litine je $p_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2$.

2.4.2 Gredne zveze s silo

Gredne zveze s silo prenašajo moment od gredi na pesto s trenjem. Dovolj veliko trenje za prenos momenta zagotovi dovolj velik radialni ploščinski pritisk na stični ploskvi obeh strojnih delov. Potreben pritisk lahko ustvarimo na več načinov:

- pesto razdelimo v dva dela in ju z vijaki stisnemo na gred. (Spenjalna gredna zveza),
- med pesto in gred zabijemo žlebasto zagozdo,
- gred in luknjo v pestu izdelamo konično. Potreben pritisk dosežemo z dovolj veliko aksialno silo, s katero oba dela stisnemo (stožčasti nased) in
- s krčnim nasedom.

Način z žlebasto zagozdo uporabimo pri preprostejših napravah, manjših obremenitvah in pri napravah, ki se počasneje vrtijo.

Zveza s krčnim nasedom je trajna. Potreben ploščinski pritisk na gredi dosežemo z dovolj tesnim ujemom. Oba dela sestavimo običajno tako, da pesto segrejemo ali pa čep ohladimo in nato sestavimo. Po izenačitvi temperatur sta oba dela primerno elastično deformirana in ta deformacija zagotavlja dovolj velik pritisk za dovolj veliko trenje. Taka zveza se ne razstavlja več.

Za vse te zveze velja, da mora biti torzna sila med gredjo in pestom F_{tr} večja ali vsaj enaka fiktivni obodni sili U na radiu $r=d/2$, ki izhaja iz momentne obremenitve zveze.

Torej je :

$$F_{tr} = F \cdot \mu \geq U = \frac{2 \cdot M}{d}$$

pri čemer je F celotna normalna sila na ploskev, μ je koeficient trenja, M je moment na gredi in d je premer gredi.

Če predpostavimo, da je ploščinski pritisk med gredjo in pestom enakomeren, sledi:

$$F_{tr} = \sum F \cdot \mu = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot \mu \geq U$$

pri tem je l širina zveze in p ploščinski pritisk med gredjo in pestom.

2.4.2.1 Spenjalna gredna zveza

Na sliki 2.20.a je na zgornji strani prikazana spenjalna gredna zveza. Potreben ploščinski pritisk zagotovi spenjalna sila vseh vijakov F_s , kot je razvidno na sliki 2.20.b. Če je ploščinski pritisk p enak na vsej stični ploskvi, je komponenta v y smeri :

$$p_y = p \cdot \sin \varphi.$$

Celotna sila F_s pa je:

$$F_s = \int_0^{\pi} p \cdot \sin \varphi \cdot l \cdot r \cdot d\varphi = -p \cdot l \cdot r \cdot \cos \varphi / \pi_0 = -p \cdot l \cdot r \cdot [-1 - (1)] = p \cdot l \cdot d$$

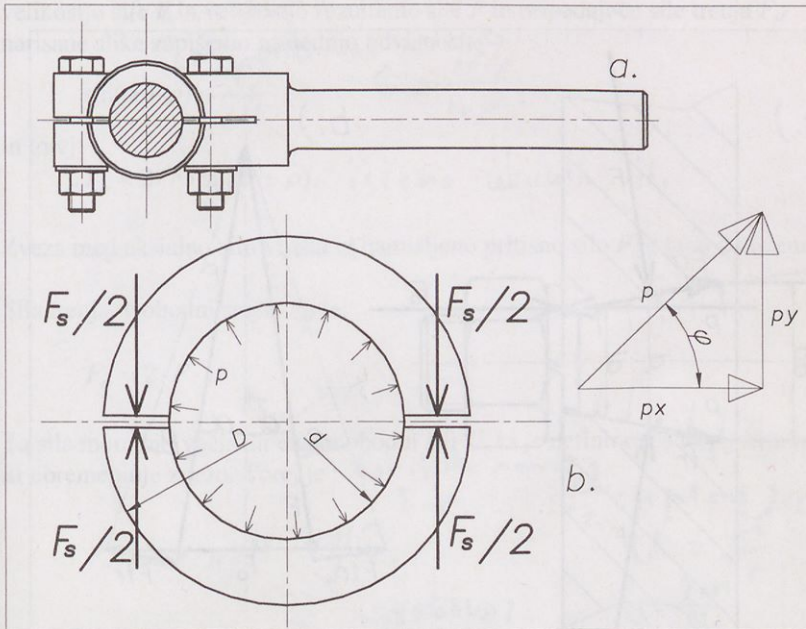
Tako lahko dobimo direktno zvezo med spenjalno silo vijakov in obodno silo, oziroma momentno obremenitvijo zveze:

$$F_s = p \cdot l \cdot d \geq \frac{U}{\pi \cdot \mu} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot \pi \cdot \mu}$$

Spenjalna sila se razdeli na vse vijake v zvezi.

Spenjalno gredno zvezo je potrebno izvesti tako, da je dejanski ploščinski pritisk manjši od dovoljenega. Orientacijsko je dovoljen ploščinski pritisk:

- $p_{dop} = 30 \text{ do } 50 \text{ N/mm}^2$ - za jeklene gredi in pesta iz sive litine in
- $p_{dop} = 50 \text{ do } 90 \text{ N/mm}^2$ - za jeklene gredi in jeklena pesta.



Slika 2.20: Spenjalna gredna zveza.

Koeficient trenja med dvema gladkima jeklenima ploskvama, ko še ni nastopil zdrs, je $\mu_0 = 0.12 - 0.15$. V primeru zdrsa je za določitev sile trenja merodajen koeficient trenja med gibanjem, ki pa je manjši $\mu = 0.6 - 0.1$. Za določitev obremenitve, ki jo taka zveza še prenaša, upoštevamo koeficient trenja med gibanjem.

2.4.2.2 Stožčasti nased

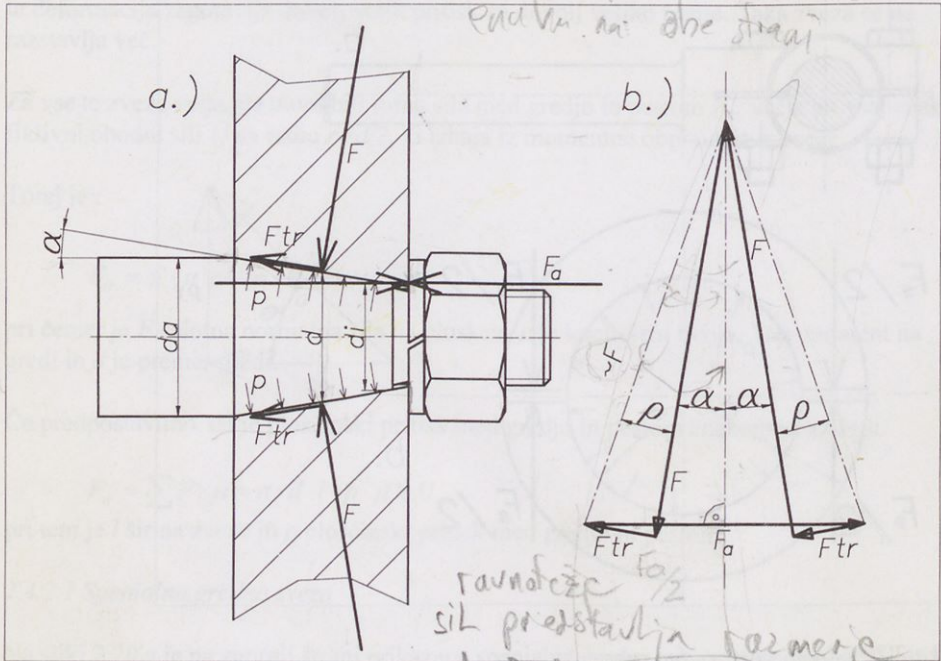
Na sliki 2.21.a je na levi strani prikazan stožčasti nased. Predstavlja hitro sestavljivo zvezo med gredjo in pestom, ki lahko prenaša dovolj velike torzijske obremenitve. Gred in luknja v pestu sta izdelana konično. Večja kot je aksialna sila, večji je ploščinski pritisk na stični konični ploskvi, večja je sila trenja na tej ploskvi in tako je večji tudi torzijski moment, ki ga ta zveza prenaša.

Potrebno aksialno silo zagotovi vijak, ki ga privijemo z dovolj velikim momentom na ključu.

Zanima nas odvisnost med aksialno silo, s katero vijak stiska zvezo, in torzijskim momentom, ki ga ta zveza prenaša.

Večja kot je aksialna sila v vijaku, večji je ploščinski pritisk na stični ploskvi. Za našo analizo lahko ploščinski pritisk nadomestimo s parom sil F , pravokotnih na dva poševna robova, ki tvorita namišljen klin pod kotom 2α .

obe stranici so enake glede sil, vsaj aksialni strani
 ena v. na. dve strani



ravnovesje F_{tr}
 sil predstavlja razmerje
 med F_a in F ,
 odvisno od α, ρ, d

Slika 2.21: Stožčasti nased

Med ploščinskim pritiskom p in nadomestno silo F velja naslednja zveza:

$$F = \frac{p \cdot \pi \cdot d \cdot l}{2}$$

pri čemer je d srednji premer stožčaste gredi in l dolžina stožčastega spoja.

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow F = P \cdot A$$

$$A = \frac{\pi \cdot d \cdot l}{2}$$

Pri privijanju vijaka se pojavita v obeh ravninah klina še dve komponenti sile trenja, ki je neposredno odvisna od velikosti normalne sile F .

$$F_{tr} = F \cdot \mu$$

kjer je μ koeficient trenja.

Slika 2.21.b predstavlja mnogokotnik vseh nastopajočih sil v ravnovesju. Sila F deluje pod kotom α (pravokotno na rob namišljenega klina). Sila trenja je pravokotna na to silo F . Aksialna sila F_a zaključuje ta mnogokotnik v zaprt mnogokotnik sil. Slika predstavlja torej grafično rešitev odnosa med silo F_a in namišljeno silo F .

Grafično predstavljeno rešitev je mogoče zapisati še analitično.

Kot trenja ρ je definiran z znano enačbo:

$$\tan \rho = \mu$$

$$\tan \rho = \frac{F_{tr}}{F} = \frac{F \cdot \mu}{F}$$

Kot trenja ρ je vedno dokaj mala vrednost, zato lahko zanemarimo razliko med dejansko velikostjo sile F in velikostjo rezultante sile F in pripadajoče sile trenja F_{tr} . Tako lahko iz narisane slike zapišemo naslednjo odvisnost:

$$\sin(\alpha + \rho) \approx \frac{F_a}{2 \cdot F}$$

$$\sin = \frac{navf}{hvp}$$

in torej:

$$F_a \approx 2 \cdot F \cdot \sin(\alpha + \rho)$$

iščemo ekvival. silo.

Zveza med aksialno silo vijaka in namišljeno pritisno silo F je tako določena.

Sila trenja v obodni smeri F_{tr} je:

$$F_{tr} = 2 \cdot F \cdot \mu$$

Ta sila mora biti večja ali enaka obodni sili U , ki je definirana s torzijskim momentom M_t , ki obremenjuje zvezo. Torej je :

$$F_{tr} = 2 \cdot F \cdot \mu \geq U = \frac{2 \cdot M_t}{d}$$

$F \cdot r$

$$\frac{d}{2} = r \cdot M = U \cdot r$$

$$U = \frac{M}{r}$$

$$U = \frac{2 \cdot M}{d}$$

$$r = \frac{d}{2}$$

Ker je kot konusa običajno majhen, je kontaktna površina med gredjo in pestom dovolj velika, da ploščinski pritisk ne prekorači še dovoljenih vrednosti.

3 OSI IN GREDI

Osi in gredi so zelo razširjeni in vsakdanji strojni elementi, ki služijo za povezavo rotirajočih delov in v primeru gredi istočasno tudi za prenos vrtilnega momenta.

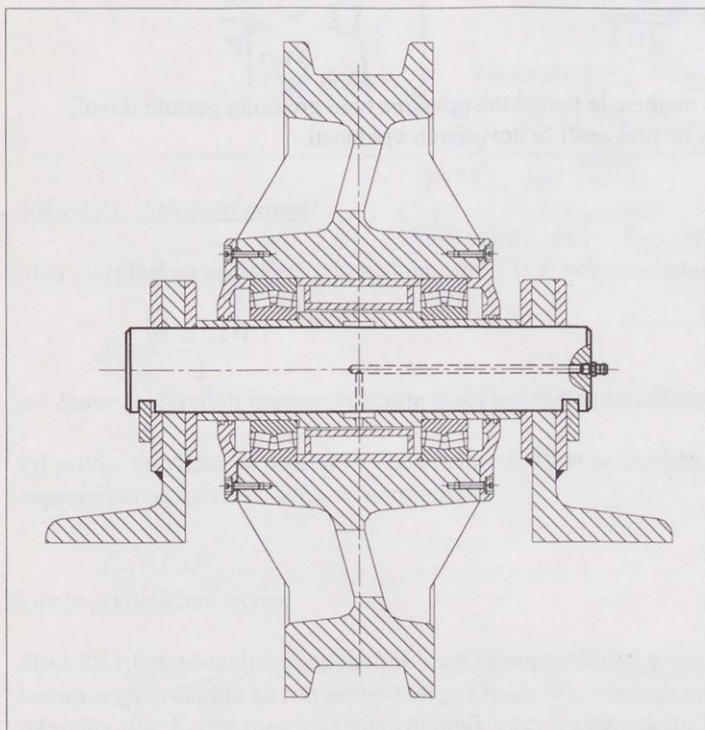
Značilno za os je, da ni obremenjena s torzijskim momentom (*ker je moment trenja v ležajih zanemarljiv*), torej tudi ne prenaša vrtilnega momenta iz enega dela na drugega.

Za gred je značilno, da se med obratovanjem stroja vedno vrti okoli svoje osi in da je obremenjena s torzijskim momentom. Gred torej prenaša vrtilni moment med strojnimi deli, ki jih sicer povezuje.

Osi in gredi do premera okoli 150 mm izdelamo s struženjem okroglih jeklenih palic. Pri večjih premerih pogosto pred struženjem material najprej kujemo. Mesta, na katerih so vgrajeni drugi strojni deli, kot so ležaji, zobniki, jermenice itd., pogosto še dodatno fino brusimo, da tako dosežemo ustrezno toleranco mere, kvaliteto površine, okroglost itd.

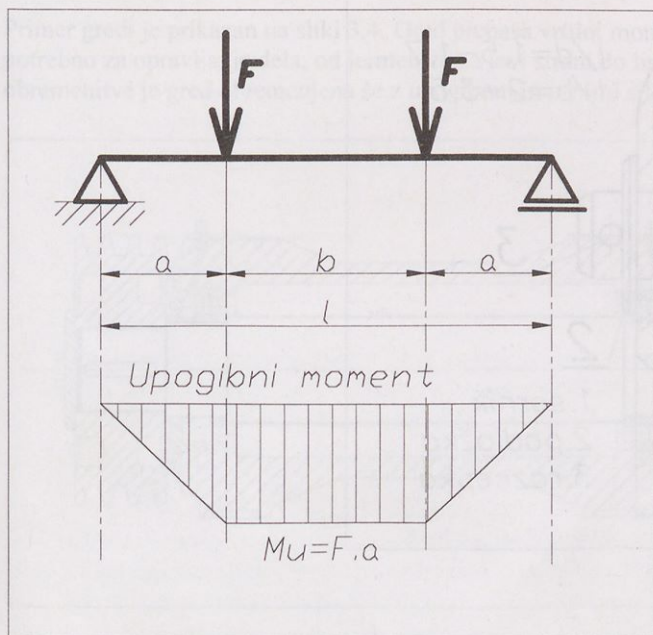
3.1 Osi

Os omogoča vrtenje strojnih delov in prenaša upogibne obremenitve. Na osi so nameščeni strojni deli kot so kolesa, jermenice, zobniki, rotorji itd. Os se lahko vrti ali pa miruje in se vrtijo okoli nje strojni deli, ki so vležajeni na njej. Primer take osi je prikazan na sliki 3.1.



Slika 3.1: Os tekalnega kolesa

Os je v principu statično določen upogibni nosilec krožnega preseka. Shema obremenitev osi na sliki 3.1 je prikazana na sliki 3.2.



Slika 3.2: Shema obremenitev osi tekalnega kolesa

Upogibna napetost osi je torej:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq \sigma_{dop}$$

Za okrogli prerez je odpornostni moment W :

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3$$

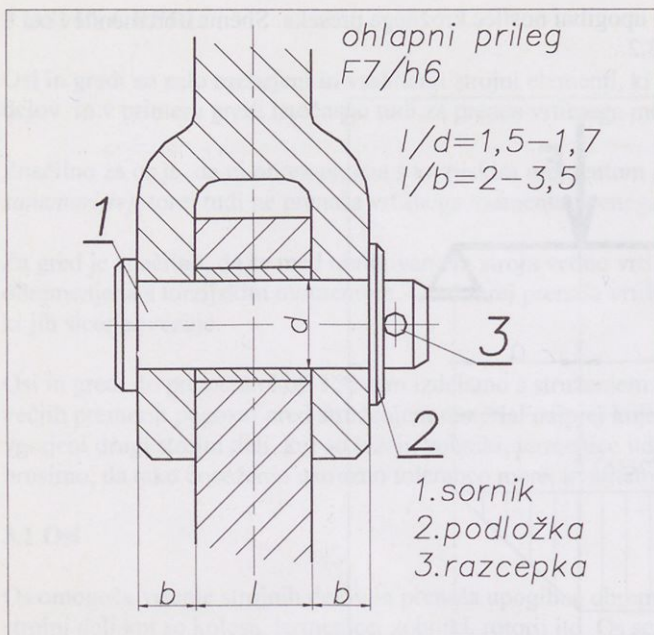
Dopustna napetost σ_{dop} je:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_d}{v}$$

kjer je σ_d -trajna dinamična trdnost materiala osi (glede na dinamično naravo obremenitve) in v -varnost (med 3 do 6 odvisno od dodatnih vplivov zarez na osi in načina obratovanja).

3.1.. Sorniki

Sorniki so posebna skupina kratkih osi. Primer zveze s sornikom je prikazan na sliki 3.3. Geometrija sornika je običajno v naslednjih geometrijskih razmerjih: $l/d = 1,5 \div 1,7$ in $l/b = 2 \div 3,5$.



Slika 3.3: Sornik

Sornik je pri prenosu sile obremenjen na upogib:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq \sigma_{dop}$$

$$M_u = \frac{F \cdot (l+b)}{4}$$

Prav tako mora biti ploščinski pritisk na obeh stičnih ploskvah v dovoljenih mejah:

$$p_1 = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} \leq p_{dop} \text{ ter}$$

$$p_2 = \frac{F}{l \cdot d} \leq p_{dop}$$

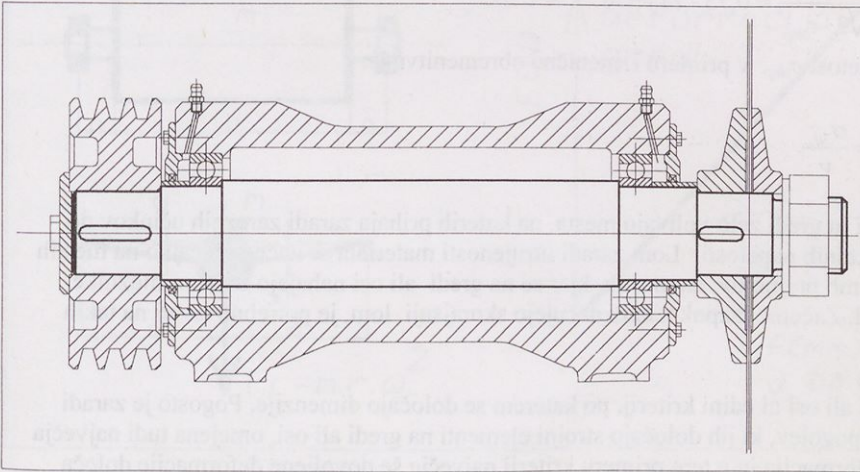
Tabela 3.1: Tabela dopustnih obremenitev utripno obremenjenega sornika

	Material po DIN					
	St 37	St 50	St 60	St 70	GS	GG
p_{dop}	65 N/mm ²	88.0	100.0	120.0	55.0	45.0
$\sigma_{u\ dop}$	55.0	70.0	85.0	100.0		
τ_{dop}	36.0	48.0	58.0	68.0		

Strig običajno ni odločilen za porušitev take zveze. Dopustne vrednosti za upogibno napetost in ploščinski pritisk so navedene v tabeli 3.1. Vrednosti veljajo za utripno obremenitev sornika, ki je za tako zvezo običajna.

3.2 Gredi

Primer gredi je prikazan na sliki 3.4. Gred prenaša vrtilni moment in s tem tudi energijo, potrebno za opravljanje dela, od jermenice na levi strani do lista krožne žage. Poleg te obremenitve je gred obremenjena še z upogibom in osnimi silami.



Slika 3.4: Gred krožne žage

Zvezo med močjo P , torzijskim momentom M_t in vrtilno hitrostjo gredi n (min^{-1}) podajajo naslednje znane enačbe :

$$P = M_t \cdot \omega$$

$$M_t = \frac{P}{\omega} \text{ in}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n [\text{min}^{-1}]}{30}$$

kjer je ω kotna hitrost.

Pri bolj kompleksnih obremenitvah gredi določajo torzijsko obremenitev M_t na posameznem segmentu gredi tangencialne sile.

Torzijska napetost τ_t je torej:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p}$$

W_p je polarni odpornostni moment. Za okrogel prerez je:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3$$

Radialne in aksialne sile pa obremenjujejo gredi tako kot pri oseh z upogibnim momentom in natezno oziroma tlačno obremenitvijo. Vpliv vseh osnih obremenitev se med sabo sešteva.

Za običajen primer istočasne obremenitve z osno napetostjo σ in torzijsko napetostjo τ_t pa je za porušitev odločilna primerjalna napetost σ_v :

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{dop}$$

*Primerjalna
NAPETOST*

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{dop}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{dop}} \approx 0,75 - \text{za jeklo.}$$

Dopustna napetost σ_{dop} v primeru izmenične obremenitve je:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{III}}{\nu}$$

Na trdnost osi in gredi zelo vplivajo mesta, na katerih prihaja zaradi zareznihi učinkov povečanja lokalnih napetosti. Lom zaradi utrujenosti materiala se začne običajno na mestih ostrih sprememb premerov, na mestih, kjer se na gredi ali osi nahajajo utori za moznike, vskočnike, itd. Začetne razpoke, ki označujejo skorajšnji lom, je potrebno iskati na takih mestih.

Trdnost gredi ali osi ni edini kriterij, po katerem se določajo dimenzije. Pogosto je zaradi obratovalnih pogojev, ki jih določajo strojni elementi na gredi ali osi, omejena tudi največja dovoljena deformacija in v tem primeru kriterij največje še dovoljene deformacije določa potrebne dimenzije.

3.3 Kritična vrtilna hitrost

Os ali gred, skupaj z masami, ki so pritrjene na njiju, predstavljajo fleksibilni elastični sistem. Tak sistem je mogoče s periodično silo ustrezne frekvence vzbuditi tako, da zaniha z velikimi amplitudami. Pojav poznamo kot resonančno nihanje elastičnega sistema in je v praktični tehniki skoraj vedno nezaželen, saj poleg drugih nezaželenih posledic povečuje tudi obremenitve gredi ali osi. V primeru resonance niso potrebne velike sile za vzbujanje velikih amplitud. Ponavadi zadoščajo centrifugalne sile, ki so posledica malih netočnosti pri izdelavi naprave ali pa začetne deformacije, ki so posledica lastne teže naprave. Vsak tak sistem ima v principu več kritičnih vrtilnih hitrosti, pri katerih se pojavi resonanca. Tem vrtilnim hitrostim se izognemo tako, da stroj ne obratuje blizu področja kritičnih vrtilnih hitrosti. Za obdelovalne stroje velja, da naj obratujejo daleč pod kritičnimi vrtilnimi hitrostmi.

Na sliki 3.5 je prikazan klasičen primer gredi in izhodišče za izračun prve kritične vrtilne hitrosti.

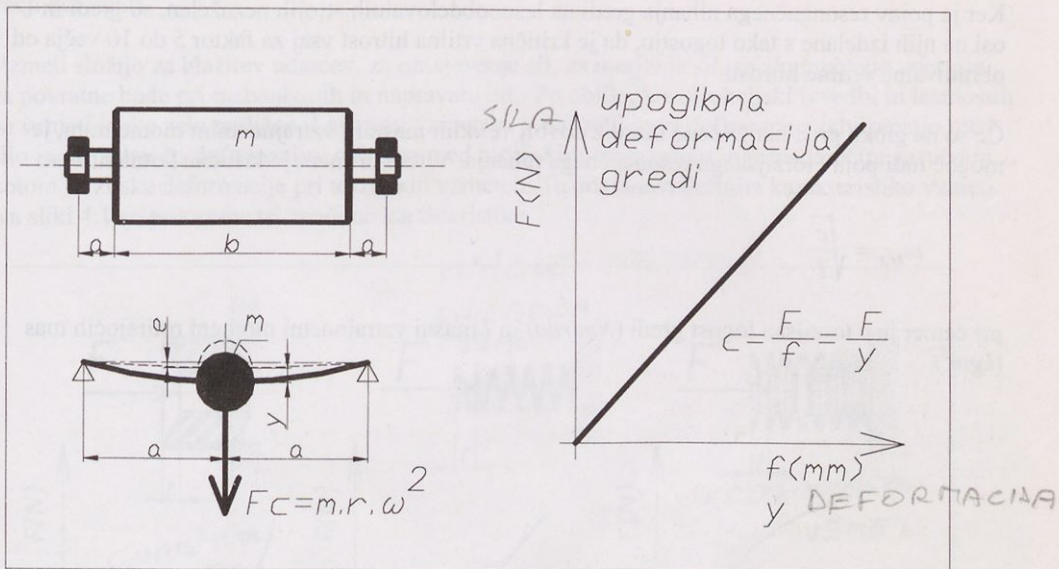
Med obratovanjem se začetna deformacija gredi e zaradi vpliva centrifugalne sile poveča še za dodatno vrednost y . Torej je centrifugalna sila F_c enaka:

$$F_c = m \cdot a_c = m \cdot \omega \cdot v = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot (e + y) \cdot \omega^2$$

Tej sili je nasprotna elastična sila zaradi deformacije gredi F_e , ki jo lahko poenostavljeno zapišemo :

$$F_c = c \cdot y$$

c je po definiciji elastična konstanta gredi v smeri deformacije.



Slika 3.5: Shema za izračun kritične vrtilne hitrosti

Iz ravnotežja obeh sil sledi enačba:

$$F_c = F_e$$

$$m \cdot (e + y) \cdot \omega^2 = c \cdot y$$

Deformacija y je torej:

$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{m \cdot \omega^2 - c} \quad \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{0} \Rightarrow \infty$$

Deformacija y postane neskončno velika, ko je imenovalac ulomka na desni strani zgornje enačbe enak 0.

$$m \cdot \omega^2 - c = 0$$

Tako sledi, da je kritična kotna hitrost podana z enačbo:

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

in kritična vrtilna hitrost:

$$n_{kr} = \frac{30 \cdot \omega_{kr}}{\pi} [\text{min}^{-1}]$$

Kritična kotna hitrost in kritična vrtilna hitrost sta večji, če je večja togost gredi ali osi in obratno, če je večja rotirajoča masa na gredi ali osi.

Ker je pojav resonančnega nihanja gredi na lesnoobdelovalnih strojih nezaželen, so gredi in osi na njih izdelane s tako togostjo, da je kritična vrtilna hitrost vsaj za faktor 5 do 10 večja od obratovalne vrtilne hitrosti.

Če so na gibko gred nameščene mase z dovolj velikim masnim vztrajnostnim momentom, je mogoč tudi pojav torzijskega resonančnega nihanja. V tem primeru je kritična kotna hitrost:

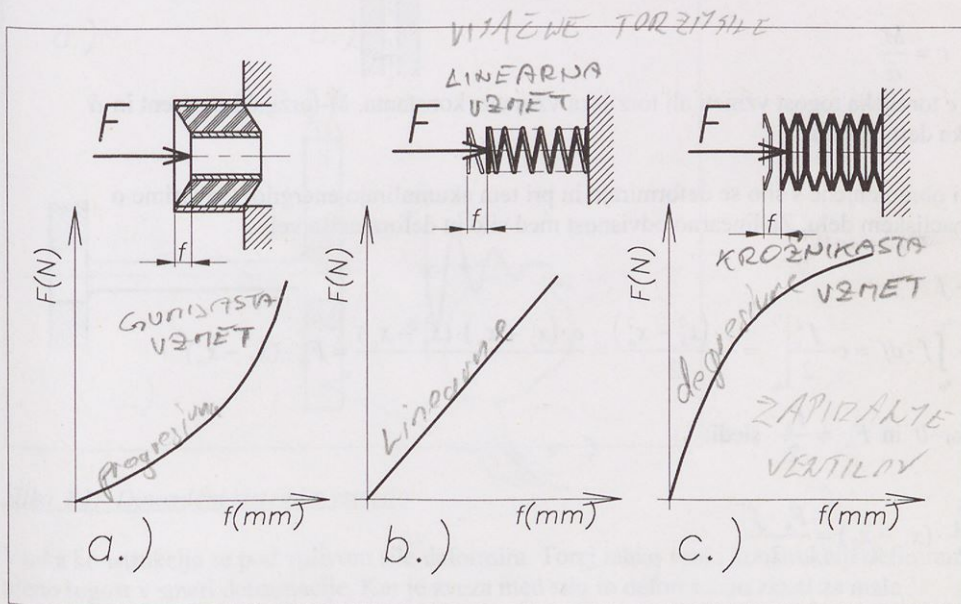
$$\omega_{kr,t} = \sqrt{\frac{c}{I}}$$

pri čemer je c torzijska togost gredi (Nm/rad) in I masni vztrajnostni moment rotirajočih mas (kgm^2).

4 VZMETI

Vzmeti so elastični strojni elementi, ki so sposobni sprejeti kinetično energijo, jo akumulirati in večji del vrniti.

Vzmeti služijo za blažitev udarcev, za omejevanje sil, za merjenje sil, za akumulacijo energije, za povratne hode pri mehanizmih in napravah, itd.. Po obliki, konstrukcijski izvedbi in lastnostih so vzmeti lahko zelo različne. Lastnosti vzmeti so v največji meri definirane z odvisnostjo med silo in pripadajočo deformacijo, oziroma med torzijskim momentom in pripadajočim zasučnim kotom torzijske deformacije pri torzijskih vzmeteh. Ta odvisnost definira karakteristiko vzmeti. Na sliki 4.1 so prikazane tri značilne karakteristike.



Slika 4.1: Karakteristike vzmeti.

Največ vzmeti ima *linearno* karakteristiko, predstavljeno na sliki 4.1 b. Odvisnost med silo in deformacijo je linearna. V to skupino spadajo zelo razširjene vijakaste torzijske vzmeti in mnoge izvedbe listnatih vzmeti.

Mnoge izvedbe gumijastih vzmeti imajo *progresivno* karakteristiko, predstavljeno na sliki 4.1 a. Imele naj bi jo tudi vzmeti, ki so namenjene blaženju sunkov.

Na sliki 4.1 c je prikazana *degresivna* karakteristika vzmeti. Take vzmeti so primerne za zapiranje ventilov.

Sprememba deformacije v odvisnosti od sile definira togost vzmeti. V splošnem je togost definirana kot:

$$C = \frac{dF}{df}$$

Za linearne vzmeti je togost vzmeti v celem območju konstantna vrednost in je:

$$c = \frac{F}{f}$$

kjer je c togost vzmeti ali vzmetna konstanta, F je sila in f je deformacija.

Za torzijske vzmeti je togost podana kot:

$$C = \frac{dM}{d\bar{\alpha}}$$

Pri linearni odvisnosti med momentom in kotom zasuka:

$$c = \frac{M}{\bar{\alpha}}$$

kjer je c torzijska togost vzmeti ali torzijska vzmetna konstanta, M -torzijski moment in $\bar{\alpha}$ torzijska deformacija.

Vzmeti obremenjene s silo se deformirajo in pri tem akumulirajo energijo. Govorimo o deformacijskem delu. Za linearno odvisnost med silo in deformacijo velja:

$$F = c \cdot f$$

$$A = c \cdot \int_{x_0}^{x_k} f \cdot df = c \cdot \left. \frac{f^2}{2} \right|_{x_0}^{x_k} = \frac{c \cdot (x_k^2 - x_0^2)}{2} = \frac{c \cdot (x_k + x_0) \cdot (x_k - x_0)}{2} = F_{sr} \cdot (x_k - x_0)$$

če je $x_0 = 0$ in $F_{sr} = \frac{F_k}{2}$ sledi:

$$A = \frac{F_k}{2} \cdot (x_k - x_0) = \frac{F_k \cdot f}{2}$$

Analogno velja za deformacijsko delo za torzijsko vzmet:

$$A = \int_0^{\bar{\alpha}} M \cdot d\bar{\alpha} = \frac{M \cdot \bar{\alpha}}{2}$$

kjer je M torzijski moment in $\bar{\alpha}$ torzijska deformacija v radianih.

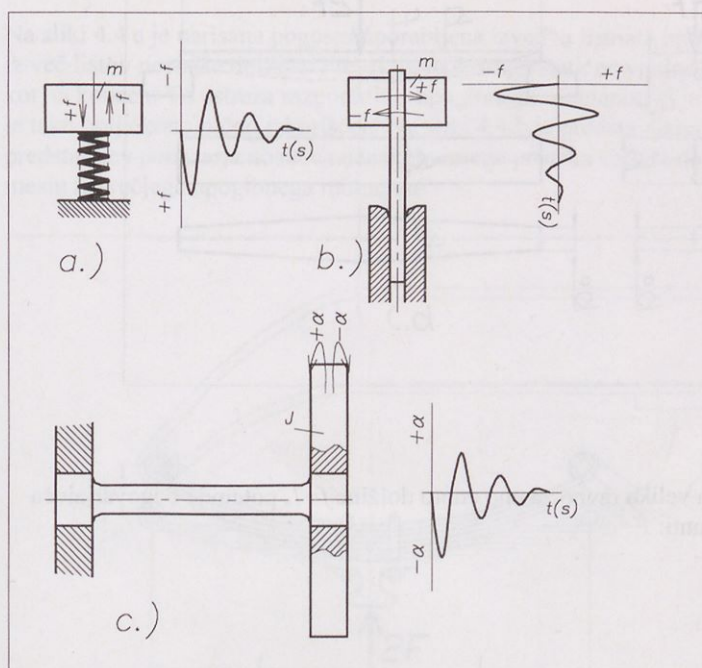
Če je na vzmet pritrjena masa, tako kot je prikazano na sliki 4.2, dobimo dinamični sistem z značilno lastno frekvenco nihanja. Sistem vijačne torzijske vzmeti na sliki 4.2 a in upogibna vzmet na sliki 4.2 b imata naslednjo lastno frekvenco :

$$v = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Sistem s torzijsko vzmetjo z vzmetno konstanto c in maso na koncu z vztrajnostim momentom J , prikazan na sliki 4.2 c pa ima naslednjo lastno frekvenco za torzijsko nihanje:

$$v = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{J}}$$

Kot je razvidno iz enačb 4.5 in 4.6 je lastna frekvenca večja pri večji togosti vzmeti in se manjša z večjo maso oziroma dinamičnim vztrajnostnim momentom v primeru torzijskega nihanja.



Slika 4.2: Dinamični sistemi z vzmetjo

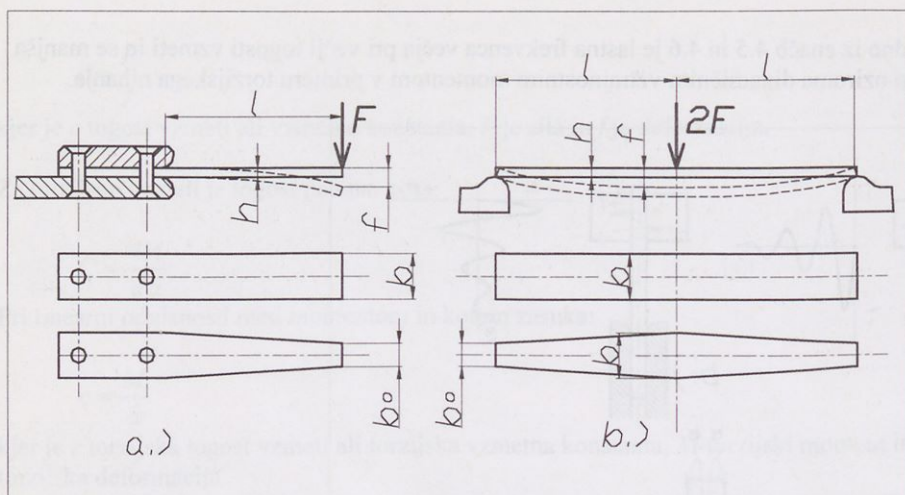
Vsaka konstrukcija se pod vplivom sile deformira. Torej lahko vsaki konstrukciji definiramo njeno togost v smeri deformacije. Ker je zveza med silo in deformacijo zlasti za male deformacije skoraj vedno linearna, lahko vsaki konstrukciji definiramo njeno vzmetno konstanto. Na drugi strani pa ima vsaka konstrukcija svojo maso, torej ima vsak tak sistem tudi svojo lastno frekvenco. Od razmerja med togostjo in maso pa je odvisno kakšna je ta lastna frekvenca. Stroj naj načeloma obratuje tako, da so frekvence sil, ki delujejo nanj, daleč od lastnih frekvenc konstrukcije (razen v izjemnih primerih, ko gre na primer za resonančne vibracijske stroje).

4.1 Listnata upogibna vzmet

Slika 4.3 prikazuje dve preprosti izvedbi upogibnih listnatih vzmeti. Na sliki 4.3 a je prikazana enostavna konzolna vzmet.

Vzmetno konstanto konzolne listnate vzmeti je mogoče določiti iz znane enačbe za deformacijo konzolnega nosilca.

$$f = \frac{F \cdot l^3}{E \cdot I \cdot 3}$$



Slika 4.3: Listnate vzmeti

Če vzamemo, da je deformacija velika ravno za eno enoto dolžine $f=l$, potem je odgovarjajoča sila ravno enaka vzmetni konstanti: $F=c$.

$$\frac{f}{f} = \frac{\frac{F}{c} \cdot l^3}{E \cdot I \cdot 3}$$

$$1 = \frac{c \cdot l^3}{E \cdot I \cdot 3}$$

Torej je $c = \frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3}$

E je elastični modul in I je vztrajnostni moment prereza konzole.

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Največja napetost pri taki konzoli nastopi na mestu vpetja. Upogibni moment je :

$$M_u = F \cdot l$$

Upogibna napetost mora biti manjša ali kvečjemu enaka dopustni napetosti:

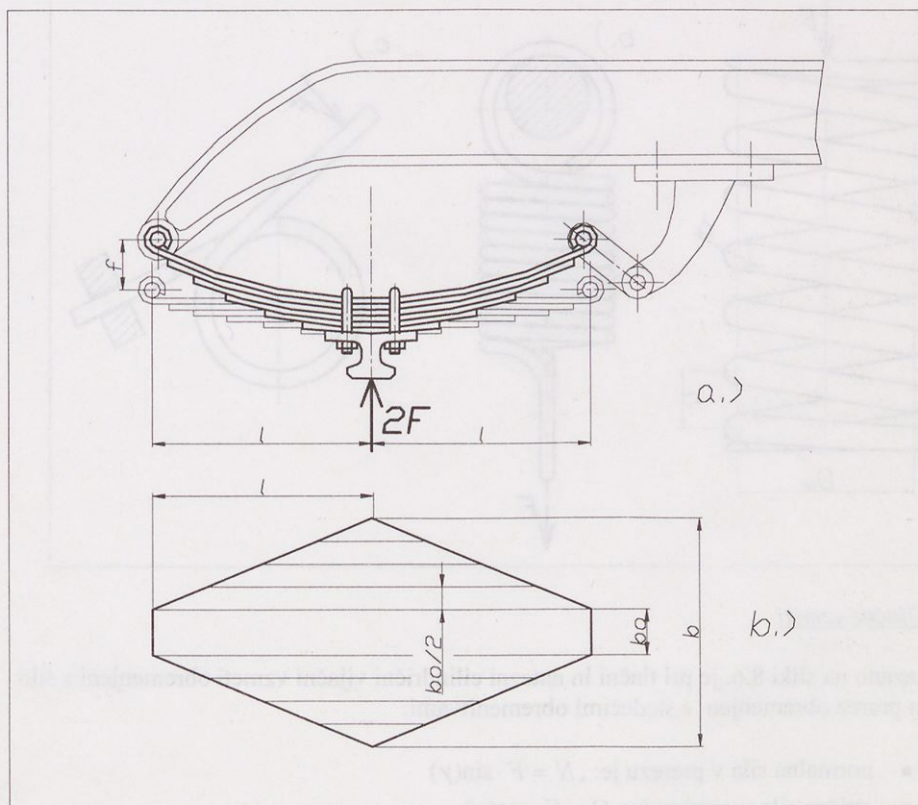
$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq \sigma_{dop}$$

W je odpornostni moment prereza: $W = \frac{b \cdot h^2}{6}$

Na sliki 4.3 b je predstavljena preprosta listnata upogibna vzmet, sestavljena iz dveh konzolnih vzmeti dolžine l . Za enako veliko deformacijo take vzmeti je potrebna dvakrat večja sila. Torej je vzmetna konstanta dvakrat večja kot v primeru konzolne listnate vzmeti:

$$c = \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^3}$$

Na sliki 4.4 a je narisana pogosto uporabljena izvedba listnate upogibne vzmeti, ki je sestavljena iz več listov neenake dolžine. Presek in tudi druge statične vrednosti v sredini vzmeti so večje kot na koncih. To ustreza razporeditvi upogibnega momenta, ki je na sredini največji. Material je tako bolj ekonomično izkoriščen. Na sliki 4.4.b je predstavljena geometrija take vzmeti. Ta predstavitev ponazarja nosilec neenakomernega preseka vzdolž dolžine. Največji presek je na mestu največjega upogibnega momenta.



Slika 4.4: Izvedba listnate vzmeti

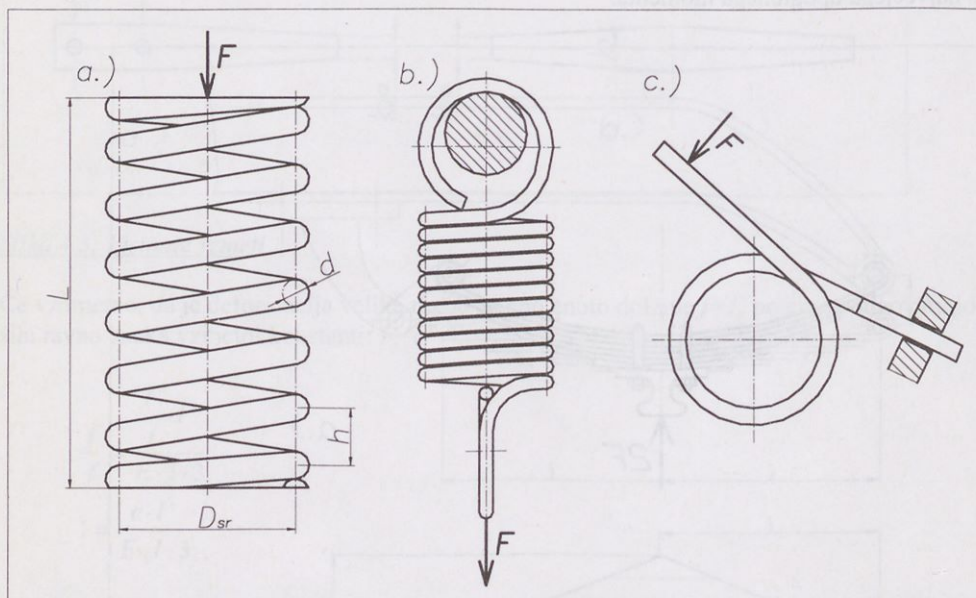
Dopustna napetost listnate upogibne vzmeti je odvisna od vrste jekla za vzmeti, stanja in kvalitete površine in vrste obremenitve. Tako je za jeklo po DIN 17221:

1. Jeklo z okujino in oksidno plastjo:
 - zgornja napetost za statično obremenitev : 750 N/mm^2
 - amplitudna napetost pri dinamični obremenitvi: $\pm 120 \text{ N/mm}^2$
2. Jeklo brez okujine, poboljšano in površinsko zglajeno:
 - zgornja napetost za statično obremenitev : 800 N/mm^2

- amplitudna napetost pri dinamični obremenitvi: $\pm 300 \text{ N/mm}^2$

4.2 Vijačne vzmeti

Vijačno vzmet izdelamo tako, da okroglo žico navijemo po vijačnici. Na sliki 4.5 a je prikazana cilindrična tlačna vijačna vzmet. Taka vzmet mora biti izdelana tako, da je korak med navoji zadosti velik, da se tudi pri največji deformaciji ne dotikajo. Na sliki 4.5 b je prikazana cilindrična natezna vijačna vzmet. Na sliki 4.5 c pa vijačna upogibna vijačna vzmet.



Slika 4.5. Vijačne vzmeti

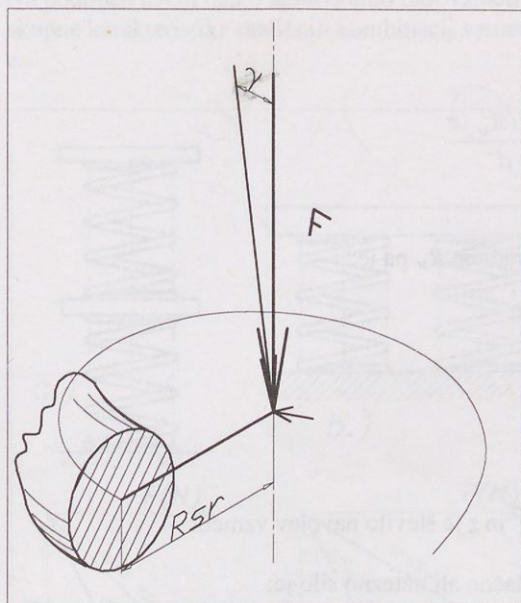
Kot je prikazano na sliki 8.6, je pri tlačni in natezni cilindrični vijačni vzmeti obremenjeni s silo F , poljubni prerez obremenjen s sledečimi obremenitvami:

- normalna sila v prerezu je: $N = F \cdot \sin(\gamma)$
- strižna sila v prerezu je: $Q = F \cdot \cos(\gamma)$,
- upogibni moment v prerezu je: $M_u = F \cdot R_{sr} \cdot \sin(\gamma)$ in
- torzijski moment v prerezu je: $M_t = F \cdot R_{sr} \cdot \cos(\gamma)$.

F je tlačna ali natezna sila v smeri osi, γ je kot navoja vijačnice in $R_{sr} = D_{sr}/2$ je polmer vijačnice.

Kot vijačnice γ ni nikoli velik, zato je tudi sinus tega kota majhen. Prav tako se izkaže, da je strižna napetost za geometrijske razmere, ki realno nastopajo, zanemarljivo majhna. Upoštevanja vredna obremenitev take vzmeti izhajajo torej le iz torzijske obremenitve preseka. Kosinus malega kota je približno enak ena. Torej je taka vzmet obremenjena s torzijsko napetostjo:

$$\tau = \frac{M_t}{W_p} \approx \frac{F \cdot R_{sr}}{\frac{\pi}{16} \cdot d^3} = \frac{8 \cdot F \cdot D_{sr}}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{dop}$$



Slika 4.6: Shema obremenitve vijčne vzmeti obremenjene z osno silo

Dopustna torzijska napetost je enaka polovici dopustne natezne obremenitve za jeklo, iz katerega je vzmet izdelana.

$$\tau_{dop} = 0,5 \cdot \sigma_{dop}$$

Dopustne natezne napetosti za nekatere vrste jekel za vzmeti v odvisnosti od dinamične narave obremenitve so prikazane v tabeli 4.1.

Tabela 4.1: Dopustne napetosti za nekatere vzmetna jekla

material	Vrsta obremenitve*		
	$\sigma_{I.dop}$	$\sigma_{II.dop}$	$\sigma_{III.dop}$
DIN 51Si7	720-820	420-500	300-380
55Si7	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
66Si7	750-900	420-520	320-400
50CrV4	750-900	420-520	320-400

*Opomba:

$\sigma_{I.dop}$ - I. obremenitveni primer - statična obremenitev,

$\sigma_{II.dop}$ - II. obremenitveni primer - utripna obremenitev in

$\sigma_{III.dop}$ - III. obremenitveni primer - izmenična obremenitev.

Pri dinamični obremenitvi obstaja omejitev za amplitudno dovoljeno napetost:

$$\tau_{Adop} \leq 100 - 150 \text{ N/mm}^2$$

Deformacijski zasučni kot zaradi torzije ψ je:

$$\bar{\psi} = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{F \cdot R_{sr} \cdot 2\pi \cdot R_{sr} \cdot z}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{64 \cdot F \cdot R_{sr}^2 \cdot z}{G \cdot d^4}$$

Poves kot posledica zasuka pri krožnem loku z radiem R_{sr} pa je:

$$f = \bar{\psi} \cdot R_{sr}$$

Torej je:

$$f = \frac{64 \cdot F \cdot R_{sr}^3 \cdot z}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot F \cdot D_{sr}^3 \cdot z}{G \cdot d^4}$$

G je strižni modul. Za jeklo je $G = 8,3 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ in z je število navojev vzmeti.

Vzmetna togost vijačne vzmeti obremenjene s tlačno ali natezno silo je:

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_{sr}^3 \cdot z}$$

4.3 Sestavljanje vzmeti

S primerno kombinacijo vzmeti lahko dosežemo zelo različne lastnosti novega sestava vzmeti. Na sliki 4.7 je prikazanih nekaj osnovnih principov, po katerih lahko kombiniramo različne vzmeti in vpliv na lastnosti.

Na sliki 4.6 a je prikazan primer zaporedne postavitve dveh enakih vzmeti. V tem primeru deformacija ob isti obremenitvi naraste na dvakratno vrednost tako, kot je razvidno tudi iz diagrama. Skupna vzmetna konstanta c_{sk} je polovico vzmetne konstante c_1 za eno vzmet:

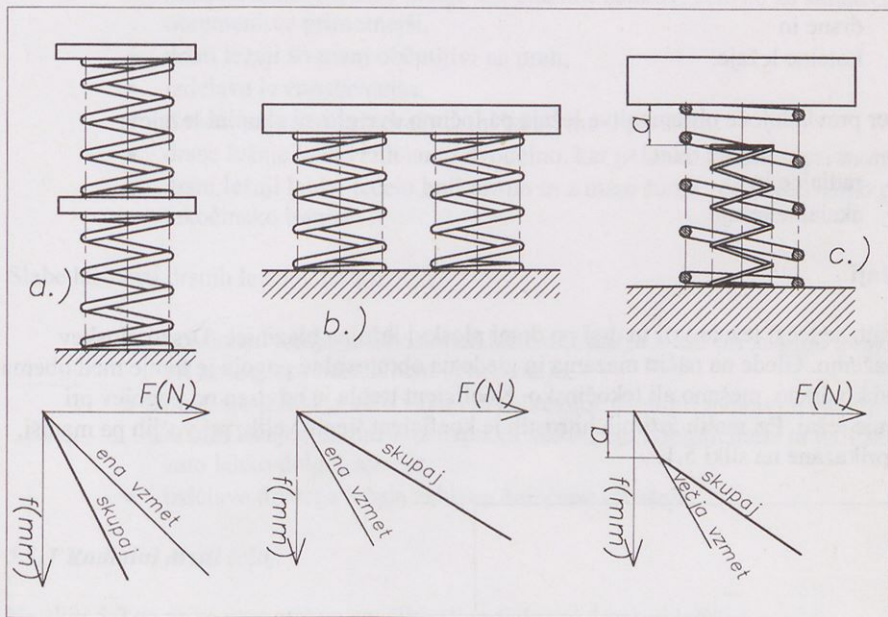
$$c_{sk} = \frac{F}{f_1 + f_1} = \frac{F}{2 \cdot f_1} = \frac{c_1}{2}$$

Na sliki 4.6 b je prikazan primer vzporedne postavitve dveh enakih vzmeti, kjer je za enako deformacijo potrebna dvakrat večja sila:

$$c_1 = \frac{F}{f_1} \text{ in}$$

$$c_{sh} = \frac{F}{f_{sk}} = \frac{F}{f_1/2} = \frac{2 \cdot F}{f_1} = 2 \cdot c_1$$

Na podoben način lahko sestavljamo tudi vzmeti različnih togosti in dolžin in dobimo nove skupne karakteristike različnih kombinacij vzmeti. Tak primer je grafično prikazan na sliki 4.6 c.



Slika 4.7: Sestavljanje vzmeti

5 LEŽAJI

Ležaji so strojni elementi, ki omogočijo rotacijo gredi ali osi v mirujočem ohišju pri istočasnem prenosu sil na podpore in obratno. Kvaliteta in natančnost ležajev v veliki meri določa kvaliteto in natančnost obratovanja celega stroja.

Glede na način obratovanja in vrsto trenja poznamo dve skupini ležajev:

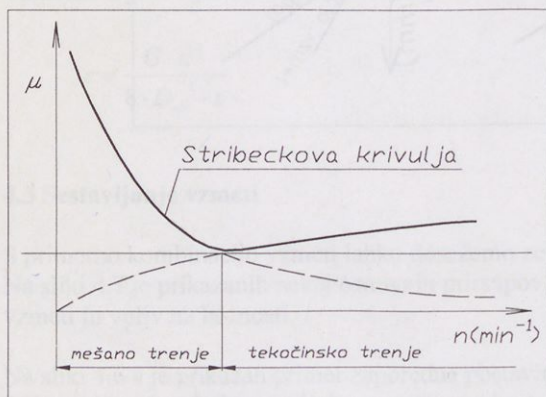
- drsne in
- kotalne ležaje.

Glede na smer prevladujoče obremenitve ležaja pa ločimo dve glavni skupini ležajev:

- radialne in
- aksialne ležaje.

5.1 Drsni ležaji

Pri drsni ležajih se tečaj ležaja vrti in drsi po drsni ploskvi ležajne blazinice. Drsno ploskev praviloma mažemo. Glede na način mazanja in glede na obratovalne pogoje je trenje med obema ploskvama lahko drsno, mešano ali tekočinsko. Koeficient trenja je odvisen od pogojev pri katerih obratuje ležaj. Pri malih vrtilnih hitrostih je koeficient trenja velik, pri večjih pa manjši. Razmere so prikazane na sliki 5.1.



Slika 5.1: Odvisnost koeficienta trenja od vrtilne hitrosti pri drsni ležajih

Najboljši drsni ležaji obratujejo tako, da med obema drsnima ploskvama nastane oljni sloj brez direktnega stika kovinskih površin. V takem primeru se ležaj ne obrablja, trenje je malo, ležaj obratuje relativno tiho. Na sliki 5.1 vidimo, da je za doseg takega načina obratovanja drsnega ležaja potrebna dovolj velika vrtilna hitrost.

V primeru mešanega trenja oljni sloj samo delno prenaša obremenitve, med obema kovinskima površinama je tudi prisoten direktni stik, kar povzroči večjo ali manjšo obrabo drsni površini. Tak način obratovanja je značilen za ležaje z malimi vrtilnimi hitrostmi in za čas zagona stroja.

Tretja skrajna možnost je čisto suho drsno trenje med dvema površinama, ki se relativno premikata med sabo. Trenje in obraba pri takem načinu dela drsnih ležajev sta največja. Na oba nezaželena pojavi vplivamo tudi tako, da med obe površini dodamo grafitna zrnca ali zrnca molibdenovega disulfida (MoS_2).

Dobre lastnosti drsnih ležajev so:

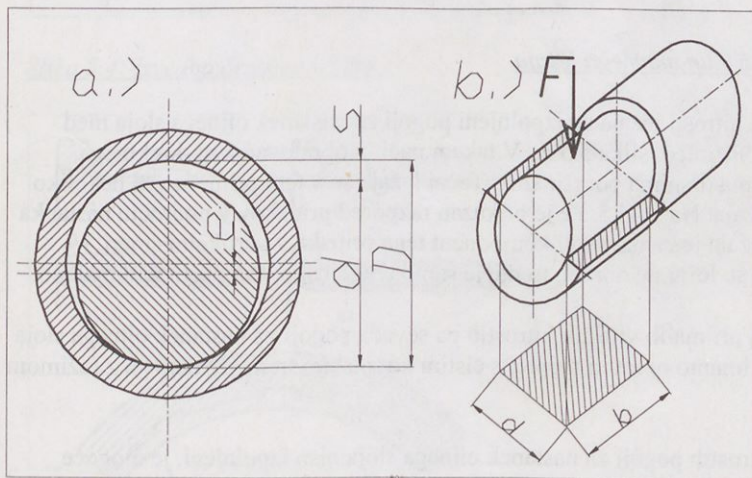
- mazana drsna ploskev deluje kot blažilec sunkov, zato so za sunkovite obremenitve primernejši,
- drsni ležaji so manj občutljivi na prah,
- izdelava je enostavnejša,
- v radialni smeri zahtevajo drsni ležaji manj prostora,
- drsne ležaje lahko izdelamo dvodelno, kar je lahko prednost pri montaži in
- drsni ležaji lahko tečejo bolj mirno in z manj šuma, če zagotovimo pogoje za tekočinsko trenje.

Slabe lastnosti drsnih ležajev pa so:

- koeficient trenja je odvisen od hitrosti, zato je zlasti pri zagonu trenje večje kot pri kasnejšem normalnem obratovanju,
- mazanje ležaja je zelo važno in zahtevno, zlasti pri napravi z večjim številom drsnih ležajev je mazalna naprava lahko zelo komplicirana in tudi zagon stroja je zato lahko dolgotrajen in
- izdelava drsnega ležaja zahteva določene izkušnje.

5.1.1 Radialni drsni ležaj

Na sliki 5.2 so prikazane glavne značilnosti radialnega drsnega ležaja.



Slika 5.2: Shema radialnega drsnega ležaja

Ležaj je izveden tako, da je med tečajem ležaja in tečajno blazinico določena zračnost. Absolutna vrednost zračnosti s , ki jo merimo neposredno na ležaju, je:

$$s = D - d$$

Za obratovanje je pomembna še definicija relativne zračnosti ležaja ψ :

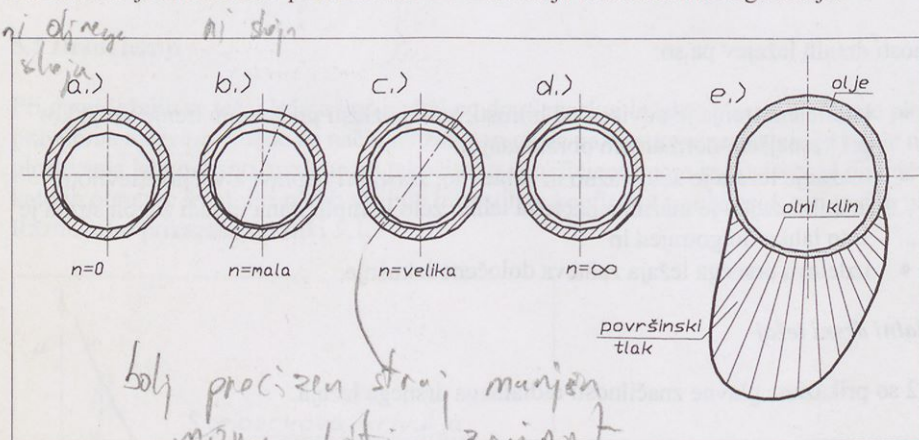
$$\psi = \frac{D - d}{d}$$

Posledica te zračnosti je tudi določena ekscentričnost osi glede na os tečajne blazinice.

Na nosilnost ležaja v največji meri vpliva projekcija površine v smeri obremenitve, kot je prikazano na sliki 5.2 b.

5.1.2 Hidrodinamični in hidrostatični ležaj

Na sliki 5.3 je shematično prikazan način obratovanja hidrodinamičnega ležaja.



Slika 5.3: Obratovanje hidrodinamičnega ležaja

Le pri dovolj veliki vrtilni hitrosti ležaja so izpolnjeni pogoji za nastanek oljnega sloja med tečajem ležaja in tečajno blazinico, slika 5.3 c. V takem načinu obratovanja ni direktnega kovinskega stika med obema drsnima površinama. Tečaj ležaja se v tem primeru vrti nekoliko ekscentrično v odprtini ležaja. Na sliki 5.3 e je prikazan razpored pritiskov v področju nastanka oljnega sloja. Nosilnost ležaja je enaka vsoti komponent tega pritiska v vertikalni smeri. V takem načinu obratovanja se ležaj ne obrabi, trenje je samo tekočinsko, torej ustrezno majhno.

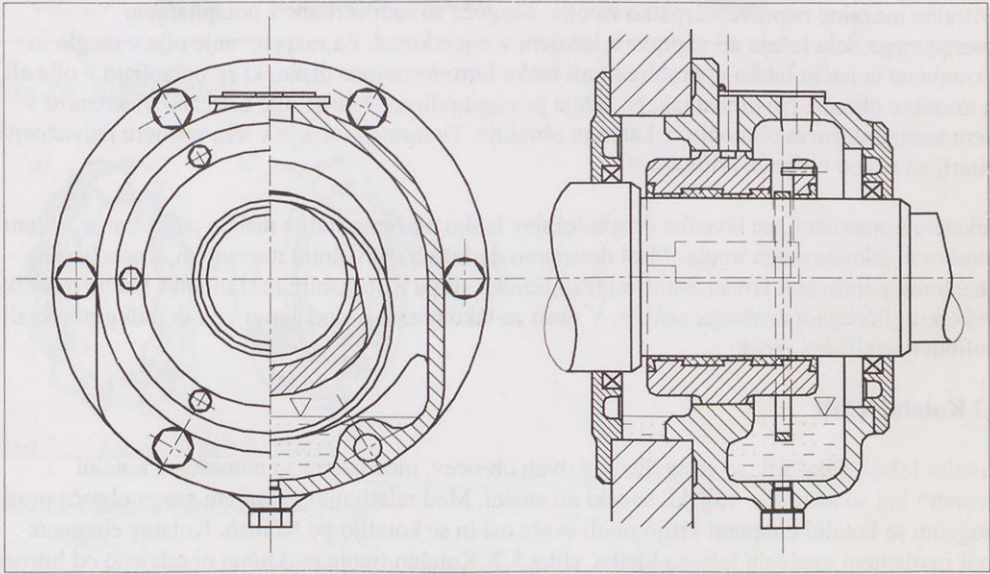
V fazi zagona ležaja, torej pri malih vrtilnih hitrostih pa seveda pogoji za nastanek oljnega sloja niso izpolnjeni. V tej fazi imamo opraviti najprej s čistim kovinskim trenjem, nato pa z režimom mešanega trenja.

Če pri manjših vrtilnih hitrostih pogoji za nastanek oljnega sloja niso izpolnjeni, je mogoče izvesti ležaj kot hidrostatični ležaj. V taki izvedbi dovedemo olje pod pritiskom neposredno med tečaj ležaja in ležajno blazinico že pred zagonom stroja. Napravo za dovod olja je potrebno pognati tudi več minut pred zagonom stroja. Tlak, ki je potreben za premagovanje upora pri prehodu olja skozi špranjo med tečajem in ležajno blazinico, je tlak, ki določa nosilnost ležaja v teh pogojih.

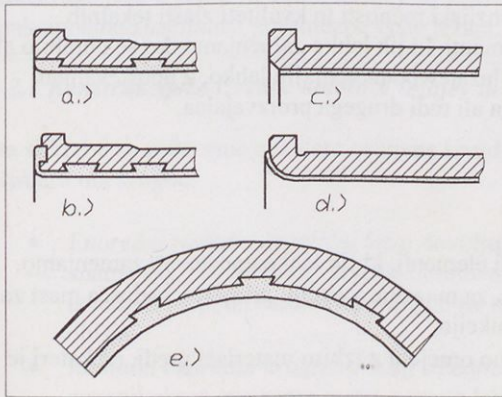
5.1.2.1 Konstruktivna izvedba radialnega drsnega ležaja

Na sliki 5.4 je prikazana izvedba radialnega drsnega ležaja. Površina tečaja ležaja je kaljena in brušena. Tečaj ležaja drsi po ležajni blazini, ki je izdelana iz ležajne kovine. Kot ležajno kovino uporabljamo: belo kovino, svinčev bron, kositrov bron ali rdečo kovino, cinkove legure, sintrane ležajne materiale, razne plastične mase z dodatki, itd.

Lite ležajne kovine ulivamo v zunanje ohišje ležaja in nato obdelamo na ustrezne dimenzije. Drсна plast je lahko valjana ali metalizirana, kot je razvidno na sliki 5.5.



Slika 5.4: Izvedba drsnega ležaja



Slika 5.5: Izvedba ležajnih blazin

Pri dodajanju gasa se ležaj
zavrti, ker ima dobri veliki
številu obratov so izpolajeni
pogoji za nastanek oljnega sloja.
Seveda se z zmanjševanjem gasa
zmanjša še tudi število obratov,
lahko nastane koncentracija
vrtenje.

Na sliki 5.4 je prikazano mazanje z mazalnim obročem, ki se potaplja v olje v ohišju. Ohišje ležaja mora tesniti, da se prepreči iztekanje olja iz ohišja in prodor prahu v ležaj.

5.1.3 Mazanje drsnih ležajev in maziva

V poštevek pridejo zelo različne metode mazanja drsnih ležajev z različnimi značilnostmi za različne zahteve in zelo različna sredstva za mazanje. Sredstvo za mazanje je lahko mast ali olje za mazanje.

Drsne ležaje, ki naj delujejo s čistim tekočinskim trenjem, je mažemo z oljem. Najbolj zanesljiv je način s prisilno cirkulacijo. Vsa mazana mesta se v tem primeru oskrbujejo z dovodom olja iz centralne mazalne naprave s črpalko za olje. Mogoče so tudi izvedbe s potapljanjem posameznega dela ležaja ali naprave z ležajem v oljno kopel. Za razprševanje olja v meglo in mazanja na ta način lahko uporabimo tudi tanke hitro rotirajoče diske, ki se potapljujejo v olje ali pa mazalne obroče. Nosilnost takega ležaja je zagotovljena, če ima olje ustrezno viskoznost v vsem temperaturnem območju, v katerem obratuje. Ta lastnost olja je v tem primeru najvažnejši kriterij za oceno njegove primernosti.

Nekatere konstrukcijske izvedbe drsnih ležajev lahko mažemo tudi z mastjo za mazanje. V tem primeru ni tekočinskega trenja. Mast dovajamo do ležaja s prisilnim mazanjem, s posebnimi mazalnimi napravami kot so Staufferjeva mazalka ali pa z občasnim mazanjem s tlačno mazalko preko krogličnega mazalnega ventila. V mast za tako mazanje dodajamo včasih tudi grafitna ali molibdendisulfidna zrnca.

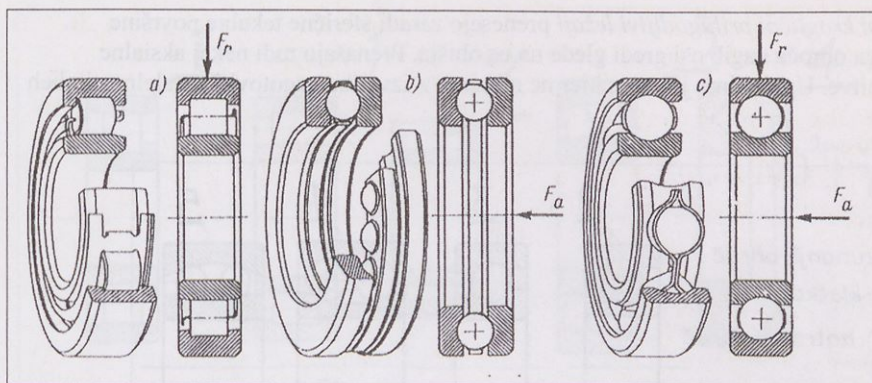
5.2 Kotalni ležaji

Kotalni ležaji, slika 5.6, so sestavljeni iz dveh obročev, med katera so nameščeni kotalni elementi kot so kroglice, valjčki, sodčki ali stožci. Med relativnim gibanjem enega obroča proti drugemu se kotalni elementi vrtijo okoli svoje osi in se kotalijo po tečinah. Kotalne elemente vodi in obenem razdvaja ležajna kletka, slika 5.7. Kotalno trenje praktično ni odvisno od hitrosti in je relativno majhno. Ležaji na lesnoobdelovalnih strojih so v glavnem kotalni.

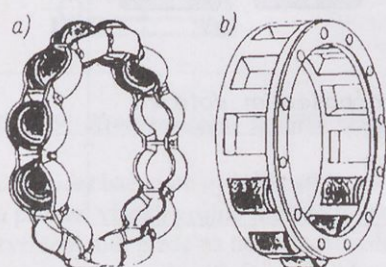
Kotalne ležaje izdelujejo le posebne specializirane tovarne. Uporabljajo samo najboljša jekla, ki so utrjena s toplotno obdelavo. Zahteve po dimenzijski točnosti in kvaliteti zlasti tekalnih površin so zelo visoke. So standardni strojni elementi, ki jih lahko zamenjamo, ko se obrabijo ali drugače pokvarijo. Ker so standardi za izdelavo ležajev poenoteni, jih lahko, z upoštevanjem nekaj pravil, zamenjamo z enakim ležajem istega ali tudi drugega proizvajalca.

Dobre lastnosti kotalnih ležajev so:

- trenje je neodvisno od hitrosti,
- kotalni ležaji so standardni strojni elementi, ki jih lahko enostavno zamenjamo,
- stroški vzdrževanja so minimalni, za mazanje v večini primerov zadošča mast za mazanje, kar poenostavlja konstrukcijo,
- pri vgradnji kotalnega ležaja nismo omejeni z izbiro materiala gredi, na kateri je ležaj vgrajen.



Slika 5.6: Kotalni ležaji



Slika 5.7: Kletka kotalnih ležajev

Slabe lastnosti kotalnih ležajev pa so:

- kotalni ležaji so občutljivi na sunke in
- kotalni ležaji so enodelni, zato je vgradnja težavnejša.

Konstruktivske izvedbe kotalnih ležajev so zelo različne. Od izvedbe so odvisne tudi funkcionalne značilnosti posamezne vrste ležaja.

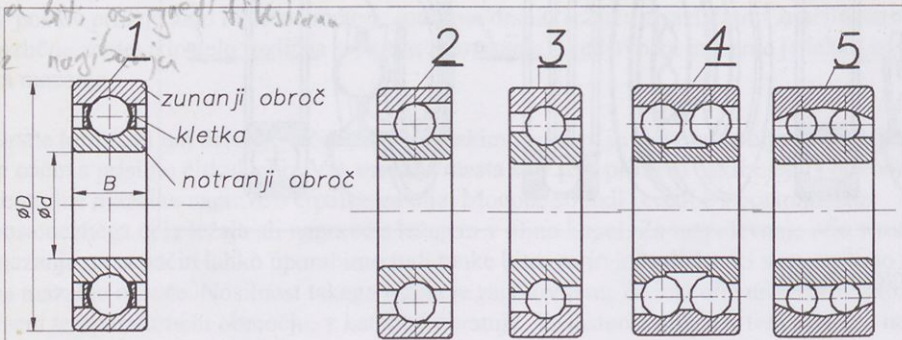
5.2.1 Konstruktivske izvedbe kotalnih ležajev in njihove obratovalne značilnosti

Na sliki 5.8 so prikazane nekatere osnovne izvedbe krogličnih ležajev. Kotalni element je v tem primeru niz kroglic.

- *Enoredni radialni kroglični ležaj* dovoljuje poleg osnovne radialne obremenitve kar znatne aksialne sile. Za njegovo obratovanje je pomembno, da je celotna konstrukcija izvedena tako, da med obratovanjem ne more priti do nagibanja osi gredi glede na os ohišja.
- *Radialni enoredni kroglični ležaj z enojnim poševnim dotikom* je izveden tako, da ima zunanji obroč eno samo ramo, zato ga lahko razstavimo. Tudi ti ležaji praviloma ne dopuščajo nagiba osi gredi glede na os ohišja ležaja.
- *Eno- in dvoredni kroglični ležaj s poševnim dotikom* lahko prenašajo poleg osnovne radialne obremenitve znatne aksialne sile. Tudi ti ležaji praviloma ne dopuščajo nagiba osi gredi glede na os ohišja ležaja. Enoredni oporni ležaji so praviloma vgrajeni paroma.

- *Dvoredni kroglični prilagodljivi ležaji* prenesejo zaradi sferične tekalne površine zunanjega obroča nagib osi gredi glede na os ohišja. Prenašajo tudi nekaj aksialne obremenitve. Uporabimo jih tam, kjer ne moremo z izvedbo zagotoviti paralelnosti obeh osi.

Zu dobro obratovanje mora biti, os gredi je kislina brez nagiba

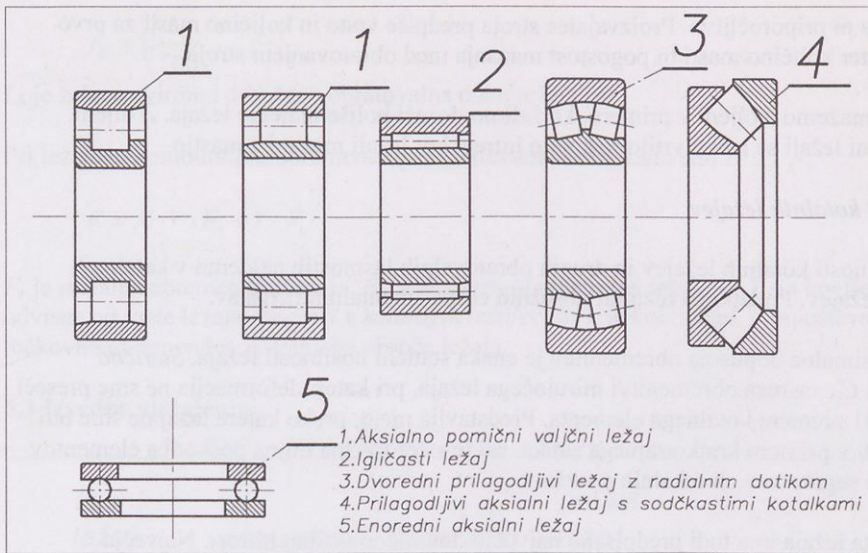


1. Enoredni radialni kroglični ležaj
2. Radialni enoredni kroglični ležaj z enojnim poševnim dotikom
3. Enoredni kroglični ležaj s poševnim dotikom
4. Dvoredni kroglični ležaj s poševnim dotikom
5. Dvoredni kroglični prilagodljivi ležaj

Slika 5.8: Konstruktivne izvedbe nekaterih krogličnih ležajev

Na sliki 5.9 so prikazane še nekatere druge najbolj tipične izvedbe:

- *Aksialno pomični valjni ležaji* so primernejši za večje radialne sile, ker je kontaktna površina valjčka večja kot pri kroglici. Aksialne sile praviloma ne prenašajo. Tudi ti ležaji ne dopuščajo nagiba osi gredi glede na os ohišja ležaja. Gred mora biti zelo toga, montaža zelo natančna. Glede na izvedbo je mogoče take ležaje brez težav razstaviti. Valjčki so lahko, glede na izvedbo, vodeni v notranjem ali zunanjem obroču.
- *Igličasti ležaji* so v bistvu posebna izvedba valjčnih ležajev z majhnim premerom valjčka in ustrezno povečano dolžino. Premer teh ležajev je majhen, zato so primerni tam, kjer ni veliko prostora v radialni smeri. Notranji obroč lahko nadomestimo tudi s kaljeno in brušeno površino gredi in tako prihranimo še nekaj prostora. Prenašajo lahko velike radialne sile. Ostale značilnosti so take kot pri valjčnih ležajih.
- *Dvoredni prilagodljivi ležaji z radialnim dotikom* so posebna izvedba ležajev, ki dopuščajo zamik osi gredi glede na os ohišja. Sodčkasta oblika kotalnih segmentov dovoljuje dokaj večjo radialno obremenitev kot v primeru krogličnega sferičnega ležaja, obenem pa tudi nekaj aksialne obremenitve.
- *Prilagodljivi aksialni ležaji s sodčkastimi kotalkami* prenašajo dokaj velike aksialne sile ob istočasni radialni obremenitvi. Izvedbe so različne, vgradnja pa mora biti praviloma v paru.
- *Aksialni ležaji* so namenjeni izključno prenosu aksialnih obremenitev.



Slika 5.9: Konstrukcijske izvedbe nekaterih kotalnih ležajev

Ležaji sicer iste vrste in velikosti se med sabo lahko pomembno razlikujejo. Za posebne namene (na primer: visoko vrtilno hitrost) morajo biti ležaji izdelani bolj natančno, torej so ležaji razvrščeni tudi glede na natančnost izdelave. V razširjeni oznaki ležaja je zapisan tudi podatek o tej povečani natančnosti. Razredi toleranc za izdelavo ležajev so:

- normalne tolerance-brez oznak,
- tolerančni razred P6 (povečana natančnost) - oznaka P6,
- tolerančni razred P5 (večja natančnost kot P6) - oznaka P5,
- tolerančni razred P4 (večja natančnost kot P5) - oznaka P4 in
- tolerančni razred SP (večja natančnost kot P4) - oznaka SP.

Ležaji iste vrste in velikosti so lahko izdelani s povečano ali zmanjšano zračnostjo med notranjim obročem, kotalnimi elementi in zunanjim obročem. Tudi ta podatek se nahaja v razširjeni oznaki ležaja. Razredi zračnosti ležaja so:

- C2 - zmanjšana zračnost,
- normalna zračnost,
- C3 - povečana zračnost,
- C4 - zračnost večja od C3 in
- C5 - zračnost večja od C4.

Pri zamenjavi takih ležajev s posebnimi zahtevami moramo vedno zamenjati ležaj z novim z istimi razširjenimi oznakami.

9.2.2 Mazanje kotalnih ležajev

Za mazanje kotalnih ležajev v večini primerov zadošča mast za mazanje ležajev. Ohišje ležaja sme biti le deloma napolnjeno z mastjo, sicer se ležaj segreva. Prepogosto mazanje zaprtega

ni priporočljivo

kotalnega ležaja ni priporočljivo. Proizvajalec stroja predpiše vrsto in količino masti za prvo mazanje ležaja ter količino masti in pogostost mazanja med obratovanjem stroja.

Kotalne ležaje mažemo z oljem v primeru, ko želimo doseči boljše hlajenje ležaja. Z oljem mazani in hlajeni ležaji se lahko vrtijo nekoliko hitreje kot ležaji mazani z mastjo.

9.2.3 Nosilnost kotalnih ležajev

Podatke o nosilnosti kotalnih ležajev in drugih obratovalnih lastnostih najdemo v katalogih proizvajalcev ležajev. Podatki so rezultat obsežnih eksperimentalnih raziskav.

Normalna maksimalna dopustna obremenitev je enaka statični nosilnosti ležaja. *Statična nosilnost* ležaja C_0 ustreza obremenitvi mirujočega ležaja, pri kateri deformacija ne sme preseči vrednosti 0.0001 premera kotalnega elementa. Predstavlja mejo, preko katere ležaj ne sme biti obremenjen tudi v primeru kratkotrajnega sunka, saj je sicer možna trajna poškodba elementov ležaja (kotalnih segmentov ali tekalnih površin).

Posamezna vrsta ležaja ima tudi predpisano največjo dovoljeno vrtilno hitrost. Največja dovoljena vrtilna hitrost v primeru mazanja ležaja z oljem je nekoliko višja kot v primeru mazanja z mastjo. Razlog za to razliko je v bolj učinkovitem hlajenju ležaja v primeru mazanja z oljem.

Med normalnim obratovanjem so ležaji obremenjeni daleč pod vrednostjo statične nosilnosti. Običajno se tudi vrtijo z manjšo vrtilno hitrostjo od maksimalne dovoljene. Zato je za oceno obratovalnih karakteristik ležaja pomemben podatek o *dinamični nosilnosti* ležaja C . Dinamična nosilnost posameznega ležaja je določena z eksperimentalnimi metodami in je določena z razmerami pri katerih se material ležajev utruji. Posamezni elementi ležaja so obremenjeni dinamično tudi v primeru konstantne zunanje sile. Ležaj se običajno pokvari tako, da se na tekalni površini pojavijo najprej poškodbe v obliki drobnih odluščenih pikic (*pitting*). Te prve poškodbe se nato razširijo v dobro vidne površinske napake. Istočasen pojav pri takih poškodbah je povečan šum ležaja. Ta šum predstavlja prvi znak, da je ležaj obrabljen. Meritev šuma med obratovanjem ležaja predstavlja torej tudi možnost za kontrolo stanja ležaja in pravočasno indikacijo obrabljenosti.

Dinamična nosilnost ležaja C ustreza obremenitvi F , pri kateri je vzdržljivost ležaja 10^6 vrtljajev, ki jih opravi v 500 obratovalnih urah. (vrtilna hitrost je v tem primeru $n=33\text{min}^{-1}$). Pri drugih pogojih obratovanja pa je dovoljena obremenitev F podana z enačbo:

$$F = C \frac{f_n}{f_L}$$

f_n je faktor, ki upošteva dejansko vrtilno hitrost ležaja in
 f_L je faktor, ki upošteva želeno obratovalno dobo ležaja.

Faktor f_n izračunamo iz enačbe:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33.3}{n}}$$

n je dejanska vrtilna hitrost ležaja (min^{-1}).

Faktor f_L pa izračunamo iz enačbe:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

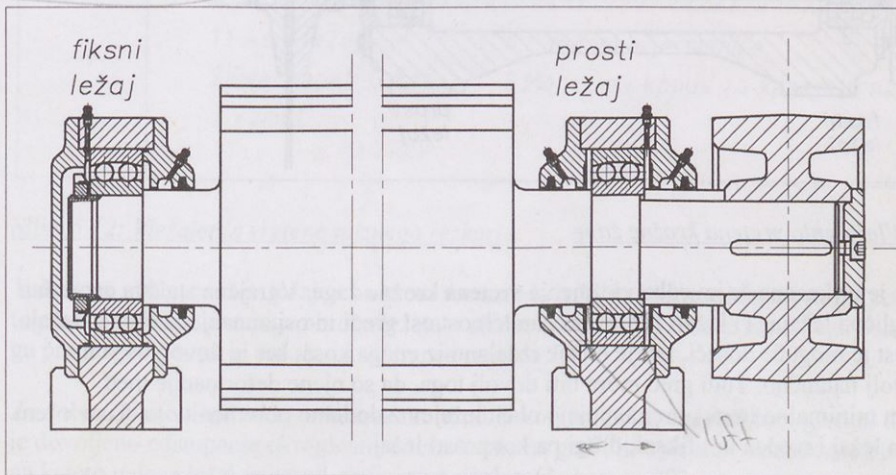
L_h je želena oziroma dosežena obratovalna doba ležaja (h).

Pri ležajih s kombinirano obremenitvijo upoštevamo korigirano silo F :

$$F = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

F_r je radialna obremenitev ležaja, F_a je aksialna obremenitev ležaja. X, Y sta koeficienta, ki sta odvisna od vrste ležaja (podatki v katalogih ležajev) in V je koeficient, ki upošteva eventualno točkovno obremenitev notranjega obroča ležaja.

5.3 Izvedbe vležajenja



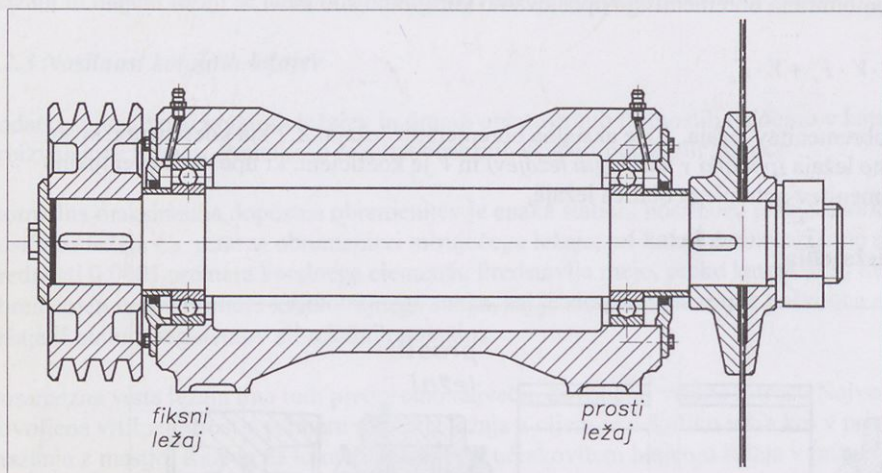
Slika 5.10: Vležajenja vretena skobeljnega stroja

Na sliki 5.10 je narisan primer vležajenja vretena skobeljnega stroja. Uporabljeni sta dva dvoredna kroglična prilagodljiva ležaja. Izbira takih ležajev je logična, saj sta obe ohišji ležajev vsak zase pritrjeni na ohišje stroja in ker zaradi velikih rotirajočih mas vretena lahko pričakujemo določene deformacije gredi.

Manj obremenjeni ležaj na levi strani je vgrajen tako, da se ne more pomikati v aksialni smeri niti po gredi niti v ohišju ležaja. Takemu ležaju pravimo *fiksni ležaj*.

Če bi drugi ležaj vgradili v ohišje ležaja na enak način, bi zelo verjetno že pri montaži, zaradi nezmožnosti izdelati in montirati vse elemente v dovolj veliki natančnosti, napeli oba ležaja v aksialni smeri z nekontrolirano napenjalno silo, ki bi bila posledica dimenzijskih razlik. Poleg tega bi se med obratovanjem pojavljale dodatne deformacije kot posledica različnih toplotnih deformacij gredi glede na ohišje in kot posledica deformacij zaradi obremenitev. Da bi preprečili take nezaželene, nekontrolirano velike in nepotrebne dodatne obremenitve obeh ležajev v aksialni smeri, izdelamo drugi ležaj kot *prosti ležaj*. Prosti ležaj sicer pritrdimo v aksialni smeri na gred, v ohišju ležaja pa mu pustimo možnost, da se sam postavi v pravi položaj tako, da ga ne omejujemo. Izberemo tudi manj tesen ujem med zunanjim obročem ležaja in luknjo v ohišju.

V tem primeru mažemo oba ležaja z mastjo za mazanje krogličnih ležajev preko centralnih mazalk. Prav tako preprečujemo vstop prahu v ohišje ležajev z mastjo preko mazalk v pokrovih ohišij ležajev. Vdor prahu preprečuje tudi klobučevinasto tesnilo v posameznem pokrovu ležaja.



Slika 5.11: Vležajenja vretena krožne žage

Na sliki 5.11 je prikazana še izvedba vležajenja vretena krožne žage. Vgrajena sta dva enoredna radialna kroglična ležaja. Ti ležaji zahtevajo paralelnost osi gredi in osi zunanjšega obroča ležaja. To paralelnost je mogoče doseči, ker je ohišje izdelano iz enega kosa, ker je dovolj togo in izdelano dovolj natančno. Tudi gred mora biti dovolj toga, da so njene deformacije med obratovanjem minimalne in ne obremenjujejo obeh ležajev z dodatno obremenitvijo. Tudi v tem primeru je en ležaj izveden kot fiksni, drugi pa kot prosti ležaj.

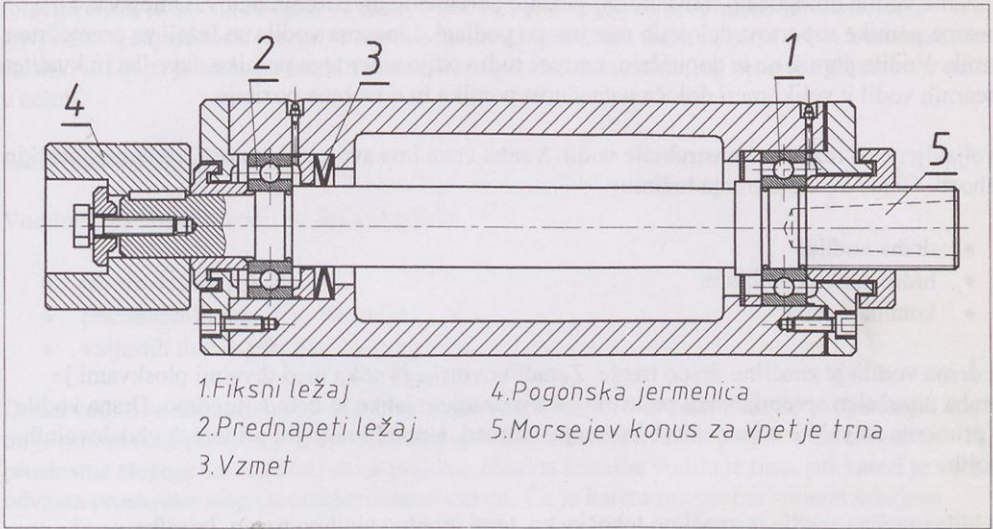
Od takega osnovnega načina vgradnje obeh ležajev odstopamo takrat, ko želimo doseči zelo miren tek pri visoki vrtilni hitrosti. Na sliki 5.12 je prikazan primer izvedbe vležajenja vretena miznega rezkarja. Od takega vretena zahtevamo, da se vrti z veliko vrtilno hitrostjo, do 12000 min^{-1} . Nezaželeno zračnost med notranjim obročem, kotalnim elementom in zunanjim obročem odpravimo s kontrolirano aksialno silo, s katero oba ležaja prednapnemo v aksialni smeri.

Izberemo dva enoredna radialna kroglična ležaja s povečano točnostjo izdelave razreda P6. Prav tako je zračnost med kotalnimi kroglicami in obema obročema povečana na povečano zračnost razreda C3. Za visoke vrtilne hitrosti je primernejša kletka izdelana iz plastične mase.

V oznaki ležaja za tak pogon, recimo 6210TB.P63, pomeni številka velikost ležaja, TB-je oznaka, ki označuje plastično kletko za visoke vrtilne hitrosti, P6 je oznaka za povečano natančnost ležaja, 3 pa je dodana oznaka za povečano zračnost razreda C3.

Oba ležaja prednapnemo z vgrajenim elastičnim elementom, ki s kontrolirano silo v aksialni smeri napne zunanji obroč ležaja, ki bi bil sicer prost. Elastični element za prednapenjanje je lahko vzmet ali elastična puša. Sila prednapenjanja je v predstavljenem primeru le okoli 500N, torej le toliko, da jo ležaj še zanesljivo brez škode prenese. V primeru dimenzijskih sprememb v aksialni smeri se le nekoliko spremeni kontrolirana aksialna sila, pri tem pa ležaj ne ogrozimo z

možnostjo preobremenitve. Oba ležaja tečeta brez zračnosti med notranjim obročem, kotalnimi elementi in zunanjim obročem.



Slika 5.12: Vležajenja vretena miznega rezkarja

Tolerance obeh sedežev ležajev na gredi so razreda $js5$. Na pogonski strani (ležaj poz. 1) je toleranca sedeža zunanjega obroča ležaja v ohišju razreda $JS6$. Sedež zunanjega obroča ležaja, ki ga prednapnemo, pa je določen s toleranco razreda $H6$.

Za dobro obratovanje takega vretena moramo dovolj natančno izdelati tudi gred in ohišje. Tako je dovoljeno odstopanje okroglosti sedeža ležaja na gredi in opletanje bočne naležne površine, na katero nalega ležaj na gredi, definirano s tolerančno vrsto $IT2$.

Dovoljeno odstopanje okroglosti sedeža ležaja v ohišju in opletanje bočne naležne površine, na katero nalega ležaj v ohišju, pa je definirano s tolerančno vrsto $IT3$.

6 LINEARNA VODILA

Linearna vodila omogočajo translatorno gibanje obremenjenih strojnih delov. Omogočajo linearne pomike suportov, delovnih miz itn. po podlagi. Linearna vodila so ležaji za premočrten pomik. Vodila pomik ne le dopuščajo, temveč tudi vodijo smer tega pomika. Izvedba in kvaliteta linearnih vodil v veliki meri določa natančnost pomika in dosežene pozicije.

Uveljavljene so različne konstrukcije vodil. Vsaka vrsta ima svoje značilnosti, torej prednosti in slabosti. Glede na vrsto trenja ločimo:

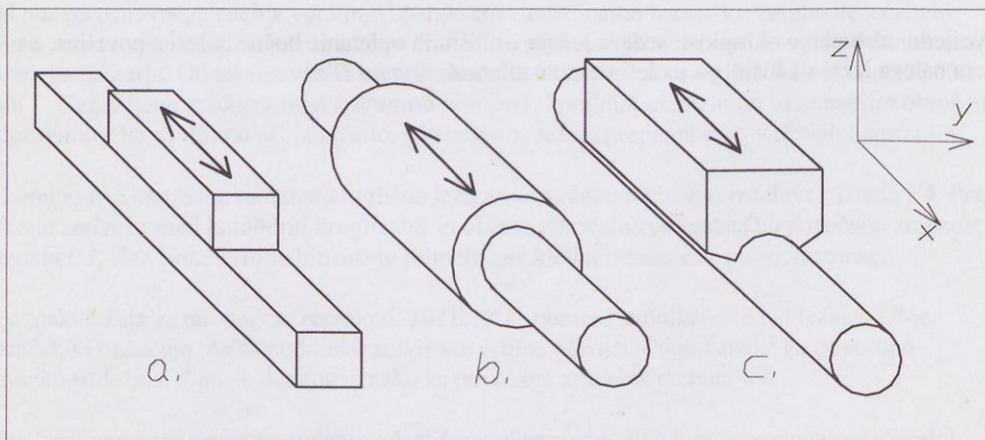
- drsna vodila,
- hidrostatična vodila in
- kotalna vodila.

Za drsna vodila je značilno drsno trenje. Zaradi kovinskega stika med drsnimi ploskvami je obraba nezaželen spremljevalni pojav, ki ga z mazanjem lahko le delno omejimo. Drsna vodila so primerna za velike obremenitve in manjše hitrosti. Uporabljamo jih pri težkih obdelovalnih strojih.

Za hidrostatična vodila je značilno tekočinsko, torej izredno majhno trenje. Izvedba hidrostatičnega gonila je zahtevna in draga, zato jih uporabljamo le v redkih primerih za zelo zahtevne pogoje.

Pri kotalnih vodilih je trenje skoraj neodvisno od hitrosti. Sila trenja je mala. Omogočajo natančnejše pozicioniranje. Dopuščajo večje hitrosti, so pa občutljiva na sunke. Lastnosti kotalnih vodil so primerne za lesnoobdelovalne stroje.

6.1 Vodilna steza



Slika 6.1: Izvedbe vodilnih stez

Linearno vodilo je sestavljeno iz več *vodilnih stez*. Na sliki 6.1 so prikazane tri osnovne izvedbe. Gibajoči se del vodilne steze je *drsnik*, ki se giblje po *podstavku*. Drsnik na sliki 6.1 a omejuje gibanje v z in y smeri in rotacijo okoli teh dveh osi. Pomik v x smeri in pri ozkem vodilu tudi rotacija okoli te osi sta mogoči. Pomik v z smeri je omejen samo v smeri navzdol, zato govorimo o *odprti vodilni stezi*. Podobne lastnosti ima drsna steza na sliki 6.1 c. Vodilna steza na sliki 6.1 b pa je sicer ob enakih lastnostih *zaprta vodilna steza*, saj omejuje gibanje v z smeri v celoti.

6.2 Drсна vodila

Vodilne steze drsnih vodil so sestavljene iz:

- ravnih drsnih ploskev,
- prizmatičnih drsnih ploskev in
- valjastih drsnih ploskev.

Drсна vodila so sestavljena iz vsaj dveh vzporednih drsnih vodilnih stez. Sestavljamo jih tako, da je omogočena samo ena prostostna stopnja celega vodila in sicer pomik v želeni smeri. Ta prostostna stopnja določa torej smer pomika. Idealna izvedba vodila je tista, pri kateri je vsaka odvzeta prostostna stopnja omejena samo enkrat. Če je katera prostostna stopnja omejena večkrat, govorimo o *predoločenem* sistemu. Tak sistem deluje neoporečno le pri zelo natančni izdelavi, zato taka predoločenost ni zaželena.

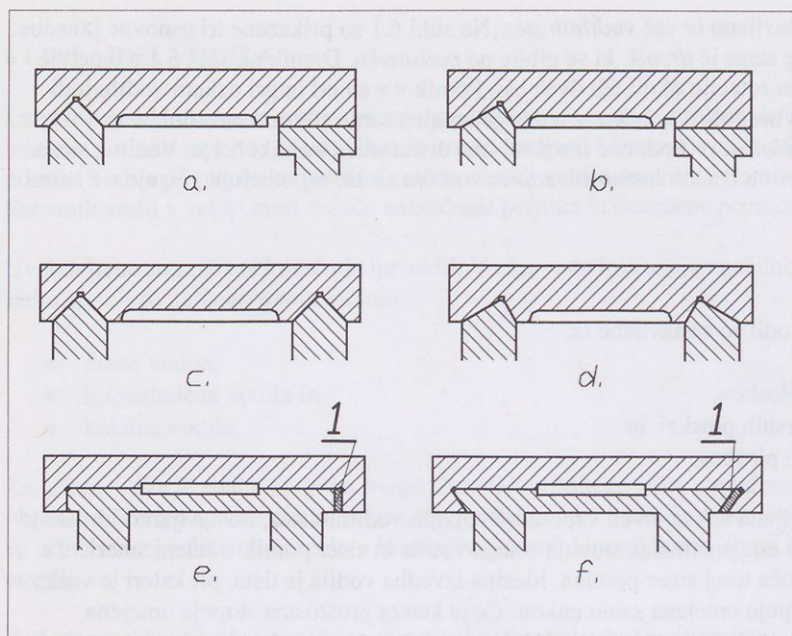
Na sliki 6.2 so prikazane značilne izvedbe drsnih vodil, sestavljenih iz drsnih stez z ravnimi drsnimi ploskvami. Na sliki 6.2 a in 6.2 b sta primera drsnih vodil, sestavljenih tako, da je vsaka odvečna prostostna stopnja odvzeta samo enkrat. Kot je razvidna sta obe izvedbi sestavljeni iz dveh drsnih stez, pri čemer je leva steza s prizmatičnim drsnikom in podlago tista, ki določa smer gibanja. Prizmatična izvedba drsne steze ima to slabost, da je zaradi načina prenosa sil na drsno ploskev trenje nekoliko večje. Po drugi strani pa je tako vodilo manj občutljivo na obrabo, saj se smer in natančnost vodenja kljub obrabi ohranjata bolj kot pri drugih izvedbah.

Na sliki 6.2 c in 6.2 d sta prikazani dve izvedbi, kjer je vodenje predoločeno. Take izvedbe zahtevajo zelo natančno izdelavo in so zato redke.

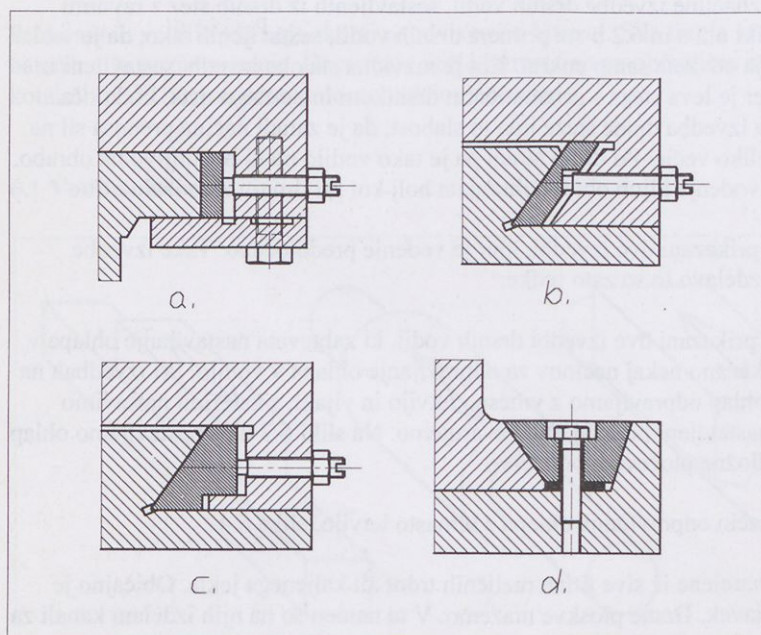
Na sliki 6.2. e in 6.2 f sta prikazani dve izvedbi drsnih vodil, ki zahtevata nastavljanje ohlapa v vodilu. Na sliki 6.3 je prikazano nekaj načinov za odpravljanje ohlapa v vodilu. Pri izvedbah na sliki 6.3 a, 6.3 b in 6.3 c ohlap odpravljamo z vmesno letvijo in vijaki, s katerimi nastavimo položaj vmesne letve in nastavljeni položaj tudi zavarujemo. Na sliki 6.3 d pa nastavljamo ohlap z brušenjem debeline podložne pločevine pod letvo.

Nekoliko modernejši je način odpravljanja ohlapa s klinasto letvijo, slika 6.4.

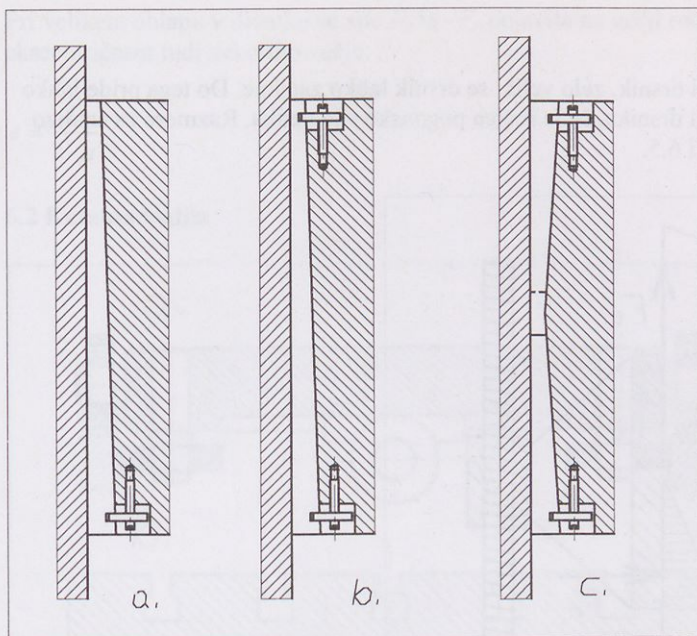
Drzne površine so lahko narejene iz sive litine različnih trdot ali kaljenega jekla. Običajno je drsnik mehkejši kot podstavek. Drsne ploskve mažemo. V ta namen so na njih izdelani kanali za dovod olja. Le pri velikih hitrostih gibanja je mogoče računati na oljni film med drsnima ploskvama, v splošnem pa se neposrednemu kovinskemu stiku ni mogoče izogniti. Posledica je obraba. Koeficient trenja se med obratovanjem spreminja in je $\mu=0,15-0,3$, pri dobrem mazanju pa tudi precej manj.



Slika 6.2: Drsna vodila



Slika 6.3: Nastavljanje ohlapa z vmesno letvijo



Slika 6.4: Nastavljanje ohlapa s klinasto letvijo

V tabeli 6.1 so navedene orientacijske vrednosti za dopustne ploščinske pritiske za vodila iz sive litine oziroma kombinacijo sive litine in kaljenega jekla.

Tabela 6.1: Ploščinski pritiski za drsna vodila

	$P_{dop}(Mpa)$
<i>male hitrosti drsnika (podajalni pogoni stružnic in frezalnih strojev)</i>	2, 5 - 3
<i>večje hitrosti drsnika (glavni pogoni skobeljnih in pehalnih strojev)</i>	0,8
<i>vodila težkih obdelovalnih strojev pri malih hitrostih</i>	1
<i>vodila težkih obdelovalnih strojev pri velikih hitrostih</i>	0,4
<i>mize brusilnih strojev</i>	0.05 - 0.08

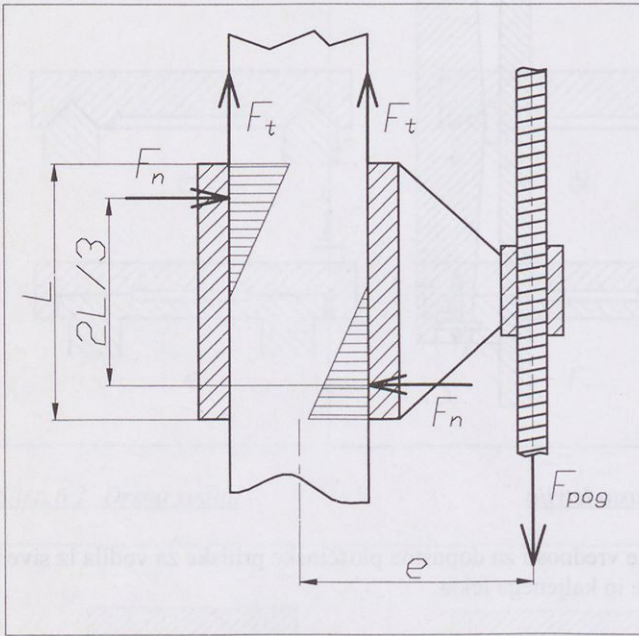
Opomba:

Za vodila posebnih strojev, ki delajo v težkih pogojih, se te vrednosti zmanjšajo za 25 %, za vodila iz kaljenega jekla pa smejo biti ti pritiski večji za 20-30 %.

Drsne ploskve so lahko izdelane tudi iz oblog iz umetnih snovi. Primer dobrega materiala za drsno ploskev vodila je *politetrafluoretilen*, znan pod trgovskim imenom *turcit B*. Ta material vsebuje zrnca zdrobljenega bronca. Trakove turcita lepimo na drsne ploskve. Značilnost tega materiala je majhno trenje, ki ga označuje koeficient trenja od 0.04 do 0.08. Dobra lastnost je še ta, da je razlika med trenjem pri mirovanju in gibanju majhna. Dobro mazanje sicer izboljšuje drsne lastnosti, nezadostno mazanje pa ne povzroči takoj omembe vrednih poškodb. Uporabljajo se še drugi umetni materiali z dodatki grafitnih zrn ali molibdenovega disulfida.

6.2.1 Zatkanje drsnika

Če je moment, ki skuša zasukati drsnik, zelo velik, se drsnik lahko zatakne. Do tega pride lahko tudi pri zelo majhni obremenitvi drsnika, če je ročica pogonske sile velika. Razmere za analizo teča pojava so prikazane na sliki 6.5.



Slika 6.5: Zatkanje drsnika

Pogonska sila F_{pog} je enaka vsoti obeh komponent trenja F_t . Na vodilo deluje moment:

$$M = F \cdot e = 2 \cdot F_t \cdot e$$

Temu momentu drži ravnotežje moment dvojice sil F_n in $-F_n$. Ti dve sile v bistvu povzročata trenje. Torej je:

$$F_t = F_n \cdot \mu$$

$$M = \frac{2}{3} \cdot L \cdot F_n = \frac{2}{3} \cdot L \cdot \frac{F_t}{\mu}$$

Iz enakosti obeh momentov sledi zveza:

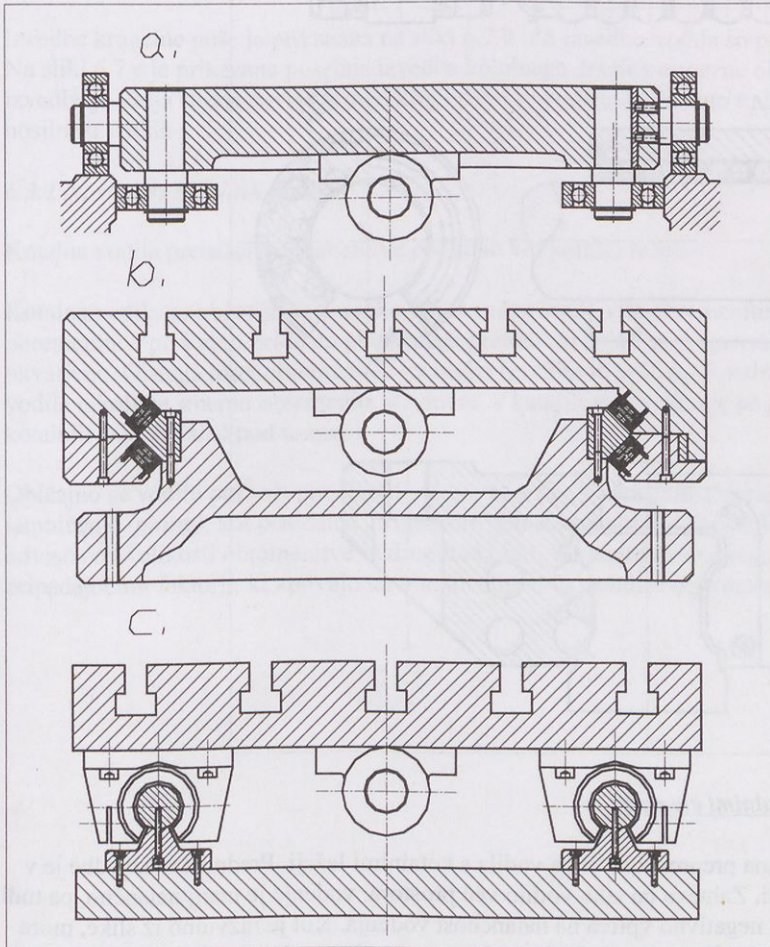
$$e = \frac{L}{3 \cdot \mu}$$

Pri tej dolžini ročice ekscentričnosti pogonske sile sta oba momenta enaka. Če je dolžina ročice pogonske sile tako velika ali večja, se drsnik zatakne.

Pri velikem ohlapu v drsniku se sile F_n in $-F_n$ pojavita na večji ročici, zato je kritična ekscentričnost tudi nekoliko večja:

$$e = \frac{L}{2 \cdot \mu}$$

6.2 Kotalna vodila

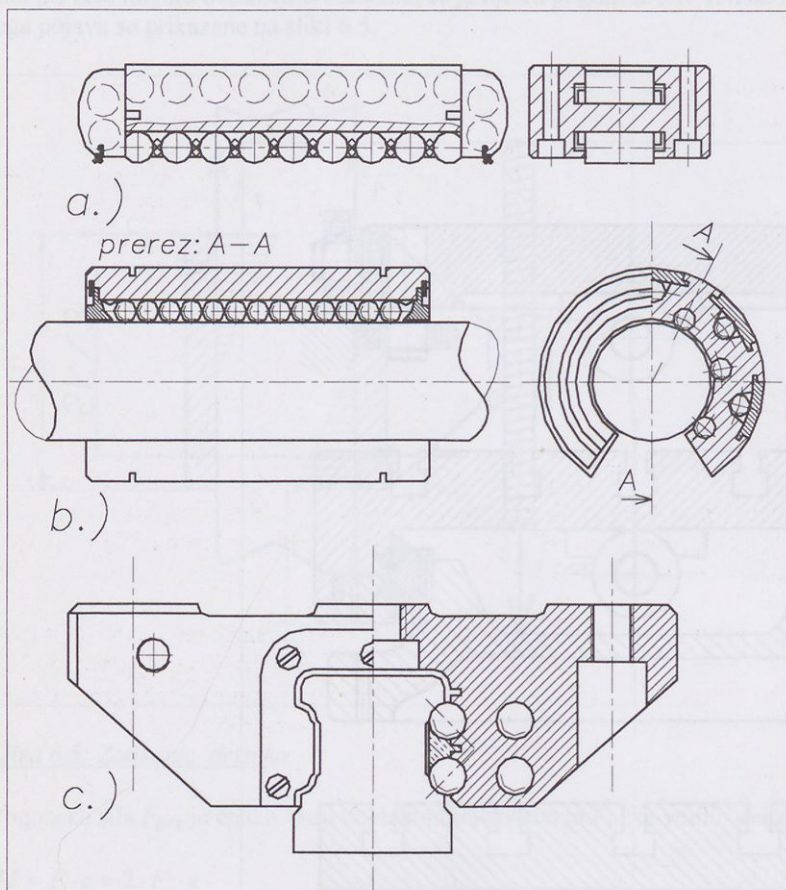


Slika 6.6: Tri izvedbe vodil s kotalnimi drsniki

Na sliki 6.6 so prikazane tri možne izvedbe kotalnih vodil. Namesto drsenja imamo pri premiku vodila opraviti s kotaljenjem zelo natančno izdelanih kotalnih elementov različnih oblik po trdih gladko brušenih površinah. Kotalni elementi so lahko kroglice ali valjčki različnih razmerij. Kotalno trenje skoraj ni odvisno od hitrosti pomika. V primeru izvedbe s kroglicami se koeficient trenja giblje okoli $\mu=0,001$, v primeru izvedbe z valjčki pa je $\mu=0,003-0,004$.

Kotalna vodila dovoljujejo relativno večje hitrosti pomika. Seveda pa so kotalna vodila manj toga kot drsna. Zaradi relativno večje kontaktne površine so najbolj toga kotalna vodila z

igličastimi kotalnimi elementi. Pri lesnoobdelovalnih strojih nimamo opraviti s pretirano velikimi obremenitvami, zaželeno pa so večje hitrosti pomikov. Kotalna vodila so zato pogosto zelo primerna rešitev.



Slika 6.7: Drsniki s kotalnimi elementi

Na sliki 6.6 a je prikazana preprosta izvedba vodila s kotalnimi ležaji. Prednost te izvedbe je v preprostosti in cenenosti. Zahteva pa tako vodilo več prostora, vodenje je manj natančno, pa tudi relativno majhna togost negativno vpliva na natančnost vodenja. Kot je razvidno iz slike, mora imeti eden od ležajev za horizontalno vodenje možnost nastavitve položaja, da je tako mogoče odpraviti ohlap.

Na sliki 6.6 b je prikazana izvedba vodila izvedenega z drsniki s kotalnimi valjčki. Kotalna proga je izvedena iz kaljenega in brušenega jekla. Za vodenje je potrebno postaviti osem valjčnih drsnikov. Valjčni drsniki so precizni standardizirani strojni deli različnih velikosti in razmerij, izdelani v specializiranih tovarnah podobno kot kotalni ležaji. Na sliki 6.7 a je prikazana izvedba takega drsnika s kotalnimi valjčki. Drsnik mora imeti povratni kanal za vračanje valjčkov na začetek drsnika zaradi zaostajanja pomika valjčkov za pomikom drsnika. Na predstavljeni izvedbi vidimo, da se ohlap odpravlja le z brušenjem ene vmesne distančne pločevine na desni strani slike.

Na sliki 6.6 c predstavljeno vodilo je sestavljeno iz dveh valjastih drsnikov, izvedenih s polodprtimi krogelnimi pušami. Podstavek vodila je izveden z dvema valjastima podporama, ki sta na spodnji strani privijačeni na stroj. Valjasta podpora je izdelana iz brušenega in kaljenega jekla trdote 60Hrc.

Pri kratkih vodilih, kjer zadošča togost kratkega valjastega podstavka vodila podprtega le na skrajnih koncih, je lahko krogelna puša tudi v celoti zaprta.

Izvedba krogelne puše je prikazana na sliki 6.7 b. Za izvedbo vodila so potrebne štiri take puše. Na sliki 6.7 c je prikazana posebna izvedba kotalnega drsnika trapezne oblike. Prednost te izvedbe je večja stična površina med kroglicami in podstavkom, zato tudi večja togost in nosilnost vodila.

6.3.1 Nosilnost kotalnih vodil

Kotalna vodila prenašajo obremenitve podobno kot kotalni ležaji.

Kotalna vodila so občutljiva na sunke. Če trenutna sunkovita obremenitev prekorači obremenitev, pri kateri pride do plastičnega preoblikovanja stičnih površin, je tako vodilo trajno okvarjeno. Obstaja torej obremenitev za vsako izvedbo in velikost kotalnega drsnika, s katero vodila nikoli ne smemo obremeniti. Razmere, v katerih vodilo deluje so podobno kot pri kotalnih ležajih daleč pod to mejo.

Običajno se vodilo pokvari podobno kot kotalni ležaj. Na tekalnih površinah se pojavi jamničenje (*pitting*), kot posledica utrujenosti. Dosežena obratovalna doba do tega pojava je odvisna od velikosti obremenitve in drugih razmer. V katalogih so navedene metode preračuna s pripadajočimi faktorji, ki vplivajo na obratovalno dobo, podrobneje navedene.

7 SKLOPKE

Sklopke služijo za prenos vrtilnega momenta in s tem tudi rotacijskega gibanja iz pogonske na gnano gred.

Glede na njihove značilnosti jih lahko razvrstimo v naslednje skupine:

- sklopke za stalno zvezo ali gredne vezi,
- sklopke za vklapljanje in
- posebne izvedbe.

Če prenašamo vrtilni moment iz ene gredi na drugo preko oblike delov sklopke, je vrtilni moment in posredno tudi moč, ki jo sklopka prenaša, omejena z nosilnostjo konstrukcijskih elementov sklopke. Sklopke za stalno zvezo in sklopke, ki jih vklapljamo in izklapljamo le med mirovanjem, spadajo v to skupino.

Če prenašamo vrtilni moment iz ene gredi na drugo gred s trenjem, je vrtilni moment omejen z momentom trenja med tornimi elementi sklopke. Posredno je torna sila, s tem tudi torni moment, odvisen od pritiskne sile med tornimi ploskvami. Sklopke za vklapljanje med obratovanjem spadajo v to skupino.

Dovoljena obremenitev posamezne izvedene sklopke je torej podana z vrednostjo največjega vrtilnega momenta M_{max} , ki ga sklopka še prenese. Drugo omejitev pri uporabi sklopke lahko predstavlja omejitev največje vrtilne hitrosti n_{max} . Ta omejitev izhaja iz centrifugalnih obremenitev delov sklopke pri visoki vrtilni hitrosti.

Moč P , ki jo sklopka prenaša, je odvisna od vrtilnega momenta M in vrtilne hitrosti n .

$$P = M \cdot \omega$$
$$\omega = \frac{\pi \cdot n(\text{min}^{-1})}{30}$$

7.1 Izvedbe sklopk

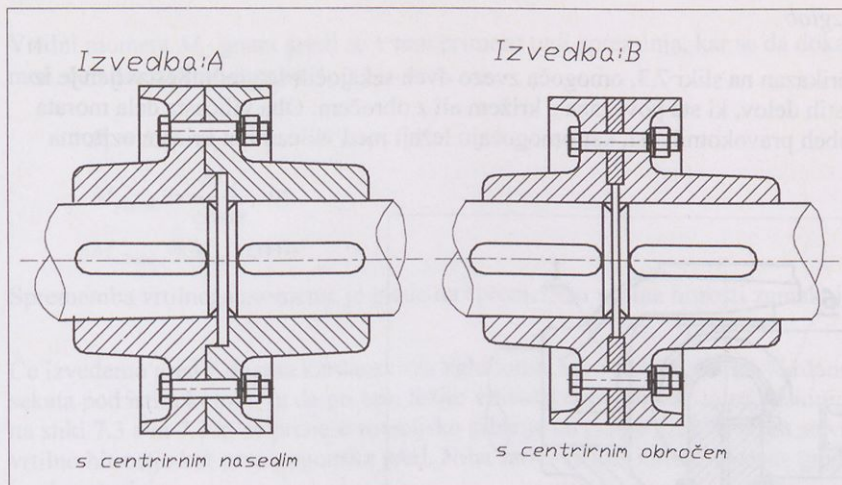
Izvedbe sklopk so zelo različne. Razlikujejo se tako po načinu prenosa vrtilnega momenta, konstrukciji, kot tudi po funkciji, ki jo opravljajo.

7.1.1 Oblikovne sklopke

7.1.1.1 Kolutne sklopke

Na sliki 7.1 sta prikazani dve izvedbi kolutnih sklopk. Kolutna sklopka služi za stalno spajanje dveh gredi brez možnosti izklopa (DIN 116). Vrtilni moment se prenaša iz ene gredi na drugo preko obeh kolutov in prilagodnih vijakov, ki spajajo oba koluta med sabo. Narisani izvedbi se razlikujeta po načinu centriranja obeh kolutov med sabo.

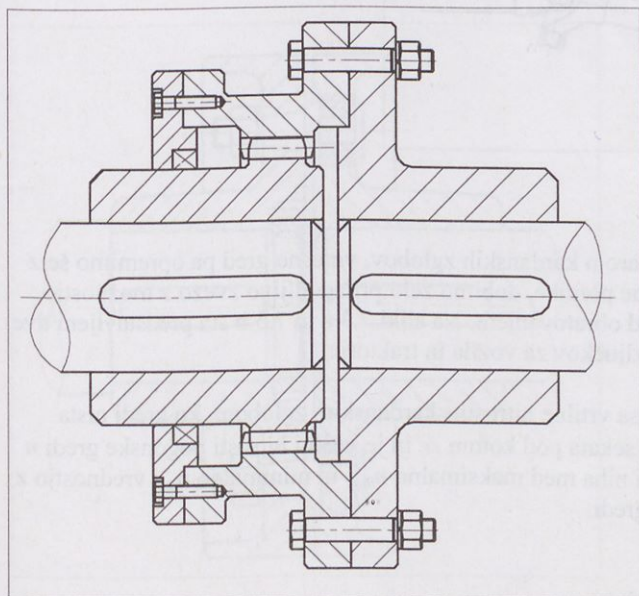
Za dobro obratovanje kolutne sklopke morata biti obe gredi centrični in paralelni.



Slika 7.1: Kolutne sklopke

7.1.1.2 Zobniške sklopke

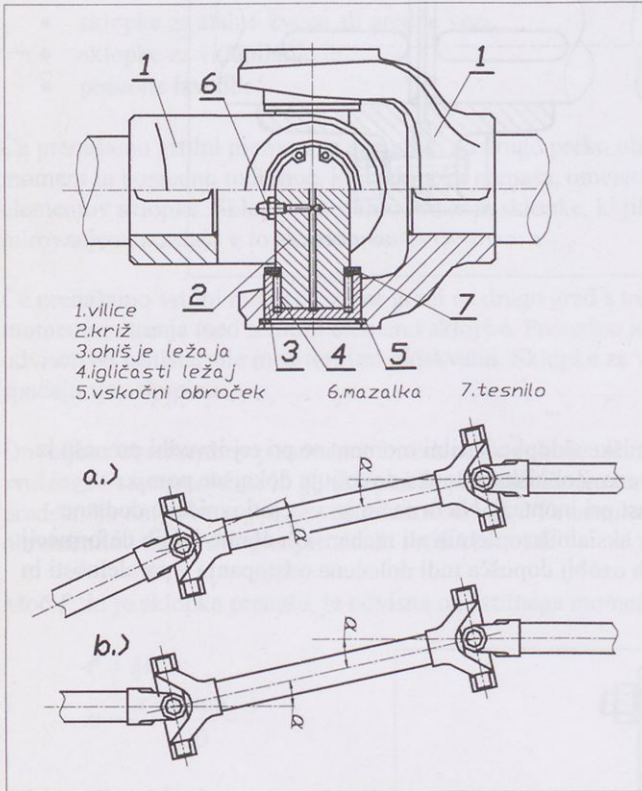
Na sliki 7.2 je prikazana izvedba zobniške sklopke. Vrtilni moment se pri tej izvedbi prenaša iz ene gredi na drugo preko zobniške zveze. Zobniška sklopka dovoljuje dokajšnje pomike v aksialni smeri, kar predstavlja prednost pri montaži. Na ta način so v celoti izničene dodatne obremenitve sklopke, ki bi izhajale iz aksialnih toplotnih ali mehanskih obratovalnih deformacij ali nenatančne montaže. Izvedba obeh ozobjih dopušča tudi določena odstopanja v paralelnosti in centričnosti osi.



Slika 7.2: Zobniška sklopka

7.1.1.3 Kardanski zglob

Kardanski zglob, prikazan na sliki 7.3, omogoča zvezo dveh sekajočih se gredi. Sestavljen je iz dveh enakih viličastih delov, ki sta povezana s križem ali z obročem. Oba viličasta dela morata biti vrtljiva okoli obeh pravokotnih osi, kar omogočajo ležaji med vilicami in križem oziroma obročem.



Slika 7.3: Kardanski zglob

Če povežemo dve gredi med sabo s parom kardanskih zglobov, vmesno gred pa opremimo še z večutorno gredjo, ki dovoljuje aksialne pomike, dobimo zelo prilagodljivo zvezo z možnostjo velikih sprememb položaja zveze med obratovanjem. Na sliki 7.3 a in 7.3 b sta predstavljeni dve tipični zvezi gredi vozil in raznih priključkov za vozila in traktorje.

Omeniti je potrebno značilnost prenosa vrtilne hitrosti s kardanskim zglobom, ko gredi nista soosni. Če se osi kardanskega zgloba sekata pod kotom α , in je vrtilni hitrosti pogonske gredi n konstantna, vrtilna hitrost druge gredi niha med maksimalno n_{max} in minimalno n_{min} vrednostjo z dvojno frekvenco rotacije pogonske gredi.

$$n_{max} = \frac{n}{\cos \alpha} \quad \text{in}$$
$$n_{min} = n \cdot \cos \alpha$$

Vrtilni moment M_{i2} gnani gredi se v tem primeru tudi spreminja, kar se da dokazati z enačbo za moč, če zanemarimo izgube.

$$P_1 = M_{i1} \cdot \omega_1 = P_2 = M_{i2} \cdot \omega_2$$

$$M_{i2\max} = \frac{M_{i1}}{\cos \alpha} \quad \text{in}$$

$$M_{i2\min} = M_{i1} \cdot \cos \alpha$$

Sprememba vrtilnega momenta je glede na spremembo vrtilne hitrosti zamaknjena za $\frac{\pi}{2}$?

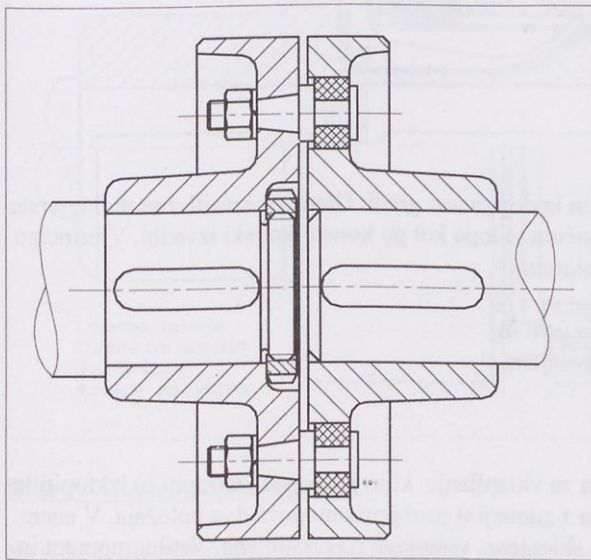
Če izvedemo gred z dvema kardanskima zgloboma, tako da se osi obeh kardanskih zglobov sekata pod istim kotom, in da pri tem ležijo viličasti deli zglobov v isti ravnini, kot je prikazano na sliki 7.3 a in 7.3 b, se prenese rotacijsko gibanje na gnano gred tako, da se vrtilni moment enakomerno prenaša na gred. Niha samo vrtilna hitrost vmesne gredi in moment, ki jo obremenjuje.

7.1.2 Elastične sklopke

Elastične sklopke spajane gredi povežejo z elastičnimi elementi, preko katerih se prenašajo obremenitve. Prednosti so:

- sunki med obratovanjem se pri prenosu preko elastičnih elementov blažijo in
- elastični elementi dopuščajo večja odstopanja soosnosti osi, pa tudi določene aksialne pomike in netočnosti, ki nastanejo pri montaži.

7.1.2.1 Kolutna elastična sklopka

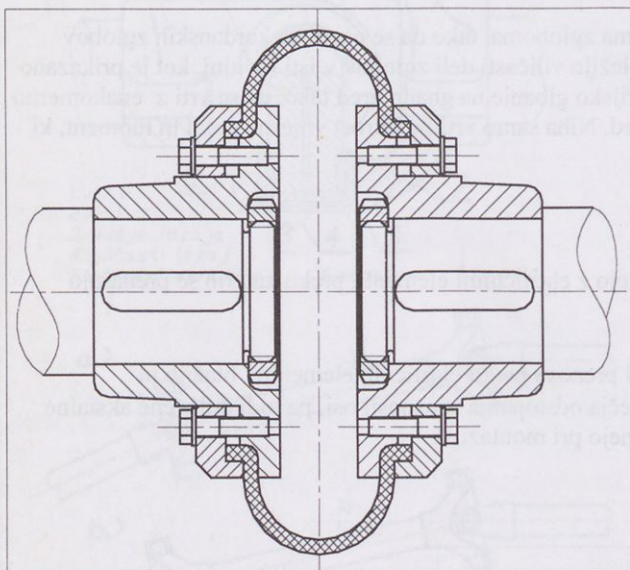


Slika 7.4: Kolutna elastična sklopka

Na sliki 7.4 je prikazan primer kolutne elastične sklopke. Gumijaste valjaste vzmeti so nameščene v povezavo med koluti.

7.1.2.2 Elastična sklopka PERIFLEX

Na sliki 7.5 je prikazana Stromag-ova elastična sklopka tipa PERIFLEX. Obe gredi sklopke povezuje plašč iz gume s platnenimi ojačitvami. Konstrukcija tega elastičnega spojnega člena je taka, da na torzijo okoli pogonskih gredi prenese dokajšen moment, istočasno pa brez težav kompenzira sorazmerno velika odstopanja v paralelnosti, centričnosti osi in netočnosti v aksialni smeri.



Slika 7.5: Elastična sklopka PERIFLEX

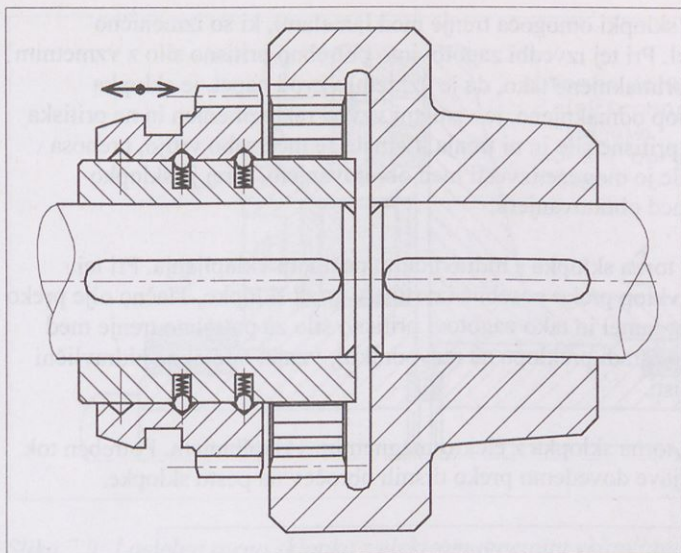
7.1.3 Sklopke za vklapljanje

Sklopke za vklapljanje omogočajo vklop in izklop gnane gredi. Glede na izvedbo se tudi te vrste sklopok lahko močno razlikujejo tako po načinu vklopa kot po konstrukcijski izvedbi. V principu pa lahko te vrste sklopok razdelimo v dve skupini:

- sklopke za vklapljanje med mirovanjem in
- sklopke za vklapljanje med obratovanjem.

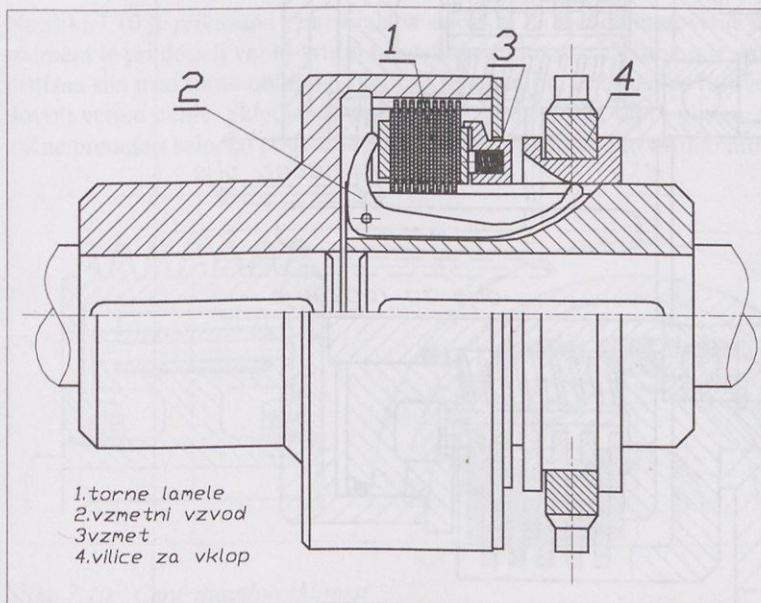
7.1.3.1 Zobniška sklopka za vklapljanje

Na sliki 7.6 je prikazana zobniška sklopka za vklapljanje, ki jo je mogoče vklopiti in izklopiti le med mirovanjem. Aksialni pomik zobnika z zunanjim ozobjem omogoča dva položaja. V enem položaju je zveza med obema zobnikoma sklenjena, v drugem pa prekinjena. Vrtilni moment in s tem rotacija se tako prenaša ali pa ne .



Slika 7.6: Zobniška sklopka za vklapljanje

7.1.3.2 Lamelna torna sklopka



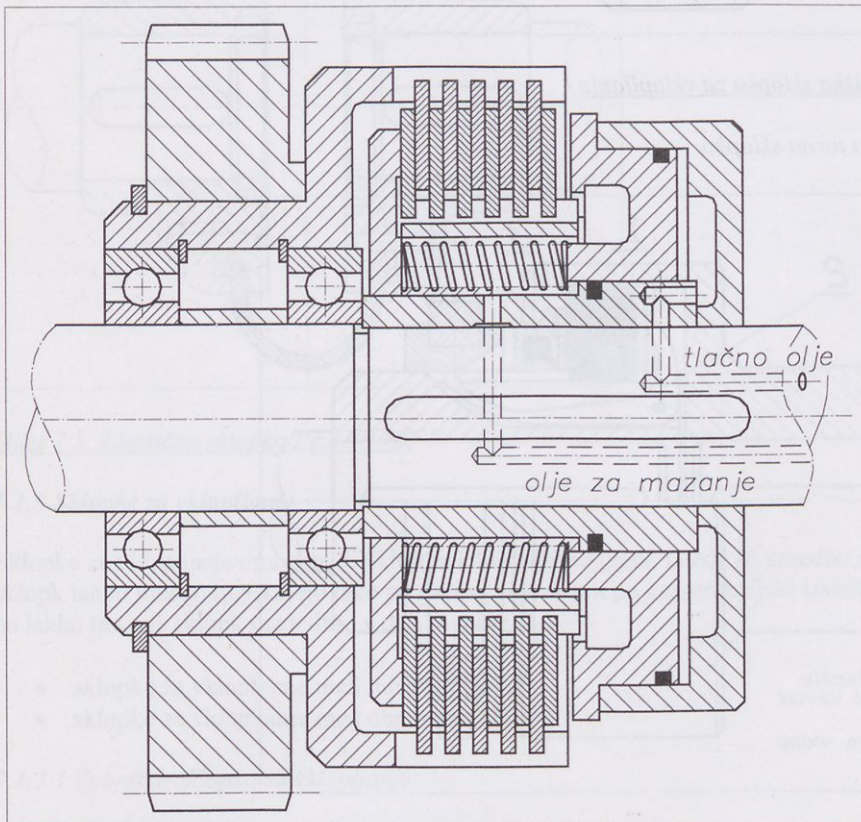
Slika 7.7: Lamelna torna sklopka

Na sliki 7.7 je prikazana značilna in pogosta sklopka za vklapljanje med obratovanjem- lamelna torna sklopka.

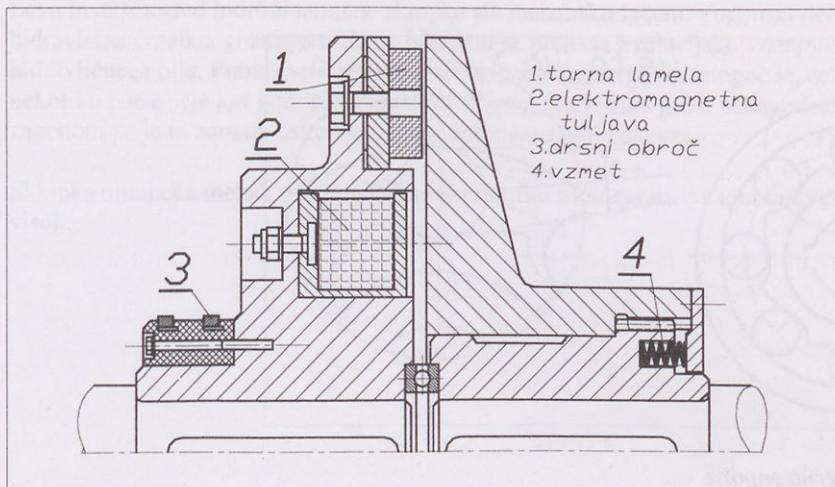
Prenos vrtilnega momenta pri tej sklopki omogoča trenje med lamelami, ki so izmenično pritrjene na zunanji in notranji del. Pri tej izvedbi zagotovimo potrebno pritisko silo z vzmetnim vzvodom. Ko so vilice za vklop primaknjene tako, da je vzmetni vzvod napet, je sklopka vklopljena. Če pa so vilice za vklop odmaknjene, je vzmetni vzvod razbremenjen in ne pritiska na paket lamel, med lamelami ni pritiskne sile in ni trenja. Lamelle se med sabo vrtijo, prenosa vrtilnega momenta ni. Premik vilic je mogoče izvesti med obratovanjem, torej je sklopko mogoče vklopljati in izklapljati med obratovanjem.

Na sliki 7.8 je prikazana lamelna torņa sklopka s hidravličnim načinom vklopljanja. Pri tej izvedbi dovedemo tlačno olje za vklop preko posebne izvrtine v gredi sklopke. Tlačno olje preko hidravličnega cilindra stisne paket lamel in tako zagotovi pritisko silo za potrebno trenje med lamelami. Ko pritisk olja popusti (zaradi preklopa na razvodniku), vzmet odmakne hidravlični cilindar od lamel in sklopka popusti.

Na sliki 7.9 je prikazana lamelna torņa sklopka z elektromagnetnim vklopljanjem. Potreben tok za napajanje elektromagnetne tuljave dovedemo preko drsniĸ obročev na pestu sklopke.



Slika 7.8: Lamelna torņa sklopka s hidravličnim vklopljanjem

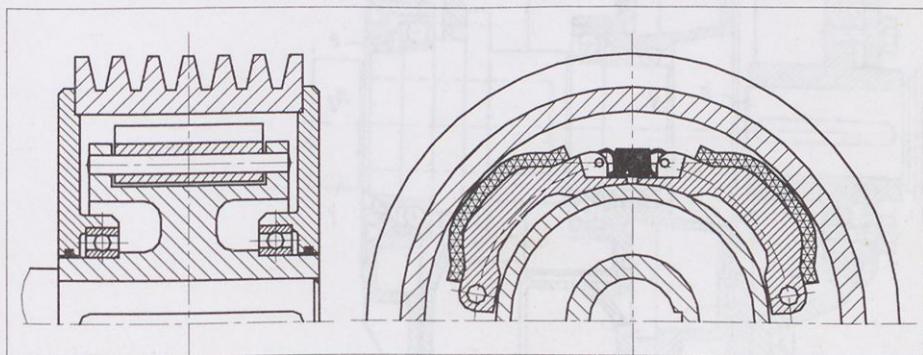


Slika 7.9: Lamelna torna sklopka z elektromagnetnim vklapljanjem

7.1.4 Posebne izvedbe sklopk

7.1.4.1 Centrifugalna sklopka

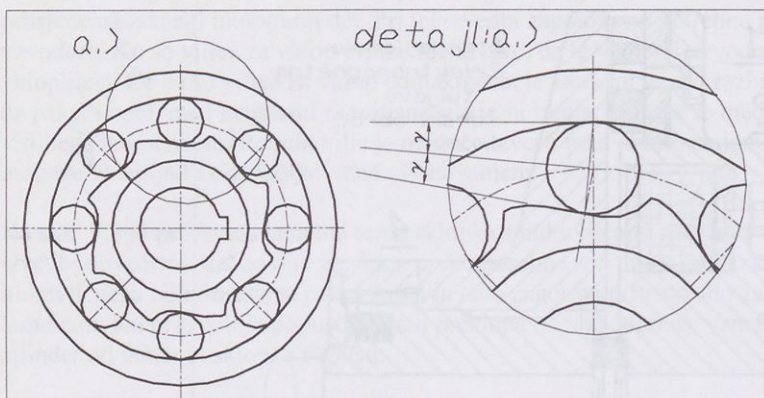
Na sliki 7.10 je prikazana centrifugalna sklopka. Za njeno obratovanje je značilno, da prenaša moment le pri dovolj veliki vrtilni hitrosti gredi. Le v tem primeru je zaradi centrifugalne sile pritiska med tornjo oblogo na čeljusti in zunanjim kolutom dovolj velika, da je zagotovljeno dovolj veliko trenje. Sklopka omogoča lažji zagon stroja, saj se obremenitev na gnano stran začne prenašati šele, ko pogonska stran doseže dovolj veliko vrtilno hitrost.



Slika 7.10: Centrifugalna sklopka

7.1.4.2 Enosmerna zapora

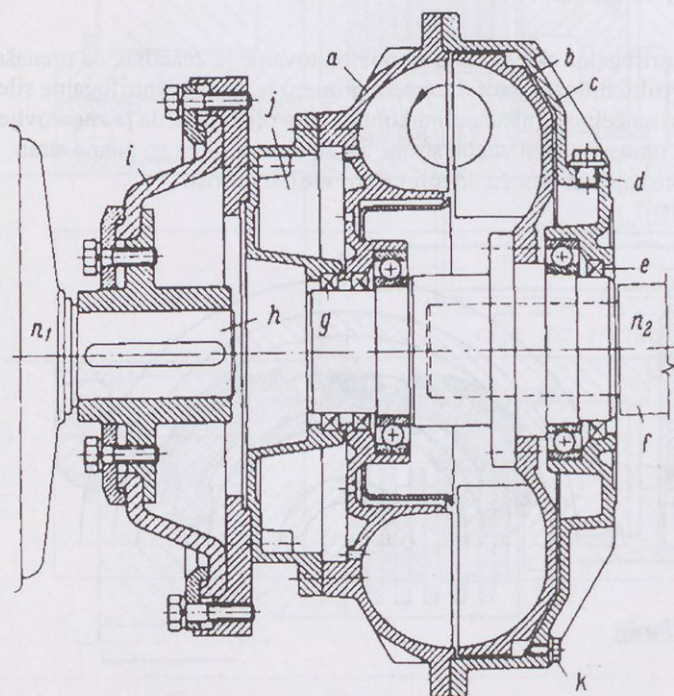
Na sliki 7.11 je prikazana posebna oblika sklopke, ki prenaša vrtilno gibanje in vrtilni moment le v eno rotacijsko smer. Da je prenos vrtilnega momenta v eno smer možen, mora biti kot γ manjši od kota trenja.



Slika 7.11: Enosmerna zapora

7.1.4.3 Hidrodinamična turbo sklopka

Na sliki 7.12 je prikazana hidrodinamična turbo sklopka.

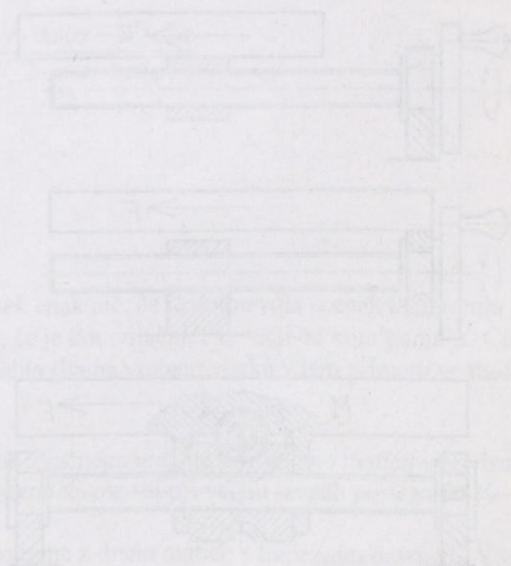


Slika 7.12: Hidrodinamična turbo sklopka

Leva in desna gred hidrodinamične sklopke sta mehansko ločeni. Pogonski del je v bistvu hidravlična črpalka, gnani pa turbina. Moment se prenaša z rotacijsko vztrajnostno energijo hidravličnega olja. Prenos vrtilnega momenta in s tem energije je mogoče le, če se gnani del vrtilni nekoliko počasneje kot gonilni. Pri normalnih pogojih je zdrs gredi nekaj odstotkov. Med zagonom pa je ta zdrs ob ustrezno večjem momentu tudi zelo velik.

Sklopka omogoča mehak zagon, pri čemer je vrtilni moment med zagonom ves čas ustrezno visok.

$$\eta = \frac{\omega_2 / \omega_1}{1 + \beta}$$



8 VIJAČNO GONILO

Vijačno gonilo je mehanizem, ki služi za spremembo rotacijskega gibanja v linearni pomik, v izjemnih primerih pa tudi obratno. Vijačno vreteno opravlja rotacijsko gibanje, matica pa linearni pomik po vretenu. Omogoča spremembo rotacijskega gibanja elektromotorja v linearni pomik suporta. Vijačno vreteno s kroglično matico je značilen in neizogiben strojni element CNC obdelovalnih strojev. Omogoča prenos krmilnega signala v natančno pozicijo.

Ker je trenje v ležaju vretena običajno zanemarljivo majhno, lahko zapišemo zvezo med torzijskim momentom na vretenu vijaka M in aksialno silo F na suport, s sledečo relacijo:

$$M = F \cdot r \cdot \tan(\alpha + \rho')$$

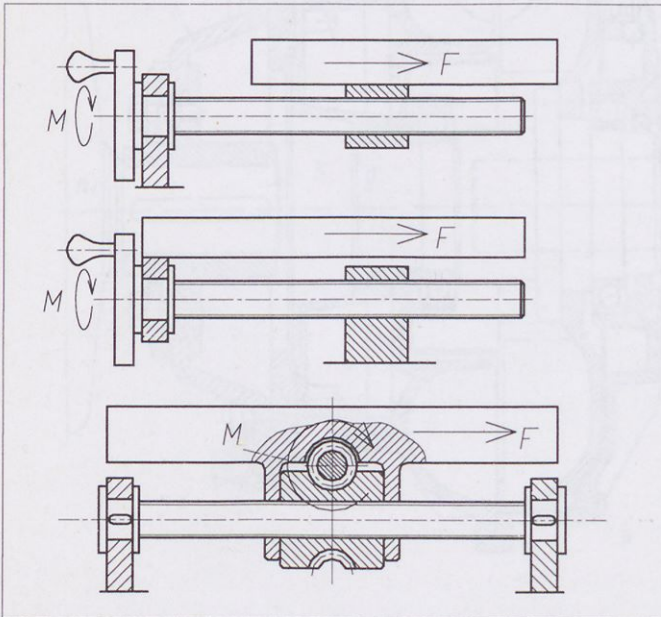
Pri tem je r srednji kinematični polmer navoja, α je kot vzpona navoja in ρ' zaradi poševnosti boka navoja korigiran kot trenja ρ med navojem vretena in matice.

$$\rho' = \frac{\rho}{\cos(\beta)}$$

Hitrost relativnega linearnega pomika vijačnega vretena in matice v je enaka produktu vrtilne hitrosti n in koraka navoja h :

$$v = n \cdot h$$

Na sliki 8.1 so prikazani trije različni načini vgradnje vijačnega gonila.



Slika 8.1: Izvedbe vijačnih gonil

Vijačno gonilo je lahko izvedeno kot:

- vijačno vreteno z drsno matico in
- vijačno vreteno s kroglično matico.

8.1. Izkoristek vijačnega gonila

Izkoristek vijačnega gonila definiramo kot razmerje med opravljenim delom in dovedenim delom.

Če je vijačno gonilo izvedeno tako, da se vrtilno gibanje vijačnega vretena pretvarja v linearni pomik matice po njem, potem je:

$$\eta = \frac{\text{opravljeno delo}}{\text{dovedeno delo}} = \frac{F \cdot s}{M \cdot \hat{\varphi}} = \frac{F \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \tan(\alpha)}{F \cdot r \cdot \tan(\alpha + \rho') \cdot 2\pi}$$

F je sila v smeri osi vijaka, s je pot v smeri osi vijaka za en poln vrtljaj, M je moment na vijačnem vretenu, $\hat{\varphi}$ je kot zasuka vijaka za en poln vrtljaj v radianih.

Izkoristek je torej:

$$\eta = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \rho')}$$

Izjemoma lahko vijačno gonilo izvedemo tudi tako, da linearni pomik vijačnega vretena služi za zasuk matice na njem. V tem primeru je izkoristek podan s sledečo relacijo:

$$\eta = \frac{\text{opravljeno delo}}{\text{dovedeno delo}} = \frac{M \cdot \hat{\varphi}}{F \cdot s} = \frac{F \cdot r \cdot \tan(\alpha - \rho') \cdot 2\pi}{F \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \tan(\alpha)}$$

Izkoristek pa je:

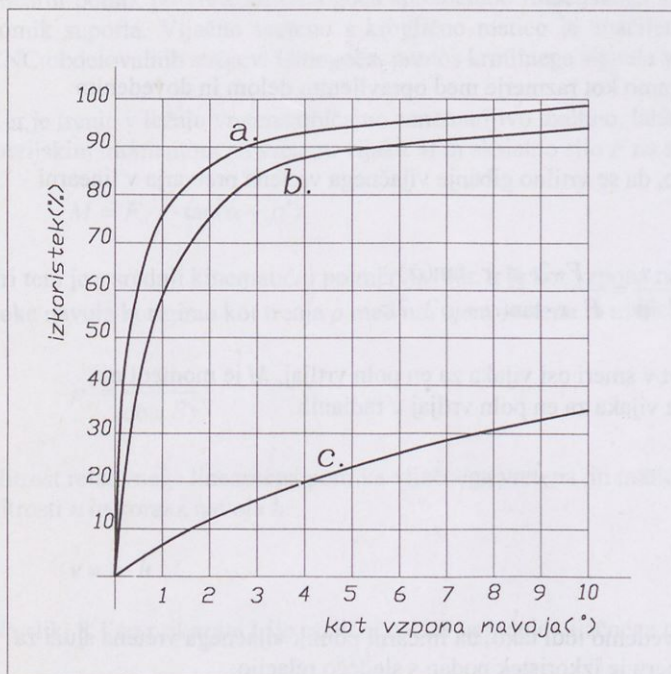
$$\eta = \frac{\tan(\alpha - \rho')}{\tan(\alpha)}$$

Iz zgornje enačbe je razvidno, da je izkoristek enak nič, če je kot navoja α enak kotu trenja ρ' . Vijačno gonilo v tej izvedbi lahko deluje le, če je kot vijačnice α večji od kota trenja ρ' . Če je $\rho' > \alpha$, pa je tako gonilo samozaporno. Aksialna sila na vreteno vijaka v tem primeru ne more zavrteti matice.

Na sliki 8.2, krivulja a, je prikazan izkoristek vijačnega vretena s kroglično matico v odvisnosti od kota vzpona navoja. Izkoristek je sorazmerno visok, saj pri večini izvedb presega 90 %.

Krivulja c na isti sliki prikazuje izkoristek vretena z drsno matico s trapeznim navojem. V tem primeru je izkoristek zaradi večjega trenja bistveno nižji.

Zaradi majhnega trenja vijlačno vreteno s kroglično matico ni samozaporno. Mogoče ga je uporabiti kot pretvornik premočrtnega gibanja v krožno gibanje. Izkoristek je v tem primeru nekoliko nižji, vendar za večino primerov še vedno okoli 80 %, kot je razvidno iz krivulje b na sliki 8.2. Če je samozapornost potrebna, je nujno vgraditi v gonilo zavoro.



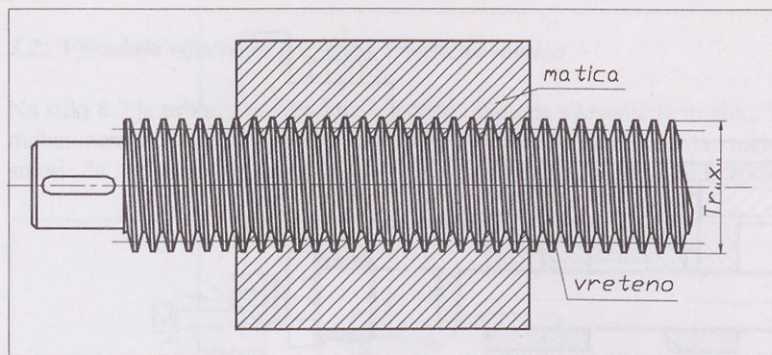
Slika 8.2: Izkoristek vijlačnega gonila

8.2 Vijlačno gonilo z drsno matico

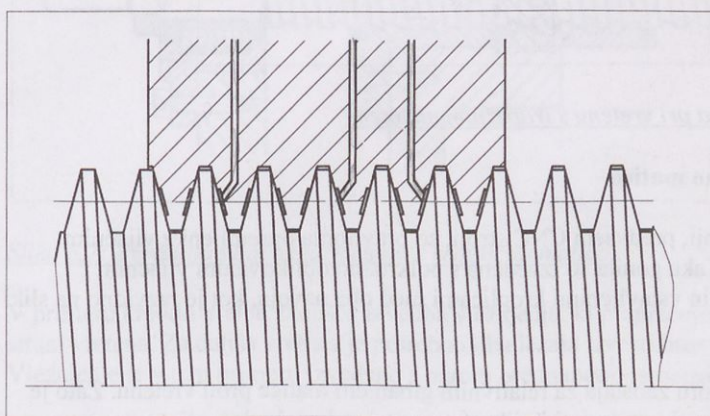
Vijlačno gonilo z drsno matico izvedemo ponavadi s trapeznim navojem, slika 8.3. Ker je kot trenja večji od kota vzpona navoja, je tako gonilo samozaporno. Aksialna sila ne more zavrteti vretena. Ta lastnost je za linearna podajalna gibanja običajno zaželena. Slaba lastnost takega vretena je visoka obraba in relativno visoko trenje. Zlasti, če matica pretežno potuje samo po enem delu vretena, je tako povečana lokalna obraba razlog za manj natančno pozicioniranje.

Trenje in obrabo vijlačnega gonila z drsno matico je mogoče občutno zmanjšati, če izvedemo matico kot hidrostatično matico, slika 8.4. V tem primeru ima matica na obeh bokih navoja vrezane kanale za dovod olja pod visokim pritiskom. Če poskrbimo, da je v matici vedno dovolj visok tlak olja, se vreteno ne obrablja, trenje je malo, mehanizem pa ni samozaporen. Aksialna sila povzroči, da se vreteno začne vrteti. Kljub prednostim je taka rešitev relativno redka. Izdelava je zahtevna, torej tudi draga. Za obratovanje potrebujemo hidravlični agregat s črpalko, rezervoarjem, ventili, itd. Olje iz hidrostatične matice je potrebno prestreči.

Pri zelo dolgih vretenih in velikih obremenitvah se lahko vijlačno vreteno ukloni. V takih primerih je dobra rešitev izvedba s polžem in ravno polžasto zobato letvijo, ki sta v bistvu zelo kratko navojno vreteno in zelo dolga matica.



Slika 8.3.: Navojno vreteno in matica s trapeznim navojem

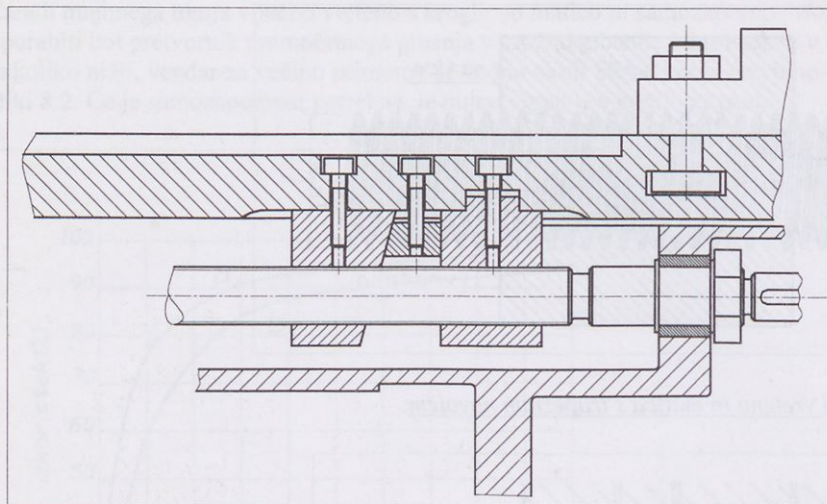


Slika 8.4.: Hidrostatična matica

8.2.1 Odpravljanje ohlapa pri vijahnem vretenu z drsno matico

Pri izvedbi vijahnega vretena z drsno matico se pojavlja med navojem vretena in matice določena ohlapnost, ki omejuje natančnost pozicioniranja. Ko premikamo suport s takim gonilom v določeno pozicijo, ni vseeno, s katere strani se tej poziciji približujemo. Pojav imenujemo prekretni pogrešek.

Napako lahko odpravljamo tako, da izvedemo vreteno z dvema maticama, ki sta druga proti drugi napeti, kot je razvidno na sliki 8.5. Na suport, ki ga premika vreteno, sta pritrjeni dve matici. Desna matica je fiksirana v aksialni smeri, njeno lego zagotavlja utor, v katerega je pritrjena. Leva matica je pomična v aksialni smeri. Njuno medsebojno razdaljo je mogoče nastavljati s klinom med njima. Pri nastavljanju najprej rahlo pritrđimo pomično matico. S klinom naravnamo ohlapnost na najmanjšo možno vrednost in šele nato vijak pomične matice dokončno privijemo.



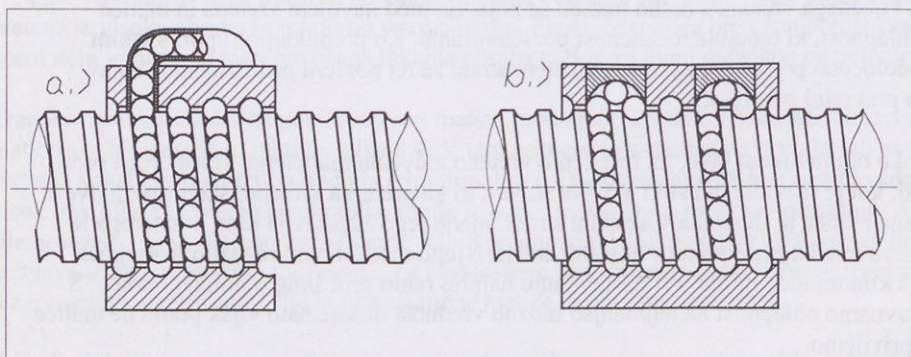
Slika 8.5: Odpravljanje ohlapa pri vretenu s trapeznim navojem

3.2 Vijačno gonilo s kroglično matico

Novejši lesno obdelovalni stroji, predvsem CNC stroji, so praviloma opremljeni z vijačnim gonilom s kroglično matico. Taka gonila so izvedena s polkrožno oblikovanim vijačnim profilom na vretenu in matici in vstavljenimi kroglicami med oba navoja, kot je razvidno na sliki 8.6.

Pomik kroglic po tekalnem utoru zaostaja za relativnim gibanjem matice proti vretenu. Zato je potrebno kroglice na zadnji strani prestrezati in jih po povratnem kanalu dovesti ponovno na sprednjo stran matice. Novejše izvedbe imajo kar v matici izdelan povratni kanal. Kot je razvidno na sliki 8.6 b je v nekaterih izvedbah povratni kanal narejen, že ko kroglice opravijo en poln navoj.

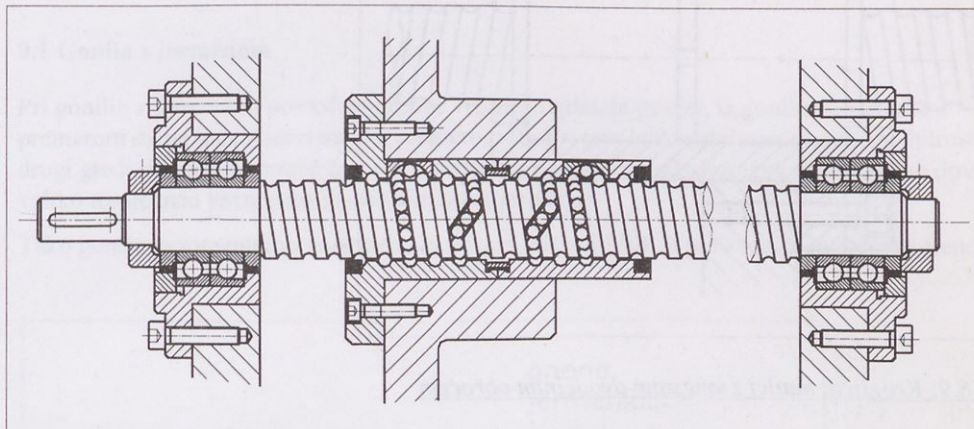
Za vijačna gonila s kroglično matico je značilno majhno trenje.



Slika 8.6: Vijačno vreteno s kroglično matico

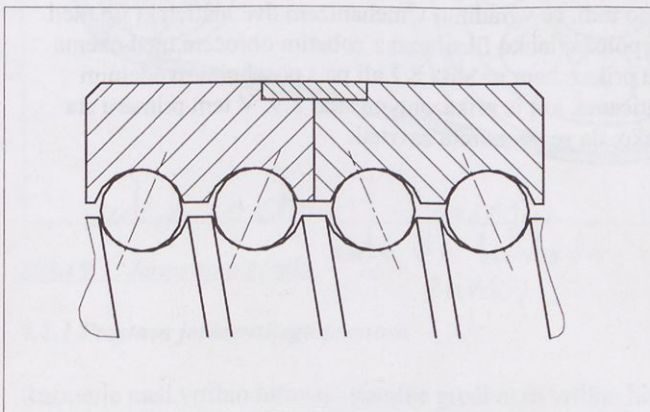
3.2.. Vgradnja vijčnega vretena s kroglično matico

Na sliki 8.7 je prikazana vgradnja vijčnega vretena s kroglično matico. Ker služi celoten mehanizem za natančen linearni pomik, je potrebno preprečiti ohlap mehanizma v aksialni smeri. Za natančnost pozicije je predvsem pomembno, da je vreteno fiksirano v aksialni smeri.



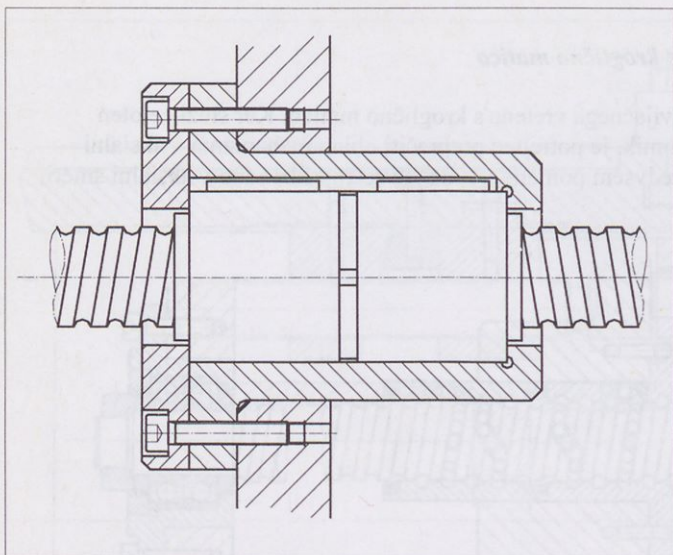
Slika 8.7: Vgradnja vijčnega vretena s kroglično matico

V primeru kratkih vreten zadošča izvedba vležajenja, ki preprečuje aksialni ohlap samo na eni strani vretena. Za daljša vretena je potrebno oba ležaja izvesti brez ohlapa v aksialni smeri. Vležajenje je v tem primeru izvedeno s parom prednapetih ramenskih ležajev.



Slika 8.8: Poševno naleganje kroglic pri prednapeti matici

Prav tako je za natančnost pozicioniranja zelo pomembno, da ni ohlapa med vretenom, kotalnimi kroglicami in matico.



Slika 8.9: Kroglični matici z vmesnim dvodelnim obročem

Ohlap odpravimo tako, da so kroglice med navojem vretena in navojem matice nekoliko prednapete. Na vreteno sta skoraj vedno nameščeni dve matici, ki sta trdno povezani. Prednapetost je nastavljena že pri izdelavi. Ker je radij obeh polkrožnih vijačnic na vretenu in matici nekoliko večji od radija kroglic, se opirajo kroglice na vreteno in matico poševno, pod določenim kotom in brez ohlapa, podobno kot prednapeti ramenski ležaji. Razmere so prikazane na sliki 8.8.

Sicer pa lahko prednapetost dosežemo tudi, če vgradimo v mehanizem dve matici, ki jih med sabo nekoliko zavrtimo. Nastavljeni položaj lahko fiksiramo z zobatim obročem med obema maticama, kot je izvedeno v primeru prikazanem na sliki 8.7 ali pa s posebnim dvodelnim distančnim obročem med obema maticama, kot je prikazano na sliki 8.9. V tem primeru sta matici z mozniki pritrjeni v ohišje tako, da se ne moreta zavrteti.

sklopka prenosa vrtilnega momenta in rotacijsko gibanje.

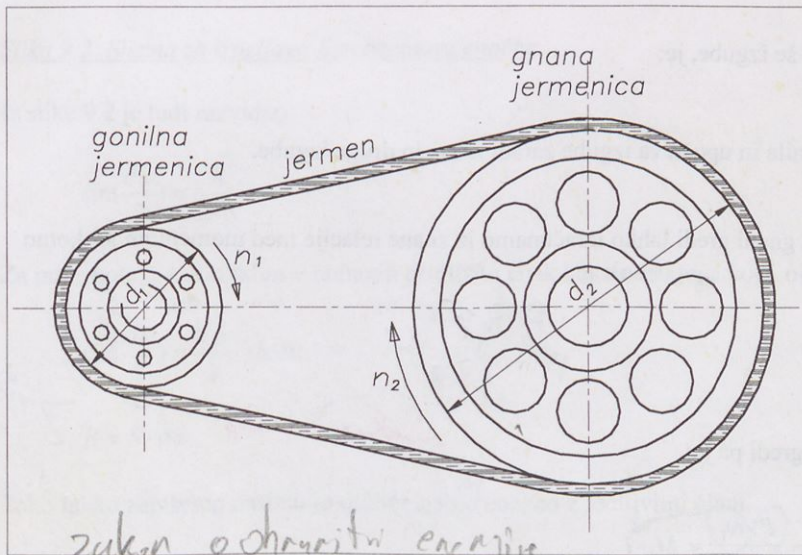
9 GONILA Z VLEČNIM ELEMENTOM

Gonila z vlečnim elementom prenašajo vrtilno gibanje in vrtilni moment iz gnane na gonilno gred z vlečnim elementom, ki je lahko jermen, veriga ali vrv. Medosna razdalja a mora biti večja od polovice vsote obeh premerov jermenic ali verižnih koles, sicer pa je v principu poljubna. To dejstvo je tudi pogosto prednost takih gonil.

9.1 Gonila z jermenom

Pri gonilih z jermenom posreduje prenos vrtilnega gibanja jermen iz gonilne jermenice s premerom d_1 na gnano jermenico s premerom d_2 . Pri tem lahko spremenimo vrtilno hitrost na drugi gredi. Prenos je mogoč le, če je z zadostno napenjalno silo jermena zagotovljeno dovolj veliko trenje med jermenom in obodom obeh jermenic.

Tako gonilo je sorazmerno enostavno in poceni. Na sliki 9.1 je ponazorjen jermenski prenos.



Slika 9.1: Jermensko gonilo

9.1.1 Prestava jermenskega prenosa

Razmerje med vrtilno hitrostjo gonilne gredi n_1 in vrtilno hitrostjo gnane gredi n_2 določavažno karakteristiko tega gonila – prestavo gonila i :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Če v prvi aproksimaciji zanemarimo zdrs jermena, lahko iz dejstva, da je v tem primeru obodna hitrost v na obeh jermenicah enaka, izpeljemo naslednjo relacijo:

$$v_1 = v_2 = r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 = d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2$$

Če upoštevamo še zdrs jermena, lahko iz te zveze zapišemo:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_2}{d_1}$$

To pomeni, da lahko izračunamo prestavno razmerje kar iz razmerja med premerom gnane d_2 in gonilne jermenice d_1 . Če poznamo vrtilno hitrost ene gredi, lahko iz premerov obeh jermenic določimo vrtilno hitrost druge gredi.

9.1.2 Prenos moči in vrtilnega momenta

Če zanemarimo izgube, je moč na obeh gredeh enaka.

$$P_1 \approx P_2$$

Če pa upoštevamo še izgube, je:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta$$

η je izkoristek gonila in upošteva izgube zaradi zdrsa in druge izgube.

Vrtilni moment na gnani gredi lahko izračunamo iz znane relacije med momentom M , kotno hitrostjo ω in močjo P .

$$P = M \cdot \omega$$

$$M_1 = \frac{P}{\omega_1}$$

Moment na gnani gredi pa je:

$$M_2 = \frac{P_2}{\omega_2} \approx \frac{P_1 \cdot \omega_1}{\omega_2 \cdot \omega_1} \approx M_1 \cdot i$$

9.1.3 Sile v jermenu

9.1.3.1 Trenje med jermenom in jermenico-Eytelweinova enačba

Na sliki 9.2 je prikazana shema sil, ki služi za izpeljavo enačbe, ki opiše trenje med jermenom in jermenico, če je objemni kot α .

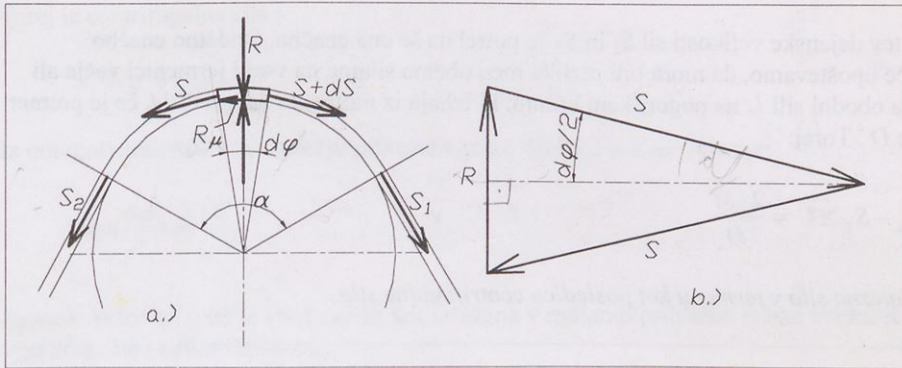
Opazujemo zelo majhen segment jermena, ki je definiran z diferencialno majhnim kotom $d\varphi$.

Torej lahko zapišemo ravnotežje momenta okoli osi valja:

$$r \cdot (S + dS) = r \cdot (S + R \cdot \mu)$$

$$dS = R \cdot \mu$$

Sprememba osne sile v jermenu je enaka sili trenja $R \cdot \mu$.



Slika 9.2: Shema za izpeljavo Eytelweinove enačbe

Iz slike 9.2 je tudi razvidno:

$$\sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = \frac{R}{2 \cdot S}$$

Za male kote je kot izražen v radianih približno enak kar sinus tega kota.

$$\sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) \approx \frac{d\varphi}{2} \text{ sledi:}$$

$$\frac{d\varphi}{2} = \frac{R}{2S}$$

$$R = S \cdot d\varphi$$

Tako lahko zapišemo naslednjo diferencialno enačbo z ločljivimi členi.

$$dS = S \cdot \mu \cdot d\varphi$$

in

$$\frac{dS}{S} = \mu \cdot d\varphi$$

Levo stran enačbe integriramo od S_2 do S_1 , desno pa od kota 0 do α .

$$\int_{S_2}^{S_1} \frac{dS}{S} = \mu \cdot \int_0^{\alpha} d\varphi$$

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \alpha} \text{ in}$$

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu \alpha}$$

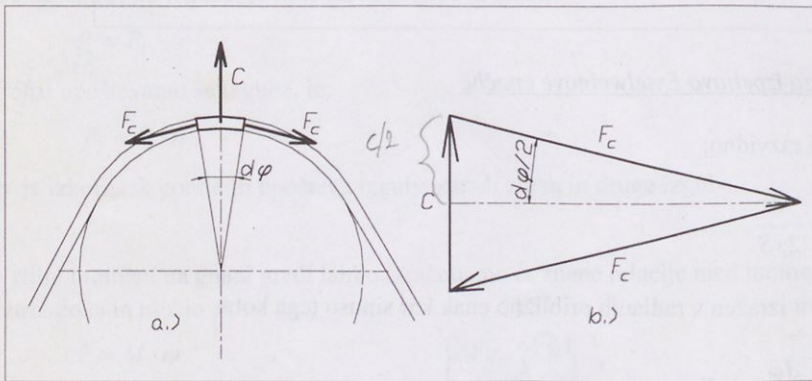
To pa je znana Eytelweinova enačba, ki opisuje trenje med jermenom in jermenico. S_1 je sila v jermenu na natekajoči strani, S_2 je sila v jermenu na odtekajoči strani, μ je koeficient trenja med jermenom in obodom jermenice, $\hat{\alpha}$ je objemni kot jermena v radianih in e je Eulerjevo število ($e=2.718282\dots$).

Za določitev dejanske velikosti sil S_1 in S_2 je potrebna še ena enačba. Dodatno enačbo dobimo, če upoštevamo, da mora biti razlika med obema silama na vsaki jermenici večja ali vsaj enaka obodni sili U na pogonskem kolutu, ki izhaja iz momenta na gredi M , če je premer jermenice D . Torej:

$$S_1 - S_2 \geq U = \frac{2 \cdot M}{D}$$

$$M = F \cdot r \Rightarrow U = \frac{M}{r} = \frac{2 \cdot M}{D}$$

9.1.3.2 Natezna sila v jermenu kot posledica centrifugalne sile



Slika 9.3: Shema za določitev vpliva centrifugalne sile na jermen

Če se jermen med vrtenjem na obeh kolutih giblje po krožnici z relativno veliko hitrostjo, je potrebno upoštevati še vpliv centrifugalne sile. Ker se jermen po obodu jermenice giblje po krožnici, se pojavi centrifugalna sila nanj in sicer v radialni smeri glede na os rotacije. Pod vplivom te obremenitve se pojavi natezna deformacija, torej natezna sila F_c , ki je posledica centrifugalne obremenitve jermena. Na sliki 9.3 a je prikazana shema, ki služi za izračun natezne obremenitve F_c kot posledice centrifugalne obremenitve jermena.

Opazujemo zelo majhen segment jermena, katerega dolžino $r \cdot d\varphi$ določa diferencialno majhen kot $d\varphi$. Centrifugalna sila na ta segment je:

$$C = m \cdot \frac{v^2}{r}$$

ker je $\frac{v^2}{r}$ centrifugalni pospešek.

Maso takega segmenta zapišemo kot:

obimred mora im dovolj hitro jermenli

$$m = q \cdot r \cdot d\varphi$$

kjer je q masa jermena na enoto dolžine in $r \cdot d\varphi$ dolžina segmenta.

Torej je centrifugalna sila :

$$C = q \cdot v^2 \cdot d\varphi$$

$$C = m \cdot \frac{v^2}{r} = q \cdot r \cdot d\varphi \cdot \frac{v^2}{r} = q \cdot v^2 \cdot d\varphi$$

Iz mnogokotnika sil v ravnotežju prikazanega na sliki 9.3 b sledi relacija:

$$\sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = \frac{C}{2 \cdot F_c}$$

Za male kote velja, da je vrednost za kot izražena v radianih približno enaka vrednost sinusa tega kota, zato lahko zapišemo:

$$\sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) \approx \frac{d\varphi}{2} \text{ sledi:}$$

$$\frac{C}{2 \cdot F_c} \approx \frac{d\varphi}{2} \text{ in}$$

$$F_c = \frac{C}{d\varphi} = \frac{q \cdot v^2 \cdot d\varphi}{d\varphi} = q \cdot v^2 = q \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

Natezna sila v jermenu zaradi centrifugalne sile je neodvisna od objemnega kota.

9.1.3.3 Napenjanje jermena

Na silo S_1 in S_2 vplivamo z napenjalno silo F_n . Če je natezna sila zaradi centrifugalne sile majhna, potem je v prvem približku potrebna napenjalna sila, s katero moramo napeti jermena, kar vsota obeh sil v obeh krakih jermena:

$$F_n \approx S_1 + S_2$$

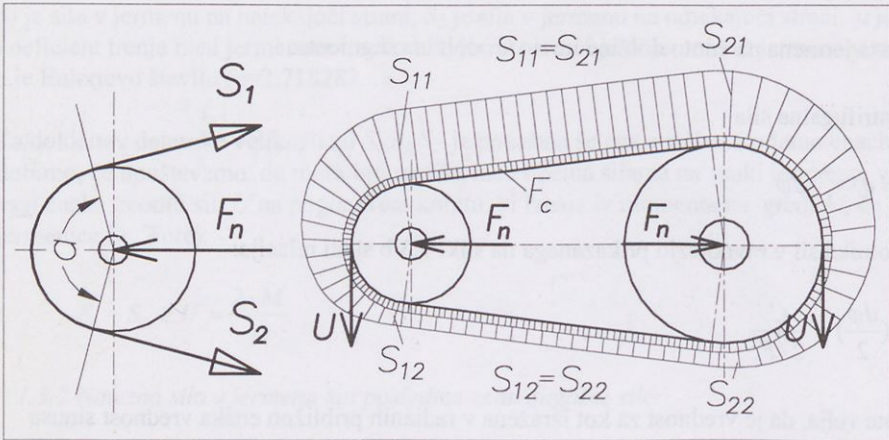
V primeru velikih obodnih hitrosti jermena prištejemo še dvojno osno silo F_c .

$$F_n \approx 2 \cdot F_c + S_1 + S_2$$

Če je sila napenjanja premajhna, jermen zdrsne. Napenjalno silo lahko zagotovimo:

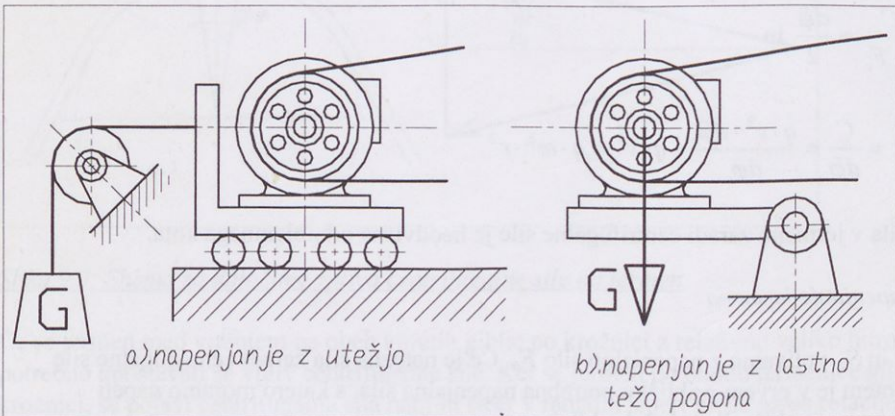
- z elastično silo samih jermenov, če jermena pri montaži prednapnemo in
- s posebno napenjalno napravo.

Na sliki 9.4 so prikazane razmere med obratovanjem jermenskega prenosa.



Slika 9.4: Sile na jermenici in v jermenu

Na sliki 9.5 sta prikazani dve izvedbi napenjalnih naprav.



Slika 9.5: Izvedbe napenjalnih naprav

9.1.4 Jermen

Dolžino jermena lahko izračunamo za večino gonil, kjer je manjši objemni kot α od 140 do 180° po naslednji formuli:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{2 \cdot a}$$

L je dolžina jermena, a je medosna razdalja in d_1 in d_2 sta premera jermenic.

Jermen je lahko ploščat ali klinast.

9.1.4.1 Ploščati jermen

Ploščati jermeni so lahko izdelani iz usnja, tekstila, gume ali umetnih snovi. Primer zelo uporabljane ploščatega jermena je jermen z imenom *Extremultus*. Ta jermen je sestavljen iz treh plasti:

- Srednja vlečna plast je izdelana iz umetne snovi (polyamid) z veliko trdnostjo 200 N/mm^2 . Debelina te plasti je 0.5 do 4 mm. Nosilnost jermena je odvisna od debeline in širine te plasti.
- Spodnja torna plast je izdelana iz nalepljenega kromovega usnja, ki ima velik torni koeficient.
- Hrbtna plast ni vedno obvezna. Izdelana je iz mehkejše - bolj elastične plastične mase. Služi predvsem za zaščito vlečne plasti iz polyamida, ki se pod vplivom ultravijoličnim žarkov sicer hitreje stara.

Za hitrosti nad 30 m/s morajo biti jermenice bombirane, s tem zagotovimo tek jermena po sredini oboda jermenice. Torna površina jermenice mora biti gladka, včasih celo polirana, da se jermen zaradi stalnega zdrsa prehitro ne obrabi.

9.1.4.2 Klinasti jermen

Klinasti jermen ima trapezno obliko, kot je razvidno na sliki 9.6. Trapezna oblika povečuje sojemalno silo trenja zaradi klinaste oblike bokov jermena, ki tečejo po klinastem utoru na obodu jermenice. Kot klina je $38 \pm 1^\circ$. Dimenzije b in h so standardizirane.

Klinasti jermen je izdelan iz gume in tekstilnih vrvic. 1/3 preseka zapolnijo tekstilne vrvice, ki prenašajo vlečne sile, 2/3 preseka pa je zapoljenih z gumo. Od dimenzij klinastega jermena, od gostote tekstilnih vrvic in od materiala, iz katerega so izdelane tekstilne vrvice, je odvisna nosilnost jermena. Podatke o nosilnosti jermenov dobimo v katalogu. Pri izbiri ali zlasti pri zamenjavi jermenov moramo biti pozorni, saj imajo nekateri jermeni skoraj enak presek, zaradi drugačnega materiala in gostote nosilnih vrvic pa zelo različno nosilnost.

Jermenice za klinasta jermena imajo na obodu klinaste utore. Jermen teče po utoru tako, da ne sede v dno utora. Obliko klinastega utora predpisuje DIN 2211. Na sliki 9.6. je predstavljena klinasta jermenica z značilnimi dimenzijami.

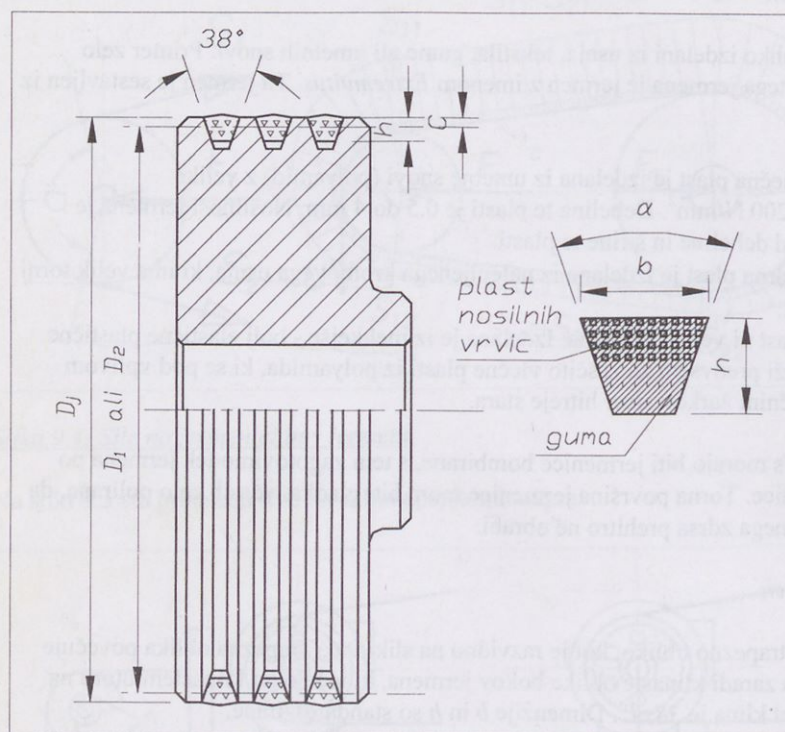
Kinematična premera jermenskega prenosa D_1 in D_2 sta za dimenzijo $2C$ manjša od zunanjega premera posamezne jermenice D_j .

$$D_1 = D_{j1} - 2 \cdot C$$

$$D_2 = D_{j2} - 2 \cdot C$$

C je mera, ki je odvisna od dimenzije jermena. Točen podatek za C lahko dobimo v katalogih proizvajalcev jermena. Približno pa velja:

$$C = \frac{h}{3}$$



Slika 9.6: Prerez skozi klinasti jermen in jermenica za klinasti jermen

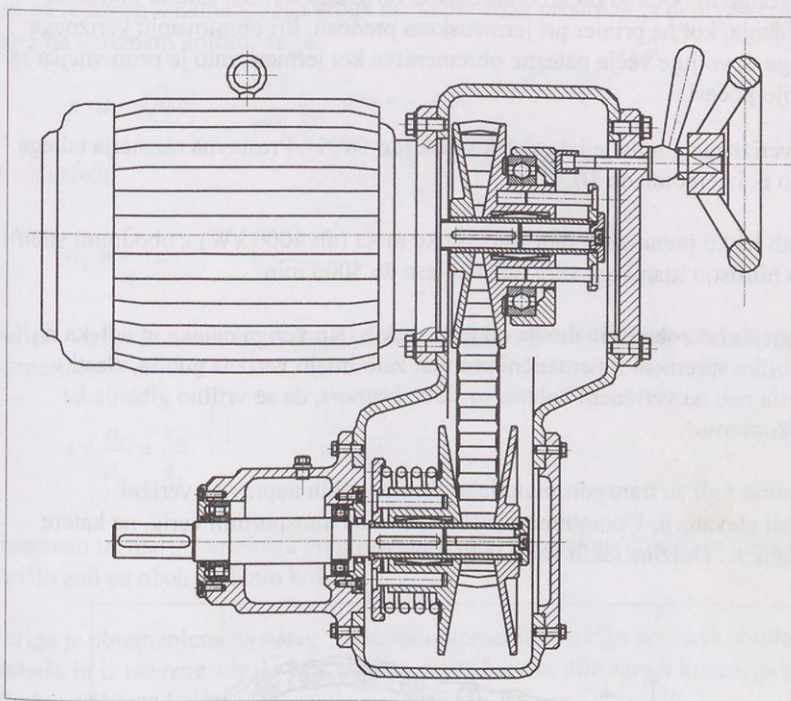
Jermenski prenos je mogoče izvesti tudi z do 20 jermenov. Priporočljivo je izbrati za en pogon tako dimenzijo jermena, da zadošča do 10 jermenov. Vsi jermeni v enem pogonu morajo biti enako dolgi. Če se njihova dolžina razlikuje, so posamezni jermeni neenakomerno obremenjeni in se zaradi tega razloga njihova obratovalna doba znatno skrajša. Pri enem jermenskem gonilu moramo zamenjati vse jermene hkrati in to tudi posebej označiti pri naročilu.

9.1.5 Variator z jermenom

Na sliki 9.7 je prikazana izvedba variatorja vrtilne hitrosti z jermenom. Taka naprava omogoča zvezno spremembo prestavnega razmerja med obratovanjem.

Posebna izvedba jermena teče med dvema diskastima jermenicama. Položaj desnega diska na zgornji jermenici je mogoče premikati z vijakom. Vzmet na spodnjem pomičnem disku pa samodejno zavzame položaj v aksialni smeri, v katerega ga prisili jermen. S spremembo aksialne razdalje med obema diskoma zgornje jermenice spreminjamo premer, po katerem

teče jermenica tako na zgornjem kot tudi na spodnjem paru diskov. Na tak način lahko spreminjamo prestavo tega gonila brez stopenj v mejah do 1:6.



Slika 9.7: Variator z jermenom

9.2 Gonilo z verigo

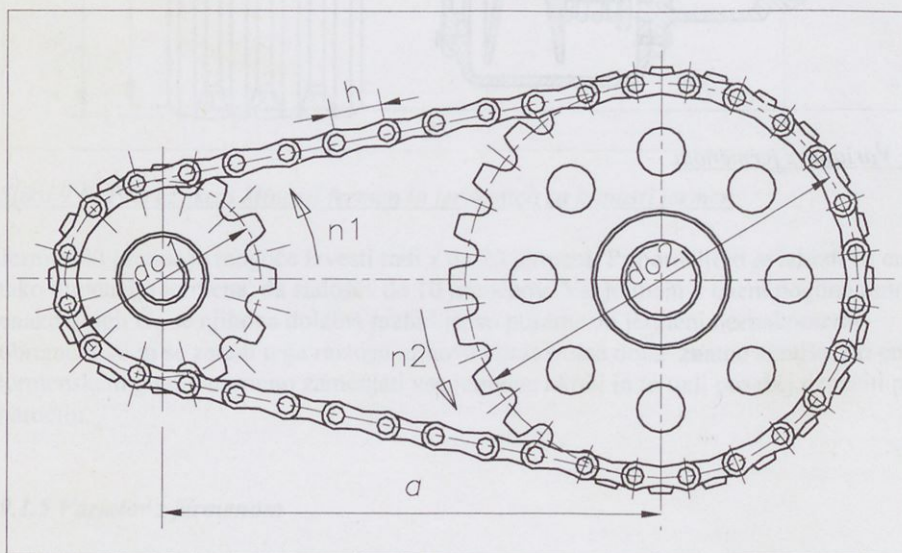
Gonila z verigo združujejo lastnosti jermenskih in zobatih gonil. Obodna sila se prenaša od verižnega kolesa na verigo in obratno preko oblike zoba verižnega kolesa, zato ni potrebna velika sila prednapenjanja, kot na primer pri jermenskem prenosu. Pri obratovanju verižnega gonila ni zdrsa. Veriga dovoljuje večje natezne obremenitve kot jermen, zato je primernejša za tista gonila, ki se vrtijo počasi.

Pri pravilni izvedbi verižnega gonila je izkoristek visok (do 98 %). Prestavna razmerja takega gonila so običajno do 6, izjemoma do 10.

Pri posebnih izvedbah lahko prenašamo tudi zelo velike moči (do 4000 kW) z obodnimi silami do 280 kN in vrtilno hitrostjo manjšega verižnega kolesa do 5000 min^{-1} .

Verižna gonila so cenejša od zobatih in dražja od jermenskih. Ko veriga nateka in odteka na verižno kolo, se nekoliko spremeni kinematični premer, zato imajo verižna gonila, zlasti v primeru malega števila zob na verižnem kolesu, to slabo lastnost, da se vrtilno gibanje ne prenaša povsem enakomerno.

Verigo lahko uporabimo tudi za transport materiala. Primeri takih naprav so verižni transporterji in verižni elevatorji. Uporabimo posebne izvedbe transportnih verig, na katere pritrđimo korce ali lamele. Dolžina takih verig je tudi do 100m.



Slika 9.8: Verižno gonilo

Tako kot pri jermenskem gonilu tudi pri verižnem gonilu definiramo pomembno karakteristiko: prestavno razmerje.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{02}}{d_{01}}$$

Ker pa je obseg kinematičnega kroga približno enak produktu iz delitve verige h in številom zob z na verižnem kolesu, velja:

$$\pi \cdot d_0 = h \cdot z$$

Iz tega sledi:

$$d_0 = \frac{h}{\pi} \cdot z$$

h = mi pa vzamemo tudi pri nateznosti na zobu

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

Delitev verige je na obeh verižnih kolesih enaka, zato sledi poenostavljen zapis za prestavno razmerje:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Prestavno razmerje verižnega prenosa lahko torej enostavno določimo tako, da preštejemo število zob na obeh verižnih kolesih.

Veriga je obremenjena na nateg. Natezna obremenitev verige izvira iz obodne sile, ki jo gonilo prenaša in iz natezne sile, ki je posledica centrifugalne sile zaradi krožnega gibanja verige po obodu verižnega kolesa.

Obodno silo U izračunamo iz torzijskega momenta M , oziroma iz moči P , ki se prenaša.

$$M = \frac{P}{\omega}$$

$$U = \frac{2 \cdot M}{d_0}$$

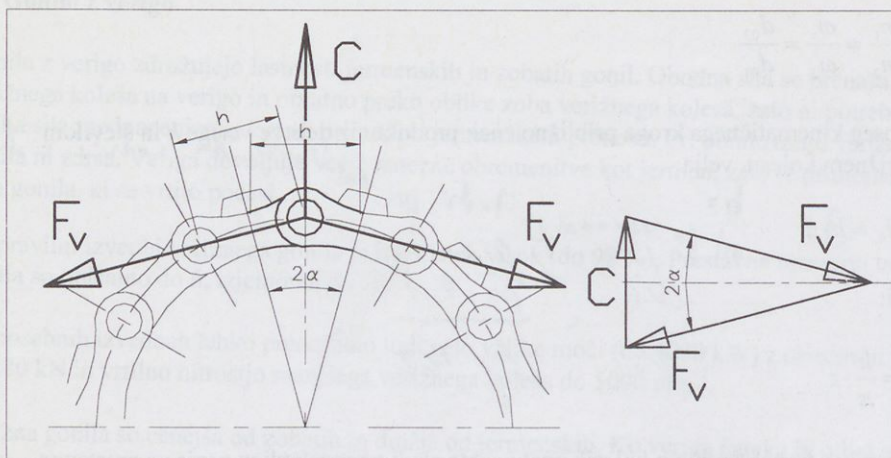
Izhodišče za določitev natezne sile zaradi centrifugalne sile je prikazano na sliki 9.9.

Centrifugalna sila na en člen verige je:

$$C = m \cdot \frac{v^2}{r} = q \cdot h \cdot \frac{v^2}{r}$$

kjer je masa enega člena verige $q \cdot h$, q pa je masa verige na dolžinsko enoto.

$$F_v = \frac{C}{2 \cdot \sin \alpha} = \frac{q \cdot h \cdot v^2}{2 \cdot r \cdot \sin \alpha}$$



Slika 9.9: Shema za določitev vpliva centrifugalne sile

Iz pravokotnega trikotnika v shemi sil določimo naslednjo zvezo:

$$\sin \alpha = \frac{h}{r} = \frac{h}{2 \cdot r}$$

Ko to vstavimo in uredimo dobimo enačbo za napenjalno silo v verigi zaradi centrifugalne sile:

$$F_v = q \cdot v^2$$

q je masa verige na dolžinsko enoto in v je hitrost verige.

Celotna natezna sila v verigi F je torej vsota obodne sile in sile zaradi vpliva centrifugalne sile. Nosilnost verige mora biti večja od sile F .

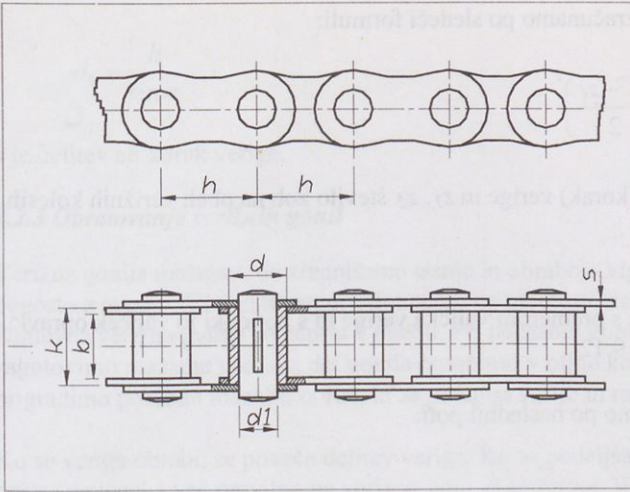
$$F = U + F_v$$

Podatke o nosilnosti verig dobimo v katalogih proizvajalcev.

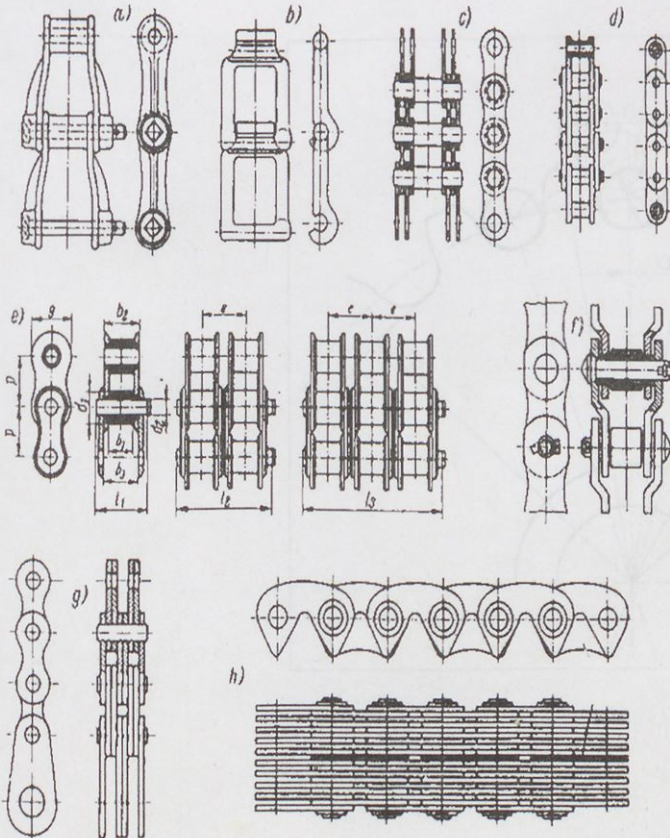
9.2.1 Veriga

Veriga je lahko izvedena v različnih izvedbah. Pri nekaterih verižnih gonilih lahko uporabimo tudi členkasto kalibrirano verigo. V tem primeru mora biti verižno kolo prilagojeno obliki take verige.

Najpogosteje uporabljena je Galova veriga, ki je predstavljena na sliki 9.10. Dimenzije teh verig so standardizirane. Te vrste verig lahko izvedemo kot enoredne, dvoredne in triredne verige. Od dimenzij in vrste verige je odvisna tudi dovoljena obremenitev. Za spajanje verig uporabimo poseben vezni člen.



Slika 9.10: Galova veriga



Slika 9.11: Različne izvedbe verig

Potrebno število členov verige X izračunamo po sledeči formuli:

$$X = 2 \cdot \frac{a}{h} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{h}{a} \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2$$

a je medosna razdalja, h je delitev (korak) verige in z_1, z_2 število zob na obeh verižnih kolesih.

9.2.2 Verižno kolo

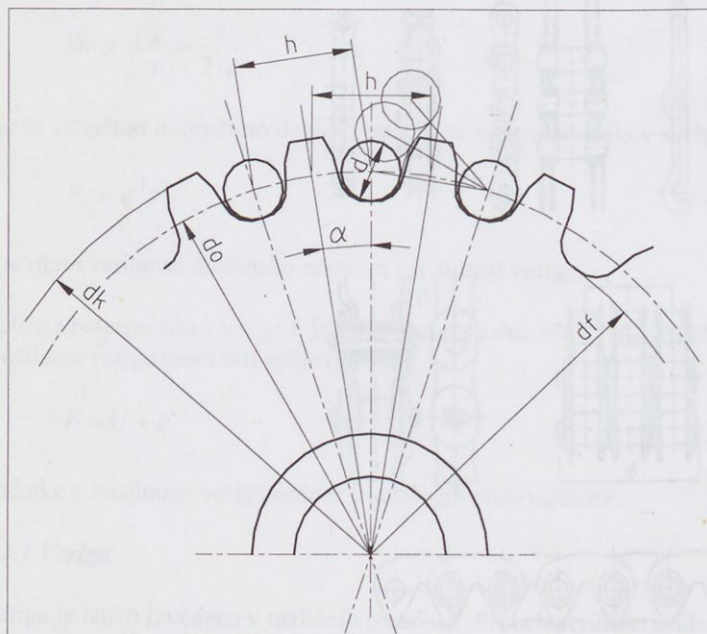
Oblika verižnega zoba je definirana s premerom valjčka verige in s potjo, ki jo valjček opravi pri natekanju na verižno kolo, slika 9.12.

Kot α na sliki 9.12 lahko izračunamo po naslednji poti:

$$\alpha = \frac{180^\circ}{z}$$

$$z \alpha = \frac{360^\circ}{2}$$

z je število zob verižnega kolesa.



Slika 9.12: Verižni zobnik

Ker je:

$$\sin \alpha = \frac{h}{2 \cdot r} = \frac{h}{d_0}$$

sledi kinematični premer verižnega kolesa:

$$d_0 = \frac{h}{\sin \alpha}$$

h je delitev ali korak verige.

9.2.3 Obratovanje verižnih gonil

Verižna gonila mažemo, da zmanjšamo trenje in obrabo. Odprta gonila mažemo z oljem, manj pogosto z mastjo. Verige transportnih naprav ne moremo mazati, zato je obraba večja. Zahtevna verižna gonila so zaprta v ohišju. Pri počasnih gonilih lahko v tem primeru zagotovimo mazanje tako, da del gonila potopimo v oljno kopel. Pri hitrih zaprtih gonilih prigradimo poseben mazalni obroč, ki se potaplja v olje in razpršuje olje v ohišju gonila.

Ko se veriga obrabi, se poveča delitev verige. Ko to podaljšanje preseže določeno stopnjo, veriga ne nateka več pravilno na verižno kolo in se zatika. V tem primeru je potrebno zamenjati verigo, pa tudi verižno kolo, če se je tudi to obrabilo.

10 ZOBNIŠKA GONILA

Med vsemi gonili so zobniška gonila najbolj razširjena. Uporabljajo se tako za zelo male, pa tudi zelo velike moči.

Z zobniškim gonilom je mogoče natančno prenašati krožno gibanje med gredmi. Zobniška gonila obratujejo brez zdrsa, ki nastopi v primeru jermenskega gonila in brez nihanj hitrosti zaradi spremembe delilnega kroga med obratovanjem, ki nastane v primeru verižnega gonila.

Izkoristek zobniškega gonila je lahko visok, trenje je majhno. S kombinacijo več zobniških dvojic v gonilu je mogoče doseči tudi zelo velika prestavna razmerja. Vzdrževanje je enostavno, zagotoviti je potrebno le pravilno mazanje. Dosežena obratovalna doba takega gonila je visoka, seveda če gonilo ni preobremenjeno.

10.1 Izvedbe zobniških parov

Na sliki 10.1 so predstavljene nekatere osnovne skupine zobniških parov. Razlikujejo se zaradi različne postavitve osi in izvedbe oblike zob.

10.1.1 Valjasti zobniški pari

Osnovna telesa, na katerih so izdelani zobje, so valji. Osi so vzporedne. Nekatero osnovno izvedbo valjastih zobniških dvojic so prikazane na sliki 10.1.

- valjasta zobniška dvojica z ravnimi zobmi, slika 10.1.1 a,
- valjasta zobniška dvojica s poševnimi zobmi, slika 10.1.1 b,
- valjasta zobniška dvojica s puščičastimi zobmi, slika 10.1.1 c,
- valjasta zobniška dvojica z dvojnimi poševnimi zobmi, slika 10.1.1 d in
- valjasta zobniška dvojica z zunanjim in notranjim ozobljenjem, slika 10.1.1 e.

10.1.2 Stožčasti zobniški pari

Osnovna telesa, na katerih so izdelani zobje, so stožci. Osi se sekata in tvorita med seboj določen kot, običajno je to pravi kot, slika 10.1.2.

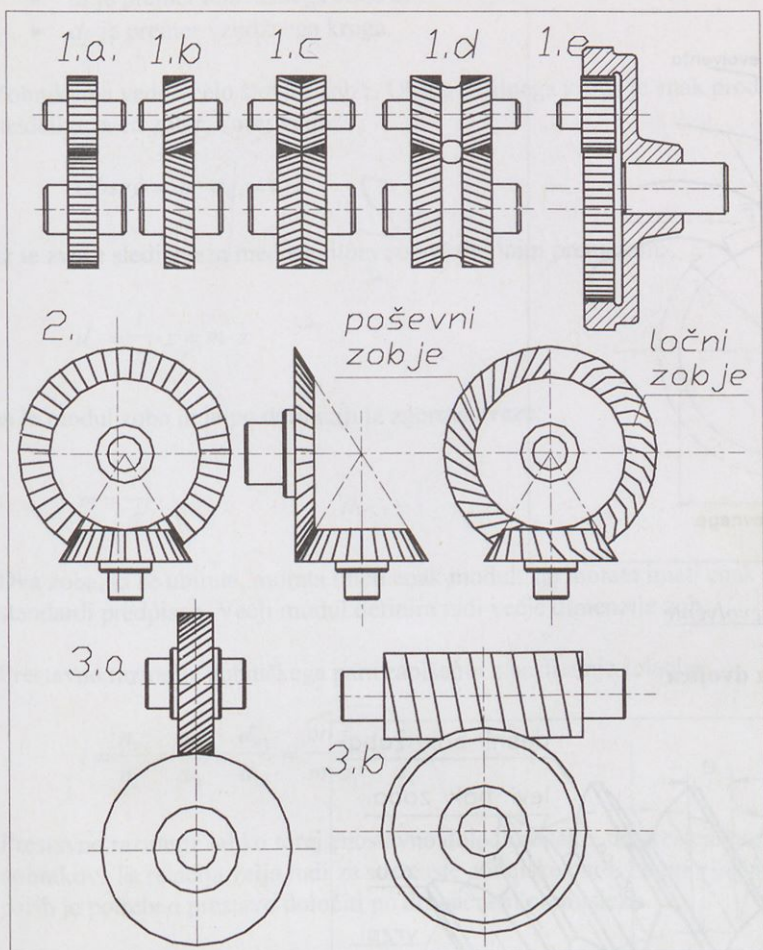
Stožčasti zobnik je lahko izdelan z ravnimi, poševnimi ali ločnimi zobmi.

10.1.3 Zobniški par z mimobežnimi osmi

Osi pri tej skupini zobniških parov so mimobežne. Značilno za to skupino je, da zobje drsijo med sabo. Izkoristek teh gonil je zato slabši.

Predstavnika te skupine sta:

- vijačno ozobljenje, slika 10.1.3 a in
- polžasti zobniški par, slika 10.1.3b.



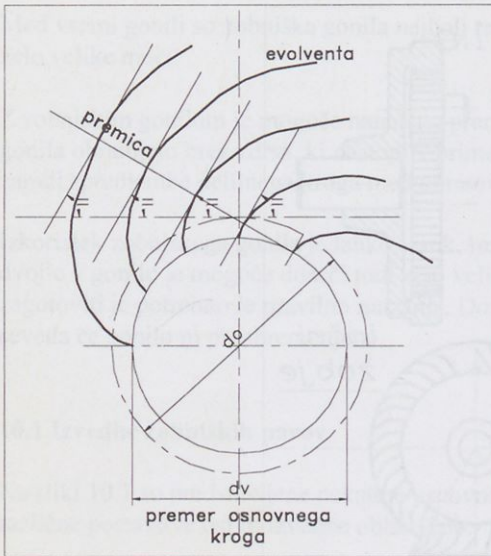
Slika 10.1: Vrste zobniških dvojic

10.2 Evolventno ozobljenje

Boki zob zobniškega para morajo imeti tako obliko, da prenašajo vrtenje enakomerno in da se ne zatikajo. Tej zahtevi ustreza več različnih krivulj. Večina zobnikov, s katerimi se srečujemo v splošnem strojništvu, so evolventni zobniki. Bok zoba takega ozobljenja tvori krivulja, ki se imenuje evolventa. Pri ubiranju dveh evolventnih zobnikov se boki zob v kontaktni točki kotalijo in nekoliko tudi drsijo.

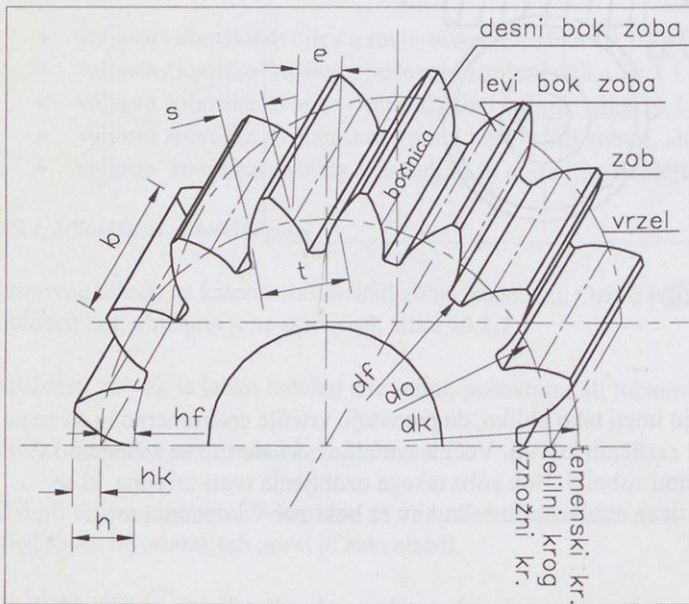
Evolventa je krivulja, ki jo dobimo, če po osnovnem krogu brez zdrsa kotalimo premico. Vsaka točka na tej premici tvori evolvento. Na sliki 10.2 je prikazana konstrukcija evolvente.

Prednost evolventnega ozobljenja pred drugimi vrstami je predvsem v enostavnejšem orodju, potrebnim za izdelavo.



Slika 10.2: Konstrukcija evolvente

10.3 Zobnik in zobniška dvojica



Slika 10.3: Označbe in definicije za valjasti zobnik

Na sliki 10.3 je prikazan segment zobnika z osnovnimi definicijami:

- d_0 je premer kinematičnega valja - tudi premer delilnega kroga,
- d_k je premer temenskega valja in
- d_f je premer vznožnega kroga.

Zobnik ima vedno celo število zob z . Obseg delilnega kroga je enak produktu števila zob z in razdelku za en zob t . Torej velja:

$$\text{Obseg} = \pi \cdot d_0 = t \cdot z$$

Iz te zveze sledi zveza med številom zob in delilnim premerom:

$$d_0 = \frac{t}{\pi} \cdot z = m \cdot z$$

m je modul zoba in je po definiciji iz zgornje zveze:

$$m = \frac{t}{\pi}$$

Dva zoba, ki se ubirata, morata imeti enak modul, saj morata imeti enak razdelek t . Modul je s standardi predpisan. Večji modul definira tudi večje dimenzije zob.

Prestavno razmerje zobniškega para zapišemo z naslednjo relacijo:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{02}}{d_{01}} = \frac{m \cdot z_2}{m \cdot z_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Prestavno razmerje lahko torej enostavno določimo tako, da preštejemo število zob obeh zobnikov. Ta relacija velja tudi za stožčaste zobniške pare. Le pri vijačnih in polžastih zobniških parih je potrebno prestavo določiti po drugačnem premisleku.

Na sliki 10.4 sta prikazana zobnika v prijemu. Iz razmerij na sliki je razvidno, da je medosna razdalja a enaka polovici vsote obeh kinematičnih premerov.

$$a = \frac{1}{2} \cdot (d_{01} + d_{02}) = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2)$$

Za nekorrigirane ničelne zobnike velja:

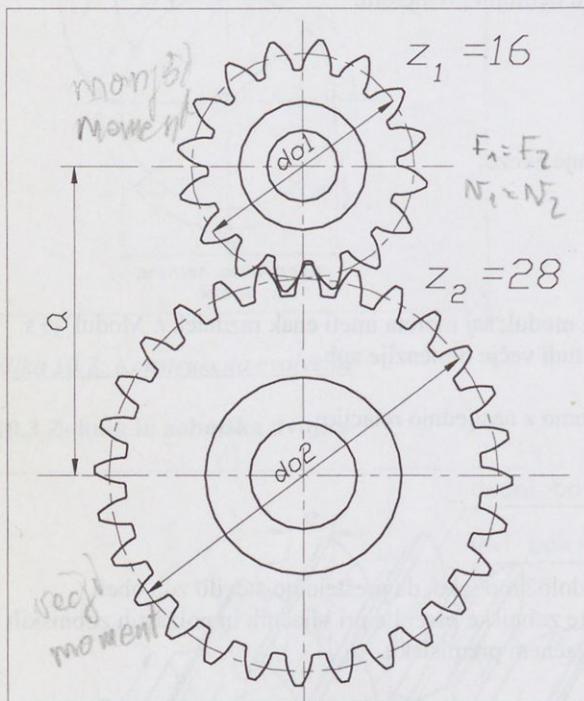
$$d_k = d_0 + 2 \cdot m \text{ in}$$

$$d_f = d_0 - 2 \cdot m$$

Zaradi trdnostnih razlogov, v primeru malega števila zob na zobniku ali pa v primeru, ko želimo doseči točno določeno medosno razdaljo, lahko zobnike korigiramo tako, da spremenimo lego kinematičnega kroga glede na razdelni krog. Takrat govorimo o profilnem pomiku.

Pri preobremenitvi se zobje lahko zlomijo v korenu zaradi prevelikega upogiba. Višjo trdnost zobnikov dosežemo z večjim modulom ali boljšim materialom. Za zlom je odločilna utripna trajna dinamična trdnost materiala za zobnik.

Druga še pogostejša poškodba zobnika je luščenje (pitting) boka zoba, ki se pojavi po določenem času obratovanja. Razlog za ta pojav je utrujanje materiala na površini boka zoba zaradi prevelikega kotalnega tlaka. Večjo nosilnost zobnika na kotalni tlak dosežemo z večjim modulom ali pa z večjo trdoto boka zoba. Iz tega razloga bok zoba zelo pogosto kalimo, cementiramo in kalimo ali nitiramo in tako povečamo bočno trdnost.



Slika 10.4: Zobniška dvojica

V reduktorjih ali multiplikatorjih pogosto prenašamo rotacijo in moč preko več zaporednih zobniških parov. O reduktorju govorimo kadar zmanjšamo vrtilno hitrost iz gonilne vstopne gredi na gnano izstopno gred. O multiplikatorju pa govorimo takrat, ko je vrtilna hitrost na izstopni gredi večja kot na vstopni gredi.

Prestavno razmerje reduktorja ali multiplikatorja določimo tako, da prestavna razmerja posameznih parov med sabo pomnožimo.

$$i_{\text{cel}} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} \dots = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots$$

Vrtilna hitrost izstopne gredi n_{iz} , če je vstopna vrtilna hitrost n_{vst} , je torej:

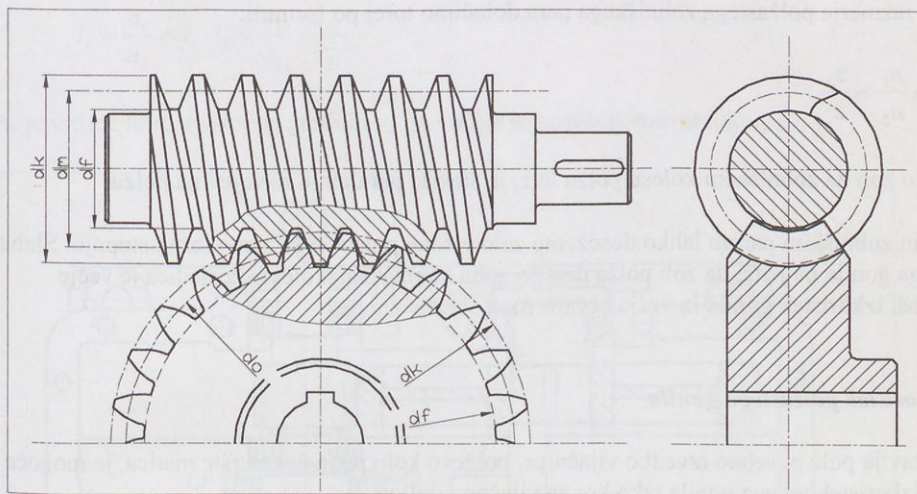
$$n_{iz} = \frac{n_{vst}}{i_{cel}}$$

Prav tako velja, da je moment na izstopni gredi M_{iz} , če je moment na vstopni gredi reduktorja M_{vst} :

$$M_{iz} \approx M_{vst} \cdot i_{cel}$$

10.4 Polžasta zobniška dvojica

Na sliki 10.5 je predstavljena polžasta zobniška dvojica.



Slika 10.5: Polžasta zobniška dvojica

Polžasto zobniško dvojico sestavljata zobniško kolo in polžasto vreteno. Polžasto vreteno je izdelano kot vijajnica.

Glede na obliko profila zoba (navoja) polža poznamo več vrst polžastih zobniških dvojic:

- zob trapezne oblike v ravnini osi polža določa ZA izvedbo polža,
- zob trapezne oblike za kot vijajnice zamaknjen iz ravnine osi določa ZN izvedbo polža,
- zob polža evolventne oblike določa ZE izvedbo polža in
- zob polža konkavne oblike določa ZK izvedbo polža.

Te osnovne oblike so predpisane s standardi.

Korak navoja polža se ujema z mnogokratnikom razdelka polžastega zobnika. Polža lahko izdelamo z enojnim, dvojnim ali večkratnim paralelnim navojem. Če ima polž enojen paralelni navoj, se korak polža ujema z enim razdelkom polžastega zobnika, če je dvojen, z dvojnimi razdelki, itd... Polža lahko izdelamo tudi s šestimi paralelnimi navoji.

Prestavo polžastega gonila lahko določimo po naslednjem premisleku:

- Če se polž z enojno navojnico zavrti za en poln obrat, se zobniško kolo polža pri tem zavrti le za en razdelek, torej za en zob.
- Če se polž z dvojnimi paralelnimi navojem zavrti za en poln obrat, se zavrti zobniško kolo polža za dva razdelka, torej za dva zoba.
- Analogno se pri poljubnem številu paralelnih navojev na polžu zavrti zobniško kolo polža za toliko zob, kolikor je število paralelnih navojev na polžu.

Prestavno razmerje polžastega zobniškega para določimo torej po formuli:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1 - \text{paralelni navojji (eds)}}$$

z_2 je število zob na zobniškem kolesu polža in z_1 je število paralelnih navojev na polžu.

S polžastim zobniškim parom lahko dosežemo zelo visoke prestave že z eno samo stopnjo. Slaba stran takega gonila pa je ta, da zob polža drsi po zobu zobniškega kolesa. Posledica je večje trenje, slabši izkoristek gonila in večja obraba med obratovanjem.

10.4.1 Izkoristek polžastega gonila

Ker predstavlja polž posebno izvedbo vijačnice, polževo kolo pa je neke vrste matica, je mogoče definirati izkoristek takega gonila tako kot za vijačno gonilo.

Pri gnani osi polža je izkoristek polžastega gonila:

$$\eta = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \rho')}$$

Pri gnani osi polževega zobniškega kolesa pa velja naslednja enačba:

$$\eta = \frac{\tan(\gamma_m - \rho')}{\tan \gamma_m}$$

γ_m je kot vijačnice polža in ρ' je kot trenja.

Če je $\rho' \geq \gamma_m$, je polžasto gonilo samozaporno. To pomeni, da polžasto zobniško kolo ne more zavrteti polža.

Za določitev kota trenja velja znana enačba: $\tan \rho' = \mu'$

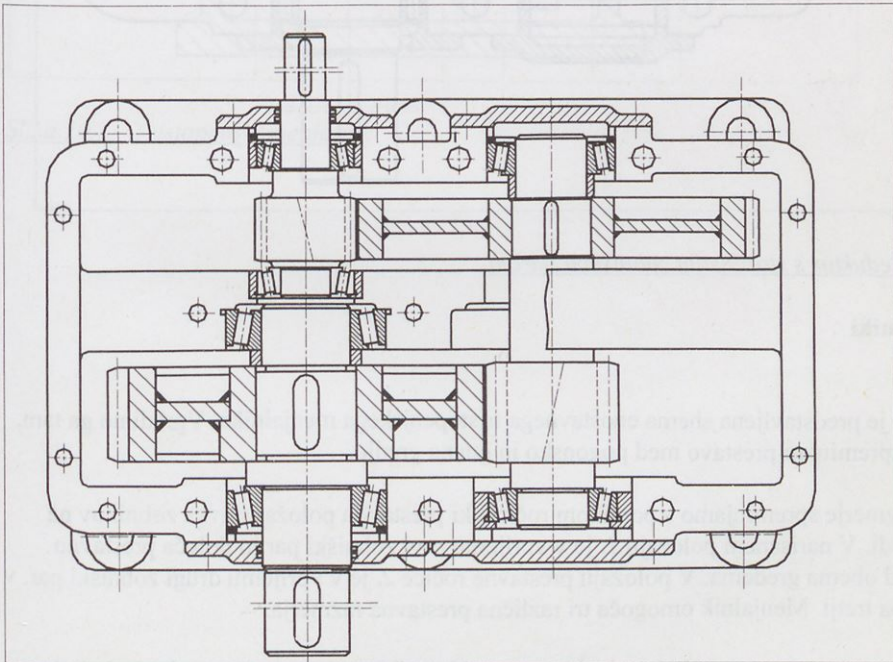
- $\mu=0.01$ za kaljen in brušen jeklen polž in za zobati venec iz kositrovega brona, pri zelo skrbni izdelavi, velikih hitrostih in tekočinskem trenju pri stalnem pogonu,
- $\mu=0.02$ do 0.03 v običajnih pogonih in
- $\mu=0.1$ do 0.12 za neobdelan polž in polževo kolo iz sive litine.

10.6 Reduktorji

Na sliki 10.6 je prikazana izvedba dvostopenjskega reduktorja. Vsaka od obeh stopenj je izvedena s parom valjastih zobnikov. Celotna prestava reduktorja i_r je produkt obeh posameznih prestav:

$$i_r = \frac{n_v}{n_{iz}} = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_{12}}{z_{11}} \cdot \frac{z_{22}}{z_{21}}$$

n_v je vrtilna hitrost vstopne gredi in n_{iz} je vrtilna hitrost izstopne gredi.

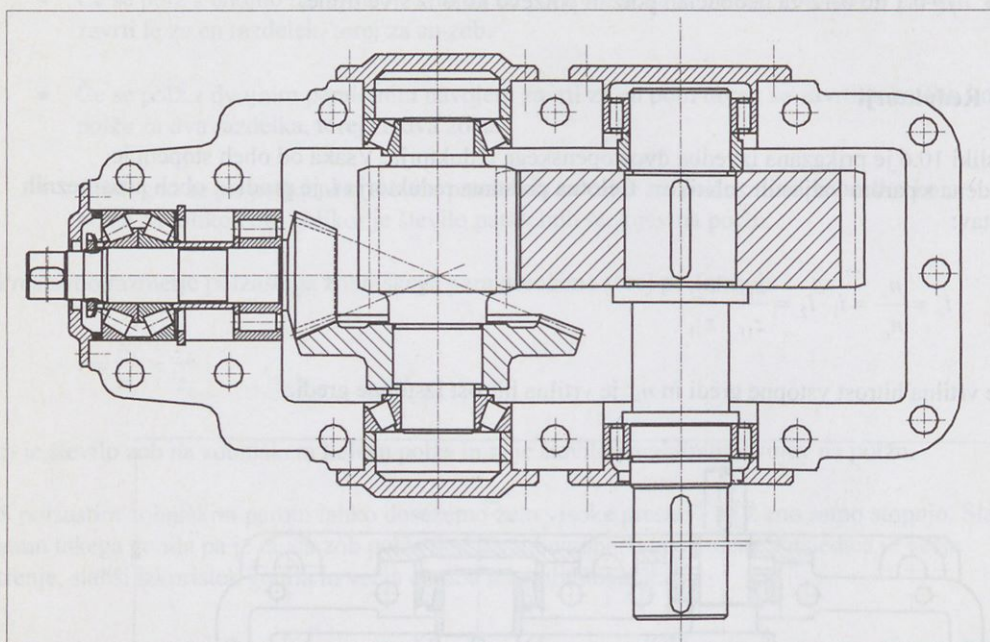


Slika 10.6: Dvostopenjski reduktor z valjastimi zobniškimi pari

Oba zobniška para sta izvedena s poševnimi zobmi. Posledica je aksialna obremenitev ležajev. Zato je vležajenje izvedeno s stožčastimi ležaji, ki prenesejo občutne aksialne obremenitve.

Na sliki 10.7 je prikazan dvostopenjski reduktor, pri katerem je prva stopnja izvedena s stožčastim zobniškim parom. V tem primeru je mogoče prenesti vrtilni moment med dvema gredema, ki sta za 90° zamaknjeni med sabo.

Celotna prestava reduktorja je tudi v tem primeru produkt obeh posameznih prestav. Prestavo stožčastega zobniškega para je mogoče enostavno določiti tako, da preštejemo število zob drugega zobnika in delimo s številom zob prvega.



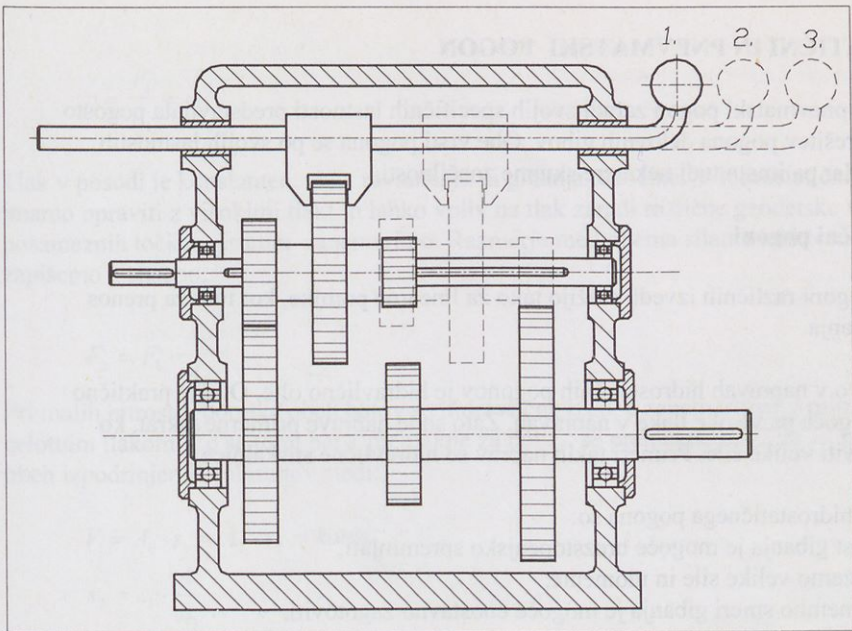
Slika 10.7: Reduktor s stožčastim zobniškim parom

10.7 Menjalniki

Na sliki 10.8 je predstavljena shema enostavnega tristopenjskega menjalnika. Vgradimo ga tam, kjer želimo spreminjati prestavo med pogonsko in gnano gredjo.

Prestavno razmerje spreminjamo s pomikom ročice, ki prestavlja položaj stavka zobnikov na pogonski gredi. V narisanim položaju 1. je v vprijetu prvi zobniški par in določa prestavno razmerje med obema gredema. V položaju prestavne ročice 2. je v vprijetu drugi zobniški par, v položaju 3. pa tretji. Menjalnik omogoča tri različna prestavna razmerja.

Sprememba prestavnega razmerja je pri taki preprosti izvedbi mogoča le, ko stroj miruje in je za spremembo prestavnega razmerja potrebno stroj ustaviti. V primeru lesnoobdelovalnih strojev taka izvedba ponavadi ustreza.



Slika 10.8: Tristopenski menjalnik

11 HIDROSTATIČNI IN PNEVMATSKI POGON

Hidrostatični in pnevmatski pogon zaradi svojih specifičnih lastnosti predstavljata pogosto najprimernejšo rešitev pogona delovnih gibov. Obe vrsti pogona se po svojih lastnostih razlikujeta, vendar pa imata tudi nekatere skupne značilnosti.

11.1 Hidrostatični pogoni

Hidrostatični pogoni različnih izvedb služijo tako za linearne pomike, kot tudi za prenos rotacijskega gibanja.

Delovno sredstvo v napravah hidrostatičnih pogonov je hidravlično olje. Olje je praktično nestisljivo, omogoča pa visoke tlake v napravah. Zato so te naprave primerne takrat, ko moramo zagotoviti velike sile. Primeri takih naprav so hidravlične stiskalnice.

Dobre lastnosti hidrostatičnega pogona so:

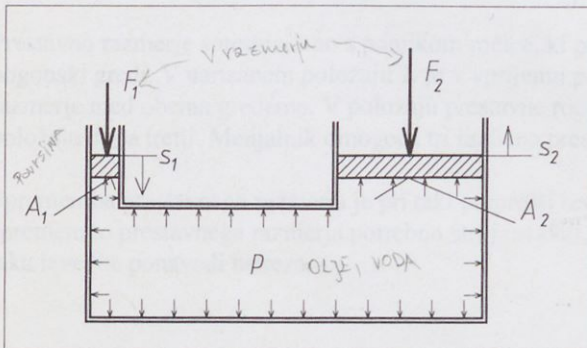
- hitrost gibanja je mogoče brezstopenjsko spreminjati,
- dosežemo velike sile in momente,
- spremembo smeri gibanja je mogoče enostavno zagotoviti,
- sistem je mogoče enostavno zavarovati pred preobremenitvijo in
- hidrostatični pogon je zanesljiv in preprost.

Pomanjkljivosti hidrostatičnega pogona so:

- sestavni deli morajo biti izdelani zelo natančno, iz najboljših materialov in so zato dragi in
- izgube so večje, kot pri nekaterih drugih vrstah mehanizmov, dober izkoristek je bolj izjemna.

11.1.1 Princip hidrostatičnega pogona

Hidrostatični princip transformacije sile je prikazan na sliki 11.1.



Enak pritisk v posodi.

Slika 11.1: Princip hidrostatične transformacije sile

V primeru ravnotežja med silo F_1 in F_2 lahko zapišemo:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

Tlak v posodi je konstanten, saj v ravnotežju ni gibanja tekočine. V hidrostatičnih napravah imamo opraviti z visokimi tlaki in lahko vpliv na tlak zaradi različne geodetske višine v posameznih točkah sistema zanemarimo. Razmerje med obema silama lahko enostavno zapišemo z enačbo:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{A_2}{A_1}$$

Pri malih hitrostih pomika obeh batov so hidravlične izgube zanemarljive v primerjavi s celotnim tlakom. Če se torej bat 1 premakne za pot s_1 , se premakne bat 2 za s_2 . Iz enakosti obeh izpodrinjenih volumnov sledi:

$$V = A_1 \cdot s_1 = A_2 \cdot s_2 = konst.$$

$$s_2 = s_1 \cdot \frac{A_1}{A_2}$$

Enota za tlak je Pa (Pascal). ($Pa = N/m^2$). V tehniki se še vedno pogosto uporablja bar kot enota za tlak. ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$).

11.1.2 Pogon hidravličnega cilindra

Za linearne pomike, ko je potrebno premagovati velike sile, uporabimo hidravlični cilinder. Na sliki 11.2 je prikazan enostaven pogon hidravličnega cilindra. Na sliki 11.2 a je narisana shema krmiljenja shematično, na sliki 11.2 b pa s simboli, s katerimi običajno rišemo hidravlične sheme. Simboli za posamezne elemente hidrostatičnih naprav so standardizirani.

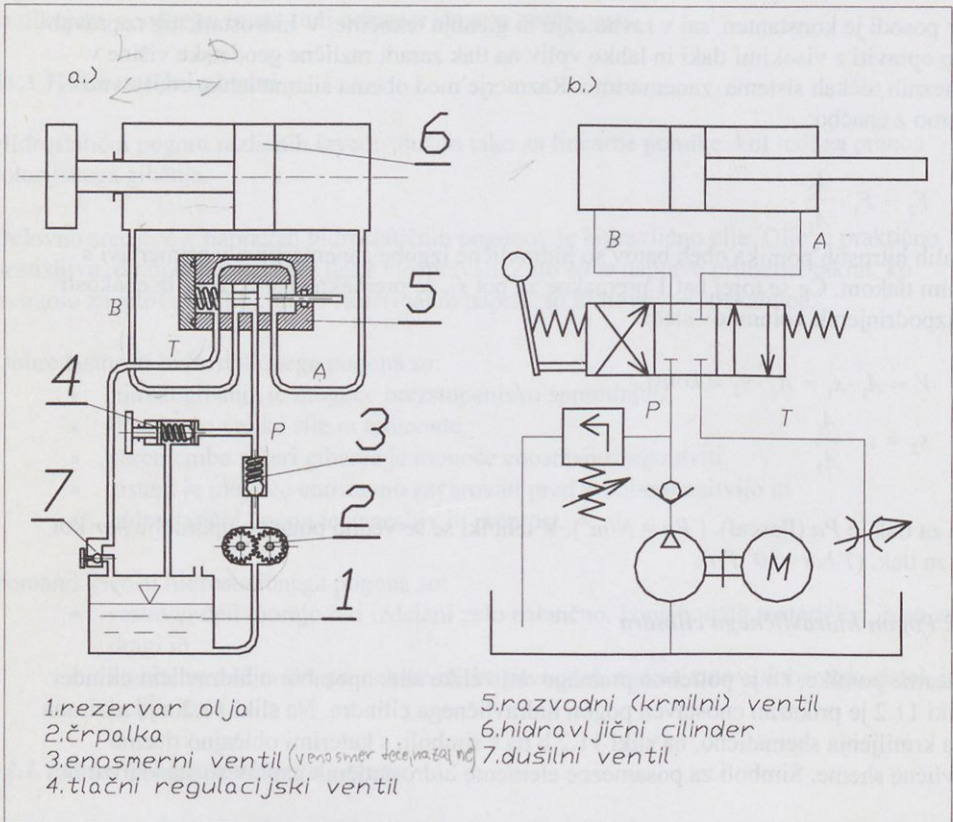
Hidravlična črpalka poz. 2 črpa olje iz rezervoarja poz. 1. Za črpalko je nameščen enosmerni (povratni) ventil poz. 3. Tlak v sistemu in s tem tudi silo na hidravlični cilinder nastavljamo s tlačnim ventilom poz. 4. Krmilni ventil poz. 5 ima tri možne položaje.

V skrajno levem položaju krmilnega bata je povezan vod B z vodom od črpalke P. Vod A je povezan z povratnim vodom T. Olje teče iz tlačnega voda v levo stran hidravličnega cilindra poz. 6. Iz desne strani olje izteka preko voda A in T nazaj v rezervoar. V povratni vod T je nameščen še dušilni ventil poz. 7, ki preprečuje prehitro iztekanje olja iz desne strani hidravličnega cilindra.

Srednji položaj krmilnega bata v krmilnem ventilu zapira vse povezave med tlačnim vodom P, povratnim vodom T in hidravličnim cilindrom. Hidravlični cilinder miruje v svojem trenutnem položaju.

V skrajno desnem položaju krmilnega bata v krmilnem ventilu je povezan tlačni vod P z vodom A, vod B pa s povratnim vodom T. Bat hidravličnega cilindra potuje v desno.

Hitrost pomika bata je odvisna od pretočne količine olja skozi črpalko in površine bata v hidravličnem cilindru, sila na batu pa od nastavljenega tlaka in površine bata. Tlak nastavimo s pomočjo tlačnega regulacijskega ventila poz. 4.



Slika 11.2: Shema pogona hidravličnega cilindra

11.1.3 Črpalke

Za črpanje hidravličnega olja v sistem uporabljamo različne vrste hidravličnih črpalk. Osnovni podatki (karakteristika) vsake črpalke so:

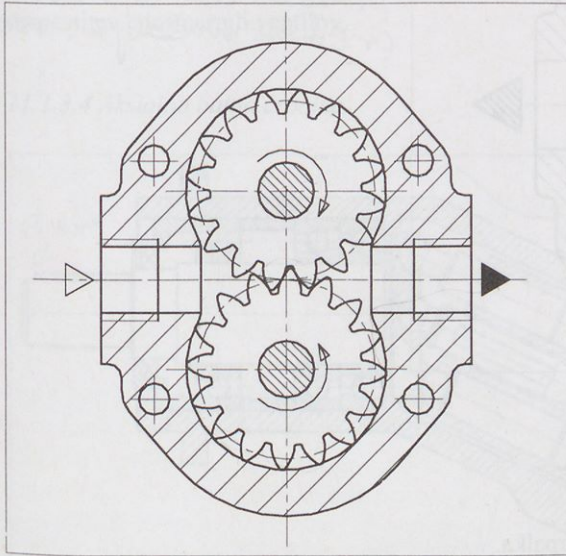
- tlak, ki ga črpalka doseže in
- volumen olja, ki ga črpalka prečrpa na enoto časa (pretočna količina olja).

Konstruktivske izvedbe črpalk so različne, različne so tudi njihove karakteristike.

11.1.3.1 Zobniška črpalka

Zobniška črpalka doseže tlak do 250 barov. Pretočna količina olja je odvisna od dimenzij, načeloma pa zobniška črpalka spada med tiste, ki omogočajo relativno večje pretoke olja.

Princip zobniške črpalke je razviden iz slike 11.3. Olje potuje iz sesalne na tlačno stran v vrzeli med zobmi. En zobnik je gnan, drugi pa se prosto vrti. Za pravilno delovanje je zelo pomembna natančna izdelava komore in zobnikov. Od te izdelave je odvisna tesnost med ohišjem in zobniki, torej tudi volumnske izgube in višina doseženega tlaka.



Zobniki so tesno narejena, da ne pušča. Tlak je odvisen od izgub pri hlajenju. 150-170 barov. Velik pretok olja. Konstanten pretok olja ne plete na tlak. Primerna za velike pretoke olja in srednje velik tlak.

Slika 11.3: Zobniška črpalka

11.1.3.2 Krilna črpalka

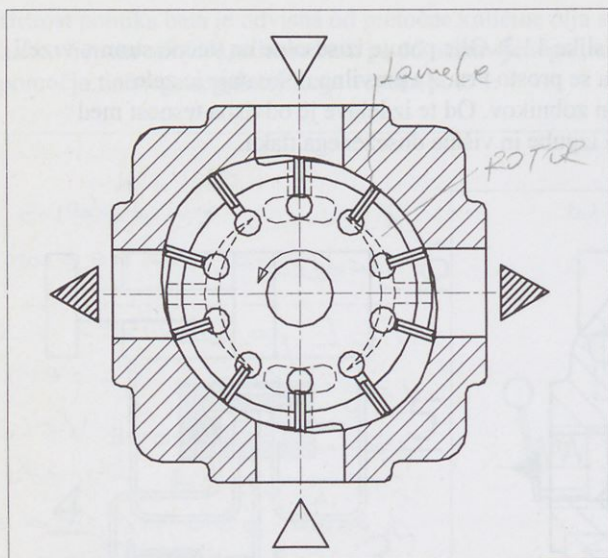
Konstrukcija in delovanje krilne črpalke je prikazan na sliki 11.4.

Tudi krilna črpalka ima relativno večji pretok olja. Delovni tlak, ki ga doseže, je do 175 barov.

Rotirajoči valj rotorja ima po obodu nameščene dvodelne tesnilne lamele, ki so gibljive v radialni smeri. Notranji del ohišja je oblikovan tako, da tvori sesalne in tlačne komore. Tesnjenje lamel po notranji komori ohišja zagotavlja povezava preko dovoda v steni ohišja med tlačnim delom črpalke in spodnjo površino lamel in centrifugalna sila na lamele.

Delovanje krilne črpalke je mogoče obrniti tako, da dobimo hidravlični motor. S posebno izvedbo krilne črpalke je mogoče spreminjati tlačno sesalni volumen. To omogoča spreminjanje pretočne količine olja skozi črpalko.

Vakuum pumpa

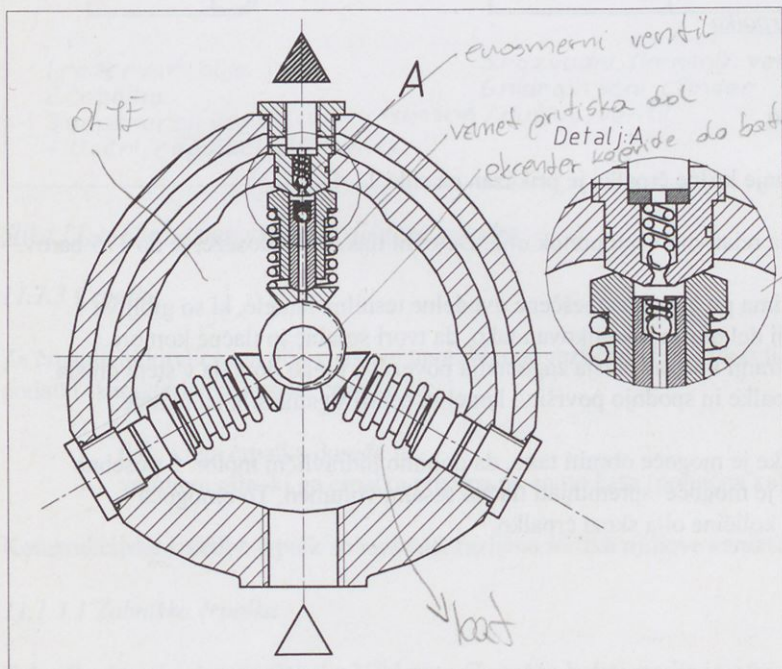


Večji pretok, ne ekstremni tlaki.
Lahko regulirano prostor in s tem pretok medija. 150-170

Slika 11.4: Krilna črpalka

11.1.3.3 Batna oljna črpalka

Na sliki 11.5 je predstavljena batna oljna črpalka.



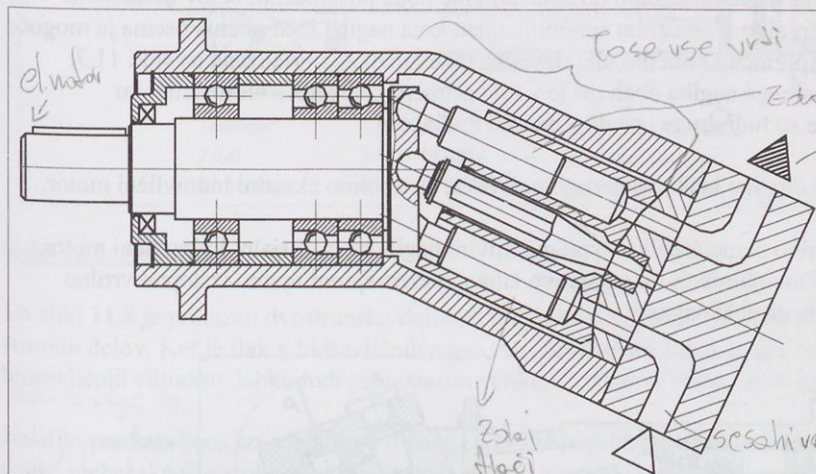
korine olje v bat
najhen preseki
bat, zato je najširša blazin pretoka olja.
Zato visoki tlaki

Slika 11.5: Batna oljna črpalka

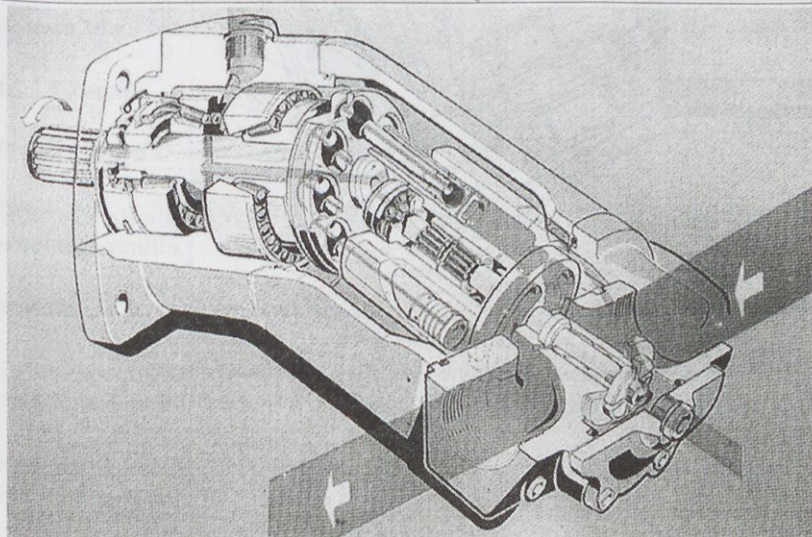
Z batno oljno črpalko dosežemo visoke tlake, do 500 barov. Pretočna količina olja pa je manjša.

Radialno nameščene bate poganja ekscentrična gred. Dotok olja v sesalni fazi je izveden preko utora na ekscentrični gredi in preko izvrtine v sredini bata. Detajl A na sliki 15.5 prikazuje namestitev enosmernih ventilov.

11.1.3.4 Aksialna batna črpalka



Večji bataki
vaji pretok
medije
če obrnemo
dobimo
aksialni motor
oče poganja
pred.



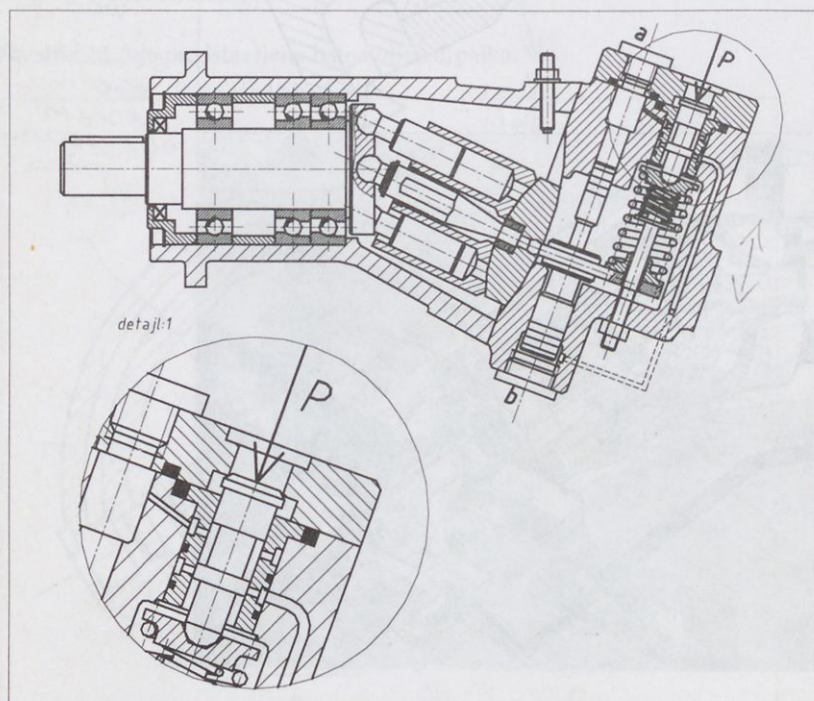
Slika 11.6: Aksialna batna črpalka

Na sliki 11.6 je prikazan način delovanja aksialne batne črpalke. Rotor aksialne batne črpalke je sestavljen iz dveh sklopov, ki imata rotacijsko os postavljeno pod določenim kotom. Levi del rotorja predstavlja pogonska gred črpalke, desni del rotorja pa predstavlja batno črpalke. Pomik batov v ohišju črpalnega dela zagotavlja poševna namestitvev obeh delov rotorja. Dovod olja v sesalni fazi pomika batov je izveden preko dovodnih kanalov v lečasti drsni kulisi. V tlačni fazi pomika batov črpalke so izstopne izvrtine na koncu posameznega batnega cilindra povezane preko odvodnih kanalov v lečasti drsni kulisi s tlačnim izstopom iz črpalke.

Aksialno batno črpalke lahko izvedemo tudi tako, da med obratovanjem spreminjamo kot med obema osema rotorja. Tako dosežemo različne dolžine hoda posameznih batov in različne pretoke olja skozi črpalke. Z zveznim spreminjanjem kota nagiba med obema osema je mogoče zvezno spreminjati pretočno količino olja. Izvedba take črpalke je prikazana na sliki 11.7. Regulacija medsebojnega nagiba obeh osi je v tem primeru izvedena s hidrostatičnim krmiljenjem. Znane so tudi druge izvedbe, recimo z vijakom.

Delovanje aksialne črpalke lahko usmerimo tudi tako, da dobimo aksialni hidravlični motor.

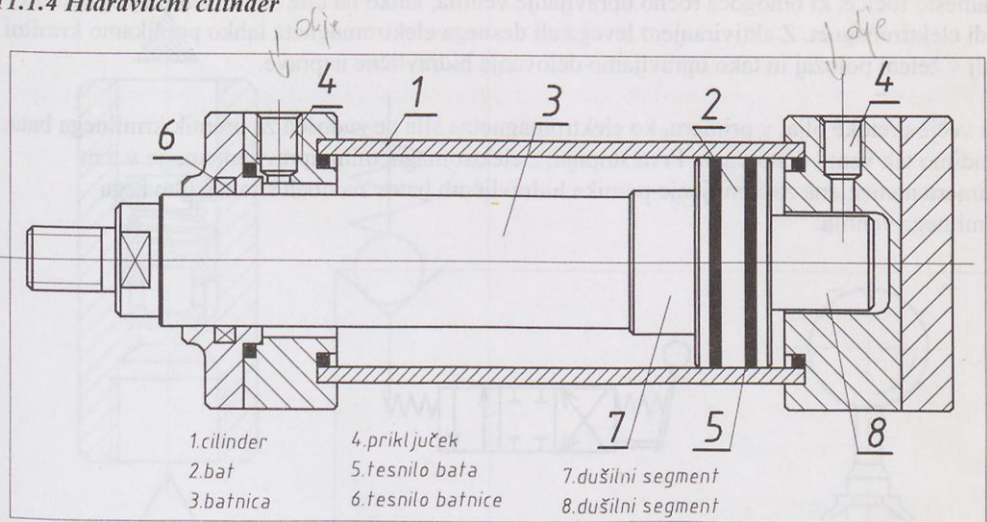
Če povežemo aksialno batno črpalke s spremenljivim nagibom in aksialni hidravlični motor, dobimo hidravlični menjalnik. S tako napravo lahko zvezno spreminjamo izstopno vrtilno hitrost gredi motornega dela naprave.



Slika 11.7: Aksialna batna črpalke s spremenljivim kotom osi

$F = \text{preseka bata} \cdot \text{pritisk}$

11.1.4 Hidravlični cilinder



Slika 11.8: Hidravlični cilinder

Na sliki 11.8 je prikazan dvostransko delujoči hidravlični cilinder. Služi za linearne pomike strojnih delov. Ker je tlak v hidravličnih napravah sorazmerno visok in ker so dimenzije hidravličnih cilindrov lahko tudi sorazmerno velike, dosegamo velike mehanske sile.

Na sliki predstavljena izvedba hidravličnega cilindra je primer naprave, pri kateri ne dosegamo enake mehanske sile v obe smeri delovanja. Vzrok temu je neenakost delovnih površin na levi in desni strani bata.

11.1.5 Ventili

11.1.5.1 Ročni krmilni ventil

Delovanje krmilnega ventila je prikazano na sliki 11.9, kjer je narisana izvedba ročnega krmilnega ventila.

V srednjem, nevtralnem položaju so vsi kanali med sabo ločeni. Ventil je zaprt.

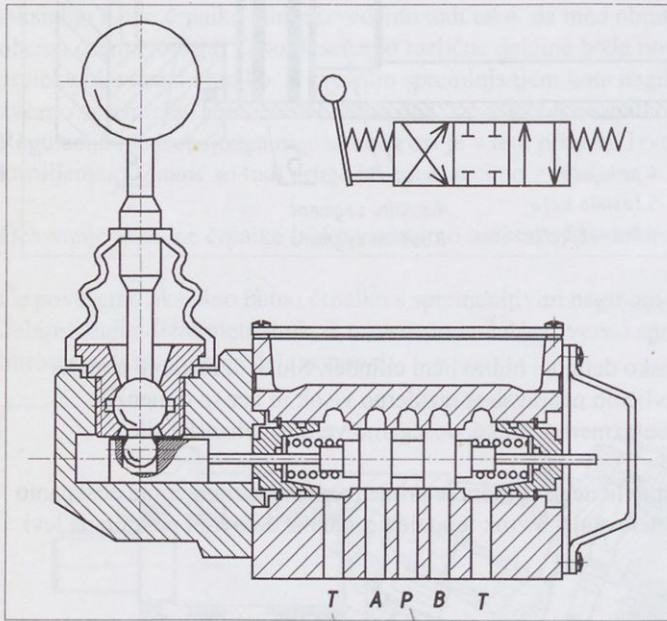
S premikom ročice v desno se krmilni bat ventila premakne v levo. Odpre se zveza med tlačnim vodom P in vodom A. Istočasno se odpre zveza med vodom B in povratnim vodom T.

S premikom ročice v levo se premakne krmilni bat v desno. Odpre se zveza med tlačnim vodom P in vodom B. Istočasno se odpre zveza med vodom A in povratnim vodom T.

Opisana izvedba je primerna za upravljanje dvosmerno delujočih hidravličnih cilindrov. Na sliki 11.9 je prikazan tudi simbol za ročni krmilni ventil.

Namesto ročice, ki omogoča ročno upravljanje ventila, lahko na obe strani ventila prigradimo tudi elektromagnet. Z aktiviranjem levega ali desnega elektromagneta lahko pomikamo krmilni valj v želeni položaj in tako upravljamo delovanje hidravlične naprave.

Za večje pretoke olja, v primeru, ko elektromagnetna sila ne zadošča za premik krmilnega bata, gradimo tak ventil v stopnjah. Prva stopnja, z elektromagnetnim upravljanjem, je v tem primeru namenjena za krmiljenje pomika hidravličnih batov na obeh straneh glavnega krmilnega ventila.



Slika 11.9: Ročni krmilni ventil

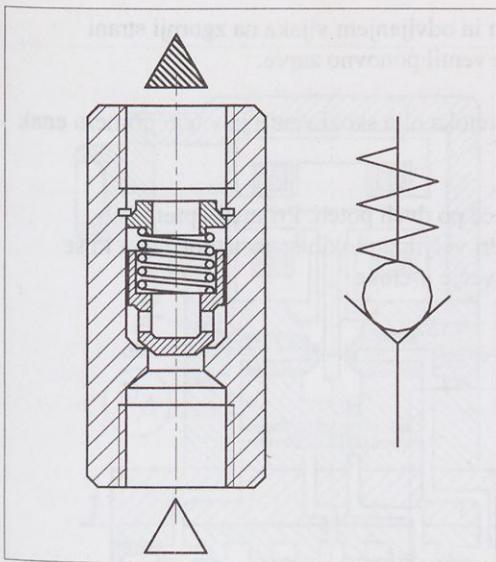
Na opisanem principu so zgrajeni tudi vsi drugi krmilni ventili, ki imajo drugačno krmilno funkcijo.

11.1.5.2 Povratni (enosmerni) ventil

Povratni (enosmerni) ventil služi za zaporo pretoka olja v eno smer. V drugo smer je pretok olja prost. Prikazan je na sliki 11.10. Narisan je tudi simbol za tak ventil.

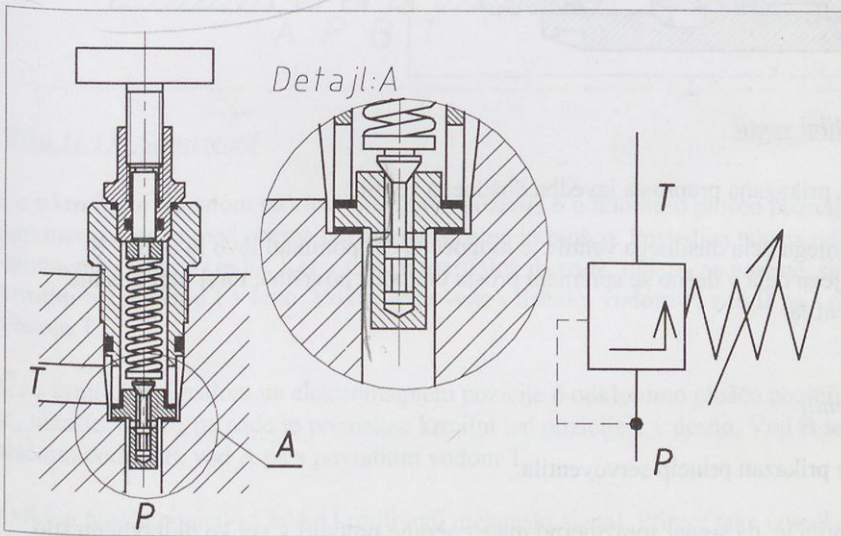
Ko je pritisk olja na zgornji strani ventila večji kot na spodnji, sede telo ventila na sedež in onemogoči pretok. Pri zapiranju ventila sodeluje tudi pritisna sila vgrajene vzmeti.

Ko je tlak olja na spodnji strani toliko večji, da premaga pritisno silo vzmeti, se telo ventila dvigne iz sedeža in pretok olja je prost.



Slika 11.10: Povratni (enosmerni) ventil

11.1.5.3 Tlačni regulacijski ventil



Slika 11.11: Tlačni regulacijski ventil

Na sliki 11.11 je predstavljen tlačni regulacijski ventil. Služi za nastavev pritiska v hidravličnem sistemu.

Če tlak v tlačnem vodu P naraste preko zelene vrednosti, se odpre sedež ventila in olje steče v povratni vod T. Vrednost tlaka, pri katerem se ventil odpre, je mogoče nastaviti s pritisno silo

$$\Delta p = \epsilon \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

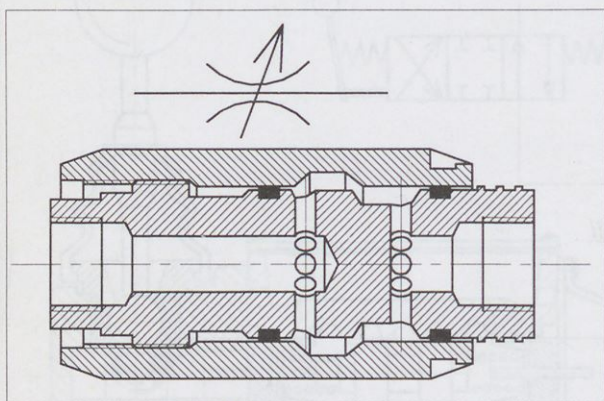
uporn
 ↑ koef
 v²

vzmeti. Na to pritisno silo vplivamo s privijanjem in odvijanjem vijaka na zgornji strani ventila. Če tlak pade pod nastavljeno vrednost, se ventil ponovno zapre.

Pogosto teče olje skozi ventil konstantno. Upor pretoka olja skozi ventil je v tem primeru enak tlaku v sistemu.

Kot je razvidno na sliki, lahko olje skozi ventil teče po dveh poteh. Pri malih pretočnih količinah teče olje skozi notranji manjši presek. Pri večjih pretokih se pa ta pot zapre in se dvigne iz sedeža zunanji del ventila, ki omogoča večje pretoke.

11.1.5.4. Dušilni ventil



Slika 11.12: Dušilni ventil

Na sliki 11.12 je prikazana preprosta izvedba dušilnega ventila.

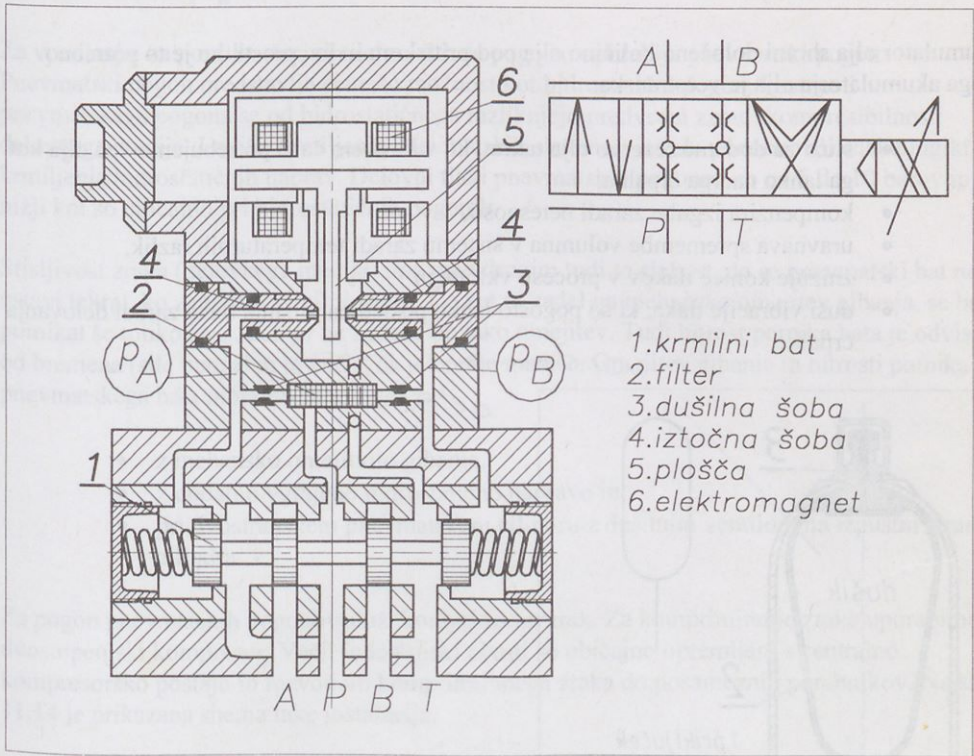
Z vrtenjem zunanjega dela dušilnega ventila je mogoče ta del pomikati levo in desno. S pomikom zunanjega dela v desno se spremeni prosta pretočna površina, torej tudi dušilna karakteristika ventila.

11.1.5.5 Servoventil

Na sliki 11.13 je prikazan princip servoventila.

Naloga servoventila je, da signal sorazmerno male energije pretvori v veliko hidravlično silo, ki služi za premik določenega dela. Servoventil je v principu hidravlični ojačevalnik.

Na sliki narisani položaj ventila je prikazan v srednjem zaprtem položaju, ko sta hidravlična voda A in B ločena od tlačnega voda P. Hidravlično olje teče skozi tlačni vod P skozi filter pozicije 2 in obe dušilni šobi pozicije 3 v obe iztočni šobi pozicije 4. Oljni curek iz obeh iztočnih šob zadeva ploščo pozicija 5. Ker je razdalja med obema iztočnima šobama do plošče enaka, je tudi tlak p_A enak tlaku p_B . Na krmilni bat pozicije 1 deluje z obeh strani enak pritisk. Pritisna sila leve in desne vzmeti zadržuje krmilni bat v srednjem položaju.



Slika 11.13: Servoventil

Če s krmilnim signalom na elektromagnetu pozicije 6 odklonimo ploščo pozicije 5 v desno, se spremeni razdalja med obema iztočnima šobama in ploščo. Posledica takega odklona je sprememba tlaka p_A in p_B . Ker v tem primeru tlak p_A pade, tlak p_B pa naraste, se premakne krmilni bat pozicije 1 v levo. Vod A se poveže s tlačnim vodom P, vod B pa s povratnim vodom T.

Če s krmilnim signalom na elektromagnetu pozicije 6 odklonimo ploščo pozicije 5 v levo, tlak p_A naraste, tlak p_B pa pade in premakne krmilni bat pozicije 1 v desno. Vod B se poveže s tlačnim vodom P, vod A pa s povratnim vodom T.

Odklon ploščice pozicije 5 lahko krmili tudi mehanski signal. Primer take izvedbe je kopiranje določene oblike po šabloni.

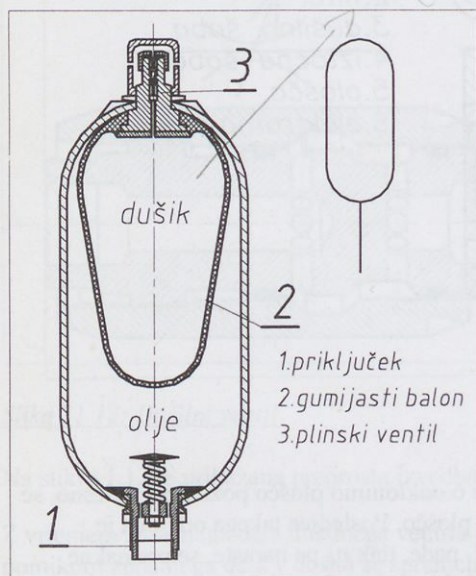
11.1.6 Ostali elementi hidravličnih naprav

Poleg opisanih hidravličnih elementov sestavljajo hidravlično napravo še drugi elementi, kot so: akumulatorji, rezervoarji, filtri, hladilniki, itd.

11.1.6.1 Akumulator olja

Akumulator olja shrani določeno količino olja pod pritiskom in jo sprosti, ko je to potrebno. Vloga akumulatorja olja je večstranska:

- služi za dodatno rezervo olja takrat, ko v kratkem času potrebujemo več olja kot ga lahko načrpa črpalka,
- kompenzira izgube zaradi netesnosti,
- uravnava spremembe volumna v sistemu zaradi temperaturnih razlik,
- znižuje konice tlakov v procesu vklopa in
- duši vibracije tlaka, ki so pogosto lahko posledica nihanja tlaka zaradi delovanja črpalke.



Slika 11.14: Akumulator olja

Akumulator olja je sestavljen iz ohišja, ki je v bistvu tlačna posoda in v ohišju je nameščenega gumijastega mehurja. Ta mehur običajno napolnimo z dušikom pod visokim tlakom skozi ventil na zgornji strani. Akumulator olja je priključen na hidravlični sistem na spodnji strani. Olje pod pritiskom stisne gumijasti mehur. Tlak stisnjenega plina v gumijastem mehurju je enak tlaku olja v sistemu. Velikost akumulatorja olja in spremembe količine olja v sistemu določata tudi spremembo tlaka med obratovanjem. Na sliki 11.14 je prikazan akumulator olja.

11.2 Pnevmatški pogoni

Za vpenjanja, za pomike strojnih delov, itd. se pogosto uporablja pnevmatski pogon. Pnevmatški pogon predstavlja cenejšo možnost kot hidrostatični pogon. Lastnosti pnevmatskega pogona se od hidrostatičnega razlikujejo predvsem zaradi kompresibilnosti delovnega medija. Logika krmiljenja pnevmatskih sistemov je zelo podobna ali enaka logiki krmiljenja hidrostatičnih naprav. Delovni tlaki pnevmatskih pogonov so od 6 do 10 barov in so nižji kot so običajno pri hidrostatičnih pogonih.

Stisljivost zraka (delovnega medija) ima med drugim tudi to slabost, da se pnevmatski bat ne ustavi takrat, ko zapremo krmilni ventil. Če bat ni zadel na mehansko omejitev gibanja, se bo pomikal še toliko časa, dokler ne zadene ob tako omejitev. Tudi hitrost pomika bata je odvisna od bremena (sile upora) in je večja, če je breme manjše. Omejitev gibanja in hitrosti pomika pnevmatskega bata moramo zagotoviti z:

- z mehansko omejitvijo gibanja,
- z dodatno vgrajeno hidrostatično napravo in
- pri dvostranskem pnevmatskem cilindru z dušilnim ventilom na izpustni strani cilindra.

Za pogon pnevmatskih pogonov služi komprimiran zrak. Za komprimiranje zraka uporabimo dvostopenjski kompresor. Večji industrijski obrati so običajno opremljeni s centralno kompresorsko postajo in razvodom komprimiranega zraka do posameznih porabnikov. Na sliki 11.14 je prikazana shema take instalacije.

Kapaciteta kompresorja mora biti izbrana tako, da zagotovi potrebno količino komprimiranega zraka tudi v konici porabe. Poraba komprimiranega zraka pa seveda niha, zato je v tak sistem vgrajen vsaj en ali več rezervoarjev komprimiranega zraka. Velikost tega rezervoarja je odvisna od porabe komprimiranega zraka. Za prvo oceno lahko določimo potrebno velikost takega rezervoarja po naslednji enačbi:

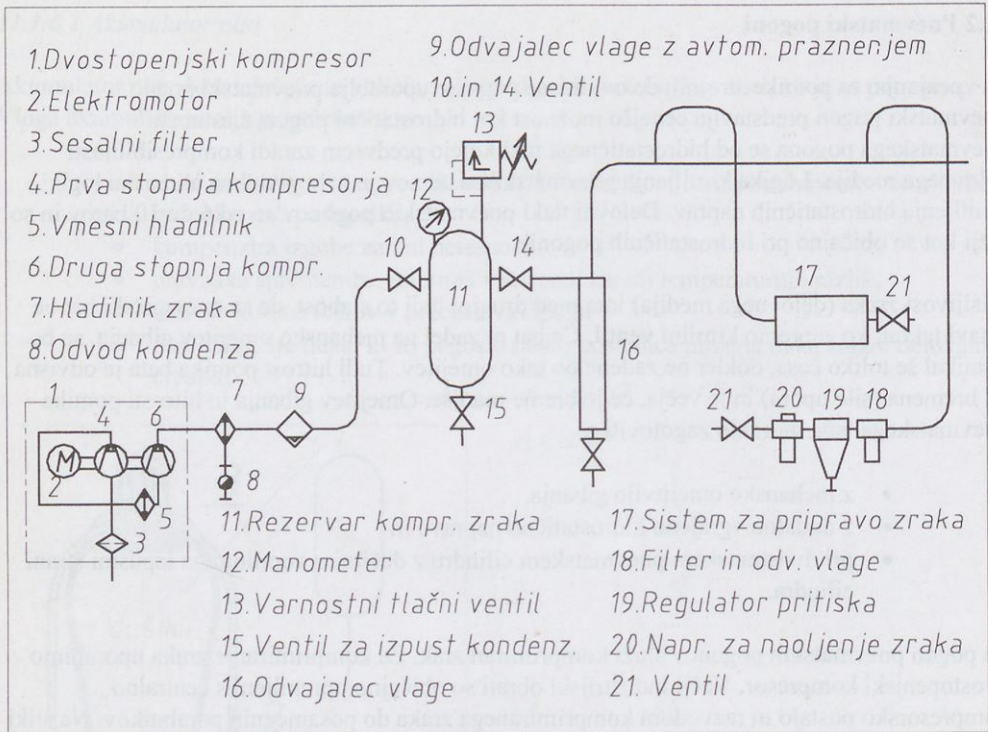
$$V_{rez} \approx (0.5 \div 0.9) \cdot Q \quad [m^3]$$

pri tem je Q poraba komprimiranega zraka v (m^3/min) .

Rezervoar zraka je tlačna posoda. Opremljen je z manometrom in varnostnim tlačnim ventilom.

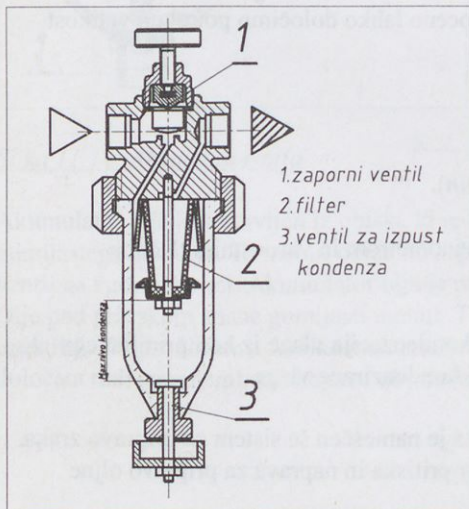
Eden od značilnih problemov za tako instalacijo je kondenzacija vlage iz komprimiranega zraka. Na več mestih so zato nameščeni odvjalniki kondenzirane vlage.

Neposredno pred porabnikom komprimiranega zraka je nameščen še sistem za pripravo zraka. Sestavljajo ga: filter z odvjalnikom vlage, regulator pritiska in naprava za pripravo oljne megle.



Slika 11.11: Shema instalacije komprimiranega zraka

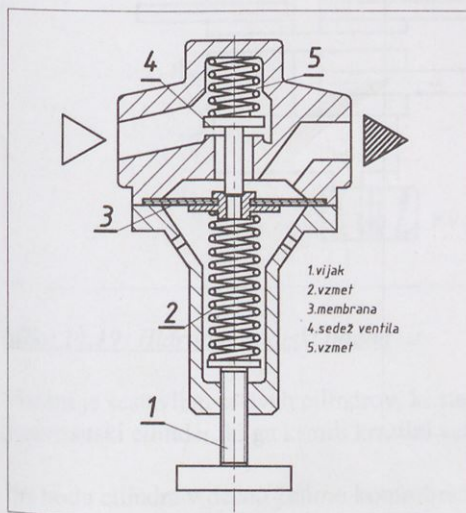
11.2.1 Filter in odvajalnik vlage



Slika 11.16: Filter in odvajalnik vlage

Na sliki 11.16 je predstavljen filter in odvajalnik vlage. Pred vstopom zraka v delovni cilindar moramo onemogočiti vstop nečistoč in izločiti vlogo. Na spodnjem delu je nameščen ventil za izpust kondenzata. Zaporni ventil zapira izpust komprimiranega zraka iz sistema.

11.1.2 Regulator pritiska



Slika 11.17: Regulator pritiska

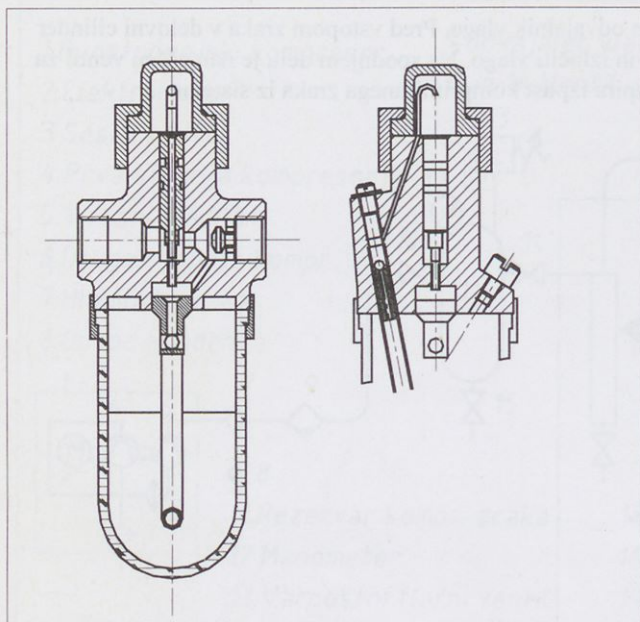
Slika 11.17 prikazuje regulator pritiska. Njegova vloga je reducirati tlak iz višje vrednosti v tlačnem vodu do tlaka, ki je primeren za konkreten delovni stroj. Z regulatorjem pritiska lahko reduciramo tlake vedno le na nižje vrednosti.

S privijanjem in odvijanjem vijaka pozicija 1 vplivamo na pritisko silo vzmeti pozicije 2, na tlak pri katerem se bo sedež ventila poz. 4 odprl in tako na tlak na sekundarni strani regulacijskega ventila.

11.2.3 Naprava za pripravo oljne megle

Na sliki 11.18 je predstavljena naprava za naoljenje zraka pred vstopom v pnevmatski cilindar. V tej napravi razpršimo olje v obliki zelo fine oljne megle. V komprimirani zrak dodajamo zelo malo olja in sicer 1 do 10 kapljic na 1 m^3 zraka. Izraženo v enotah za maso je to 0.04 do 0.4 g na 1 m^3 zraka.

Osrednji del naprave je injektor, ki dviguje in razpršuje olje iz spodnjega dela rezervoarja za olje le v primeru pretoka zraka skozi napravo.



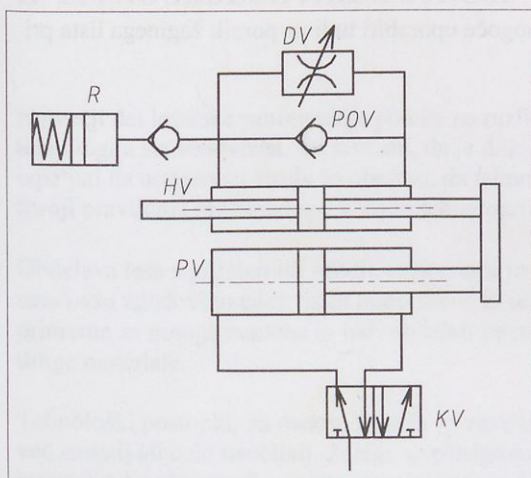
Slika 11.18: Naprava za pripravo oljne megle

11.3 Hidropnevmatski pogon

Pri hidrostatičnem pogonu hidravličnega cilindra zagotovimo hitrost pomika že s pretočno količino olja v cilindru. V pnevmatskih napravah je delovni medij stisnjen zrak. Pnevmski cilindri se ne ustavi takrat, ko zapremo krmilni ventil in s tem dotok zraka. Zaradi stisljivosti delovnega medija je tudi hitrost pomika pnevmatskega cilindra pri istem tlaku odvisna od sile upora. Ta lastnost čistega pnevmatskega pogona je pogosto moteča in za nekatere delovne operacije neprimerna. Tako bi na primer pogon pomika čelilne žage ali pogon pomika vrtnega svedra, izveden samo s čistim pnevmatskim pogonom, imel to lastnost, da hitrost, s katero bi se delovno orodje približalo obdelovancu, ne bi bila definirana, oziroma bi bila lahko nedopustno velika.

S hidropnevmatskim pogonom lahko na cenen način zagotovimo pomik z enakomerno hitrostjo, ki je neodvisna od trenutne velikosti sile upora. Pri takem pogonu daje silo, ki je potrebna za premagovanje obremenitev, stisnjen zrak. Hitrost gibanja pa določa prigrinjena hidravlična zavora.

Shema delovanja hidropnevmatskega pogona je prikazana na sliki 11.19. Na sliki predstavljen sistem omogoča nastavitve hitrosti gibanja med delovnim gibom in povratni gib, pri katerem ne kontroliramo hitrosti.



Slika 11.19: Hidropnevmatski pogon ✓

Sistem je sestavljen iz dveh cilindrov, ki sta mehansko povezana. Cilinder na sliki PV je pnevmatski cilindri, ki ga krmili krmilni ventil KV.

Pri hodu cilindra v desno želimo kontrolirati hitrost pomika. Stisnjen zrak pride preko krmilnega ventila v pnevmatski cilindri na levo stran. Bata obeh cilindrov, tako pnevmatskega kot hidravličnega, se pomikata v desno. Olje iz desne strani bata v hidravličnem cilindru se mora pretakati iz desne v levo stran. Pretok je mogoč le preko dušilnega ventila DV. Hitrost pomika obeh mehansko povezanih batov določa količina olja, ki lahko steče v določenem času skozi ta ventil. Z večjim ali manjšim dušenjem pretoka olja skozi dušilni ventil nastavlamo hitrost delovnega pomika.

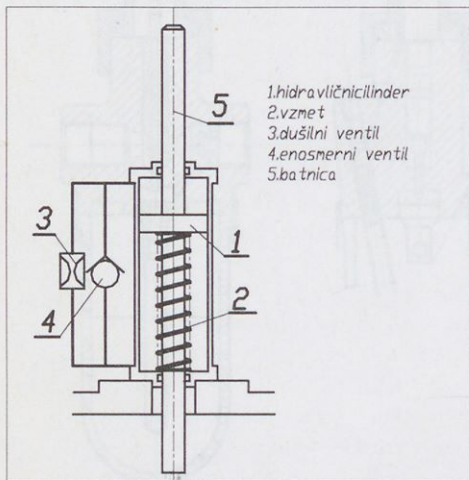
Pri povratnem hodu lahko steče olje iz leve na desno stran hidravličnega cilindri preko enosmernega - povratnega ventila POV. Pretok skozi ta ventil v odprto smer ni kontroliran, zato hitrost povratnega giba naprave ni definirana.

Hidravlični del naprave je opremljen še z manjšim pomožnim rezervoarjem olja R. Iz tega rezervoarja se nadomeščajo manjše izgube olja med obratovanjem zaradi netesnosti.

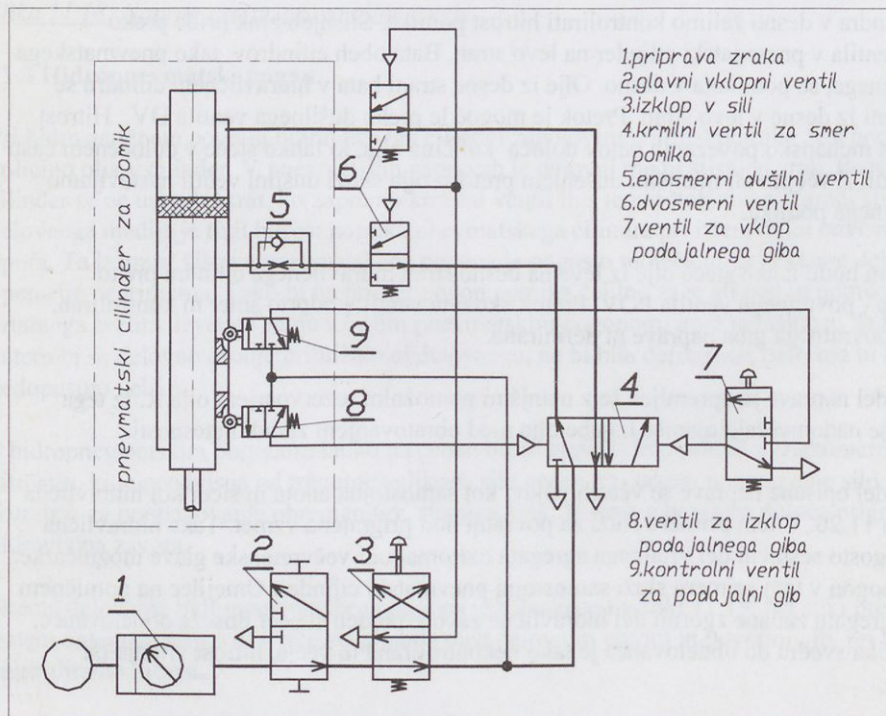
Hidravlični del opisane naprave se včasih pojavi kot samostojna enota in sicer kot hidravlična zavora, slika 11.20. V tem primeru služi za povratni hod prigradjena vzmet. Taka hidravlična zavora je pogosto sestavni del vrtnega agregata oziroma tudi večvretenske glave mozničarke. Za delovni pogon v tem primeru služi samostojni pnevmatski cilindri. Omejilec na pomičnem delovnem agregatu zadane zgornji del hidravlične zavora preden sveder doseže obdelovanec. Hitrost primika svedra do obdelovanca je tako nekontrolirana in večja, hitrost vrtnanja pa kontrolirana.

Nekoliko manj kontrolirano zaviranje pnevmatskega cilindri je mogoče doseči tudi pri dvostranskem pnevmatskem cilindru s prigradjanim dušilnim ventilom na izpustni strani cilindri, slika 11.21 Na sliki predstavljena shema je namenjena pomiku delovnega agregata

vrtalnega ali rezkalnega stroja. Ta princip je mogoče uporabiti tudi za pomik žaginega lista pri strojih za čeljenje.



Slika 11.20: Shema hidravlične zavore



Slika 1.21: Shema za upravljanje pomika pnevmatskega cilindra.

II LESNOOBDELOVALNI STROJI

Največji del lesarske proizvodnje poteka na različnih lesnoobdelovalnih strojih. Stroj in tehnologija sta soodvisna. To pomeni, da je določena tehnologija mogoča, če jo je mogoče izpeljati na ustreznem stroju in obratno, da tehnologija narekuje, kakšna naj bo izvedba stroja. Stroji praviloma predstavljajo v vsaki tehnologiji tudi velik finančni vložek.

Obdelava lesa s prirejenimi orodji, napravami in stroji ima zelo dolgo tradicijo. Les je pač že skozi vso zgodovino eden tistih materialov, ki je bil vedno dosegljiv, njegove lastnosti so primerne za mnoge namene in tudi obdelati ga je mogoče relativno na lažji način kot mnoge druge materiale.

Tehnološki postopki, na osnovi katerih so zgrajeni sodobni lesnoobdelovalni stroji, so stari več stoletij ali celo tisočletij. Zaradi splošnega razvoja tehnologije, pogonskih naprav za lesnoobdelovalne stroje, novih materialov iz katerih se izdelujejo stroji in orodja na njem, zaradi intenzivnega razvoja krmilne tehnike, novih lesarskih tehnologij, itd., so se njihove izvedbe skozi čas močno spreminjale in se tudi še danes zelo intenzivno spreminjajo. Za sedANJI trenutek je značilno računalniško vodenje tehnologije, ki posledično spreminja konceptualne izvedbe posameznih strojev. Druga značilnost je zelo velika prilagodljivost, saj je mogoče stroj v veliki meri prilagoditi specifičnim zahtevam.

Lesarski inženir se z lesnoobdelovalnimi stroji srečuje na več načinov:

- poznati mora možnosti in lastnosti strojev, na katerih teče ustaljena proizvodnja, da bi v celoti obvladal tehnološki postopek,
- pri razvoju novega proizvoda ali nove tehnološke linije mora definirati tudi primerno strojno opremo za doseg nove zastavljenega proizvodnega cilja in
- odloča o zamenjavi stroja v obstoječi tehnološki liniji, ko postane stroj tehnološko zastarel, preveč obrabljen ali kako drugače neprimeren in tako postane proizvodnja na njem nekonkurenčna.

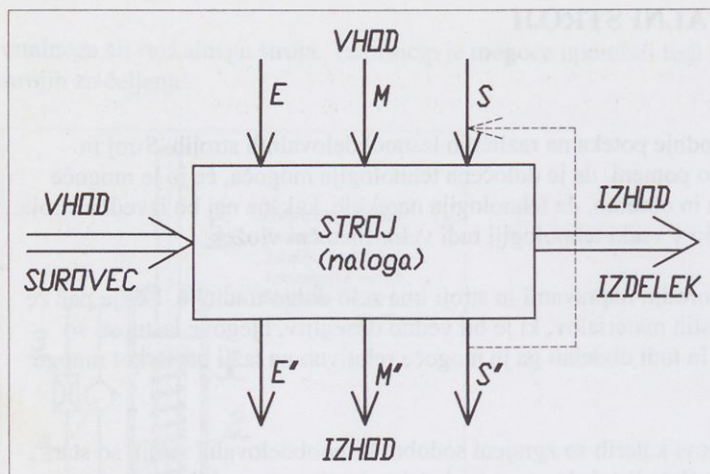
Stroj je naprava, ki opravlja določeno operacijo. Od stroja pričakujemo:

- učinkovitost,
- natančnost,
- varčnost in
- da bo v svojo okolico odvajal čim manj škodljive energije in odpadnega materiala.

Na sliki 1 je funkcija stroja prikazana shematično. Naloga stroja je, da iz primerne surovca izdelava želeni izdelek.

Da stroj opravi določeno nalogo, potrebuje energijo E . Pogon strojev je v sedanjem času praviloma elektromotoren, torej potrebuje stroj električno energijo. V zgodovini so za pogon strojev in naprav služili različni viri kot na primer: parni stroj, vodna kolesa, ročni pogon, itd.

Da stroj uspešno obratuje in izpolnjuje svojo nalogo, potrebuje še pomožne materiale M kot so: olje ali mast za mazanje, rezervne dele, itd.



Slika 1: Shematična ponazoritev stroja

Za delovanje stroja je potrebno krmiljenje S . Funkcijo signala lahko opravi ročen vklop ali pa računalniški ukaz.

Na izstopu iz stroja ne nastopa samo končen izdelek, temveč se pogosto ni mogoče izogniti tudi nezaželeni škodljivi energiji E'' in odpadnemu materialu M'' .

Stroj lahko oddaja v okolico zvočno energijo v obliki hrupa, toploto, elektromagnetno sevanje, itd. Te emisije so v glavnem nezaželene in so s predpisi omejene. Kvaliteto stroja ocenjujemo po kriteriju, koliko nezaželene energije stroj oddaja v svojo okolico.

Tudi emisija odpadnega materiala M'' je nezaželena in praviloma s predpisi omejena. Del tega materiala je sicer še včasih mogoče s pridom uporabiti, del pa lahko zelo obremenjuje okolje.

Izstopni signal S'' lahko služi za upravljanje stroja in za nastavitve naprav na stroju. Način zajemanja teh signalov je lahko zelo različen in sicer od ročnega merjenja, do adaptivnega krmiljenja, ki izhaja iz sprotnega zajemanja pomembnih tehnoloških parametrov in upravljanja stroja na osnovi teh podatkov. Prav na tem področju je pričakovati najmočnejši nadaljnji razvoj.

V nadaljnjem gradivu bosta obdelani dve skupini lesnoobdelovalnih strojev in sicer:

- stroji za odrezovanje lesa in
- stroji za preoblikovanje lesa.

III.1 STROJI ZA ODREZOVANJE LESA

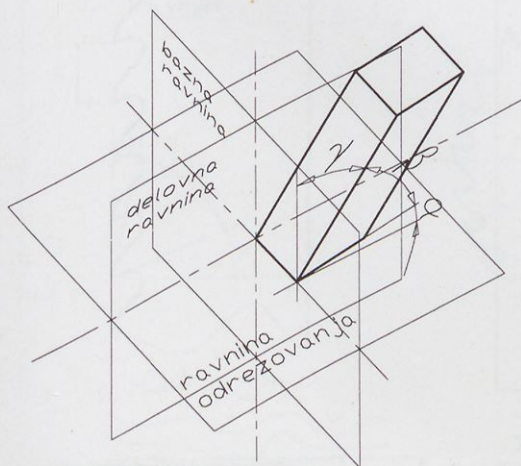
Stroji za odrezovanje lesa so najbolj razširjena skupina lesnoobdelovalnih strojev. Z rezalnimi orodji različnih izvedb je mogoče les razrezati, poravnati površino, rezkati profile in različne oblike izdelka v ravnini ali v prostoru.

Značilnosti postopkov odrezovanja in orodja za odrezovanje spoznajo študentje lesarstva v posebnem predmetu *Mehanska obdelava lesa* in zato niso predmet pričujočega teksta. Les je material, ki se odrezuje pri sorazmerno malih silah in dopušča visoke rezalne in podajalne hitrosti. Značilnost teh strojev je pogosto velika vrtilna hitrost delovnih vreten. Zaradi teh razlogov so konstrukcijske rešitve specifične in značilne zanje.

Glede na značilnosti in vrsto postopka odrezovanja jih lahko razdelimo v sledeče glavne skupine:

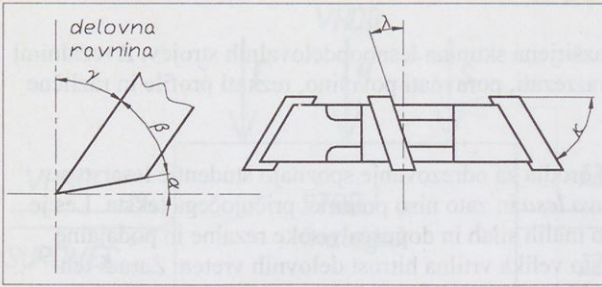
- stroji za žaganje,
- stroji za rezkanje,
- stroji za vrtanje,
- stružnice in
- stroji za brušenje.

Mnogi namenski lesnoobdelovalni stroji združujejo več različnih postopkov odrezovanja. To je pogosto tudi značilnost računalniško vodenih strojev. Na takih strojih je mogoče opraviti več različnih delovnih operacij z enim samim vpenjanjem obdelovanca ali pri enkratnem pretoku obdelovanca skozi stroj.



Slika 2: Položaj rezalnega orodja

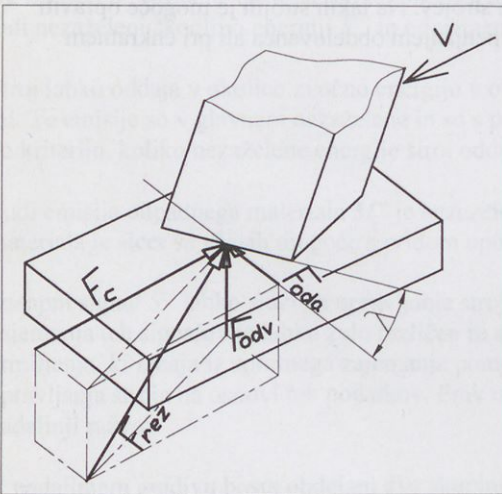
Orodje za odrezovanje ponazarja odrezovalni klin prikazan na sliki 2. Rezalni rob tvori dve ravnini klina in sicer prosta in cepilna površina klina. Rezalno orodje se giblje v ravnini odrezovanja. Geometrijo orodja opazujemo v delovni ravnini. Kot je prikazano na sliki 3, prosta površina klina oklepa z ravnino odrezovanja prosti kot α . Cepilna ravnina in bazna ravnina oklepata cepilni ali prsni kot γ . Kot β je kot klina, Kot κ določa poševnost rezalnega robu v bazni ravnini in kot λ kot med rezalnim robom in pravokotnico na smer podajanja v ravnini odrezovanja.



Slika 3: Definicija odrezovalnih kotov

Velikost in smer rezultirajoče rezalne sile na nož je odvisna od mnogih dejavnikov:

- vrste lesa,
- vlage lesa,
- gostote lesa,
- smeri rezanja glede na smer rasti lesa,
- geometrije rezalnega orodja in
- globine odrezovanja.



Slika 4: Komponente rezultirajoče rezalne sile

Kot je razvidno na sliki 4 lahko rezultirajočo rezalno silo F_{rez} razstavimo v komponente. V ravnini odrezovanja v smeri pomika noža definiramo glavno rezalno silo F_c . Ta komponenta določa moč, potrebno za odrezovanje. Vertikalna komponenta F_{odv} predstavlja odrivno silo v vertikalni smeri, ki obremenjuje ležaje stroja ali vodila. Če je rezalni rob v ravnini odrezovanja postavljen poševno, nastopa še dodatna komponenta odrivne rezalne sile F_{oda} , ki pri rotirajočih vretenih obremenjuje ležaje še v aksialni smeri.

1 ŽAGARSKI STROJI

Žagarski stroji služijo za razrez lesnega materiala. Delimo jih lahko v dve veliki skupini s svojimi značilnostmi:

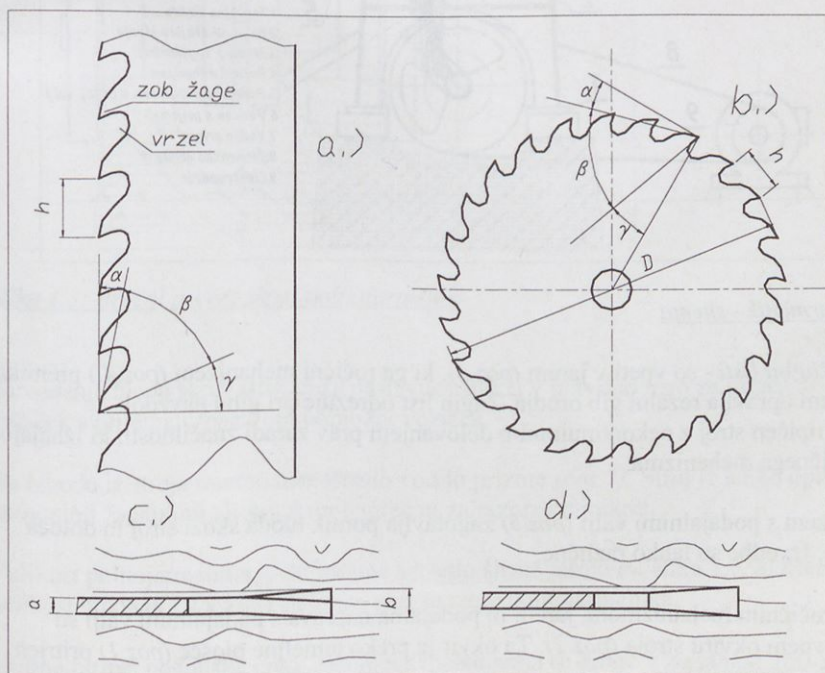
- stroji za primarni razrez hlodovine in
- stroji za finalni razrez.

Od žagarskih strojev za primarni razrez pričakujemo predvsem čim večjo kapaciteto, kvaliteta novo nastale površine ni izpostavljena.

Od žagarskih strojev za finalni razrez pa pričakujemo predvsem kvalitetno odrezano površino in natančne dimenzije obdelovanca, saj dodatna obdelava ni več zaželena.

Orodje za žaganje predstavlja niz žaginih zob nameščenih na žaginem listu končne dolžine, na žaginem listu spojenem v neskončni trak ali pa na obodu krožne žage. Širina reza mora biti večja od debeline pločevine, iz katerega je telo žaginega lista. Zato so žagini zobje:

- razprti,
- oblikovani z brušenjem po predhodnem plastičnem preoblikovanju ali
- oblikovani z brušenjem konice zoba iz navarjene ali lotane karbidne trdine.



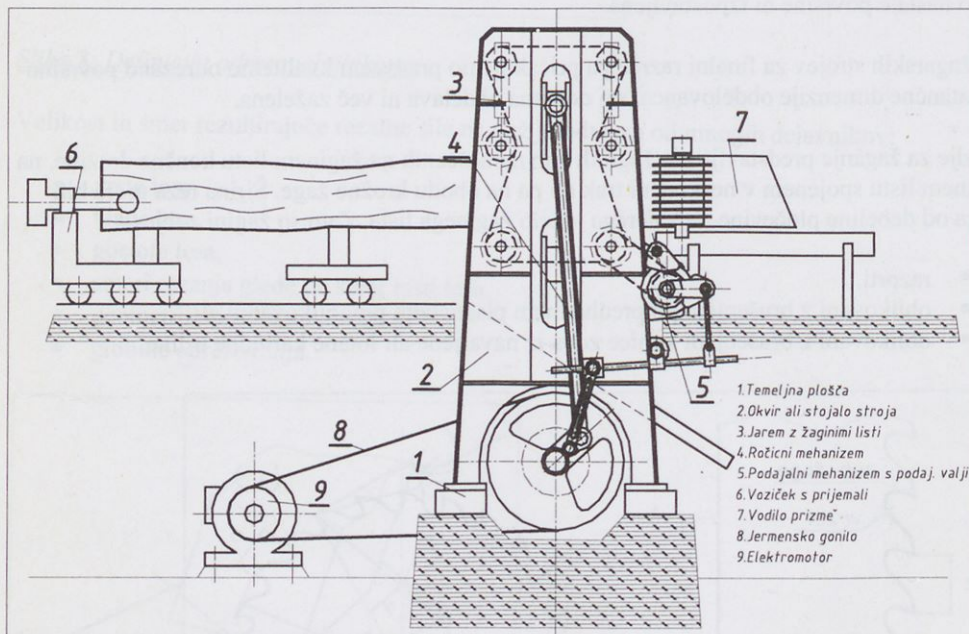
Slika 1.1: Orodje za žaganje

Na sliki 1.1 so prikazane osnovne geometrijske značilnosti orodja za žaganje in sicer žagin list v obliki traku, slika 1.1 a in krožni žagin list, slika 1.1 b.

1.1 Polnojarmenik

Polnojarmenik je osnovni žagarski stroj, ki ga uporabljamo v primarni predelavi lesa za razžagovanje hlodov v žaganice.

Na sliki 1.2 je narisana shema polnojarmenika v stranskem pogledu, na sliki 1.3 pa prečni prerez skozi stroj.



Slika 1.2: Polnojarmenik – shema

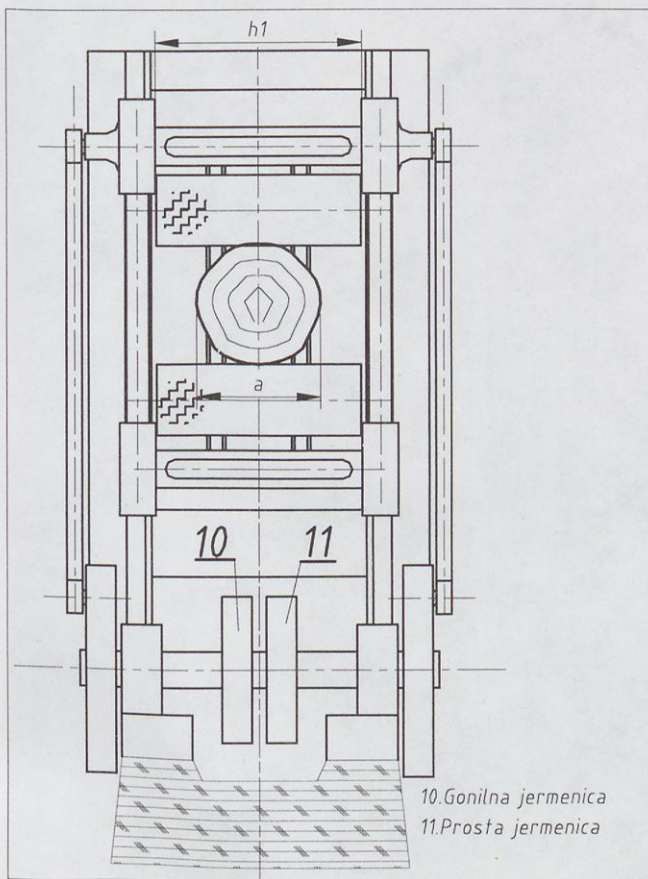
Žagalno orodje - žagini listi - so vpeti v jarem (poz. 3), ki ga ročni mehanizem (poz. 4.) premika gor in dol in pri tem opravlja rezalni gib orodja. Žagin list odrezuje pri gibu navzdol.

Polnojarmenik je tipičen stroj z nekontinuiranim delovanjem prav zaradi značilnosti, ki izhajajo iz kinematike ročičnega mehanizma.

Podajalni mehanizem s podajalnimi valji (poz. 5) zagotavlja pomik hloda skozi stroj in določa podajalno gibanje. Izvedbe so lahko različne.

Pogonska gred z ročičnim mehanizmom, jarem in podajalna naprava s podajalnimi valji so nameščeni v masivnem okviru stroja (poz. 2). Ta okvir je preko temeljne plošče (poz. 1) pritrjen na masiven temelj.

Za pogon glavne pogonske gredi in s tem za pogon ročičnega mehanizma uporabimo trofazni kratkostični asinhroni elektromotor (poz. 9). Prenos moči med elektromotorjem in pogonsko gredjo je izveden z jermenskim prenosom (poz. 8).



10. Gonilna jermenica
11. Prosta jermenica

Slika 1.3: Prečni prerez skozi polnojarmenik

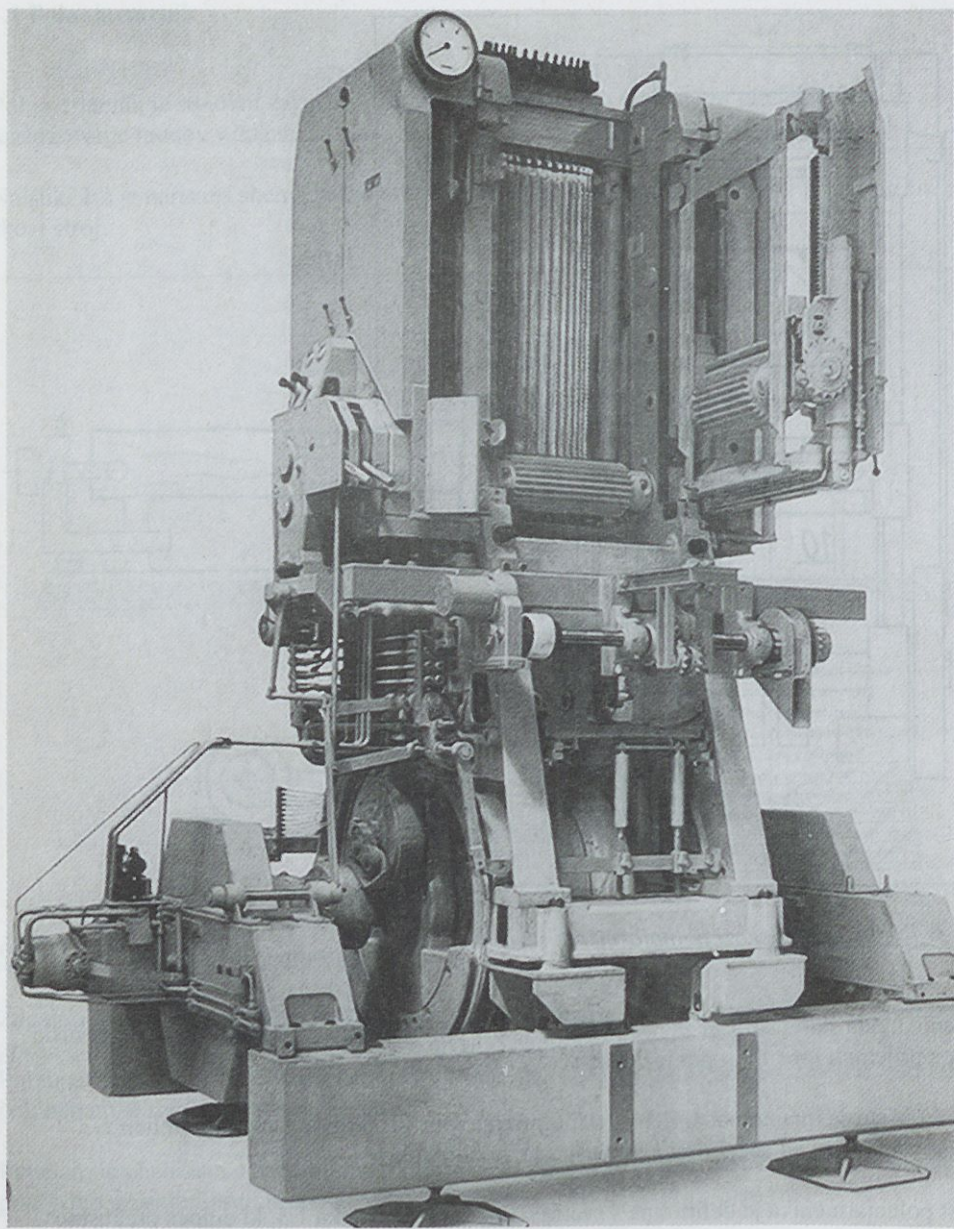
Za vodenje hloda skozi stroj in za nastavev hloda v pravilno lego za razrez služita jarmeniški voziček s prijemali (poz. 6) in pomožni voziček.

Na izhodu iz stroja imamo nameščeno vodilo prizme (poz. 7). Stroj je lahko opremljen z različnimi žagalnimi ali sekalnimi agregati za razrez krajnikov.

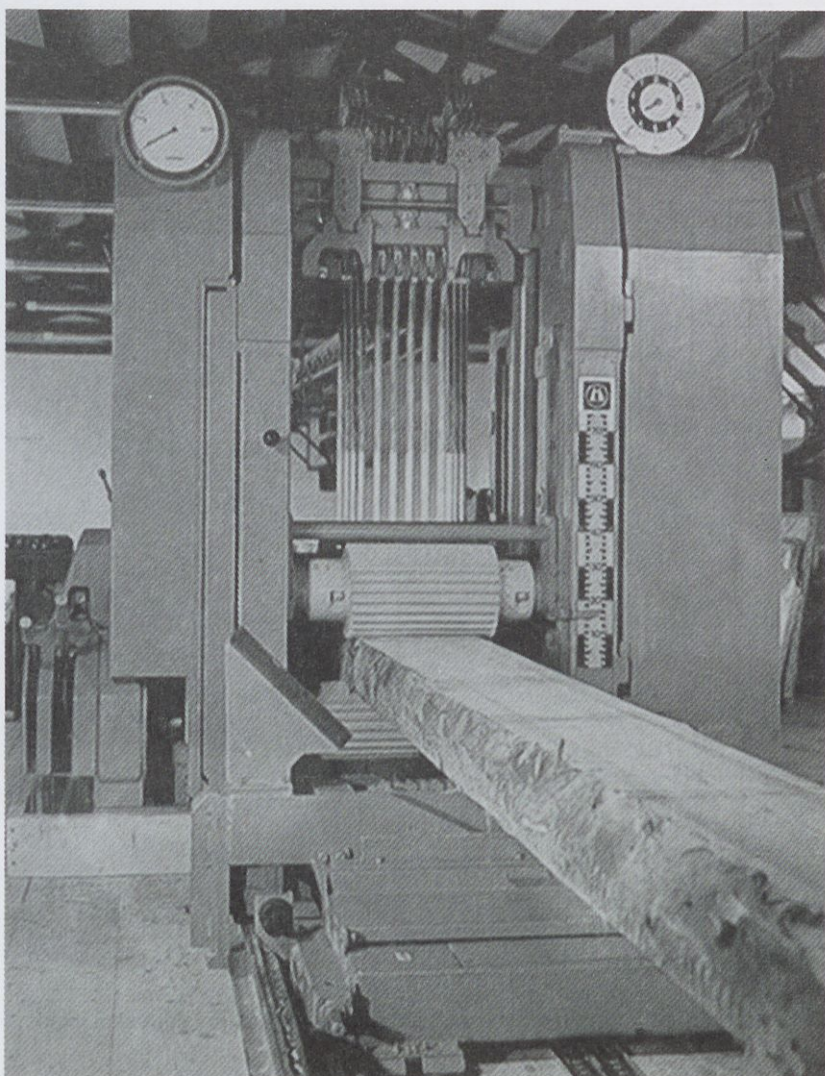
Velikost polnojarmenika je definirana s svetlo širino jarma h_t , slika 1.3, ki določa prepustno velikost hloda a . DIN 8801 definira glavne mere polnojarmenika.

Vrtilna hitrost pogonske gredi ročičnega mehanizma se giblje v mejah od $200-380 \text{ min}^{-1}$. Delovni gib jarma pa od $700-320 \text{ mm}$. Ta dva parametra v veliki meri določata kapaciteto stroja in sta omejena s trdnostjo gibajočih se delov, ker so vztrajnostne obremenitve, zaradi velikih pospeškov, zelo velike.

Na sliki 1.4 in 1.5 je prikazan izgled polnojarmenika v dveh različnih pogledih.



Slika 1.4: Polnojarmenik



Slika 1.5: Polnojarmenik - razrez

1.1.1 Ročni mehanizem

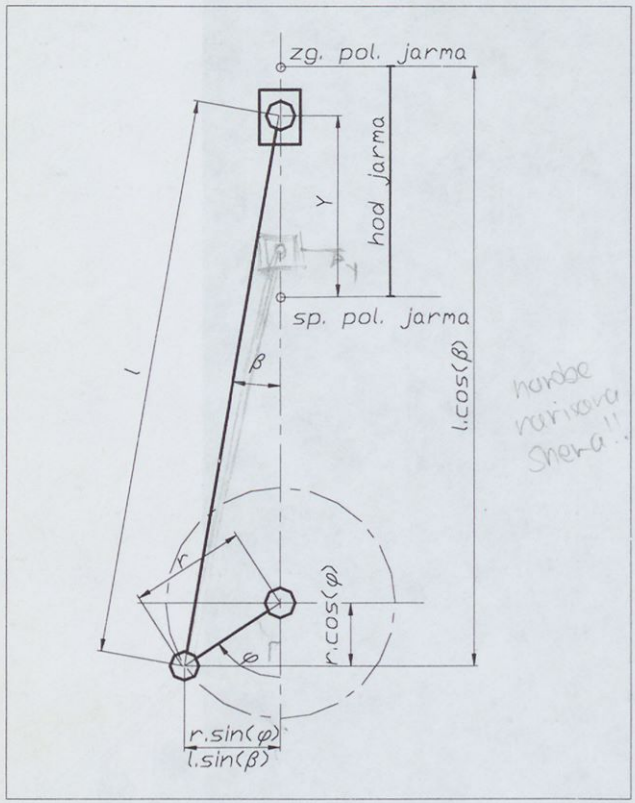
Na sliki 1.6 je shematično prikazano gibanje ročičnega mehanizma, ki poganja jarem polnojarmenika. Ročični mehanizem je postavljen v koordinatni sistem tako, da se čep jarma giblje v y smeri.

Pri enakomernem krožnem gibanju pogonske gredi velja:

$$\varphi = \omega \cdot t$$

φ je kot, ki označuje trenutni položaj jarma in ω je kotna hitrost.

Razdalja Y označuje trenutni položaj čepa jarma in sicer je to trenutna oddaljenost od zgornjega položaja jarma.



$l = \text{predolga}$

horda varniava shema!!

Slika 1.6: Ročni mehanizem-shema za analizo

Kot β označuje položaj ojnice. Med kotom β in φ je razvidna odvisnost, ki jo lahko zapišemo kot:

$$r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta \Rightarrow \sin(\varphi) = \left(\frac{r}{l}\right) \cdot \sin(\beta) \Rightarrow \sin(\varphi) = \lambda \cdot \sin(\beta)$$

r je dolžina ročice jarma in l je dolžina ojnice.

$$\sin(\beta) = \frac{1}{\lambda} \cdot \sin(\varphi)$$

Razmerje r/l je pri definirani geometriji stroja konstantna vrednost in je:

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

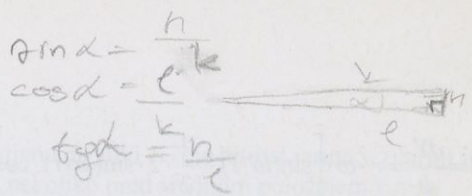
Kot β lahko zapišemo :

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \varphi$$

$$\sin^2 \beta = \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi$$

$$\cos^2 \beta = 1 - \sin^2 \beta = 1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi \text{ in}$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}$$



Skrajni spodnji položaj jarma je glede na koordinatni sistem, ki gre skozi pogonsko gred, podan kot razdalja $-r+l$. Ta položaj naj definira tudi začetni čas opazovanja, torej $t=0$ in $\varphi = \omega \cdot t = 0$. S spremembo kota φ pa so nove koordinate čepa jarma podane z enačbo:

$$-r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta$$

Trenutno oddaljenost čepa jarma od skrajne spodnje lege Y lahko zapišemo kot:

$$Y = -r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta - (-r+l) = r \cdot (1 - \cos \varphi - \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{\lambda})$$

Izraz je natančen zapis položaja čepa jarma v odvisnosti od časa, saj je $\varphi = \omega \cdot t$. Z odvajanjem tega izraza je torej mogoče zapisati hitrost in pospešek. Da bi poenostavili izraz in na ta način poenostavili odvajanje, lahko izraz zapisan v ulomku množimo z enako vrednostjo nad in pod ulomkovo črto:

$$\frac{(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}) \cdot (1 + \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi})}{\lambda \cdot (1 + \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi})}$$

Števec ulomka lahko po pravilu: $(a-b) \cdot (a+b) = a^2 - b^2$ uredimo tako, da odpade kvadratni koren. Če upoštevamo, da je λ vrednost, ki je vedno precej manjša od 1, prav tako je $\sin \varphi$ tudi največ samo 1 ali manjši (še bolj velja to za kvadrate obeh vrednosti), je:

$$\lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi \approx 0$$

Sledi približna, a še vedno dovolj natančna poenostavitev ulomka:

$$\frac{(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}) \cdot (1 + \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi})}{\lambda \cdot (1 + \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi})} \approx \frac{1 - 1 + \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}{2 \cdot \lambda} \approx \frac{\lambda \cdot \sin^2 \varphi}{2}$$

Tako je približna, a še vedno dovolj natančna enačba za položaj čepa jarma:

$$Y \approx r \cdot (1 - \cos \varphi - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \varphi) \approx r \cdot \left[1 - \cos(\omega \cdot t) - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2(\omega \cdot t) \right]$$

Enačba je parametrična, parameter je čas t . Z enostavnim odvajanjem te enačbe po času je mogoče določiti tudi enačbo za hitrost v poljubnem času oziroma položaju jarma.

$$v = \frac{dY}{dt} = r \cdot \omega \cdot \left[\sin(\omega \cdot t) - \frac{\lambda}{2} \cdot 2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t) \right] =$$

$$= r \cdot \omega \cdot \left[\sin(\omega \cdot t) - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \omega \cdot t) \right] = r \cdot \omega \cdot \left[\sin(\varphi) - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \varphi) \right]$$

Ker je po analogiji :

$$y = x^2$$

$$y' = 2 \cdot x \cdot dx$$

$$x = \sin \varphi ,$$

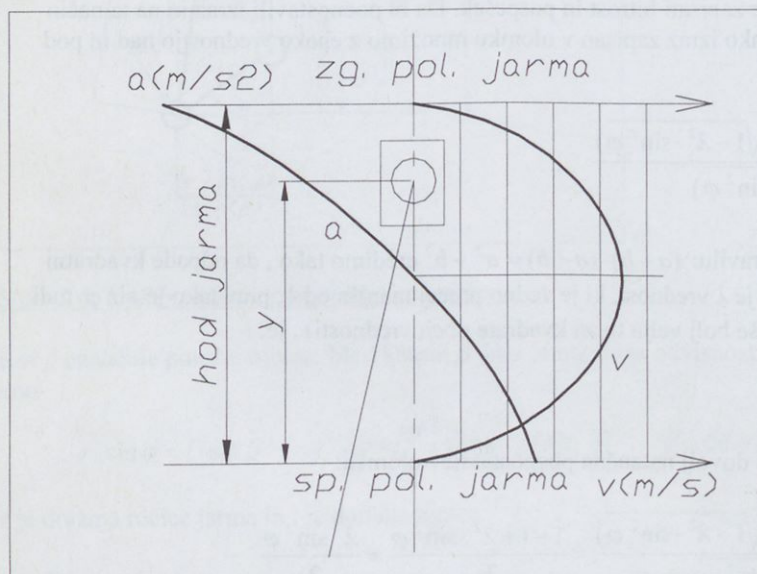
$$dx = \cos \varphi d\varphi \text{ in}$$

$$d\varphi = \omega$$

Na enak način lahko iz enačbe za hitrost izračunamo pospešek :

$$a = \frac{dv}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\omega \cdot t) - \lambda \cdot \cos(2 \cdot \omega \cdot t)] =$$

$$= r \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\varphi) - \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi)]$$



Slika 1.7: Hitrosti in pospeški jarma polnojarmenika

Na sliki 1.7 sta prikazana potek pospeška jarma in hitrosti v odvisnosti od trenutnega položaja jarma.

Pospešek ima v zgornji in spodnji legi jarma zelo velike vrednosti. Vztrajnostna sila, ki deluje kot obremenitev na gibajoče dele jarma in trdnost materiala, iz katerega so ti deli izdelani, določajo mejo, kako hitro se lahko polnojarmenik vrti.

Kot je razvidno iz zgornjih enačb in kot je predstavljeno na sliki 1.7, je hitrost jarma v zgornji in spodnji legi enaka nič in ima maksimalno vrednost nekoliko pred srednjim položajem jarma. Zaradi omejitev, ki izhajajo iz še dopustne trdnosti gibajočih se delov jarma, pa tudi maksimalna hitrost ne dosega rezalnih hitrosti drugih žagalnih strojev.

Maksimalno hitrost jarma določa tisti položaj jarma, kjer je pospešek enak nič. Kot φ in s tem tudi položaj jarma Y , pri katerem je hitrost največja, določa transcendenčna enačba:

$$\cos(\varphi) - \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi) = 0$$

Enačbo je mogoče rešiti numerično ali pa jo transformirati v kvadratno enačbo z neznanko $z = \cos \varphi$.

$$\begin{aligned} \cos(2 \cdot \varphi) &= \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi = \\ &= \cos^2 \varphi - (1 - \cos^2 \varphi) = 2 \cdot \cos^2 \varphi - 1 \end{aligned}$$

Ko to vstavimo, sledi:

$$\begin{aligned} \cos \varphi - \lambda \cdot (2 \cdot \cos^2 \varphi - 1) &= 0 \\ 2 \cdot \lambda \cdot \cos^2 \varphi - \cos \varphi - \lambda &= 0 \end{aligned}$$

kvadrata

Enačba predstavlja kvadratno enačbo, kjer je neznanka $z = \cos \varphi$.

Enačba za položaj jarma vedno omogoča izračun položaja Y v odvisnosti od kota položaja ročičnega mehanizma φ oziroma v odvisnosti od časa t . Z manjšo preureditvijo te enačbe pa je možen tudi obraten račun. Vsakemu položaju Y želimo izračunati kot položaja φ in s tem direktno hitrost in pospešek v tem položaju.

$$Y \approx r \cdot \left(1 - \cos \varphi - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \varphi\right)$$

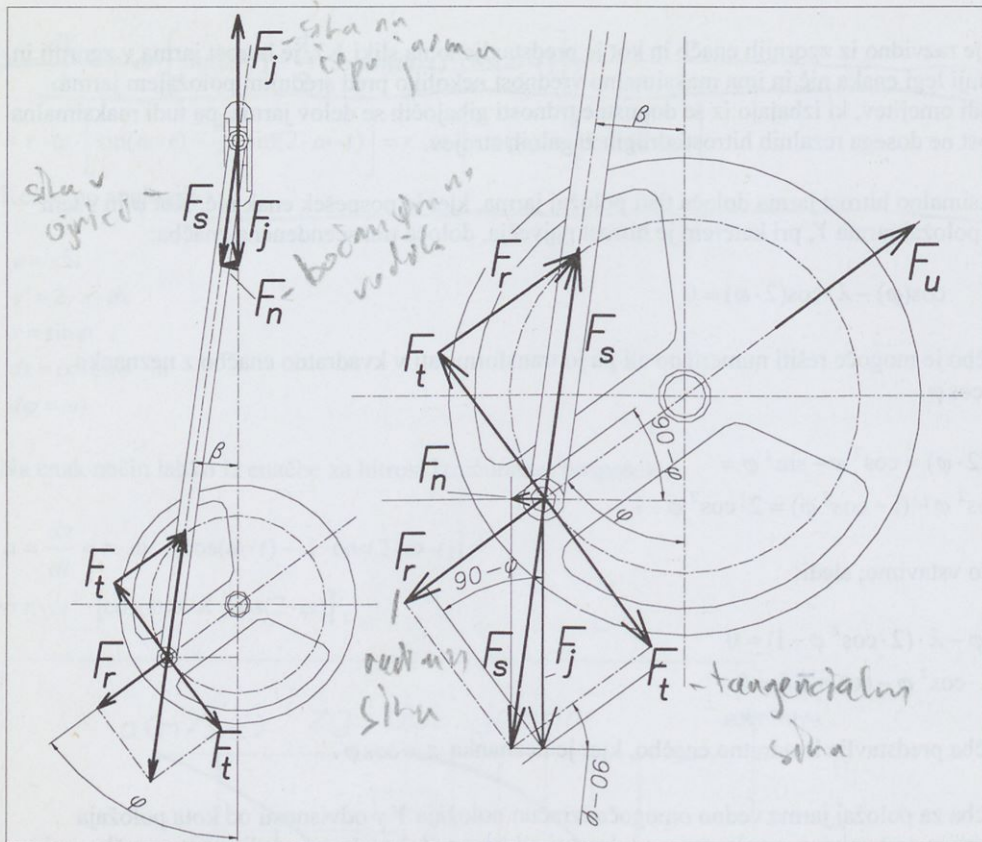
Ker je $\sin^2 \varphi = 1 - \cos^2 \varphi$, lahko enačbo uredimo za vsak poljuben položaj Y v sledečo obliko:

$$\frac{\lambda \cdot r}{2} \cdot \cos^2 \varphi - r \cdot \cos \varphi - Y + r - \frac{\lambda \cdot r}{2} = 0$$

Tudi v tem primeru je mogoče vpeljati novo neznanko $z = \cos \varphi$. Ostali členi so za določen Y konstantne vrednosti, enačba je torej navadna kvadratna enačba, ki ima v principu dve rešitvi.

1.1.1.2 Sile na ročičnem mehanizmu

Na sliki 1.8 je prikazana shema sil na ročičnem mehanizmu.



Slika 1.8: Shema sil na ročičnem mehanizmu

Na čep jarma deluje sila F_j :

$$F_j = m_c \cdot a + F_{tr} + F_r$$

m_c je masa vseh delov, ki se gibljejo z jarmom, a je trenutni pospešek, F_{tr} je sila trenja in F_r je koristna sila - sila rezanja.

Masa m_c zajema celotno maso jarma m_j in zgornji del mase ojnice Δm_{oj} :

$$m_c = m_j + \Delta m_{oj}$$

Sila v ojnici F_s je v naslednji zvezi s silo F_j :

$$F_s = \frac{F_j}{\cos(\beta)}$$

Na drsno površino ležaja pa deluje komponenta F_n :

$$\tan(\beta) = \frac{F_o}{F_j}$$

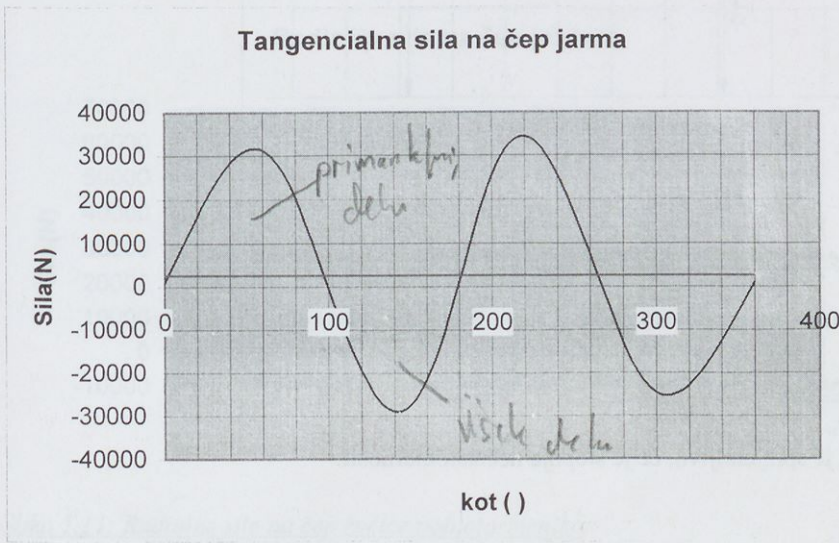
$$F_n = F_j \cdot \tan(\beta) = F_s \cdot \sin(\beta)$$

Na čepu ročice tvorita ravnotežje s silo v ojnici tangencialna komponenta F_t in radialna komponenta sile na čepu ročice F_r . Kot je razvidno iz slike 1.8 je:

$$F_r = F_j \cdot \sin(90^\circ - \varphi) + F_n \cdot \cos(90^\circ - \varphi) = F_j \cdot \cos \varphi + F_n \cdot \sin \varphi$$

$$F_t = F_j \cdot \cos(90^\circ - \varphi) - F_n \cdot \sin(90^\circ - \varphi) = F_j \cdot \sin \varphi - F_n \cdot \cos \varphi$$

Na sliki 1.9 je prikazan potek tangencialne sile na čep ročice. Razvidno je, da se velikost in smer te sile močno spreminja okoli neke povprečne vrednosti F_{pov} .



Slika 1.9: Tangencialna sila na čep ročice

V prvem delu, v območju kota $0-90^\circ$ in od $180-270^\circ$ je tangencialna sila na čep ročice bistveno večja kot je povprečna sila, v območju kota $90-180^\circ$ in od $270-360^\circ$ pa manjša.

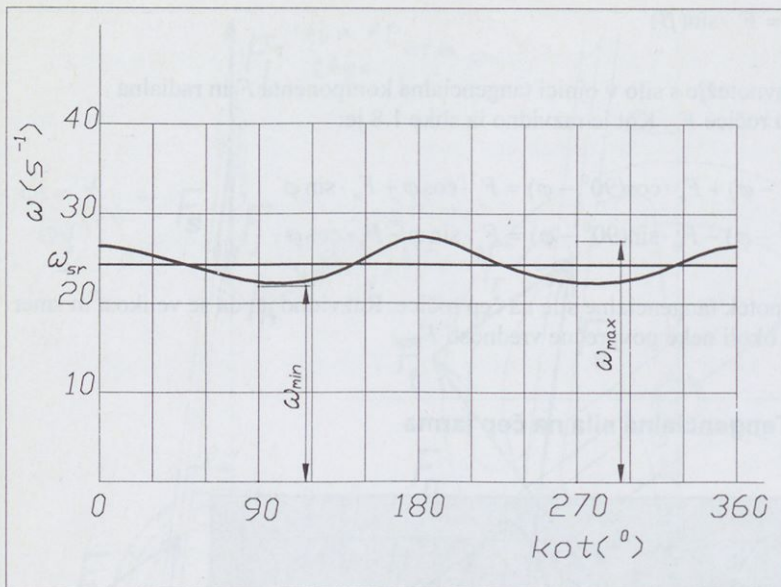
Ker je delo W za krožno gibanje podano kot:

$$W = \int M \cdot d\varphi = \int F \cdot r \cdot d\varphi$$

predstavlja površina nad povprečno vrednostjo tangencialne sile na čepu ročice primanjkljaj dela, površina pod to vrednostjo pa višek dela.

Pri primanjkljaju dela stroj odvzema energijo vztrajniku in ostalim rotirajočim delom na račun kinetične energije, ki je akumulirana v rotacijskem gibanju vseh rotirajočih se mas.

Pri višku dela stroj ponovno vrača energijo rotirajočim masam. Na sliki 1.10 je prikazano, da se kotna hitrost stroja spreminja okoli srednje vrednosti ω_{sr} , med neko največjo vrednostjo ω_{max} in najmanjšo vrednostjo ω_{min} .



Slika 1.10: Sprememba kotne hitrosti med obratovanjem polnojarmenika

Stopnja neenakomernosti obratovanja takega stroja δ je definirana kot:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{sr}}$$

Za polnojarmenik je sprejemljivo, če je stopnja neenakomernosti:

$$\delta \approx \leq \frac{1}{50}$$

Kinetična energija akumulirana v rotirajočih masah je:

$$E = J \cdot \frac{\omega^2}{2}$$

J je dinamični vztrajnostni moment rotirajočih mas.

Razlika te energije zaradi spremembe kotne hitrosti je:

$$\Delta E = J \cdot \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = J \cdot \frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min}) \cdot (\omega_{\max} - \omega_{\min}) \cdot \omega_{sr}}{2 \cdot \omega_{sr}} \quad \begin{matrix} 2 \\ 0 \end{matrix}$$

ker je:

$$\frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \omega_{sr} \quad \text{in} \quad \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{sr}} = \delta, \quad \text{sledi:}$$

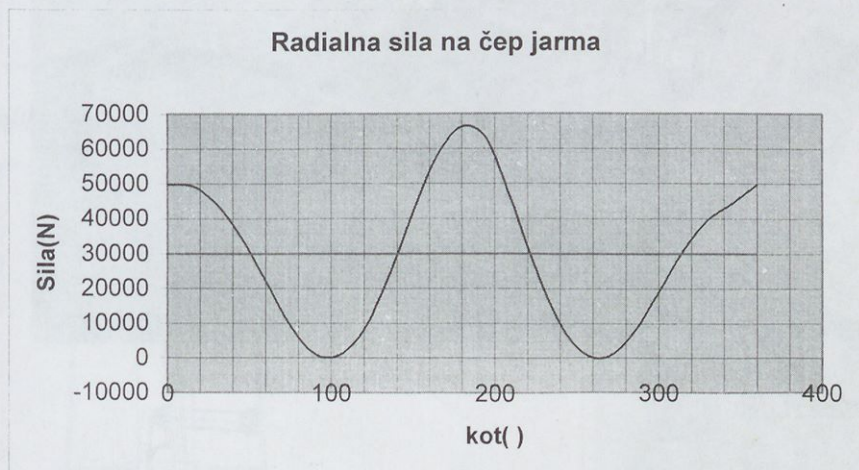
$$\Delta E = J \cdot \omega_{sr}^2 \cdot \delta$$

Potrebni dinamični vztrajnostni moment rotirajočih mas, da se bo stroj vrтел s želeno stopnjo neenakomernosti, je:

$$J_{pot} = \frac{\Delta E}{\omega_{sr}^2 \cdot \delta} = \frac{\Delta W}{\omega_{sr}^2 \cdot \delta}$$

Potrebni dinamični vztrajnostni moment za počasi vrteče stroje zahteva vgradnjo vztrajnika na pogonsko gred stroja. Le z dovolj velikim vztrajnikom dosežemo dovolj enakomerno obratovanje stroja. Polnojarmenik je tipičen počasi rotirajoči stroj, ki nujno potrebuje vztrajnik.

Na sliki 1.11 je prikazan potek radialnih sil na čep ročice polnojarmenika.



Slika 1.11: Radialne sile na čep ročice polnojarmenika

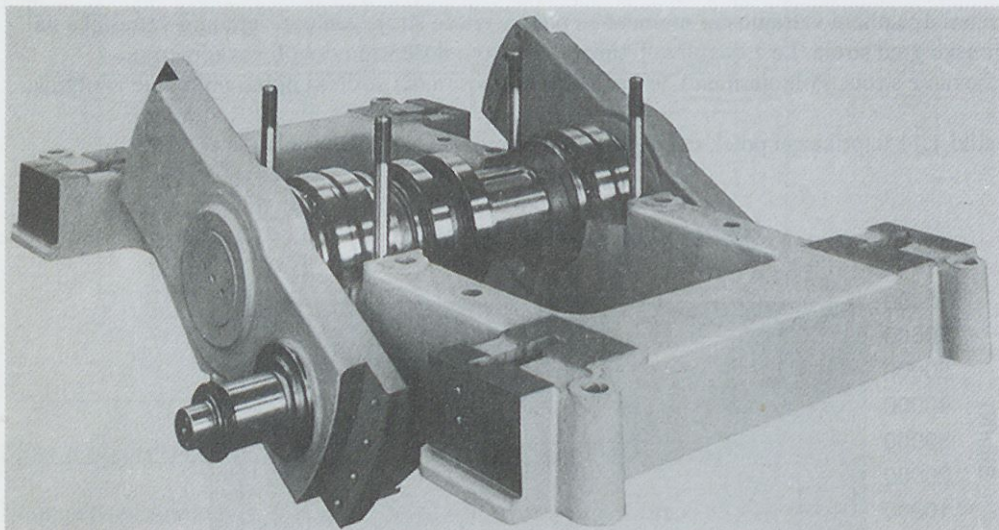
Kot je razvidno iz slike tudi radialna sila na čep ročice polnojarmenika med obratovanjem niha praktično od nič pa do velikih vrednosti. Ta sila se preko močno obremenjenih ležajev prenaša na temeljno ploščo stroja in na temelje. Smer te sile je iz sredine proti čepu ročice. Z namestitvijo protiuteži na nasprotno stran lahko absolutno maksimalno radialno silo skoraj prepolovimo, kompenzirati v celoti pa je nikakor ne moremo. Če sta masa in statični moment mase nasprotne uteži taka, da je centrifugalna sila enaka srednji vrednosti radialne sile na čep ročice, je maksimalna absolutna vrednost sile na temelj in ležaje le še približno polovica tiste brez uteži, vendar pa je obremenitev temeljev in ležajev v tem primeru izmenična. Za izbiro protiuteži velja torej enačba:

$$F_u = F_{rpov} = m_u \cdot \omega^2 \cdot r$$

1.1.2 Ohišje stroja

Ohišje sodobnega polnojarmenika je praviloma varjeno. V preteklosti pa je bilo pogosto izdelano v liti izvedbi.

Levo in desno stranico ohišja povezujeta zgornji in spodnji prečnik. V ohišju sta nameščena mehanizem za podajanje in vodila jarma. Ohišje je preko temeljne plošče, slika 1.12, pritrjeno na masiven betonski temelj. Ker ni mogoče tako uravnovesiti ročičnega mehanizma, da se ne bi na temelj prenašale sorazmerno velike sile, mora biti temeljna plošča toplotno obdelana za odstranitev varilnih ali livarskih napetosti, ki so nastale pri izdelavi.



Slika 1.12: Temeljna plošča

1.1.3 Vodila jarma

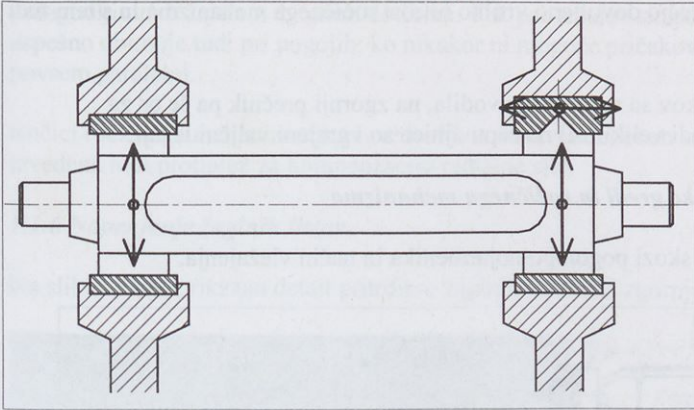
Vodila morajo zagotoviti kvaliteten prečni in tudi horizontalni prenos sil. Pri izvedbi polnojarmenika za kontinuirano podajanje pogosto zahtevamo, da se spodnja vodila pomikajo v smeri pomika hloda vedno takrat, ko je jarem v spodnjem položaju. Prevladujejo drsna vodila. Vodila jarma drsijo po drsni kulisi v stojalu stroja.

Jarem je voden s štirimi drsnimi stezami na zgornjem in spodnjem prečniku. Ena od štirih drsnih stez je izvedena kot prizmatična drsna steza, za ostale zadošča ploščata izvedba, slika 1.13. Zračnost v vodilih je potrebno posebej nastavljati. Drsnik je izdelan iz kaljenega in brušenega jekla, ki drsi po bronasti drsni površini-podstavku drsnega vodila. Vodila je potrebno mazati, da sta trenje in obraba čim manjša. Mažemo tako z mastjo ali oljem. Stroj je pogosto opremljen z napravo za samodejno mazanje. Pri večjih strojih so drsne steze lahko hlajene z vodo, ki se pretaka po kanalih.

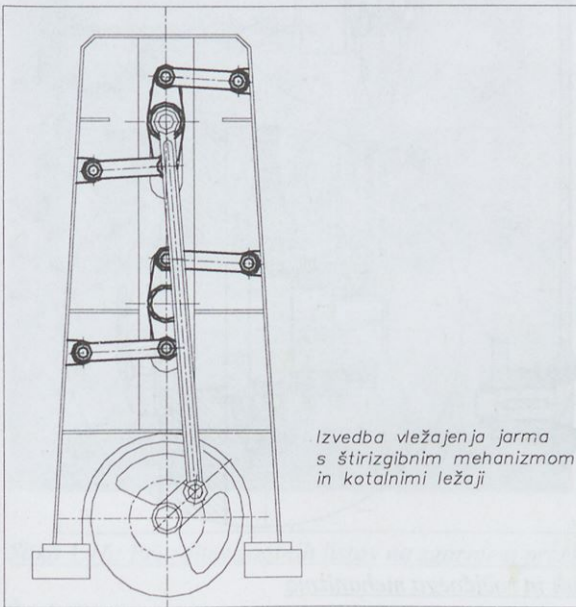
Posebna izvedba vodenja jarma je prikazana na sliki 1.14. Namesto drsnih vodil je jarem voden s štirimi štirizgibnimi mehanizmi. Zglobi teh mehanizmov so izvedeni s kvalitetnimi močno dimenzioniranimi kotalnimi ležaji. Prednosti te izvedbe so:

- ni obrabe zaradi medsebojnega drsenja kovinskih drsnih ploskev,
- trenje je manjše, ležaji se ne pregreva, tudi poraba energije je manjša,
- odpade fino nastavljanje zračnosti v drsnih vodilih in

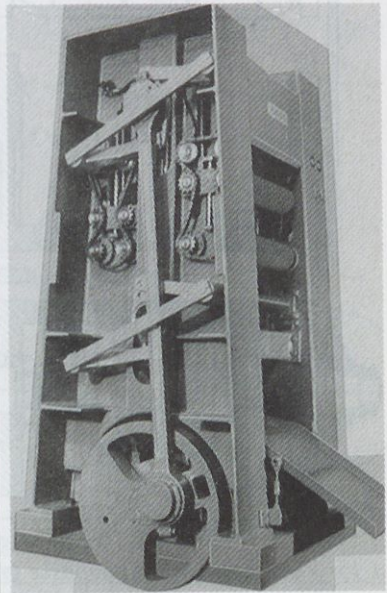
- vzdrževanje je minimalno, mazanje je enostavnejše.



Slika 1.13: Vodila jarma polnojarmenika



Izvedba vleženja jarma s štirikrogbnim mehanizmom in kotalnimi ležaji



Slika 1.14: Vodenje jarma s štirikrogbnimi mehanizmi

1.1.4 Jarem

Jarem je okvir, v katerega so vpeti žagini listi. Poganja ga ročni mehanizem. Sestavljen je iz zgornjega in spodnjega prečnika in dveh stebrov jarma, ki povezujeta oba prečnika. Oba prečnika sta izdelana tako, da je mogoče vpeti žagne liste.

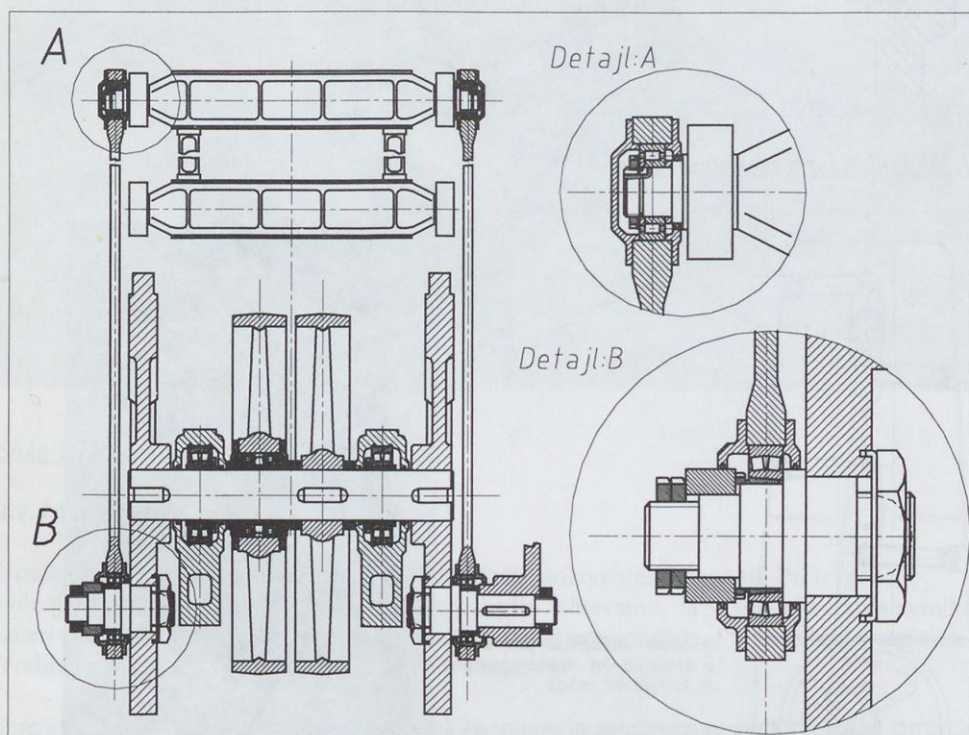
Med obratovanjem stroja je jarem močno obremenjen. Te obremenitve so posledica napenjanja žaginih listov in vztrajnostnih sil, ki nastanejo kot posledica velikih pospeškov. Prav zaradi velikih vztrajnostnih sil je zelo pomembno, da je jarem izdelan iz materiala z ustrezno trdnostjo,

ker je tako tudi njegova masa manjša. Preček jarma je po pravilu izdelan iz kovanega materiala. Prav trdnost jarma omejuje največjo dovoljeno vrtilno hitrost ročičnega mehanizma in s tem tudi največjo žagalno hitrost orodja.

Na skrajnih koncih obeh prečnikov so nameščena vodila, na zgornji prečnik pa še os za pritrditev pogonske ojnice. Zaradi velikih sil na čepu ojnice so vgrajeni valjni ležaji.

1.1.5 Vležajenje glavne pogonske gredi in ročičnega mehanizma

Na sliki 1.15 je prikazan prerez skozi pogon polnojarmenika in način vležajenja.



Slika 1.15: Vležajenje glavne pogonske gredi in ročičnega mehanizma

Glavna pogonska gred je vležajena na dveh dvorednih prilagodljivih ležajih z dvojnimi dotikom. Preko njih in preko ohišja obeh ležajev se na temeljno ploščo prenašajo velike radialne sile, ki jih ni mogoče uravnovežati. Dvoredni prilagodljivi ležaji so izbrani iz dveh razlogov. Sferična kotalna površina zunanega obroča dopušča določene deformacije glavne gredi med obratovanjem. Prav tako omogoča obratovanje v primeru, ko ni mogoče obeh ohišij ležajev montirati povsem centrično. Oba ležaja sta na gred fiksirana s konično pušo in matico. Eden od obeh ležajev je izveden kot fiksni ležaj, drugi pa kot pomični.

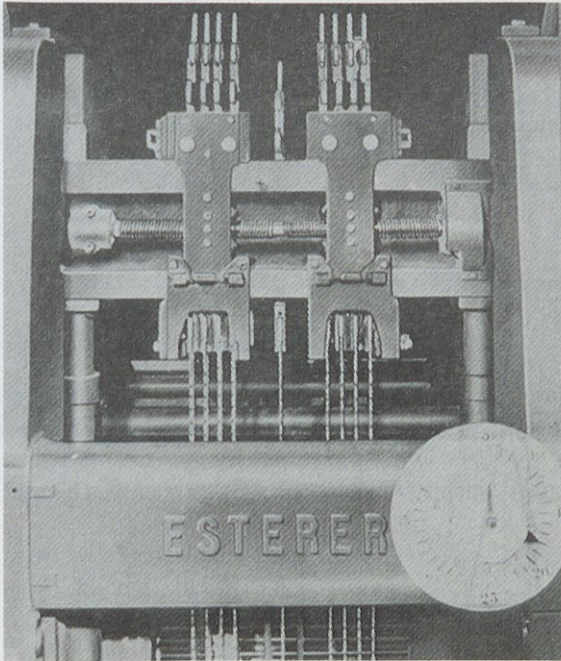
Na glavno gred je pritrjena pogonska jermenica. Poleg pogonske jermenice je na sliki 1.15 prikazana še pogosta izvedba proste jermenice, na katero je mogoče prestaviti pogonski jermen in tako prekiniti pogon.

Ojnica je na čepu jarma vležajena z valjčnim ležajem, na ročičnem čepu pa z dvorednim prilagodljivim ležajem z dvojnimi dotikom. Tak par ležajev skupaj z določeno gibkostjo ojnice uspešno obratuje tudi pri pogojih, ko nikakor ni mogoče pričakovati, da sta osi obeh čepov povsem paralelni.

Ročici ročičnega mehanizma sta izvedeni kot sestavni del obeh vztrajnikov, na katerih je izvedena tudi protiutež za kompenzacijo radialne sile.

1.1.6 Napenjanje žaginskih listov.

Na sliki 1.16 je prikazan detajl pritrditve žaginskih listov na zgornjem prečku.



Žaginski list ni vertikalno ampak je malo nagnjen
 - hitrost da nastane
 - podajajo nivo
 podajala hitrost in previja sta povezana, večji gib balon, večji pretok olja

Slika 1.16: Pritrditev žaginskih listov na zgornjem prečku

Žagin list je mogoče vpeti samostojno ali pa v stavku. Na sliki 1.16 predstavljena izvedba je opremljena še z dvojnimi vijakom za simetričen prečen premik obeh stavkov žaginskih listov.

Žaginski listi morajo biti ustrezno napeti, da zagotovimo raven rez. Če žagin list ni dovolj napet, ga začne zanašati in rez ni več raven. Pojav je povezan z upogibno stabilnostjo žaginega lista. To stabilnost ustrezno povečamo, če list dovolj napnemo. Proizvajalec stroja predpiše s kakšno napetostjo je potrebno napeti žagin list za normalno delo. Priporočene vrednosti za napetost v žaginem listu se gibljejo od $120-400\text{N/mm}^2$. Iz te priporočene vrednosti in prereza žaginega lista lahko nato izračunamo potrebno napenjalno silo. Potrebno napenjalno silo F lahko ocenimo tudi z izkustveno, a manj natančno enačbo:

$$F \approx 8000 \cdot a^2 (\text{N})$$

kjer je a debelina žaginega lista v (mm).

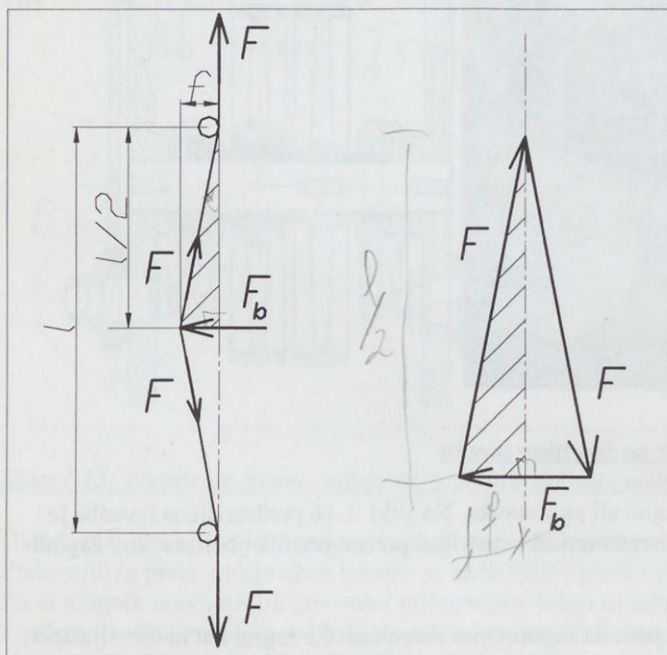
Od izvedbe napenjalne naprave je odvisno ali se med obratovanjem zaradi segrevanja napenjalna sila zmanjšuje.

Dejansko napenjalno silo žaginega lista je mogoče meriti po metodi, ki je prikazana na sliki 1.17. Pri bočni obremenitvi pri dovolj veliki razdalji l med podporama zanemarimo vpliv upogiba. Iz narisane mnogokotnika sil v ravnotežju in upoštevanju, da sta oba šrafirana trikotnika podobna, je mogoče zapisati razmerje:

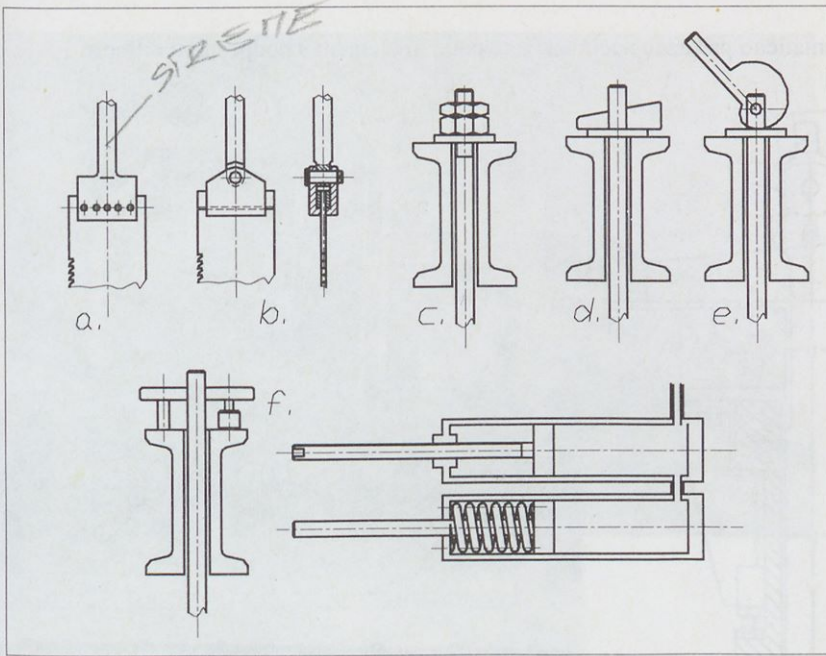
$$\frac{F}{\frac{l}{2}} = \frac{F_b}{f} \Rightarrow \frac{2F}{l} = \frac{F_b}{f} \Rightarrow 4Ff = F_b l \Rightarrow F = \frac{F_b l}{4f}$$

in izračunati napenjalno silo v žagineh listu F , če poznamo bočno pritisno silo F_b in smo pri znani razdalji med podporami l izmerili še deformacijo f zaradi sile F_b .

$$F = \frac{F_b \cdot l}{4 \cdot f}$$



Slika 1.17: Shema za meritev napenjalne sile



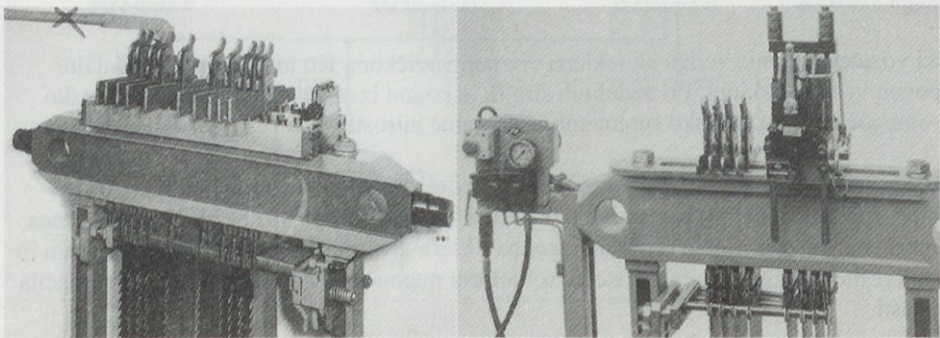
Slika 1.18: Napenjanje žaginih listov

Žagini listi so v jarem pritrjeni z zgornjim in spodnjim stremenom. Zveza med žagnim listom in stremenom je lahko izvedena s kovicami, slika 1.18 a, ali s kleščnico, slika 1.18 b.

Zgornje streme je vpeto v napravo za vpenjanje. Napenjamo lahko z:

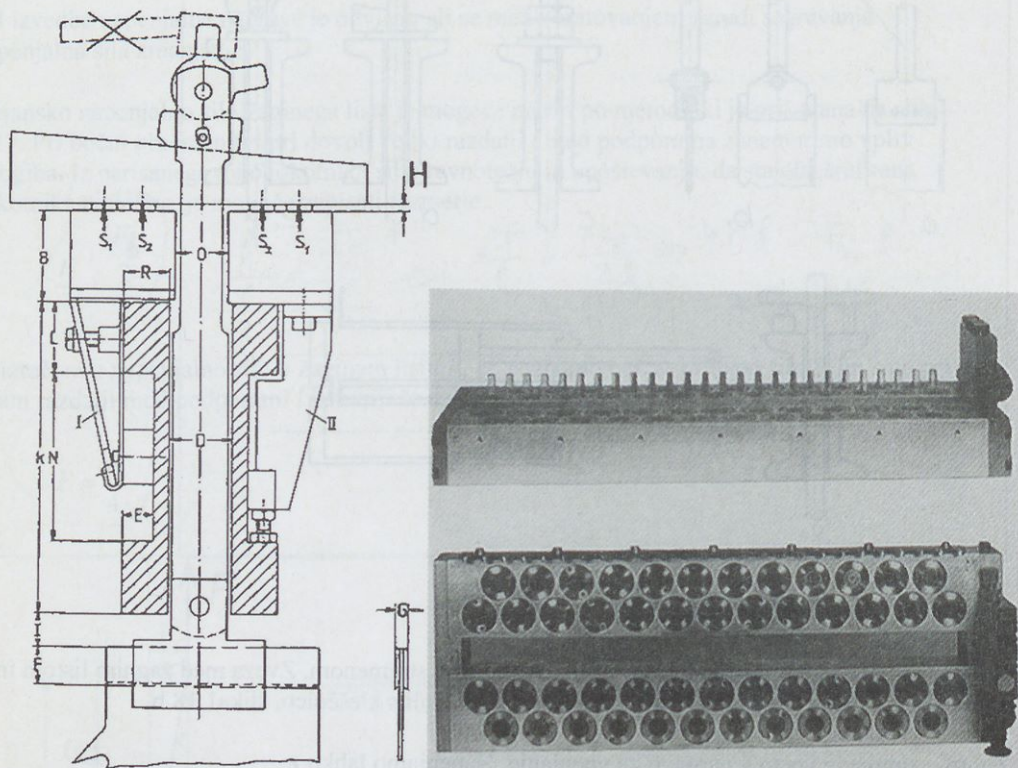
- vijakom, slika 1.18 c,
- klinom, slika 1.18 d,
- ekscentrom, slika 1.18 e in
- hidravlično napenjalno napravo, slika 1.18 f.

Na sliki 1.19 je prikazan način vpenjanja žaginih listov s hidravlično napenjalno napravo.



Slika 1.19: Hidravlična naprava za napenjanje žaginih listov

Na sliki 1.20 je shematično prikazan način takega vpetja in element s podpornimi cilindri.



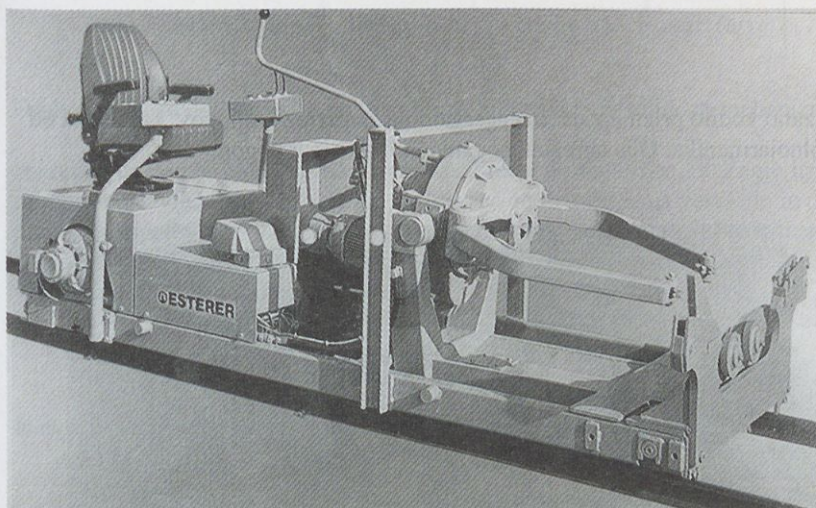
Slika 1.20: Hidravlično vpetje žaginega lista-shema in element s podpornimi cilindri

1.1.7 Jarmeniški voziček

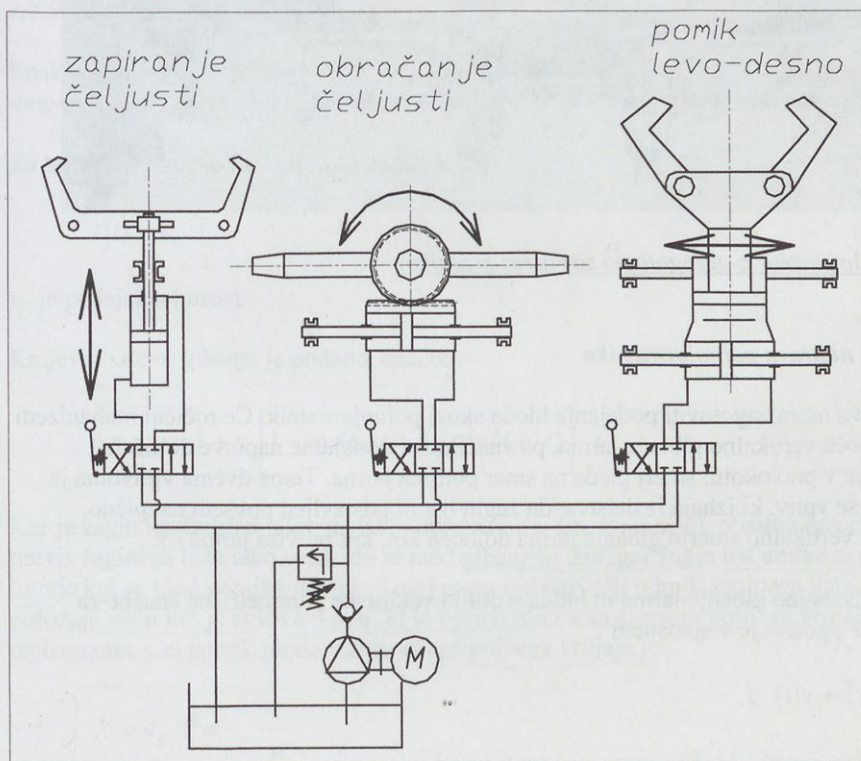
Jarmeniški voziček je nameščen na tirnice pred polnojarmenik. Voziček sestavljata glavni voziček z grabilnikom in pomožni voziček. Na sliki 1.21 je predstavljen videz glavnega jarmeniškega vozička.

Jarmeniški voziček poganja veriga ali jeklena vrv pod vozičkom. Ko hlod primejo podajalni valji, se pogon vozička izklopi. Pri sodobnih strojih je pogon izveden s hidravlično pogonsko enoto, ki omogoča brezstopenjsko spremembo podajalne hitrosti.

Grabilnik je nameščen na glavni voziček. Klešče grabilnika je mogoče upravljati tako, da je mogoče hlod prijeto s kleščami, zavrteti in premakniti levo ali desno. Na sliki 1.22 je prikazana hidravlična shema za upravljanje vozička. Izvedba s hidravličnim pogonom je ena od možnih in uporabljenih rešitev. Druga opcija pa je elektromotorni pogon vseh pomikov ali pa kombinacija obeh možnosti.



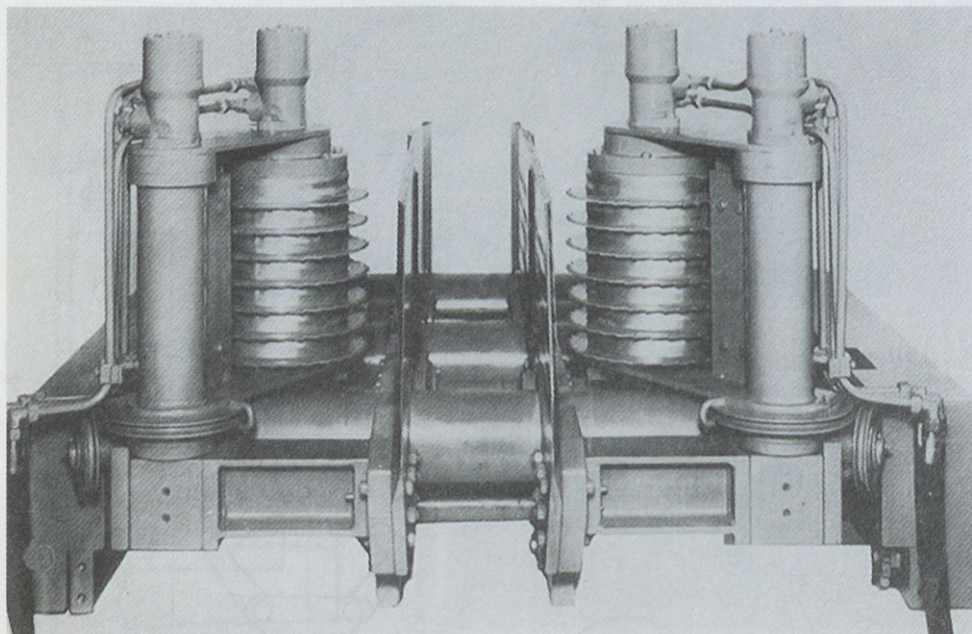
Slika 1.21: Glavni in pomožni jarmeniški voziček



Slika 1.22: Hidravlična shema upravljanja jarmeniškega vozička

1.1.8 Vodilo prizme

Na sliki 1.23 je prikazano vodilo prizme z dvema agregatoma za razrez krajnikov, kar je ena od opcij na izstopu iz polnojarmenika. Oba agregata poganja hidrostatski pogon.



Slika 1.23: Vodilo prizme z agregatoma za razrez krajnikov

1.1.9 Podajalna naprava polnojarmenika

Podajalna naprava mora zagotoviti podajanje hlođa skozi polnojarmenik. Če ročni mehanizem v popolnosti določa vertikalno gibanje jarma, pa značilnosti podajalne naprave določajo podajalno gibanje v pravokotni smeri glede na smer pomika jarma. Tema dvema vplivoma je potrebno dodati še vpliv, ki izhaja iz dejstva, da žagin list ni postavljen povsem navpično, temveč oklepa z vertikalno smerjo gibanja jarma določen kot, kot previsa jarma - γ .

Če opišemo medsebojno gibanje jarma in hlođa v obliki vektorske parametrične enačbe za krajevni vektor \vec{r} , potem je v splošnem :

$$\vec{r} = x(t) \cdot \vec{i} + y(t) \cdot \vec{j}$$

\vec{i} je enotni vektor v smeri x in \vec{j} je enotni vektor v smeri y .

Funkcija $y(t)$ je enačba za položaj čepa jarma, zapisana v enem od prejšnjih poglavij:

$$y(t) \approx r \cdot \left(1 - \cos \varphi - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2 \varphi\right) \approx r \cdot \left[1 - \cos(\omega \cdot t) - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2(\omega \cdot t)\right]$$

Funkcijo $x(t)$ pa določa način pomika hloda in izhaja iz značilnosti mehanizma za pomik.

Na relatiuen pomik hloda vpliva še ena značilnost polnojarmenika. Žagin list ni v nobenem primeru postavljen povsem vertikalno, temveč oklepa glede na vertikalo in dejansko smer pomika jarma določen kot, ki ga imenujemo kot previsa jarma - γ . Posledica tega je določen odmik žaginega lista od njegove lege v spodnjem položaju jarma v vseh drugih položajih in sicer v smeri pomika hloda. Ta odmik zaradi previsa lahko zapišemo kot:

$$x_p = y(t) \cdot \tan \gamma$$

Največji odmik zaradi previsa nastopi v zgornji legi jarma in je :

$$x_{p \max} = 2 \cdot r \cdot \tan \gamma$$

V dvodimenzionalnem koordinatnem sistemu predstavlja vpliv previsa premico, katere lega je povsem določena .

1.1.9.1 Enakomerno kontinuirano podajanje

Enakomerno kontinuirano podajanje je najlažje analitično zapisati. Iz njegovih značilnosti pa je mogoče hitro razbrati, zakaj polnojarmeniki s takim podajanjem v praksi niso primerna rešitev.

Za tako podajanje je funkcija $x(t)$ podan kot:

$$x(t) = v_p \cdot t$$

v_p je podajalna hitrost.

Krajevni vektor gibanja je podan z enačbo:

$$\vec{r} = v_p \cdot t \cdot \vec{i} + r \cdot \left[1 - \cos(\omega \cdot t) - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin^2(\omega \cdot t)\right] \cdot \vec{j}$$

Ker je žagin list izdelan tako, da lahko reže samo v smeri navzdol, obratno pa ne, mora biti previs žaginega lista tako velik, da se med gibanjem navzgor žagin list umika zaradi previsa hitreje kot se hlood pomika naprej. Torej mora biti največji odmik žaginega lista v gornjem položaju večji kot je polovico poti, ki jo opravi hlood v času enega polnega vrtljaja ročičnega mehanizma. Cel pomik hloda v času enega polnega vrtljaja je:

$$X = v_p \cdot T = v_p \cdot \frac{1}{n}$$

T je čas enega polnega vrtljaja ročičnega mehanizma: $T = \frac{1}{n}$ in n je vrtilna hitrost ročičnega mehanizma (s^{-1}).

Iz predstavljene odvisnosti je mogoče izračunati še povprečno globino odrezka enega žaginega zoba. Celoten pomik hloda v času enega polnega vrtljaja X odreže toliko zob kot se jih razporedi na cel vertikalni pomik $Y=2 \cdot r$. Če je delitev žaginskih zob h , je število aktivnih žaginskih zob N in pomik na en zob:

$$x_{1zob} = \frac{X}{N} = \frac{v_p \cdot T}{N} = \frac{v_p \cdot h}{2 \cdot n \cdot r}$$

Zveza med podajalno hitrostjo in kotom previsa jarma je:

hal prout

$$2 \cdot r \cdot \tan \gamma \geq \frac{v_p \cdot T}{2} = v_p \cdot \frac{1}{2 \cdot n}$$

Največja dovoljena podajalna hitrost je pri znanem kotu previsa:

$$v_{pmax} = 4 \cdot r \cdot n \cdot \tan \gamma$$

Dejanska podajalna hitrost mora biti v resnici vedno manjša od te vrednosti.

Razmere so narisane na sliki 1.24. Tak diagram imenujemo tudi indikatorski diagram.

Odrežavanja se začne pri gibu navzdol, ko je pomik hloda večji od odmika zaradi previsa. Začetek odrezavanja določa točka A .

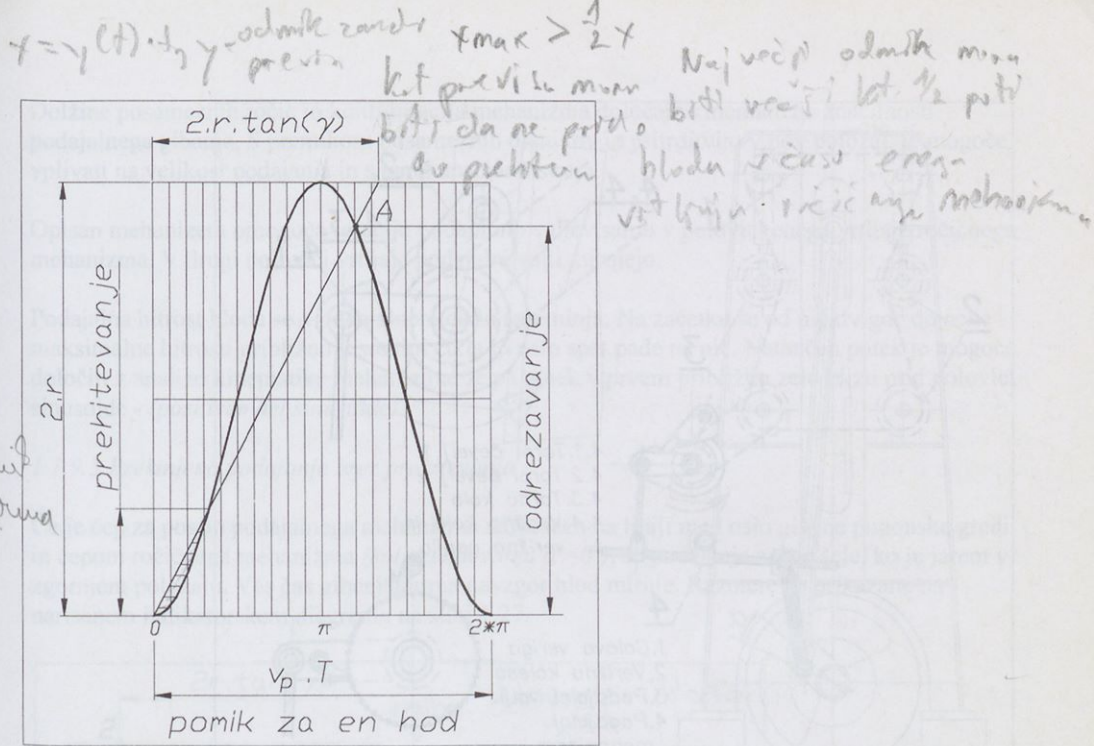
Kot je razvidno s slike, v spodnjem delu giba navzgor gibanje hloda prav tako prehiteva umik žaginega lista zaradi previsa. V šrafirenem območju se žagin list s hrbtno stranjo zadira v les. Tega prehitevanja se ne da eliminirati niti z zelo velikim previsom, saj je odvod krivulje poti v spodnjem položaju jarma nič in je tangenta na krivuljo horizontalna.

Tak način odrezavanja je zelo neugoden, saj ima žagin zob v to smer povsem neprimerno obliko.

Druga slaba stran takega podajanja pa je dejstvo, da ima žagin list na koncu cikla hitrost žaginega lista v y smeri enako nič in se v tem položaju zob direktno zadira v hlood s hitrostjo in smerjo podajanja.

Iz prikazane analize vidimo, da tega sicer najenostavnejšega načina podajanja ni mogoče brez problemov uporabiti na pravem stroju. Zato imajo polnojarmeniki podajalno napravo izvedeno kot:

- podajalno napravo za prekinjeno podajanje brez prehitevanja,
- podajalno napravo za prekinjeno podajanje s prehitevanjem in
- podajalno napravo za kontinuirano podajanje s korekcijo gibanja v spodnjem položaju jarma.



Slika 1.24: Indicatorski diagram za enakomerno podajanje

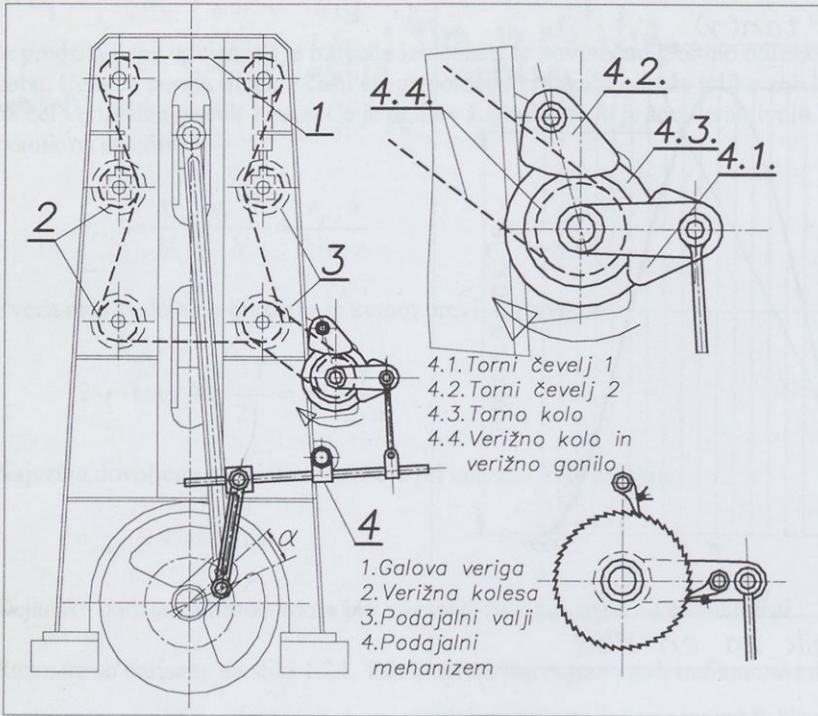
1.1.9.2 Prekinjeno podajanje

Prekinjeno podajanje je starejši, ponavadi mehanski način podajanja hloda skozi polnojarmenik. Obema zgoraj predstavljenima težavama se s takim načinom izognemo, seveda pa je neprestano pospeševanje in ustavljanje hloda razlog za omejeno hitrost prehoda hloda skozi stroj. Tudi pri tem načinu podajanja so mogoče določene podvarianete s svojimi značilnostmi.

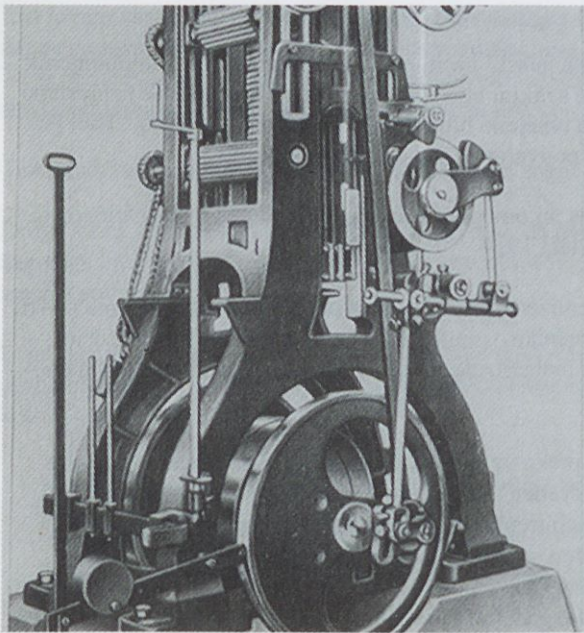
Na sliki 1.25 je prikazan primer mehanizma, ki omogoča prekinjeno podajanje, shematično, na sliki 1.26 pa izvedba takega mehanizma iz leta 1924.

Podajalno gibanje omogoča podajalni mehanizem, poz.4. Ročica podajalnega mehanizma se vrti skupaj z glavno pogonsko gredjo polnojarmenika. Čep je lahko nameščen na liniji med osjo glavne pogonske gredi in čepom ročičnega mehanizma ali za določen kot - kot prehitevanja α - pred ročico ročičnega mehanizma.

V obeh primerih rotacija čepa mehanizma preko vzvodov določa dvosmerno rotacijo po loku tornega čevlja 1, poz. 4.1. Torni čevlje je izveden tako, da omogoča drsenje po tornem kolesu, poz. 4.3, v smeri navzgor in sojemanje zaradi trenja v smeri navzdol. Torno kolo 2, poz. 4.2, onemogoča rotacijo tornega kolesa v napačno smer v fazi drsenja tornega kolesa 1. Ciklična rotacija tornega kolesa je tako sinhronizirana z rotacijo ročičnega mehanizma in torej z gibanjem jarma. Ta rotacija se preko verižnega kolesa, poz.4.4, in verige, poz.1, nato prenese na podajalne valje, poz.3.



Slika 1.25: Podajalni mehanizem za prekinjeno podajanje



Za vsak krog, ki ga načrtni mehanizem naredi, si s teko inmovanem podajalnim mehanizmom (4) sam stroj pronače napaj. Težo ne pride d. prehitovanja

Slika 1.26: Podajalni mehanizem za prekinjeno podajanje-izvedba

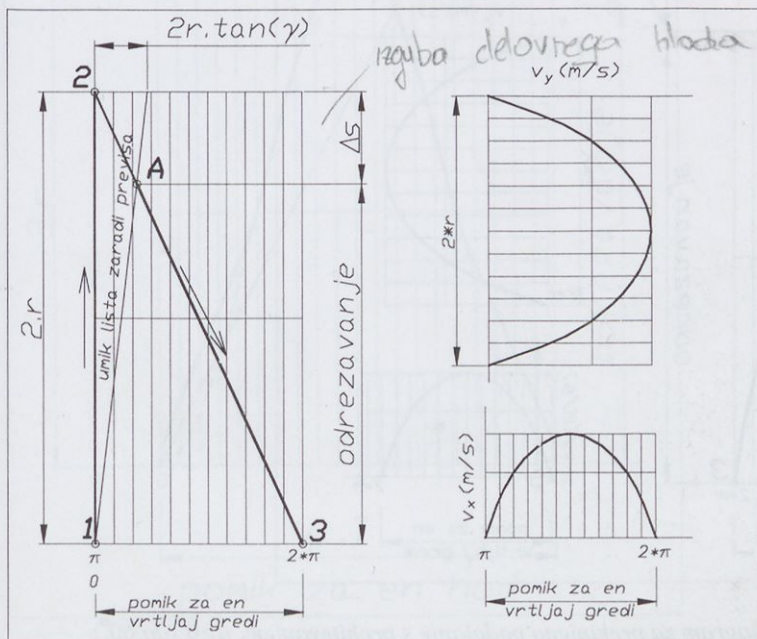
Dolžine posameznih ročic in konfiguracija mehanizma določajo kinematične značilnosti podajalnega gibanja. S premikom posameznih drsnikov in pritrditvijo v nov položaj, je mogoče vplivati na velikost podajanja in s tem kapaciteto stroja.

Opisan mehanizem omogoča rotacijo podajalnih valjev samo v polovici enega vrtljaja ročičnega mehanizma. V drugi polovici vrtljaja podajalni valji mirujejo.

Podajalna hitrost hloda se v podajalnem ciklu spreminja. Na začetku se od nič dvigne do neke maksimalne hitrosti približno v sredini cikla in nato spet pade na nič. Natančen potek je mogoče določiti z analizo kinematike mehanizma. Je pa potek v prvem približku zelo blizu prvi polovici sinusoide - (pozitiven del sinusuide).

1.1.9.3 Prekinjeno podajanje brez prehitevanja

Če je čep za pogon podajalnega mehanizma nameščen na liniji med osjo glavne pogonske gredi in čepom ročičnega mehanizma (kot prehitevanja $\alpha = 0^\circ$), se podajanje začne šele, ko je jarem v zgornjem položaju. Ves čas gibanja jarma navzgor hlod miruje. Razmere so prikazane na narisnem indikatorskem diagramu na sliki 1.27.



Slika 1.27: Indikatorski diagram za prekinjeno podajanje, $\alpha = 0^\circ$

V fazi pomika jarma navzgor hlod miruje. Relativno gibanje hloda in jarma opisuje črta od točke 1 do 2. Hlod se začne pomikati, ko jarem preide v zgornji položaj. V fazi pomika jarma navzdol torej hlod opravi pomik naprej. Zaradi podobnih karakteristik gibanja jarma in podajalnega gibanja hloda je črta, ki opisuje relativno gibanje od točke 2 do 3 zelo blizu premice.

Odrežavanje se ne prične takoj v zgornjem položaju jarma. Tudi pri takem načinu podajanja je potreben določen previs jarma, da žagin list pri gibanju navzgor ne drsa s hrbtno stranjo po

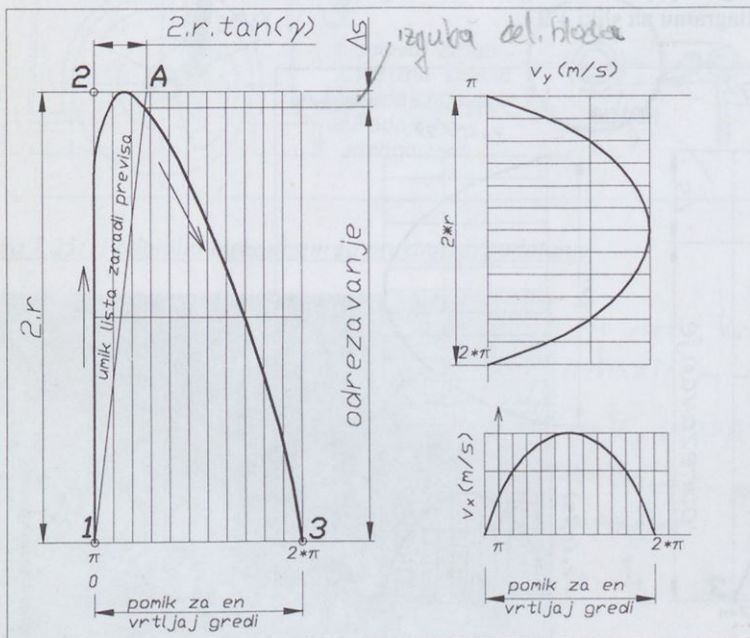
hlodu. Posledica tega previsa je določena izguba delovnega hoda jarma za odrezavanje. Odrezavanje se prične v točki A , izgubljeni hod je na sliki 1.27 označen z Δs .

Relativno velika vrednost izgubljenega hloda je pomanjkljivost, ki pa jo je mogoče ustrezno zmanjšati, če začnemo podajati hlod nekoliko prej kot pride jarem v zgornji položaj.

1.1.9.4 Prekinjeno podajanje s prehitevanjem

Na sliki 1.28 je predstavljen indikatorski diagram za prekinjeno podajanje in za primer, ko se začne podajanje prej kot jarem doseže skrajni zgornji položaj. Tak učinek dosežemo, če čep ročice podajalne naprave postavimo za nek kot prehitevanja α pred ročico ročičnega mehanizma za pogon jarma. Ta kot α je lahko do 60° .

Kot je razvidno iz slike 1.28 je delež izgubljenega hloda pri istem previsu jarma bistveno manjši, odrezavanje pa bolj učinkovito.



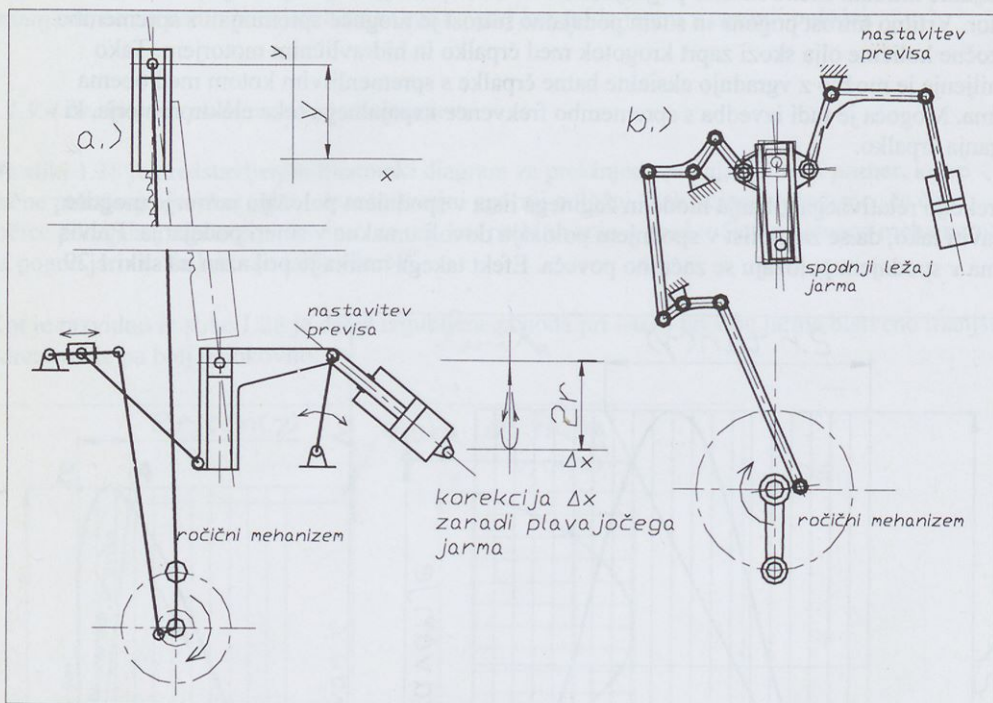
Slika 1.28: Indikatorski diagram za prekinjeno podajanje s prehitevanjem, $\alpha > 0^\circ$ (do 60°)

1.1.9.5. Kontinuirano podajanje s korekcijo kinematike v spodnjem položaju jarma

Sodobni polnojarmenik za razrez velikih količin hlodovine je praviloma izveden s kontinuiranim podajanjem. Že omenjene slabosti takega podajanja v spodnjem položaju jarma pri sodobnih rešitvah odpravljamo z različnimi načini za korekcijo relativnega gibanja hloda in žaginega lista.

Starejši stroji take izvedbe so bili izvedeni z mehanskim prenosom vrtilnega gibanja od glavne pogonske gredi. Za regulacijo vrtilne hitrosti in s tem tudi podajalne hitrosti so bili vgrajeni torni variatorji vrtilne hitrosti različnih izvedb.

spodnjem položaju, je torej tudi predstavljena zveza med tema dvema parametroma enaka. Za optimalen učinek stroja je torej potrebno s spremembo podajalne hitrosti samodejno spremeniti tudi previs jarma.



Slika 1.30: Mehanizem plavajočega jarma

1.2 Tračni žagalni stroj

Princip tračne žage je znan že skoraj 200 let. Uporablja se za razrez hlodovine, lesnih plošč, itd, torej za primarni razrez, kot tudi za razrez v finalni proizvodnji. Rez je v principu premočrten in z določenimi omejitvami tudi krivočrten. Žagin list je lahko postavljen vertikalno, horizontalno ali pod kotom. Izvedbe strojev so tako različne in jih lahko razdelimo tako glede na vrsto naloge, ki jo opravljajo, glede na položaj žaginega lista ali glede na vrsto razreza.

Glede na vrsto naloge poznamo:

- težke tračne žage za razrez hlodovine,
- srednje tračne žage za razrez masivnega lesa in plošč in
- lahke tračne žage za mizarstvo.

Glede na položaj žaginega lista:

- vertikalne tračne žage,
- horizontalne tračne žage in
- poševne tračne žage.

Glede na vrsto razreza:

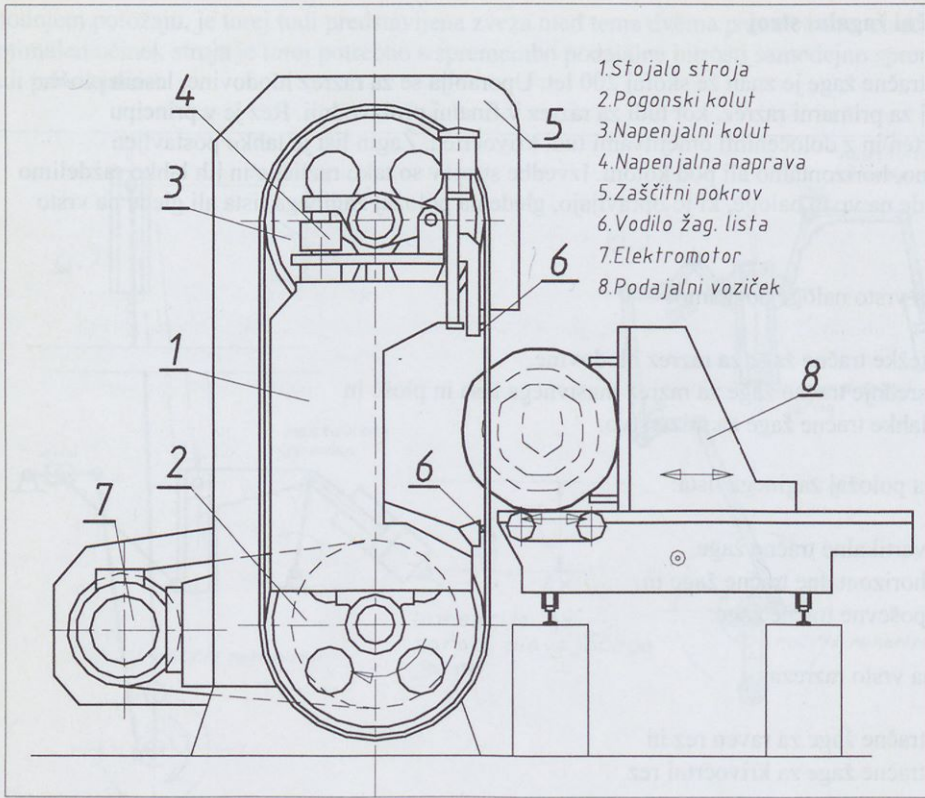
- tračne žage za raven rez in
- tračne žage za krivočrtni rez

Iz tako predstavljenih razlogov sledi, da so stroji izvedeni na principu tračne žage po svojih konstrukcijskih izvedbah zelo različni. Določene glavne značilnosti vseh teh strojev so enake.

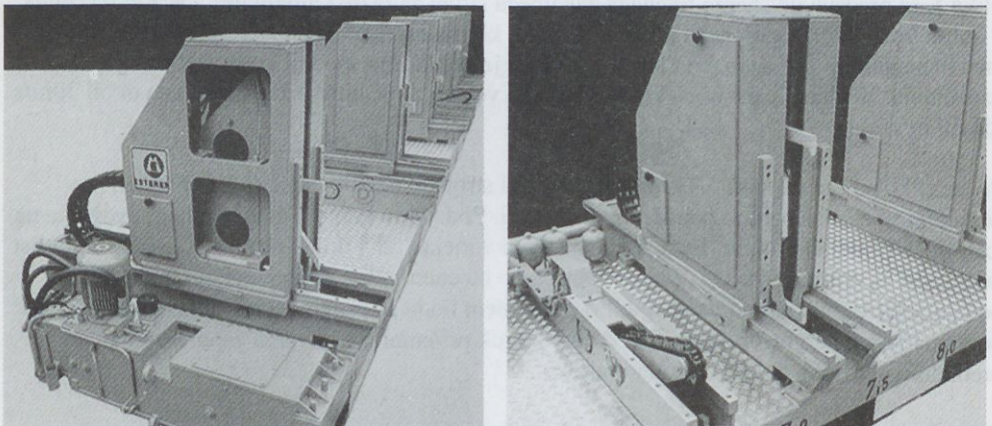
Slika 1.32 predstavlja shemo tračnega žagalnega stroja za razrez hlodovine. Žaga je izvedena v obliki brezkončno spojenega jeklenega traku, ki ima na enem robu zobe. Žagin list je napet med napenjalnim in pogonskim kolutom. Gnan je praviloma spodnji kolut, zgornji pa služi za napenjanje. Vrtilna hitrost obeh kolutov je tako velika, da je hitrost žaginega lista okoli 30m/s (do 60 m/s).

Pri na sliki 1.32 in na sliki 1.33 narisani izvedbi stroja je obdelovanec (hlod) pritrjen na podajalni voziček s prečno pomičnimi prijemali. Podajalno gibanje določa gibanje vozička na vzdolžnih tirničnih vodilih. Hitrost podajanja je v mejah od 5 do 60 m/min. Ker ima žagin list pri strojih za primaren razrez žagine zobe samo na enem robu, pri povratnem hodu podajalnega vozička ni odrezavanja. Pri povratnem hodu se prijemala nekoliko umaknejo, da površina lesa ne drgne ob žagin list. Prečni pomik prijemal med dvema zaporednima prehodoma vozička določa debelino odreza.

Znane so še druge različne konstrukcijske variante. Na primer pri mizarškem stroju je namesto vozička s prijemali za hlod vgrajena fiksna ali nagibna miza za podporo in vodenje obdelovanca.



Slika 1.32: Tračni žagalni stroj za razrez hlodovine-shema



Slika 1.33: Detajl vozička primarnega tračnega žagalnega stroja

1.2.2 Sile in napetosti v listu tračne žage

1.2.2.1 Trenje med pogonskim kolutom in listom tračne žage-Eytelweinova enačba

Trenje med obodom pogonskega koluta in listom tračne žage opisuje znana Eytelweinova enačba:

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu \bar{\alpha}}$$

v radianih

S_1 je sila na natekajoči veji lista tračne žage, S_2 je sila na odtekajoči veji lista tračne žage, μ je koeficient trenja in $\bar{\alpha}$ je objemni kot, merjen v radianih.

Ob znani sili S_2 je tako podana največja sila S_1 na drugem kraku žaginega lista, da žagin list ne spodrsne. Za določitev dejanske velikosti sil S_1 in S_2 je potrebna še ena enačba. Dodatno enačbo dobimo, če upoštevamo, da mora biti razlika med obema silama večja ali vsaj enaka sili odrezavanja F_r ali obodni sili na pogonskem kolutu, ki izhaja iz momentne obremenitve pogonske gredi. Torej:

$$S_1 - S_2 \geq F_r \text{ ali } S_1 - S_2 \geq U = \frac{2 \cdot M}{D}$$

obodna sila na pogonskem kolutu
premer kolote = $\frac{M}{U}$

1.2.2.2 Natezna sila v žaginem listu tračne žage kot posledica centrifugalne sile

Žagin list tračne žage se med vrtenjem na obeh kolutih giblje po krožnici z relativno veliko hitrostjo. Posledica takega gibanja je centrifugalna sila na žagin list in sicer v radialni smeri glede na os koluta. Pod vplivom te obremenitve se pojavi natezna sila F_c v žaginem listu, ki je posledica centrifugalne obremenitve žaginega lista.

$$F_c = q \cdot v^2 = q \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

masa na enoto dolžine

pri čemer je q masa žaginega lista na enoto dolžine in v je obodna hitrost žaginega lista.

Natezna sila v žaginem listu zaradi centrifugalne sile je neodvisna od objemnega kota.

1.2.2.3 Napetost zaradi upogibanja žaginega lista tračne žage okoli koluta

Žagin list se upogiba pri vsakem prehodu okoli pogonskega in napenjalnega koluta po krivini, ki jo določa premer teh dveh kolutov. Žagin list se pri takem upogibu deformira tako, da se zunanji del žaginega lista deformira natezno, notranji pa tlačno. V sredini debeline žaginega lista lahko definiramo nevtralno os, kjer so deformacije zaradi upogiba enake nič.

Specifično deformacijo na zunanjem robu debeline žaginega lista lahko definiramo kot:

deformacija *neutralna os* $G = E \cdot \epsilon$ - moduli zakon

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{(r + \frac{a}{2}) \cdot d\varphi - r \cdot d\varphi}{r \cdot d\varphi} = \frac{a}{2 \cdot r} = \frac{a}{D}$$

kat. v radijanih $\frac{a \cdot d\varphi + \frac{a}{2} \cdot d\varphi - r \cdot d\varphi}{r \cdot d\varphi} = \frac{a}{2r}$

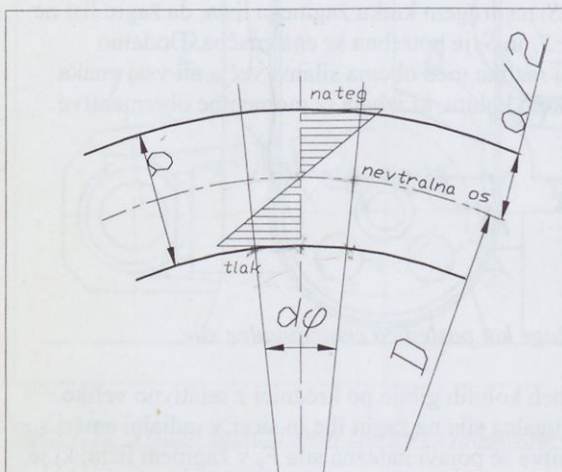
Napetost zaradi te upogibne deformacije na zunanjem robu pa je:

$$\sigma_u = E \cdot \epsilon = E \cdot \frac{a}{D}$$

debelina lista $2r = \text{obseg}$
specifična deformacija $r \cdot d\varphi = \text{dolžina loka}$

E je elastični modul materiala, iz katerega je izdelan žagin list.

Na sliki 1.34 je a debelina žaginega lista in D premer koluta tračne žage.



Slika 1.34: Shema za izračun upogibnih napetosti v listu krožne žage

1.2.2.4 Napetosti na listu tračne žage

Na sliki 1.35 so prikazani prej obravnavani vplivi (obremenitve) na žagin list tračne žage. Posledica nateznih sil so natezne napetosti, posledica upogibne obremenitve pa natezna napetost na zunanjem robu in tlačna na notranjem robu žaginega lista. Vpliv upogibne napetosti je na tej risbi prikazan na zunanjem robu, kjer se natezne napetosti seštevajo.

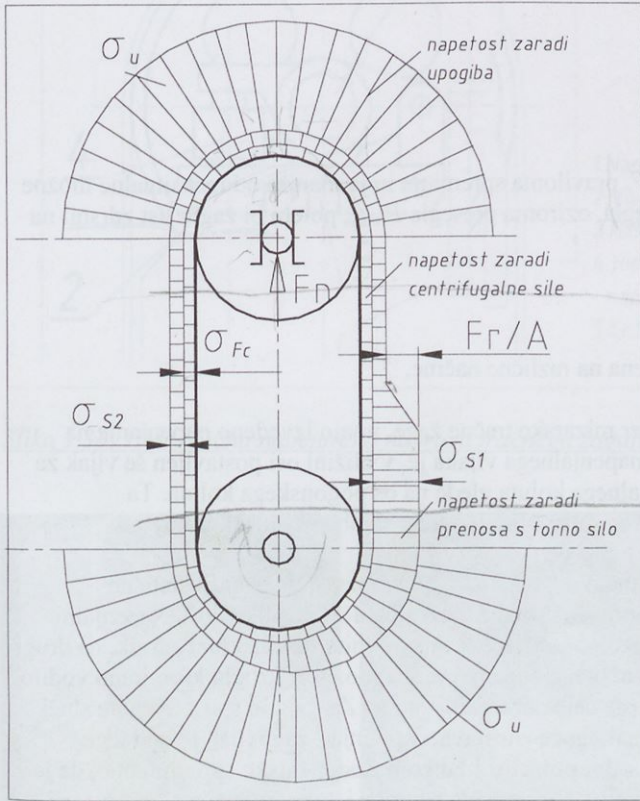
Na tej sliki je tudi razvidno, da mora biti napenjalni kolut napet s silo F_N , ki je:

$$F_N = 2 \cdot (F_c + S_2)$$

1.2.2.5 Napenjanje žaginega lista

Napenjalna sila na zgornjem kolutu ima dvojno nalogo. Le dovolj velika napenjalna sila zagotavlja dovolj veliko trenje za prenos moči pri znani rezalni sili. Vendar pa napenjalna sila, ki zagotavlja dovolj veliko trenje, za dobro obratovanje žaginega lista še ni dovolj.

Žagin list je tanek in vitek konstrukcijski element, ki je poleg natezne sile v področju stika z hlodom obremenjen z dodatno rezalno silo in s toplotno obremenitvijo. Oblika takega tankega konstrukcijskega elementa je pod vplivom obremenitev, ki nanj delujejo, nestabilna. Žagin list lahko začne zanašati in rez ni več raven. Problem je v tehniški mehaniki poznan kot stabilnostni problem tenkostenskega nosilca. Da zagotovimo stabilnost položaja žaginega lista, ga je potrebno dodatno napeti z dovolj veliko napenjalno silo. Napenjalna sila prav tako vpliva na lastno nihanje žaginega lista v prečni smeri. Proizvajalci tračnih žagalnih strojev ponavadi predpišejo, s kakšno napenjalno silo je potrebno napeti žagin list za pravilno delo stroja.



Slika 1.35: Shema napetosti na listu tračne žage

Potrebna sila napenjanja naj bo po izkušnjah proizvajalcev tako velika, da bo natezna napetost v mirujočem žaginem listu $\sigma_n = 100$ do 200 N/mm^2 .

Pred zagonom moramo napeti zgornji kolut z napenjalno silo, enako produktu te napetosti in skupnega preseka obeh krakov žaginega lista $2 \cdot A_{z.l.}$.

$$F_N = 2 \cdot \sigma_n \cdot A_{z.l.}$$

Napenjalna sila S' v posameznem kraku žaginega lista je torej pred zagonom:

$$S' = \frac{F_N}{2}$$

Po zagonu se pojavi natezna sila F_c zaradi centrifugalne sile. Ker se skupna napenjalna sila F_N na pogonskem kolutu ni spremenila, velja:

$$S_2 = \frac{F_N}{2} - F_c$$

Pod temi pogoji lahko največjo možno silo trenja na pogonskem kolutu zapišemo z naslednjimi enačbami:

$$S_{1\max} = S_2 \cdot e^{\mu\alpha}$$

$$F_{r\max} = S_{1\max} - S_2$$

Med obratovanjem se sila rezanja F_r praviloma spreminja in je manjša od maksimalne možne sile rezanja $F_{r\max}$. Če bi sila F_r dosegla, oziroma preseгла $F_{r\max}$, potem bi žagin list zdrsnil na kolutu.

1.2.3 Napenjalna naprava

Napenjalna naprava je lahko izvedena na različne načine.

Manjše, lahke tračne žage, na primer mizarske tračne žage, imajo izvedeno napenjanje na osnovi napenjalnega vijaka. Poleg napenjalnega vijaka je v bližini osi postavljen še vijak za nastavljanje paralelnosti osi napenjalnega koluta glede na os pogonskega koluta. Ta paralelnost je eden od pogojev, da žagin list pravilno teče po obodu obeh kolotov.

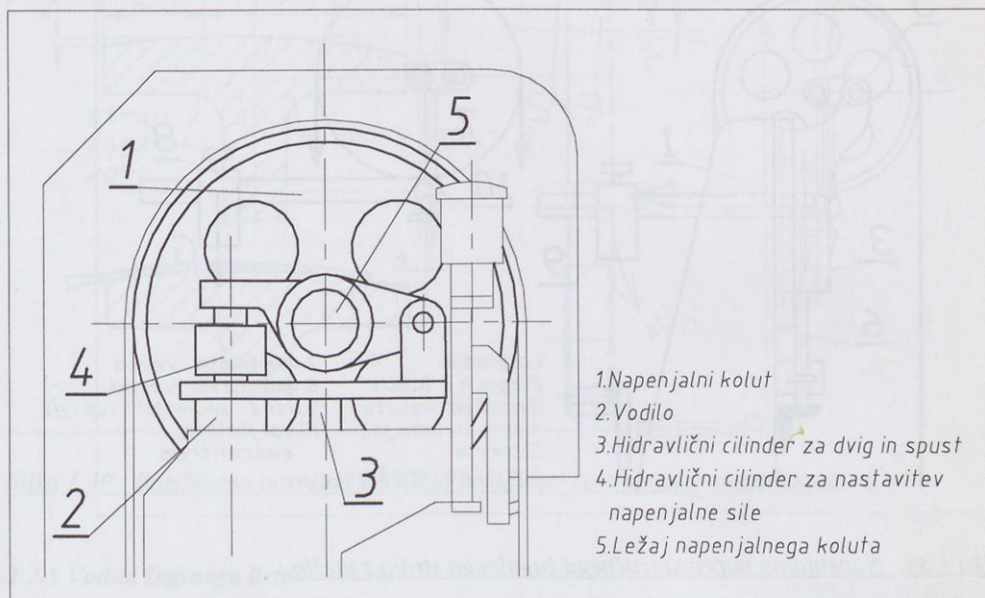
Večji sodobni tračni žagalni stroji imajo napenjalno napravo izvedeno s hidrostatično napenjalno napravo. Primer take naprave je prikazan na sliki 1.36 in sliki 1.37. Napenjalni kolut je v tem primeru vležajen konzolno. Ležišče ležaja podpira na eni strani sornik, na drugi strani pa hidravlični cilinder za nastavljanje napenjalne sile, poz.4. Okroglo kromirano vodilo, poz.2, služi za vodenje dviga in spusta cele napenjalne enote. Za dvig in spust te enote služi hidravlični cilinder pozicija 3. Da je mogoče enostavno zamenjati žagin list, je hod tega cilindra okoli 150 mm. Pritisk v cilindru pozicije 4 lahko brezstopenjsko spreminjamo, da je mogoče nastaviti želeno napenjalno silo. Hidravlična naprava je opremljena z akumulatorji olja, da lahko hidravlične črpalke izklopimo med obratovanjem stroja.

Nagib vležajenja in s tem napenjalnega koluta je s posebnim vijačnim vretenom mogoče nastavljanje tako, da zagotovimo paralelnost teka obeh kolotov.

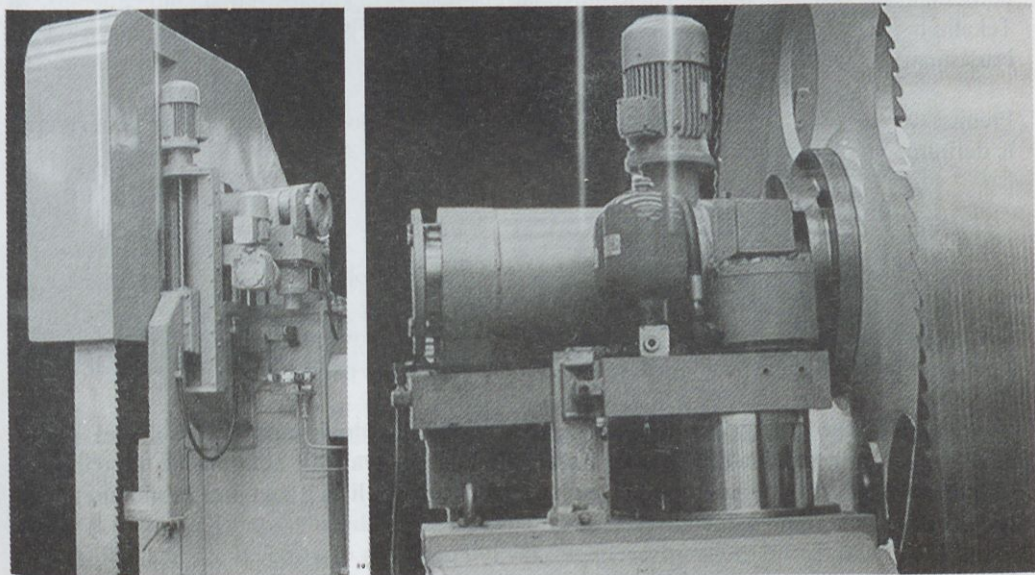
Na sliki 1.38 je narisana napenjalna naprava tračnega žagalnega stroja z utežjo. Taka naprava je rešitev, ki je bila pogosto uporabljena na starejših večjih strojih.

Nosilec koluta, poz.3, se po vodilih na ogrodju, poz.1, pomika gor in dol. Za pomik služi vijačno vreteno, poz.6. Napenjalno silo določa moment uteži, poz.9, in ročice uteži dolžine l , na drugi strani pa vertikalna sila v vzvodu, poz.7, in ročice ekscentričnosti e opornega valčka, poz.10. Za zamenjavo žaginega lista je potrebno nosilec koluta spustiti navzdol. V tem primeru se tudi utež spusti navzdol. Pri ponovnem napenjanju je potrebno tako dolgo dvigati

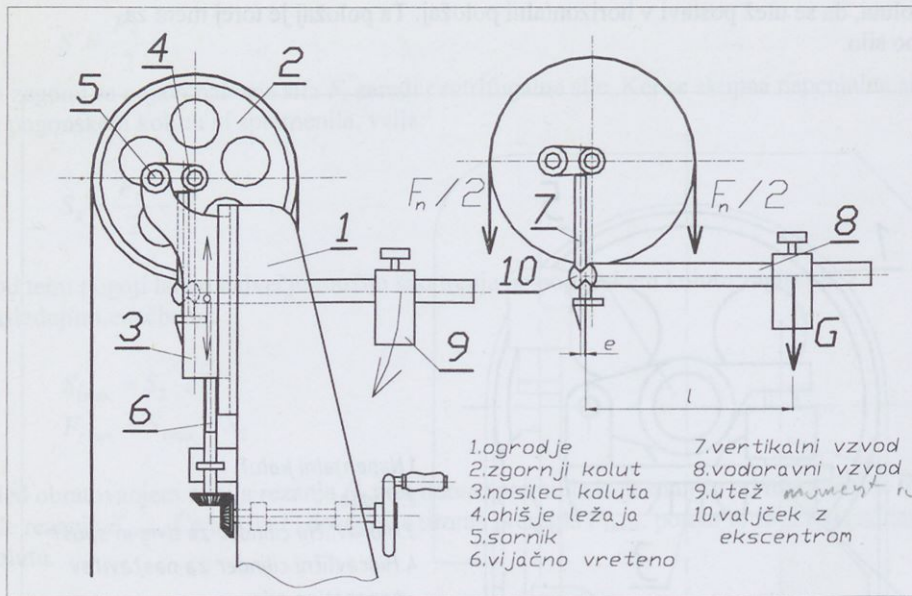
nosilec koluta, da se utež postavi v horizontalni položaj. Ta položaj je torej mera za napenjalno silo.



Slika 1.36: Hidravlična napenjalna naprava tračnega žagalnega stroja - shema



Slika 1.37: Hidravlična napenjalna naprava tračnega žagalnega stroja - izvedba



Slika 1.38: Napenjalna naprava tračnega žagalnega stroja z utežjo

1.2.4 Spodnji in zgornji kolot

Spodnji in zgornji kolot sta izdelana iz kvalitetne sive litine ali pa sta varjena in normalizirana. Biti morata dinamično uravnotežena. Osi obeh kolotov morata biti paralelni. Tekalni površini morata biti gladki. Profil in gladkost tekalne površine je potrebno občasno z brušenjem obnavljati.

Premer kolotov D in debelina žaginega lista a morata biti v določenem razmerju. To razmerje je definirano s sledečo empirično formulo:

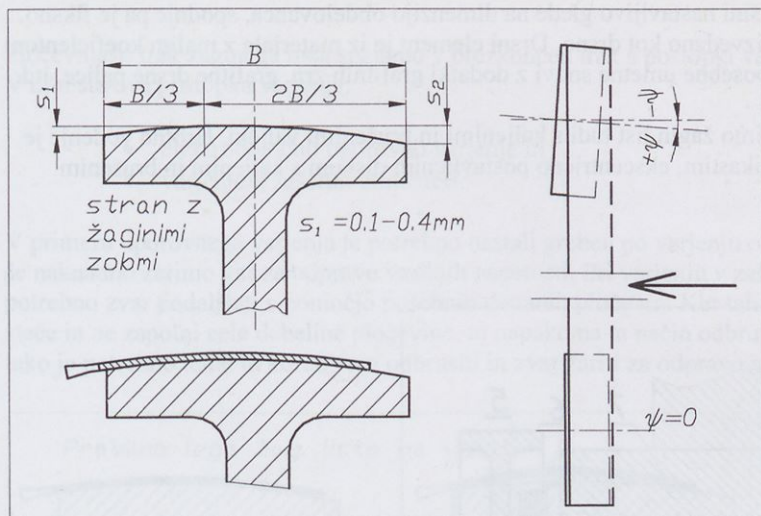
$$D \geq 1000 \cdot a$$

Ta odvisnost izhaja iz velikega vpliva upogibne napetosti na obremenitev žaginega lista.

Stroj poganjamo preko spodnjega koluta, ki je tudi težji, njegova masa služi kot vztrajnik. Zgornji kolot služi za napenjanje in je vležajen na napenjalni napravi.

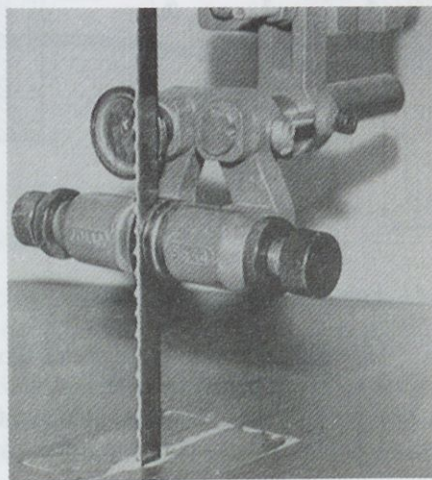
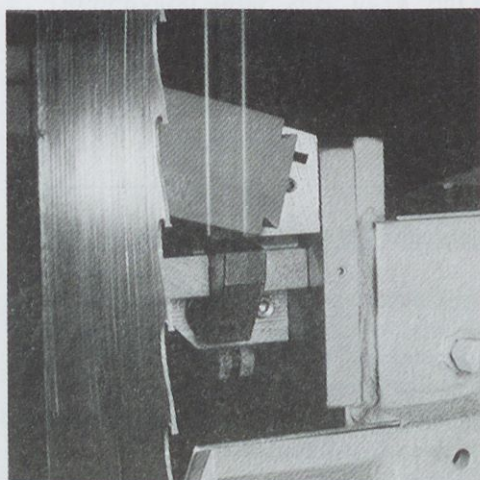
Venca obeh kolotov sta gladka in bombirana, slika 1.39. Bombiranje površine koluta, nastavitev pravilnega kota ψ med obema osema kolotov in uvaljanje deformacije na sredini lista tračne žage, zagotavljajo stabilen tek lista. Del žaginega lista z žaginimi zobmi mora teči tako, da nima stika s površino kolotov.

Kot ψ nastavljamo pri malih mizarskih strojih s posebnim vijakom s finim navojem, pri velikih strojih pa s posebnim gonilom s samostojnim pogonskim elektromotorjem.



Slika 1.39: Bombirana površina koluta in nastavitev kota osi zgornjega koluta

1.2.5 Vodila žaginega lista



Slika 1.40: Bočno vodilo žaginega lista tračne žage in vodilo žaginega lista mizarske tračne žage

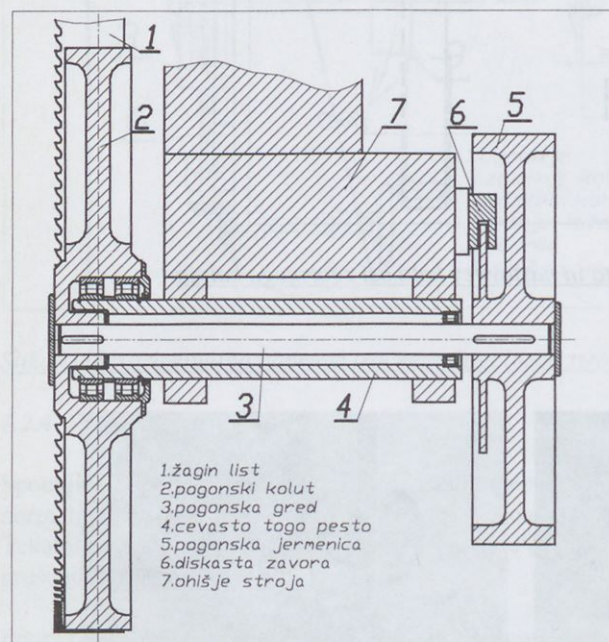
V delu, kjer žagin list opravlja odrezavanje, je potrebno list še dodatno voditi v bočni smeri, slika 1.40. Na ta način vplivamo na lastno frekvenco tega segmenta žaginega lista in zlasti pri manjših strojih preprečujemo, da odrivna sila list ne odrine preveč nazaj.

Bočno vodenje je lahko enostransko ali dvostransko. Z enostranskim vodilom žagin list dodatno napnemo v bočni smeri in na ta način vplivamo na njegovo bočno togost.

Zgornje vodilo je po višini nastavljivo glede na dimenzijo obdelovanca, spodnje pa je fiksno. Bočno vodilo je lahko izvedeno kot drsno. Drсни element je iz materiala z malim koeficientom trenja. Uporabljajo se posebne umetne snovi z dodatki grafitnih zrn, grafitne drsne palice, itd.

Pri manjših strojih vodimo žagin list tudi s kaljenimi in brušenimi valjčki. Hrbtno vodenje je mogoče izvesti s krožnikastim, ekscentrično postavljenim diskom s kaljenim in brušenim robom.

1.2.6 Pogonska gred



Slika 1.41: Pogon primarnega tračnega stroja

Na sliki 1.41 je prikazan shematičen prerez skozi pogonski del primarnega tračnega stroja. Za miren tek mora biti pogonska jermenica vležajena dovolj togo. Notranji obroči obeh glavnih ležajev pogonskega koluta so zato montirani na togo, cevasto pesto. Sama pogonska gred torej ni obremenjena z upogibom zaradi napenjalne sile v žaginih listih.

Pogonska jermenica je opremljena z diskasto zavoro.

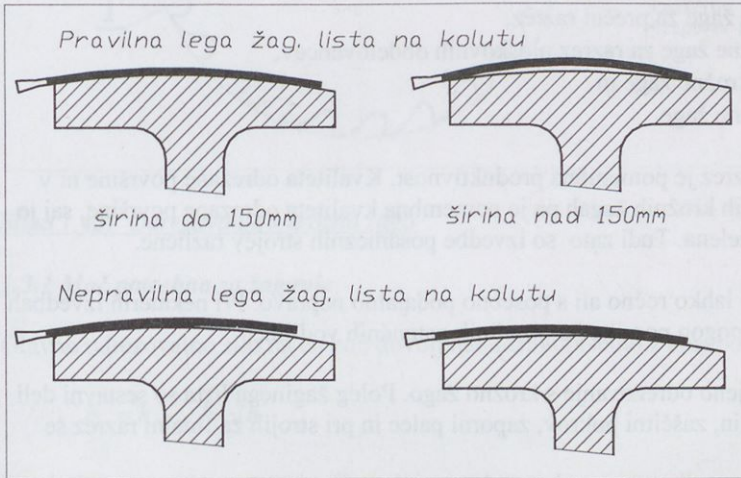
1.2.7 Žagin list

Žagin list je obremenjen z velikimi silami, ki se spreminjajo pri vsakem obhodu obeh kolotov od sorazmerno majhne do zelo visokih obremenitev. Žagin list je torej obremenjen dinamično. Izdelan je iz svetlo vlečene nizko legirane tanke jeklene pločevine. Jeklo za žagin list mora biti dovolj žilavo, da je njegova dinamična nosilnost visoka. Konico žaginega zoba pa lahko izdelamo iz stelitne litine, ki je predhodna navarjena na posebej pripravljeno obliko žaginih zob. DIN 5134 določa glavne zahteve za list tračne žage.

Pločevinasti trak žaginega lista spajamo v brezkončen trak s postopki varjenja in lotanja. V rabi sta dva postopka varjenja:

- elektroobločno uporovno varjenje in
- varjenje v zaščitni atmosferi.

V primeru uporovnega varjenja je potrebno nastali greben po varjenju odbrusiti. Po varjenju še naknadno žarimo var za odpravo varilnih napetosti. Pri varjenju v zaščitni atmosferi je potrebno zvar podaljšati s pomočjo posebnih dodanih pločevin. Ker talina na zaključku vara steče in ne zapolni cele debeline pločevine, to napako na ta način odbrusimo po varjenju. Prav tako je potrebno teme in koren vara odbrusiti in zvar žariti za odpravo varilnih napetosti.



Slika 1.42: Pravilno in nepravilno naleganje žaginega lista na kolut

Za lotanje je potrebno pripraviti poševni spoj, čigar dolžina naj bo vsaj desetkrat tako velika kot je debelina žaginega lista. Lotani spoj je potrebno izvesti v vrzeli zoba. Uporabljajo se trdi loti.

Predvsem žagine liste večjih širin je za dobro vodenje na sicer bombiranih kolutih treba še dodatno pripraviti. V sredino širine se z valjanjem med pritisknimi valji žagin list plastično deformira in na ta način vtisne določeno tlačno napetost. Posledica te deformacije je boljše naleganje žaginega lista na tekalni površini obeh kolutov in bolj stabilen tek med obratovanjem. Na sliki 1.42 je prikazano pravilno in nepravilno naleganje žaginega lista na kolut.

1.3 Krožne žage

Krožne žage so zelo preproste in učinkovita naprave, ki služijo za razrez lesnih proizvodov na različnih stopnjah predelave.

Orodje je krožni žagin list pritrjen na rotirajočo gnano gred. Postopek razreza je kontinuiran. Mogoč je samo raven premočrtni rez.

Glede na namen so izvedbe, pa tudi tehnične karakteristike, krožnih žagalnih strojev zelo različne. V grobem jih lahko razdelimo v naslednje glavne skupine:

- krožne žage za primaren razrez,
- robilne krožne žage za vzdolžni razrez,
- čelilne krožne žage za prečni razrez,
- formatne krožne žage za razrez ploskovnih obdelovancev,
- prirezovalne krožne žage in
- mizarske krožne žage.

Pri strojih za primaren razrez je pomembna produktivnost. Kvaliteta odrezane površine ni v prvem planu. Pri formatnih krožnih žagah pa je pomembna kvaliteta odrezane površine, saj je naknadna obdelava nezaželena. Tudi zato so izvedbe posameznih strojev različne.

Podajanje obdelovanca je lahko ročno ali s posebno podajalno napravo. Pri nekaterih izvedbah (formatne žage) se žagin pogon pomika po posebnih natančnih vodilih.

Na sliki 1.43 je predstavljeno odrezovanje s krožno žago. Poleg žaginega lista so sestavni deli tega sklopa še razporni klin, zaščitni pokrov, zaporni palec in pri strojih za finalni razrez še predrezilo.

Pogonska gred z žaginim listom se vrtil z $n=2800$ do 6000 min^{-1} . Vrtilna hitrost je odvisna od premera žaginega lista in od kvalitete.

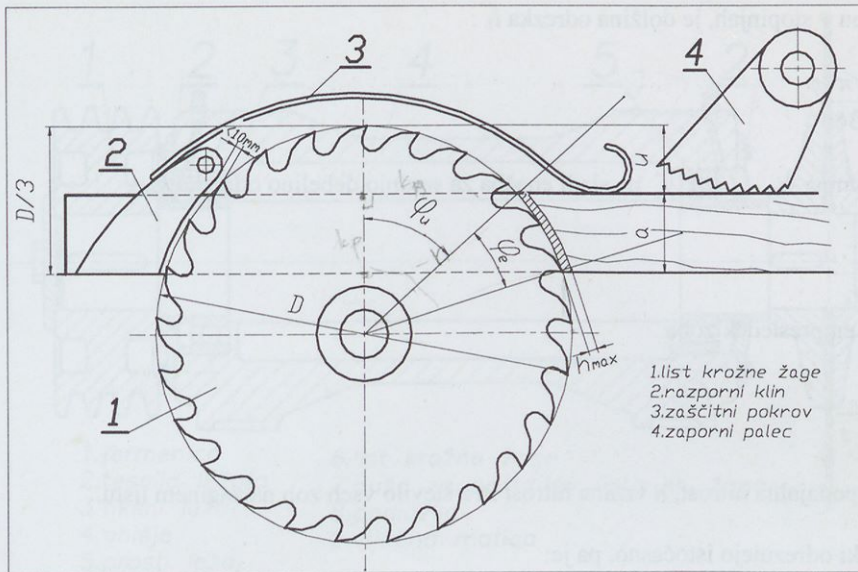
Kot je iz skice razvidno, lahko za razrez uporabimo samo približno tretjino premera žaginega lista. Debelina obdelovanca a , prosta višina do vrha žaginega lista u , podajalna hitrost v_p , število žaginih zob z , vrtilna hitrost žaginega lista, skupaj določajo, kakšna je geometrija odrezka, skupna odrezovalna sila in moč potrebna za razrez.

Debelina odrezka je določena s pomikom obdelovanca v času, ki ga porabi presledek med dvema žaginima zoboma, da se zavrti za ustrezen kot, ki ustreza delitvi.

Maksimalno debelino odrezka lahko napišemo kot:

$$h_{\max} = f_z \cdot \sin(\varphi_{u+c})$$

f_z je pomik obdelovanca za en zob.



Slika 1.43: Odrezavanje s krožno žago

1.3.1 Moč potrebna za žaganje

Glavno odrezovalno silo na en zob dovolj natančno opišemo z enačbo:

$$F_c = k_{c,0.5} \cdot b \cdot \sqrt{h}$$

kjer je $k_{c,0.5}$ specifična rezalna sila, odvisna od vrste lesa in drugih pogojev, b širina reza in h globina reza.

Potem je moč potrebna za odrezavanje P_c :

$$P_c = M \cdot \omega = F_c \cdot r \cdot \omega \cdot z_e$$

kjer je M moment na gredi zaradi odrezavanja, ω kotna hitrost, $r=D/2$ radij žaginega lista in z_e število zob, ki naenkrat odrezujejo.

Posamezne parametre lahko izračunamo iz relacij, ki so razvidne na sliki 3.1. Tako je na primer kot, ki določa področje odrezavanja φ_e :

$$\varphi_e = \varphi_{e+u} - \varphi_u$$

in

$$\cos(\varphi_{e+u}) = \frac{r - (a + u)}{r}$$

$$\cos(\varphi_u) = \frac{r - u}{r}$$

Če kot φ_e izražen v stopinjah, je dolžina odrezka l_b :

$$l_b = \frac{D \cdot \pi \cdot \varphi_e}{360} = \frac{r \cdot \pi \cdot \varphi_e}{180}$$

Iz enakosti volumna $h_m \cdot l_b = a \cdot f_z$ pa sledi enačba za srednjo debelino odrezka h_m :

$$h_m = \frac{f_z \cdot a}{l_b}$$

f_z je pomik za en presledek zoba.

$$f_z = \frac{v_p}{n \cdot z}$$

pri čemer je v_p podajalna hitrost, n vrtilna hitrost in z število vseh zob na žaginem listu.

Število zob z_e , ki odrezujejo istočasno, pa je:

$$z_e = \frac{z \cdot \varphi_e}{360}$$

Natančnost predstavljene analize zadošča za oceno moči, potrebne za žaganje na krožni žagi.

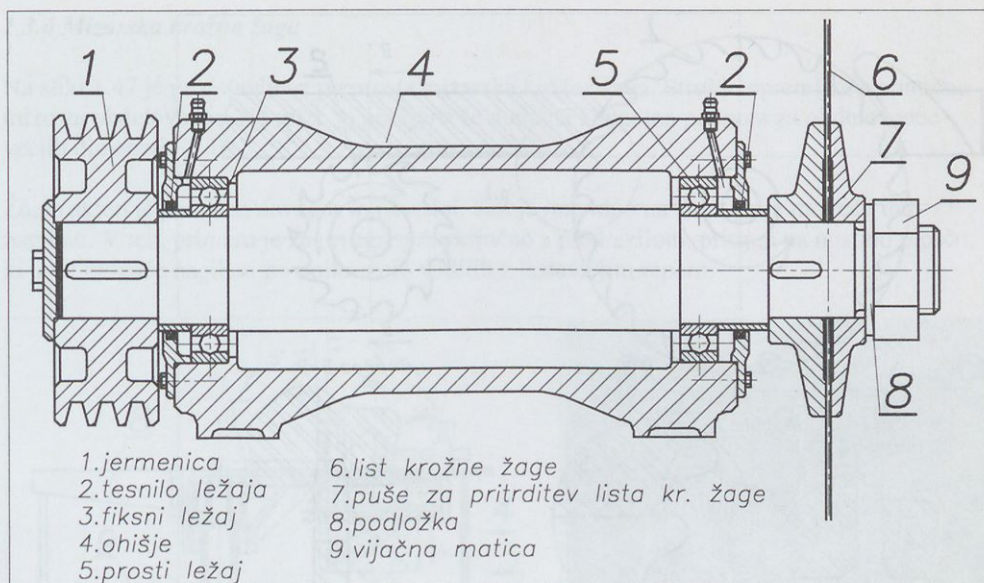
1.3.2 Vreteno krožne žage

Na sliki 1.44 je narisana ena od možnih izvedb vretena krožne žage.

Žagin list je vpet na pogonsko gred z dvema diskastima prirobama. Za prenos momenta med stičnima ploskvama obeh diskov in žaginega lista služi sila trenja. To silo zagotovi dovolj velika aksialna sila matice vijaka na gredi. Matica na gredi je izvedena tako, da se privija v nasprotni smeri kot se vrti žagin list. Za vrtenje v levo uporabimo desno matico in navoj in obratno za vrtenje v levo. Taka izvedba preprečuje, da bi se matica med obratovanjem odvijala.

Pogonsko energijo od elektromotorja prenašamo preko jermenskega gonila. Jermenice tega gonila so lahko izvedene tako, da lahko s prestavljanjem jermena na različne premere spremenimo prestavno razmerje, s tem tudi vrtilno hitrost gredi in v končni posledici rezalno hitrost na obodu lista krožne žage.

Kot je razvidno na risbi, je en ležaj izveden kot fiksni, drugi pa kot prost. Narisana izvedba omogoča vrtilno hitrost do 6000/min, pri moči 22kW. Ker je ohišje izdelano iz enega kosa in obdelano v zahtevani natančnosti, je zagotovljena tako paralelnost osi ležišča ležajev v ohišju in na gredi, kot tudi njuna dovolj velika togost in temu primerno majhne deformacije med obratovanjem. Zato so lahko uporabljeni žlebasti kroglični ležaji. Toleranca ležišč obeh ležajev na gredi je enaka $J5$, toleranca sedeža zunanjega obroča fiksnega ležaja v ohišju je $J6$, prostega pa $H6$.



Slika 1.44: Vreteno krožne žage

Pogosto je pritrjen žagin list kar na gred posebnega elektromotorja. Tak elektromotor se razlikuje od klasičnega po tem, da je njegovo ohišje dolgo, premera pa čim manjši. Serijski elektromotor ima prevelik premer in bi tako izgubili za izrabo še več višine žaginega lista.

1.3.3 Predrezanje

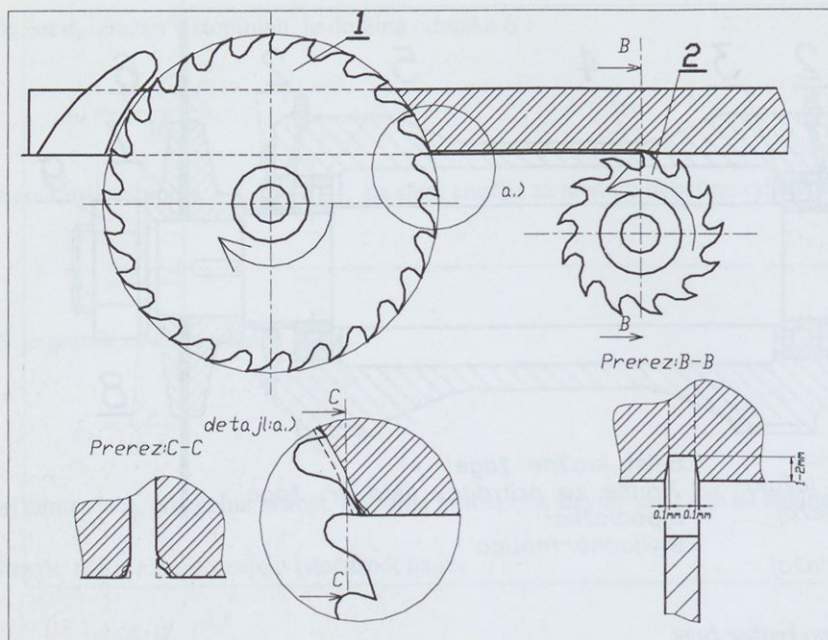
Pri krožnih žagah, ki služijo za finalni razrez različnih plošč, zahtevamo, da je kvaliteta odrezane površine dovolj dobra, da ni potrebna naknadna mehanska obdelava.

Značilnost razreza s krožno žago je, da se material na spodnjem delu reza, tam, kjer žagini zobje zapuščajo obdelovanec, radi cepijo. Posledica je slab, poškodovan rob reza, ki zahteva dodatno obdelavo.

Da bi opisano napako pri strojih za finalni razrez odpravili, namestimo pred glavni žagin list še pomožni žagin list za predrezanje, slika 1.45. Predrezilo se vrti v nasprotni smeri in izdelava le 1 do 2 mm globoko zarezo na mestu, kjer bi sicer lahko prišlo do cepljenja. Ta zareza zadostuje za preprečitev cepljenja na spodnji strani reza.

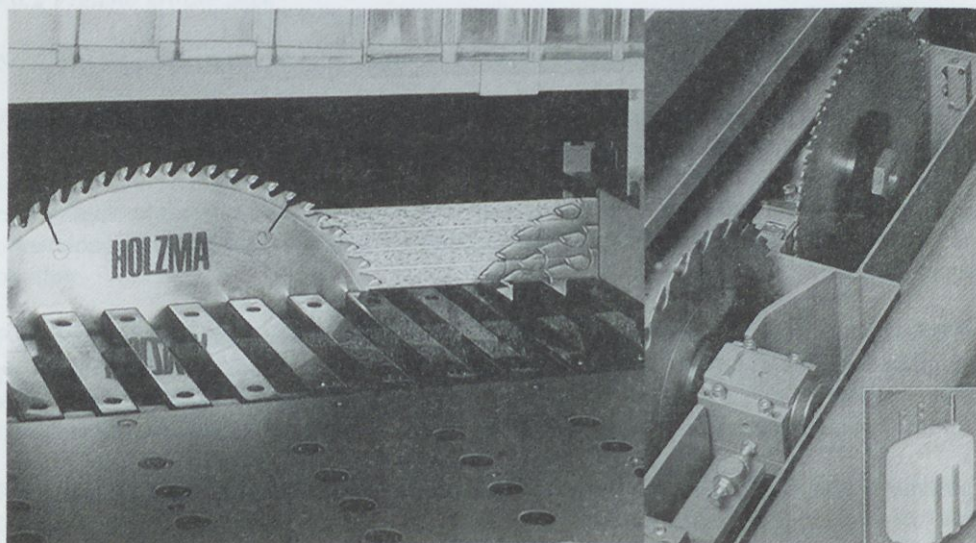
Pri posameznih izvedbah formatnih krožnih žag, se predrezilo na koncu obdelovanca lahko dvigne tudi do zgornje površine obdelovanca, da na ta način preprečimo cepljenje na izhodu reza.

Za manjše formatne krožne žage je bilo izvedeno predrezanje s po dvema fiksnima reziloma, ki izdelata dve dovolj globoki zarezi. Ker ti rezili ne potrebujeta posebnega pogona, je prednost te izvedbe predvsem v kompaktniši in cenejši izvedbi celega žaginega agregata.



Slika 1.45: Predrezanje

Na sliki 1.46 sta prikazani dve izvedbi žaginih agregatov s predrezanjem.

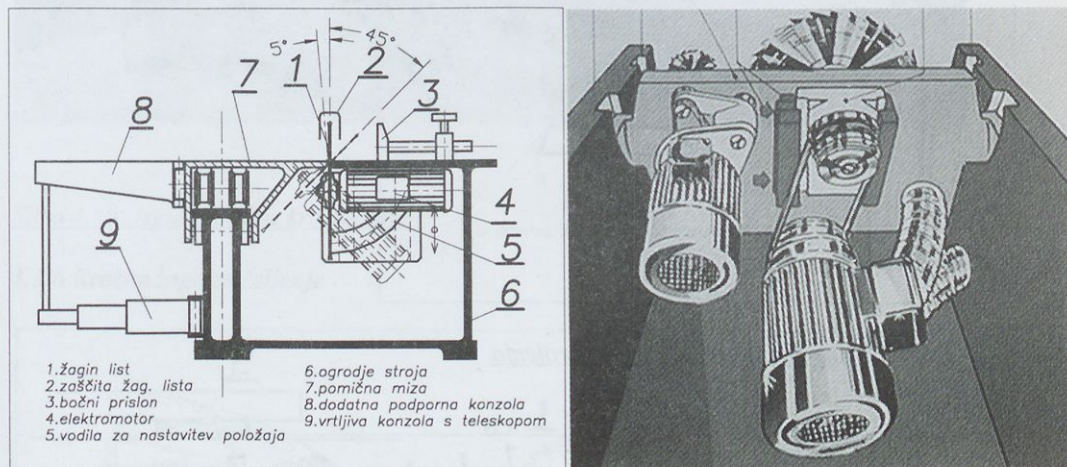


Slika 1.46: Žagini agregat s predrezanjem

1.3.4 Mizarska krožna žaga

Na sliki 1.47 je predstavljena preprosta mizarska krožna žaga. Stroj je opremljen s pomično mizo za obdelovanec. Na mizo je prirejena še dodatna konzolna podpora za obdelovance večjih dimenzij.

Žagin sklop je pomičen navzgor in navzdol. Kot je razvidno na sliki, ga je mogoče tudi nagibati. V tem primeru je žagin agregat, vključno s predrezilom, pritrjen na nosilno ploščo, ki jo je mogoče nagibati po polkrožnih vodilih z lastavičjim repom.



Slika 1.47: Mizarska krožna žaga

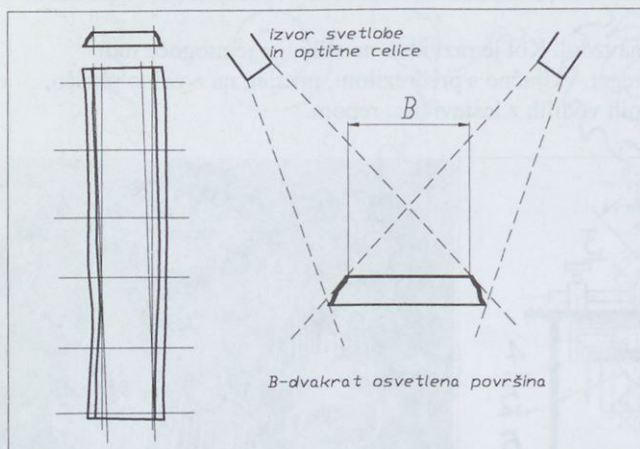
1.3.5 Krožna žaga za robljenje

Robljenje je operacija vzdolžnega razreza desk nastalih po razrezu hloda v primarnem razrezu lesnega materiala. Potreben je velik učinek stroja. Podajalne hitrosti so do 100 m/min. Kvaliteta nastale površine in natančnost mere so v drugem planu.

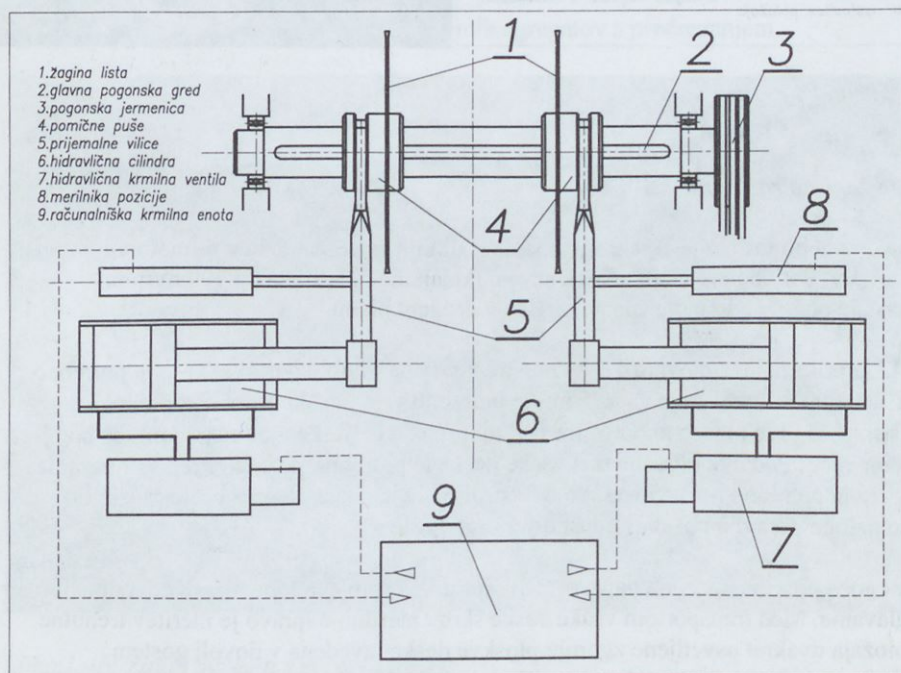
Na sliki 1.47 je prikazan problem razreza te vrste. Površina in oblika deske, ki jo je potrebno robiti, je pri vsakem primeru drugačna. Torej je potrebno vsaki deski posebej določiti optimalno širino, ki jo je potrebno odrezati, pa tudi položaj te deske med razrezom, da bo izkoristek čim večji. Podatke o geometriji vsake deske je potrebno posneti. Pred vstopom na linijo za razrez je potrebno postaviti vsako desko tako, da je postavljena z večjo ploskvijo navzdol. To nalogo opravlja poševni transporter pred linijo.

Meritev omogoča posebna merilna naprava z dvojnim izvorom svetlobe in z dvema optičnima čitalnima glavama. Med transportom vsake deske skozi merilno napravo je meritev trenutne širine in položaja dvakrat osvetljene zgornje ploskve deske izvedena v dovolj gostem intervalu, da je mogoče geometrijo čiste površine deske zapisati in uporabiti za računalniški izračun optimalnega razreza. Na osnovi tega izračuna krmilna enota določi položaj obeh listov krožnih žag in položaj deske na transporterju skozi žagalni stroj.

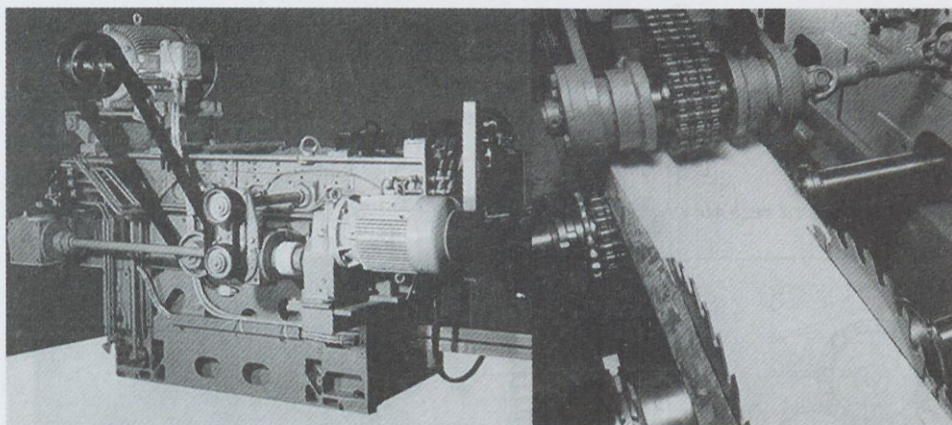
Na sliki 1.49 je prikazana shema upravljanja ene od izvedb takega stroja. Oba žagina lista sta premična vzdolž osi pogonske gredi. V prikazani izvedbi služita za ta pomik dva hidravlična cilindra s krmilnim ventilom in merilnikom pozicije. Na sliki 1.50 je predstavljen zunanji izgled takega žagalnega stroja in detajl razreza.



Slika 1.48: Robilna krožna žaga - shema krojenja

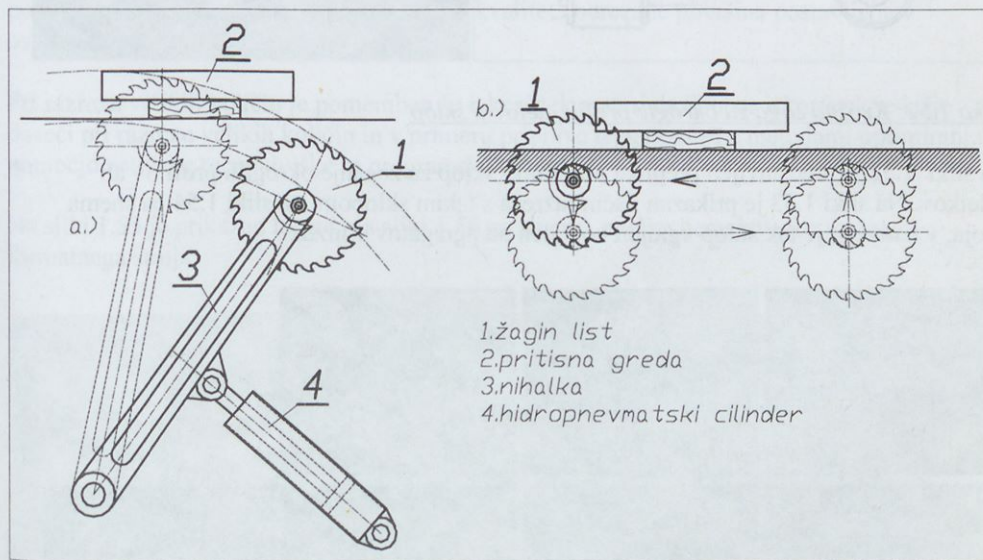


Slika 1.49: Robilna krožna žaga-shema upravljanja



Slika 1.50: Izgled robilne krožne žage

1.3.6 Krožne žage za čeljenje



Slika 1.51: Čelilna krožna žaga-dva principa

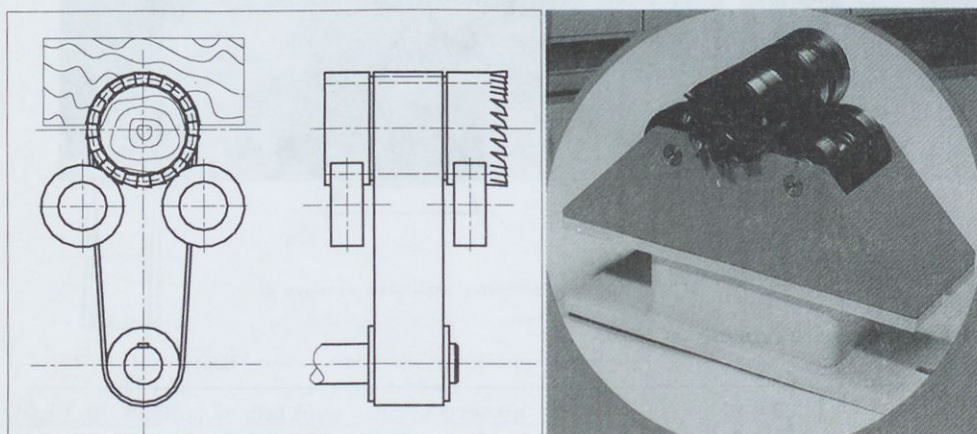
Za žaganje na čelu deske je ugodneje, če potuje žaga, deska pa miruje. Med odrezom mora biti obdelovanec fiksiran s pritisko gredo.

Na sliki 1.50 sta prikazana dva principa čelilnih krožnih žag:

- žagin sklop je pritrjen na pomično konzolo in
- žagin sklop potuje po vodilih v dveh pravokotnih smereh.

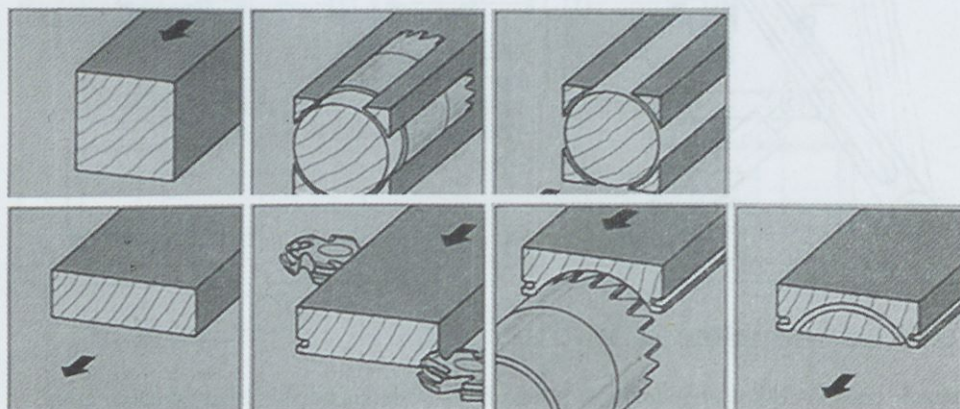
Za pomik žaginega sklopa se uporabi pnevmatski cilindar. Ker je treba zagotoviti kontrolirano hitrost pomika žaginega lista je pnevmatski cilindar pogosto uporabljen v kombinaciji s hidravlično zavoro ali pa je izvedena krmilna naprava opremljena z dušilnim ventilom na tisti strani pnevmatskega cilindra, ki se prazni. V obeh primerih je povratni hod hitrejši.

1.3.7. Krožna žaga za rezanje okroglih profilov

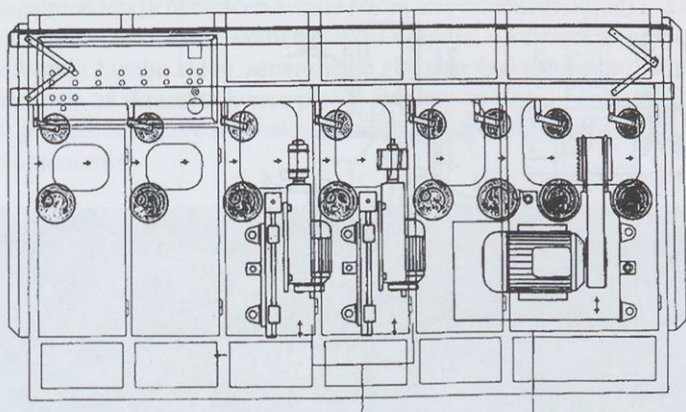


Slika 1.52: Krožna žaga za okrogle profile-delovni sklop

Na sliki 1.52 je predstavljen preprost a zanimiv sklop za žaganje okroglih profilov ali izdelkov. Na sliki 1.53 je prikazan način razreza s takim sklopom, na sliki 1.54 pa shema stroja, v katerega je tak sklop vgrajen kot eden od agregatov v nizu..



Slika 1.53: Krožna žaga za okrogle profile- način razreza



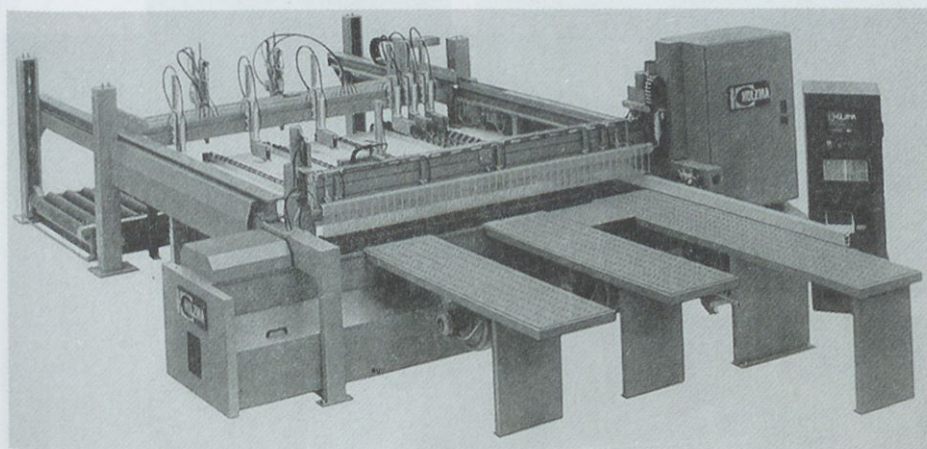
Slika 1.54: Krožna žaga za okrogle profile-shema stroja

1.3.8 Formatne krožne žage

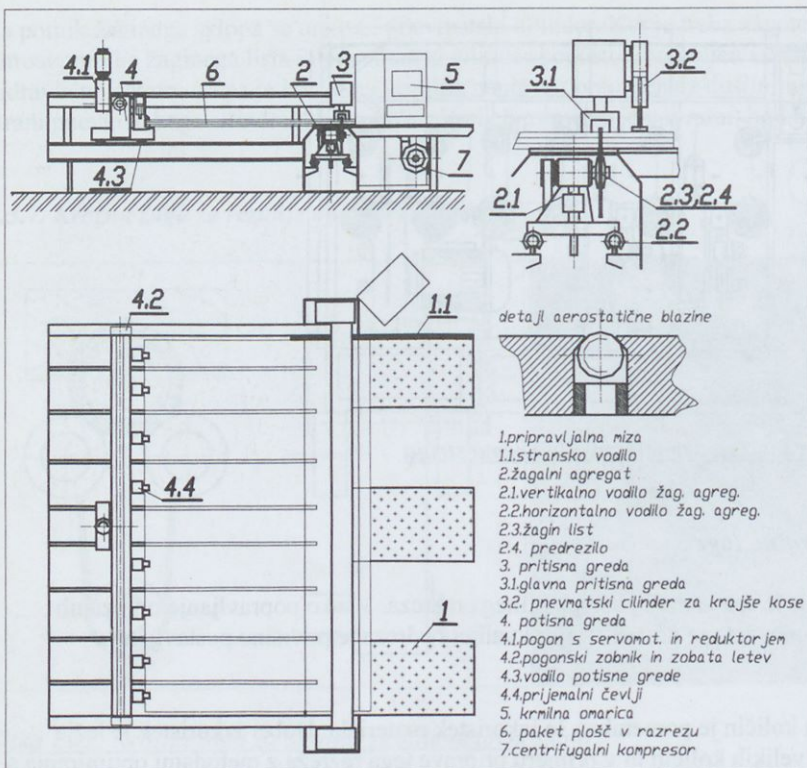
Razrez različnih plošč spada med postopke finega razreza. Vsako popravljanje odrezanih površin je nezaželeno, zato je pri teh strojih kvaliteta odrezane površine postavljena v ospredje.

Pri razrezu velikih količin je pomemben še izkoristek materiala. Dober izkoristek je lažje doseči pri razrezu velikih količin in v primeru priprave tega razreza z metodami optimiranja s pomočjo ustrezne računalniške in programske opreme.

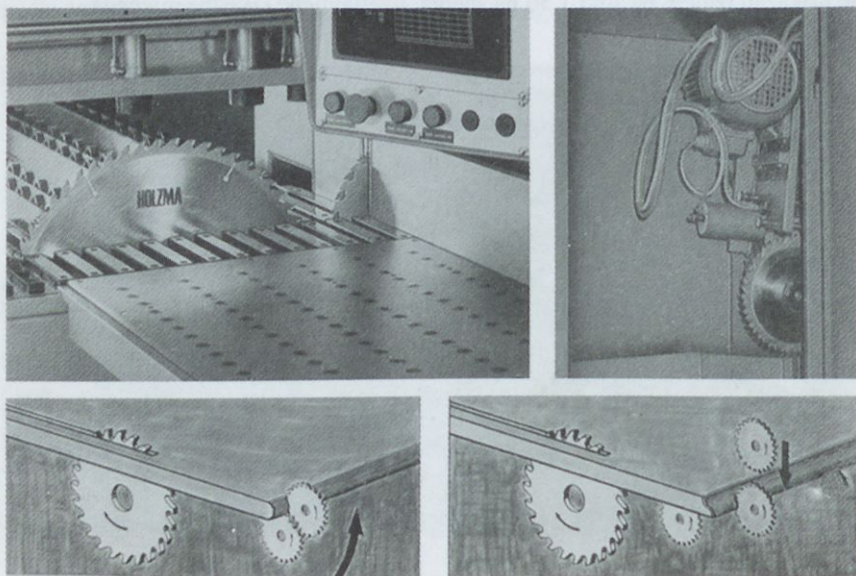
Na sliki 1.55 je prikazan izgled, na sliki 1.56 pa shema, uveljavljene izvedbe miznega formatnega stroja.



Slika 1.55: Izgled miznega formatnega žagalnega stroja

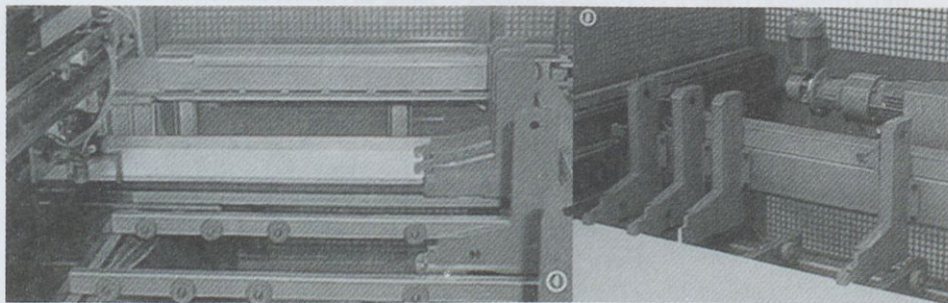


Slika 1.56: Shematski prikaz formatnega miznega žagalnega stroja



Slika 1.57: Glavni žagin list in predezanje

Žagalni sklop je nameščen v mizi stroja na pomičnem ogrodju. Za natančnost razreza je pomembna natančnost vodil in togost ogrodja, v katerem se giblje agregat. Slika 1.58 prikazuje žagalni sklop opremljen z glavnim žaginim listom in predrezilom. Za preprečitev cepljenja na skrajnem koncu plošče je lahko na stroju vgrajeno tudi vertikalno predrezilo ali pa je predrezilo izvedeno tako, da na koncu opravi predrezanje tudi z vertikalnim pomikom na zadnjem robu.

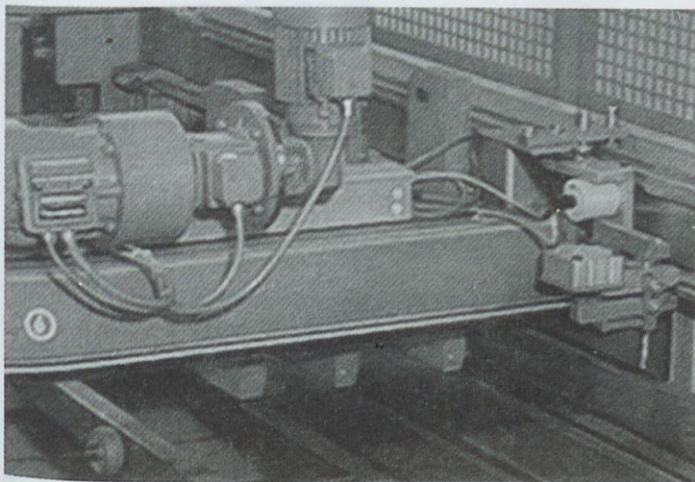


Slika 1.58: Prijemalne čeljusti

Za pripravi paketa plošč pred razrezom služi pripravljalna miza. Opremljena je s šobami za dovod komprimiranega zraka pod plošče.

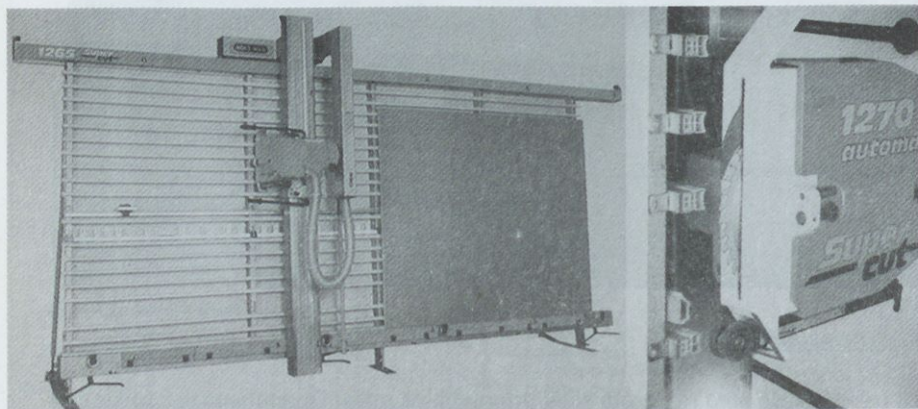
Med odrezavanjem je paket plošč pritisnjen s pritisko gredo. Za razrez manjših kosov lahko uporabimo dodatne pnevmatske cilindre pritrjene na pritisko gredo.

Na sliki 1.58 so prikazana prijemala paketa plošč. Ta prijemala so pritrjena na potisno gredo, slika 1.59. Potisna greda ima svoj lasten pogon s servomotorjem, da je mogoče natančno nastaviti pozicijo paketa plošč. Pogon potisne grede je izveden na obeh straneh z zobato letvijo in zobnikom in dodatnim zobnikom za prednapetje zobnika.



Slika 1.59: Potisna greda

Na sliki 1.60 je predstavljena še ena zanimiva izvedba formatnih krožnih žag. Namenjena je za razrez manjših količin. Prednost te izvedbe je tudi, da zavzame sorazmerno malo prostora. Omogoča tako vertikalni, kot tudi horizontalni razrez. Sklop z žaginim listom je torej mogoče obrniti za devetdeset stopinj. Posebnost te izvedbe sta tudi dva fiksna noža pred žaginim listom, ki služita kot predrezilo. Dober milimeter globoki zarezi zadoščata za preprečitev cepljenja.



Slika 1.60: Formatna krožna žaga

2 STROJI ZA OBDELAVO LESA Z REZKANJEM

2.1 Kinematika orodja in morfologija nastale površine.

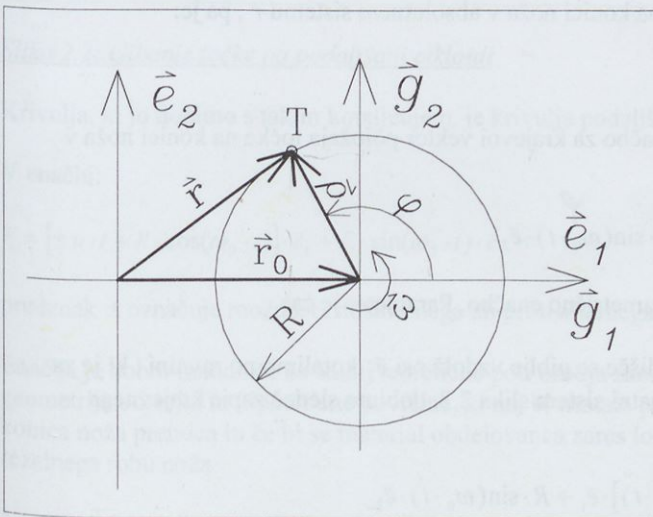
Različni načini rezkanja so osnova mnogim strojem za obdelavo lesa. Značilna za rezkanje je kombinacija krožnega gibanja orodja in pomika obdelovanca mimo rotirajočega orodja. Rez opravi rezalni rob noža. Relativno gibanje noža in obdelovanca lahko pogosto dobro ponazorimo z opazovanjem gibanja poljubne točke na konici noža.

Točka na konici noža opisuje glede na os delovnega vretena rotacijsko gibanje. Ker nas zanima pot točke na konici noža relativno glede na obdelovanec, pa lahko pomik obdelovanca mimo delovnega vretena popišemo kot pomik vretena vzdolž obdelovanca v smeri podajalne hitrosti.

Večino znanih postopkov odrezovanja lesa je mogoče obravnavati kot ravninsko gibanje.

Osnovne enačbe gibanja lahko zapišemo, če analiziramo relativno gibanje točke na konici noža v ravnini. Tak primer je znan postopek skobljanja ravnih površin in tudi novejši postopek čelnega rezkanja ravnih površin, znan pod imenom ROTOLES-postopek.

Slika 2.1 prikazuje shemo gibanja točke v ravnini.



Slika 2.1: Shema gibanja točke na konici noža v ravnini

Koordinatni sistem (\vec{e}_1, \vec{e}_2) predstavlja absolutni, (\vec{g}_1, \vec{g}_2) pa relativni koordinatni sistem.

Trenutni položaj relativnega koordinatnega sistema v absolutnem določa vektor \vec{r}_0 .

Orodje (skobeljna glava) se vrti v relativnem koordinatnem sistemu. Podajalno gibanje obdelovanca pa predstavlja gibanje relativnega sistema v absolutnem koordinatnem sistemu. Hitrost tega gibanja je enaka podajalni hitrosti.

Vektor \vec{r} opisuje položaj točke na konici noža v absolutnem koordinatnem sistemu.

Vektor $\vec{\rho}$ opisuje rotacijo točke na konici noža skobeljne glave v relativnem koordinatnem sistemu.

Vektor $\vec{\omega}$ pa opisuje rotacijo osi vretena okoli osi vretena v relativnem koordinatnem sistemu.

Kot φ je definiran s kotno hitrostjo vrtenja vretena ω_0 in časom:

$$\varphi = \omega_0 \cdot t$$

Vektor $\vec{\rho}$ opisuje rotacijo v ravnini (\vec{g}_1, \vec{g}_2):

$$\vec{\rho} = R \cdot \cos \varphi \cdot \vec{g}_1 + R \cdot \sin \varphi \cdot \vec{g}_2$$

Trenutni položaj relativnega koordinatnega sistema v absolutnem lahko zapišemo z vektorjem \vec{r}_0 :

$$\vec{r}_0 = u \cdot t \cdot \vec{e}_1$$

Vektor, ki opisuje položaj točke na konici noža v absolutnem sistemu \vec{r} , pa je:

$$\vec{r} = \vec{r}_0 + \vec{\rho}_0$$

Iz predhodnih enačb zapišemo enačbo za krajevni vektor položaja točke na konici noža v poljubnem času t .

$$\vec{r} = [u \cdot t + R \cdot \cos(\omega_0 \cdot t)] \cdot \vec{e}_1 + R \cdot \sin(\omega_0 \cdot t) \cdot \vec{e}_2$$

Enačba predstavlja vektorsko parametrično enačbo. Parameter je čas.

Če krog s polmerom a , čigar središče se giblje vzdolž osi \vec{e}_2 kotalimo po ravnini, ki je za razdaljo a dvignjena nad koordinatni sistem slika 2.2, dobimo sledeč zapis krajevnega vektorja tega gibanja:

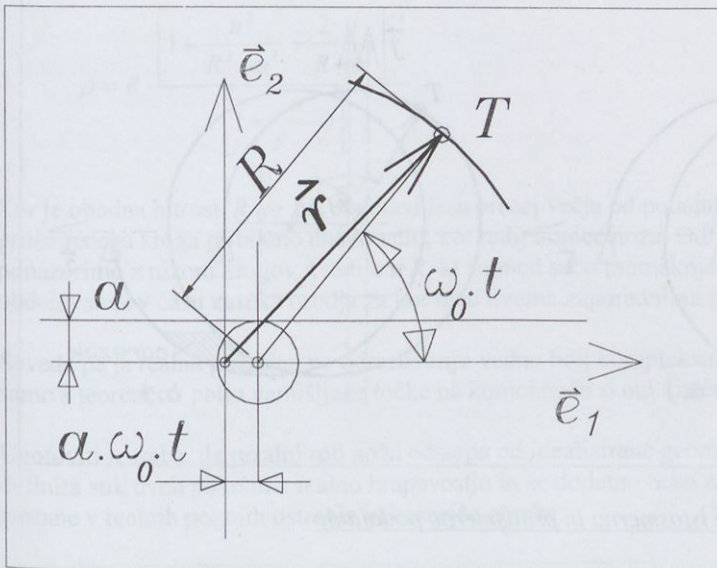
$$\vec{r} = [a \cdot \omega_0 \cdot t + R \cdot \cos(\omega_0 \cdot t)] \cdot \vec{e}_1 + R \cdot \sin(\omega_0 \cdot t) \cdot \vec{e}_2$$

Izraz $\omega_0 \cdot t$ predstavlja kot kotaljenja kotalnega kroga s polmerom a , izraz $a \cdot \omega_0 \cdot t$ pa celotno opravljeno pot med takim kotaljenjem. Zvezo med podajalno hitrostjo in parametri tega gibanja lahko zapišemo:

$$u = a \cdot \omega_0$$

Polmer zamišljenega kotalnega kroga je torej:

$$a = \frac{u}{\omega_0}$$



Slika 2.2: Gibanje točke po podaljšani cikloidi

Krivulja, ki jo dobimo s takim kotaljenjem, je krivulja podaljšane cikloide (trohoida).

V enačbi:

$$\vec{r} = [\pm u \cdot t + R \cdot \cos(\omega_0 \cdot t)] \cdot \vec{e}_1 + R \cdot \sin(\omega_0 \cdot t) \cdot \vec{e}_2$$

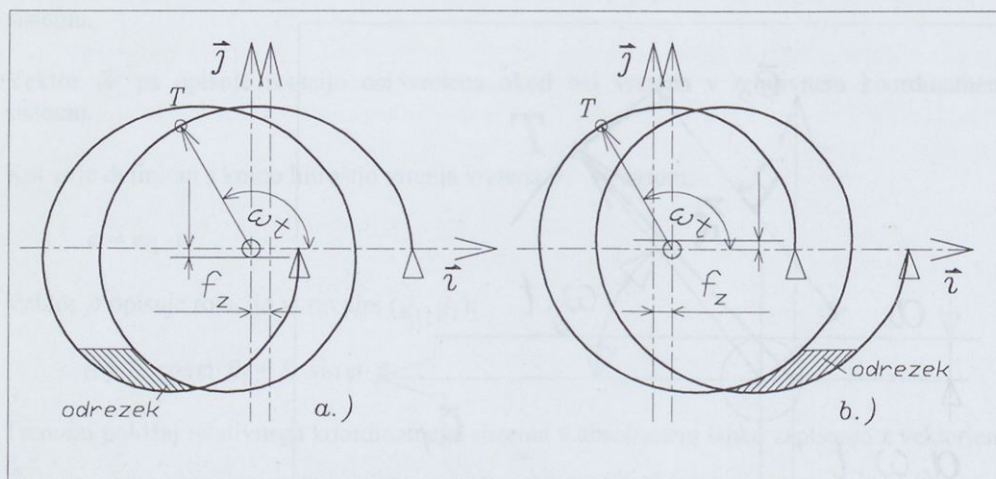
predznak \pm označuje možnost istosmernega ali protismernega podajanja.

Enačba je dobro izhodišče za študij teoretične poti orodja skozi obdelovanec, določitev geometrije odrezka in hipotetične površine, ki naj bi nastala po takem odrezavanju, če bi bila konica noža premica in če bi se material obdelovanca zares ločil na taki hipotetični poti rezalnega robu noža.

Na sliki 2.3 je prikazana oblika cikloide za istosmerno in protismerno podajanje. V realni tehniki se praviloma uporablja protismerno podajanje. Protismerni način je varnejši v primeru zdrsa podajalne naprave. Na obodu orodja je nameščeno praviloma več nožev, od najmanj 2, pri najpreprostejših strojih, do 20 in več, pri strojih z veliko podajalno hitrostjo. Odrezek nastane med dvema zaporednima cikloidama.

Analični zapis podaljšane cikloide omogoča natančno določitev tako geometrije odrezka kot tudi teoretično geometrijo novo nastale površine, ki je sestavljena iz kratkih odsekov cikloid. Je pa tak pristop za tehniško prakso pogosto preveč zapleten in ga je mogoče brez večje napake poenostaviti. Krivuljo podaljšane cikloide lahko v delu, ki nas zanima dovolj natančno, nadomestimo s pritisnjenim krogom ali še bolj enostavno kar s krogom, ki ima enak

premer kot je kinematični premer konice noža. Če je podajalna hitrost dovolj velika, je naravo te površine mogoče opaziti tudi s prostim očesom.



Slika 2.3: Oblika cikloide za istosmerno in protismerno podajanje

Radij pritisnjene kroga določa enačba:

$$\rho = \frac{(x'^2 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}{\begin{vmatrix} x' & y' \\ x'' & y'' \end{vmatrix}}$$

2
0

Za podaljšano cikloido je:

$$\begin{aligned} x &= u \cdot t + R \cdot \cos(\omega \cdot t) \\ y &= R \cdot \sin(\omega \cdot t) \\ x' &= u - R \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \\ y' &= R \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \\ x'' &= -R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad \text{in} \\ y'' &= -R \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \end{aligned}$$

Sledi enačba za radij pritisnjene kroga:

$$\rho = R \cdot \frac{\left[1 + \frac{u^2}{R^2 \cdot \omega^2} - \frac{2 \cdot u}{R \cdot \omega} \cdot \sin(\omega \cdot t) \right]^{\frac{3}{2}}}{\left[1 - \frac{u}{R \cdot \omega} \cdot \sin(\omega \cdot t) \right]}$$

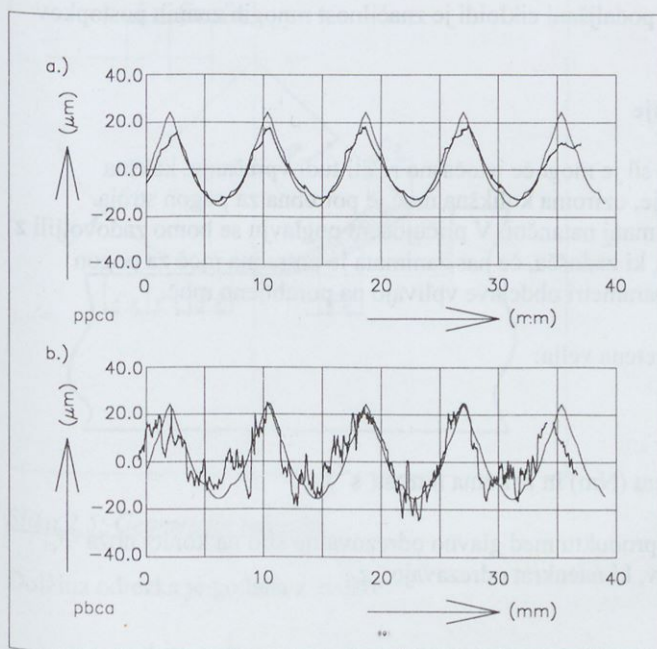
V točki $\varphi = \omega \cdot t = \frac{3 \cdot \pi}{2}$ se zgornja enačba še poenostavi:

$$\rho = R \cdot \frac{\left[1 + \frac{u^2}{R^2 \cdot \omega^2} + \frac{2 \cdot u}{R \cdot \omega} \right]^{3/2}}{\left[1 + \frac{u}{R \cdot \omega} \right]}$$

Ker je obodna hitrost $R \cdot \omega$ pri obdelavi lesa precej večja od podajalne hitrosti, je radij pritisnjene kroga približno enako velik kot radij konice noža. Odrezovanje lahko ponazorimo z nizom krogov z radijem R , ki so med sabo premaknjeni za korak, ki je enak poti obdelovanca v času zasuka orodja za kot med dvema zaporednima nožema.

Seveda pa je realna površina po odrezovanju vedno bolj kompleksna, kot je mogoče opisati samo s teoretično potjo namišljene točke na konici noža skozi material.

Ugotoviti je treba, da rezalni rob noža odstopa od idealizirane geometrije. Rezalni rob noža definira stik dveh površin z realno hrapavostjo in še dodatno neka zaokrožitev te površine, ki nastane v realnih pogojih ostrenja in kasnejše obrabe.



Slika 2.4: Profil površine nastale po odrezovanju a. Koterma in b. bukovega lesa

Na sliki 2.4 a je prikazan profil realne površine, ki nastane po odrezovanju Koterma na skobeljnem stroju. Koterma je bil izbran zaradi lastnosti, ki naj bi zagotavljale rez čim bližje poti rezalnega roba orodja, torej čim manjši naključni vpliv (*šum*). Vrisana je tudi teoretična pot idealizirane točke na konici noža za pogoje, pri katerih je bil obdelovanec obdelan.

Podobnost obeh profilov v predstavljenem primeru je več kot očitna tudi na oko. Zlahka to podobnost potrdimo s statističnimi metodami za analizo lastnosti naključnih funkcij.

Na sliki 2.4 b je prikazan profil realne površine, nastale po odrezovanju bukovine, ki je nastal pri enakih pogojih kot profil na sliki 2.4 a. Razvidno je, da v primeru odrezavanja lesa profil površine dosti bolj odstopa od teoretične poti točke na konici noža kot v primeru odrezavanja Koterma. Razlog je v tem, da sta smer in velikost porušitve ob konici noža v primeru lesa dosti bolj naključni.

Šum na tem profilu je posledica več različnih faktorjev. Ti so lahko:

- struktura lesa, (*njegova nehomogenost*),
- stanje orodja (*njegova večja ali manjša obrabljenost*) in
- drugi.

Na morfologijo površine nastale po odrezovanju lesa vpliva torej več faktorjev, ki se pri različnih pogojih med sabo tudi prekrivajo. Če lahko na nastalem profilu ugotovimo periodičnost, ki se ujema s teoretičnim gibanjem orodja skozi les, lahko govorimo o vplivu kinematike orodja na površine. Poleg tega vpliva so mogoči še drugi periodični vplivi, na primer razni periodični dinamični pojavi (*lastna ali vsiljena nihanja*).

Relativno gibanje konice noža po podaljšani cikloidi je značilnost mnogih znanih postopkov odrezovanja.

2.2 Moč, potrebna za odrezovanje

S študijem velikosti odrezovalnih sil je mogoče istočasno rešiti tudi vprašanje, kakšna energija je potrebna za odrezavanje, oziroma kolikšna moč je potrebna za pogon stroja. Pristopi so lahko različni, bolj ali manj natančni. V pričujočem poglavju se bomo zadovoljili z dokaj poenostavljenim pristopom, ki zadošča, če nas zanimata le potrebna moč za pogon stroja in ocena, kako posamezni parametri obdelave vplivajo na porabljeno moč.

Za enakomerno krožno gibanje vretena velja:

$$P = M \cdot \omega$$

pri čemer je P moč (W), M moment (Nm) in ω kotna hitrost (s^{-1}).

Moment na gredi vretena je enak produktu med glavno odrezovalno silo na konici noža F_c , radijem orodja r in številom nožev, ki naenkrat odrezavajo: z_e .

$$M = F_c \cdot r \cdot z_e$$

$$P = F_c \cdot r \cdot z_e \cdot \omega$$

Če glavno odrezovalno silo zapišemo kot:

$$F_c = k_{c,n} \cdot b \cdot h_m^n$$

ali če je eksponent $n=0.5$:

$$F_c = k_{c,0.5} \cdot b \cdot \sqrt{h_m}$$

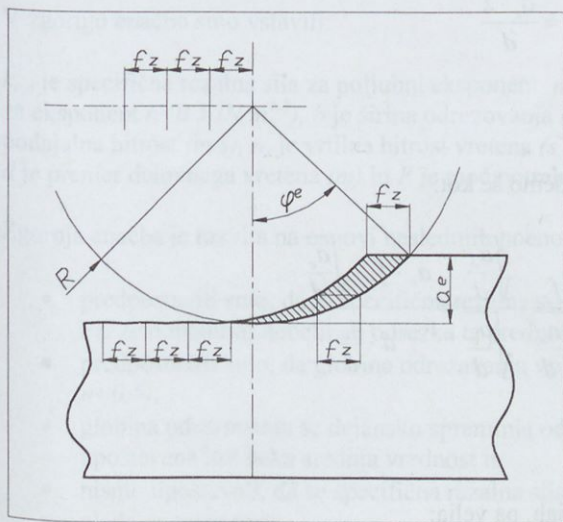
kjer je $k_{c,n}$, $k_{c,0.5}$ specifična rezalna sila, b širina odrezavanja in h_m debelina odrezka. V primeru rezkanja je h_m srednja debelina odrezka.

Cilj nadaljnje izpeljave je zapisati potrebno moč s parametri, ki direktno definirajo pogoje odrezavanja.

Na sliki 2.5. je prikazana shema za določitev geometrije odrezka. Iz narisane sheme je razvidno, da je pomik obdelovanca med dvema zaporednima odrezavanjima:

$$f_z = \frac{v_f}{n_s \cdot z} = v_f \cdot n_s^{-1} \cdot z^{-1}$$

v_f je podajalna hitrost obdelovanca (m/s), n_s je vrtilna hitrost delovnega vretena (s^{-1}) in z je število nožev na delovnem vretenu.



Slika 2.5: Geometrija odrezka

Dolžina odrezka je podana z zvezo:

$$l_b = \frac{d \cdot \pi \cdot \varphi_e \left[\frac{\circ}{\circ} \right]}{360 \left[\frac{\circ}{\circ} \right]} = \hat{\varphi}_e \cdot r$$

Srednjo debelino odrezka lahko izračunamo tudi iz enakosti površin:

$$l_h \cdot h_m = a_c \cdot f_z$$

$$h_m = \frac{a_c \cdot f_z}{l_h} = \frac{a_c \cdot f_z}{\widehat{\varphi}_e \cdot r}$$

Iz slike 2.5. je razvidno, da je:

$$\cos \varphi_e = \frac{r - a_e}{r}$$

Kotno funkcijo kosinus lahko zapišemo tudi kot vrsto:

$$\cos \widehat{\varphi}_e = 1 - \frac{\widehat{\varphi}_e^2}{2!} + \frac{\widehat{\varphi}_e^4}{4!} - \dots$$

Če upoštevamo samo prva dva člena, sledi zveza:

$$1 - \frac{\widehat{\varphi}_e^2}{2!} \approx \frac{r - a_e}{r}$$

$$\frac{\widehat{\varphi}_e^2}{2} = 1 - \frac{r - a_e}{r} = \frac{r - r + a_e}{r} = \frac{a_e}{r} = \frac{a_c \cdot 2}{d}$$

$$\widehat{\varphi}_e = 2 \cdot \sqrt{\frac{a_c}{d}}$$

Srednjo debelino odrezka lahko torej zapišemo še kot:

$$h_m = \frac{a_c \cdot f_z}{\widehat{\varphi}_e \cdot r} = \frac{a_c \cdot f_z}{(2 \cdot \sqrt{\frac{a_c}{d}}) \cdot r} = \frac{a_c \cdot f_z}{d \cdot \sqrt{\frac{a_c}{d}}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{a_c}{d}}}{\sqrt{\frac{a_c}{d}}} = \frac{a_c \cdot f_z \cdot \sqrt{\frac{a_c}{d}}}{d \cdot \frac{a_c}{d}}$$

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_c}{d}} = f_z \cdot a_c^{0.5} \cdot d^{-0.5}$$

Če kot odrezavanja φ_e zapišemo v stopinjah, pa velja:

$$\varphi_e [^\circ] = 2 \cdot \sqrt{\frac{a_c}{d}} \cdot \frac{360}{2 \cdot \pi} = \frac{360}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{a_c}{d}}$$

Tako lahko zapišemo število nožev z_e , ki naenkrat odrezujejo kot:

$$z_e = \frac{z \cdot \varphi_e}{360} = \frac{z}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{a_c}{d}} = \frac{z}{\pi} \cdot a_c^{0.5} \cdot d^{-0.5}$$

pri čemer je z število vseh nožev na delovnem vretenu.

Če še kotno hitrost izračunamo iz podatka za vrtilno hitrost n_s (s^{-1}):

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_s$$

lahko zapišemo enačbo za moč potrebno za odrezavanje kot:

$$P = k_{c,n} \cdot b \cdot h_m^n \cdot \frac{d}{2} \cdot z_e \cdot \omega$$

$$P = k_{c,n} \cdot b \cdot (f_z \cdot a_e^{0.5} \cdot d^{-0.5})^n \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{z}{\pi} \cdot a_e^{0.5} \cdot d^{-0.5} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_s$$

Po ureditvi sledi enačba za poljubni eksponent n :

$$P = k_{c,n} \cdot b \cdot a_e^{0.5(n+1)} \cdot v_f^n \cdot n_s^{1-n} \cdot z^{1-n} \cdot d^{0.5(1-n)}$$

Če predpostavimo, da je eksponent $n=0.5$, potem sledi enačba:

$$P = k_{c,0.5} \cdot b \cdot a_e^{0.75} \cdot v_f^{0.5} \cdot n_s^{0.5} \cdot z^{0.5} \cdot d^{0.25}$$

V zgornjo enačbo smo vstavili:

$k_{c,n}$ je specifična rezalna sila za poljubni eksponent n (N/m^{1+n}), $k_{c,0.5}$ je specifična rezalna sila za eksponent $n=0.5$ ($N/m^{1.5}$), b je širina odrezovanja (m), a_e je globina odrezavanja (m), v_f je podajalna hitrost (m/s), n_s je vrtilna hitrost vretena (s^{-1}), z je število nožev na obodu vretena, d je premer delovnega vretena (m) in P je moč potrebna za odrezovanje (W).

Zgornja enačba je razvita na osnovi naslednjih poenostavitvev:

- predpostavili smo, da je specifična rezalna sila $k_{c,0.5}$ oziroma $k_{c,n}$ konstantna vrednost. Pri zelo majhnih debelinah odrezka ta predpostavka ne drži,
- predpostavili smo, da globina odrezavanja vpliva na odrezovalno silo s potenco n (ali $n=0.5$),
- globina odrezavanja se dejansko spreminja od 0 do h_{max} , v računu pa je ta vrednost upoštevana kot neka srednja vrednost in
- nismo upoštevali, da se specifična rezalna sila spreminja s kotom poti konice noža glede na smer rasti.

Kljub tem poenostavitvam je metoda zaradi svoje enostavnosti primerna, če želimo oceniti moč potrebno za pogon stroja, ali ko želimo na hitro oceniti, kako se spreminja moč, potrebna za obdelavo, če se spremenijo posamezni parametri, ki definirajo obdelavo.

Opravljen je bil serija meritev na skobeljnem stroju v dokaj širokem območju podajalnih hitrosti in pri različnih globinah odrezavanja. Meritve so bile opravljene na treh vrstah lesa. Rezultati so prikazani v tabeli 2.1 za eksponent $n=0.34$, kar se je iz rezultatov meritev pokazalo kot najustreznejša vrednost. Enačba za moč je:

$$P = k_{c,n} \cdot b \cdot a_e^{0.67} \cdot v_f^{0.34} \cdot n_s^{0.66} \cdot z^{0.66} \cdot d^{0.33}$$

Tabela 2.1: Specifična rezalna sila $k_{c,0.34}$ za skobljanje

	Specifična rezalna sila (N/mm ^{1.34})			
	povprečje	Std.dev.	10% verj.	90% verj.
smreka	7.97	0.627	7.17	8.78
bukev	11.78	0.919	10.60	12.96
topol	6.04	0.736	5.09	6.98

Podatke v tabeli smo dobili z 288 meritvami za vsako vrsto lesa, pri povprečni vlagi smrekovega in bukovega lesa okoli 21% in vlagi topolovega lesa med 8 do 9%.

Potrebno je pripomniti, da je uporabnost te enačbe vprašljiva pri rezkanju pri malih podajalnih hitrostih in pri malih globinah odrezavanja. Specifična rezalna sila je v tem primeru znatno večja in tudi eksponent iz zgornjih enačb ni več ustrezen.

2.2.1 Moč, potrebna za odrezovanje s krožno žago

Moč potrebno za razžagovanje s krožno žago lahko zapišemo kot razliko moči, potrebne za rezkanje v globino ($a_e + u$) in močjo, ki je potrebna za odrezovanje v globini u . Pri tem je a_e debelina deske in u razdalja od vrha deske do vrha lista krožne žage, slika 1.3.

Torej je potrebna moč za razžagovanje na krožni žagi, če je eksponent $n=0.5$:

$$P = k_{c,0.5} \cdot b \cdot (a_e + u)^{0.75} \cdot v_f^{0.5} \cdot n_s^{0.5} \cdot z^{0.5} \cdot d^{0.25} - (k_{c,0.5} \cdot b \cdot u^{0.75} \cdot v_f^{0.5} \cdot n_s^{0.5} \cdot z^{0.5} \cdot d^{0.25})$$

$$P = (k_{c,0.5} \cdot b \cdot v_f^{0.5} \cdot n_s^{0.5} \cdot z^{0.5} \cdot d^{0.25}) \cdot [(a_e + u)^{0.75} - u^{0.75}]$$

Ker je smer rezanja glede na smer rasti lesa pri žaganju drugačna kot pri obodnem rezkanju, lahko pričakujemo tudi določene razlike v vrednosti za specifično rezalno silo.

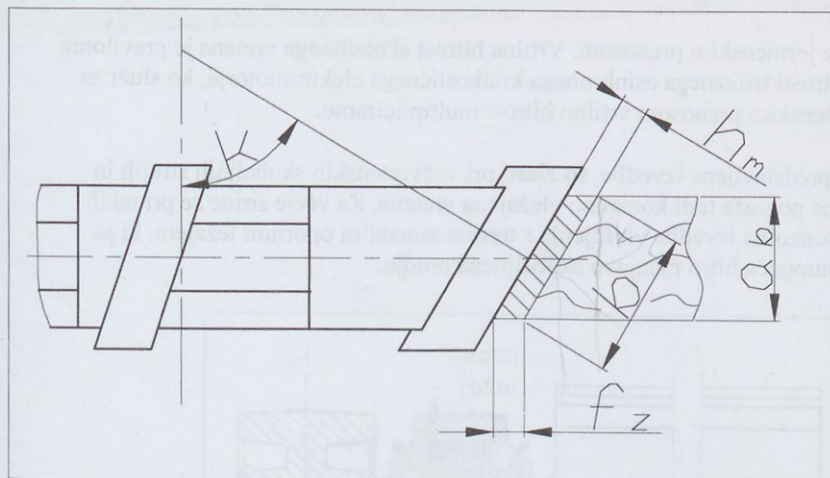
2.2.2 Potrebna moč za odrezavanje pri poševnem rezkanju

V splošnem lahko vsak rezkar poljubne oblike razstavimo na posamezne segmente in določimo potrebno moč za vsak segment posebej in nato še skupaj.

Le v primeru, če je odrezovalni rob postavljen pod kotom κ , moramo upoštevati še dodatno korekcijo enačbe za moč. Razmere so razvidne na sliki 2.6.

Če kot κ ni 90° , moramo debelino odrezka korigirati:

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_e}{d}} \cdot \sin(\kappa)$$



Slika 2.6: Odrezovanje s poševnim odrezovalnim robom

S to korekcijo zapišemo splošno formulo za moč, potrebno za odrezavanje kot:

$$P = k_{c,0.5} \cdot b \cdot a_c^{0.75} \cdot v_f^{0.5} \cdot n^{0.5} \cdot z^{0.5} \cdot d^{0.25} \cdot \sqrt{\sin(\kappa)}$$

Če izrazimo še širino odrezka b z debelino obdelovanca a_b

$$b = \frac{a_b}{\sin(\kappa)}$$

sledi:

$$P = k_{c,0.5} \cdot a_b \cdot a_c^{0.75} \cdot v_f^{0.5} \cdot n^{0.5} \cdot z^{0.5} \cdot d^{0.25} \cdot \frac{1}{\sqrt{\sin(\kappa)}}$$

Opomba: Če je $\kappa=90^\circ$ je $\sin \kappa=1$ in $\sqrt{1}=1$ in $a_b=b$.

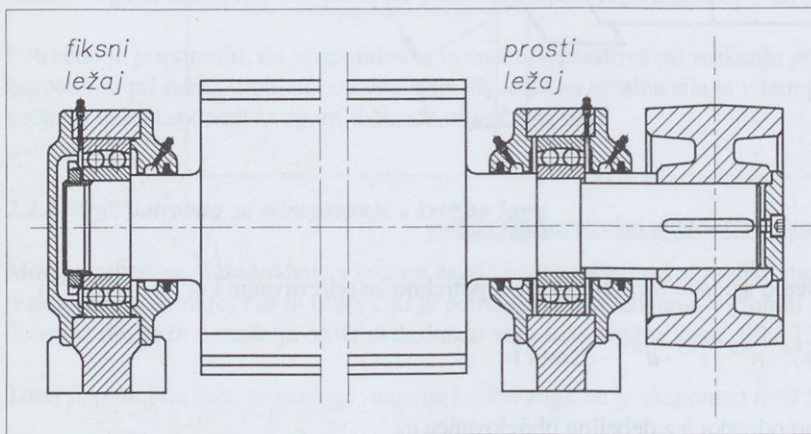
2.3 Skobeljni stroji

Za rezkalne stroje z valjastim rezkalnim vretenom, ki ima na obodu valjastega rotirajočega orodja nameščenih vsaj dva ali več nožev in ki služijo za obdelavo ravnih površin, se je uveljavil v lesarski stroki strokovni termin "skobeljni stroji". Primer vretena preprostega skobeljnega stroja je prikazan na sliki 2.7. Tako vreteno, izdelano iz celega kosa, je sorazmerno redko, vendar je tudi možno. Običajno je vreteno z orodjem nasajeno na gred na različne načine. Pri strojih, ki obratujejo polno obremenjeni, je namreč zelo pomembno, da lahko vreteno hitro zamenjamo z drugim z ostrimi noži, ko ostrina nožev zaradi obrabe pade pod določen nivo.

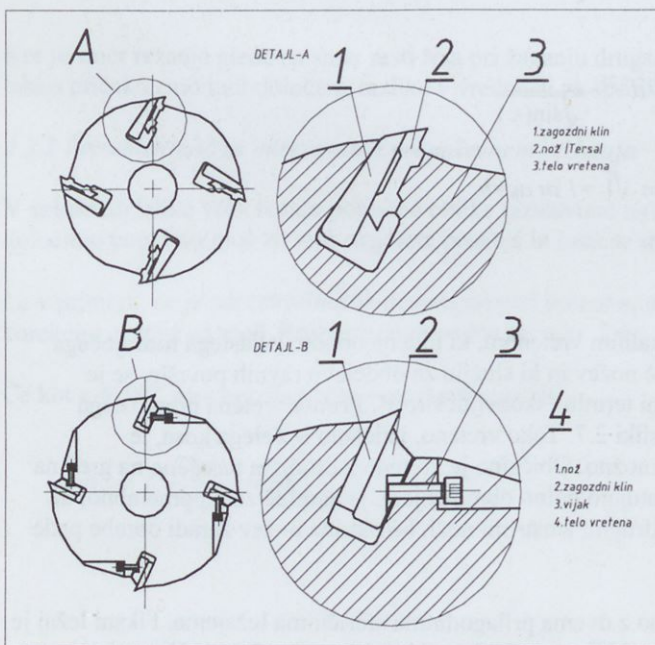
Vreteno je v tem primeru vležajeno z dvema prilagodnima sferičnima ležajema. Fiksni ležaj je nameščen na gred s toleranco $J5$, v ohišje pa z $J6$. Prosti ležaj je na gred nameščen z isto toleranco kot fiksni, v ohišje pa z nekoliko ohlapnejšo $H6$.

Pogon je izveden z jermenskim prenosom. Vrtilna hitrost skobeljnega vretena je praviloma večja od vrtilne hitrosti trifaznega asinhronnega kratkostičnega elektromotorja, ko služi za pogon, zato z jermenskim prenosom vrtilno hitrost multipliciramo.

Poleg na sliki 2.7 predstavljene izvedbe, so zlasti pri večvretenskih skobeljnih strojih in vretenih male širine pogosta tudi konzolno vležajena vretena. Za večje širine se pri takih strojih uporablja konzolna izvedba vležajenja s tretjim zunanjim opornim ležajem, ki je izveden tako, da omogoča hitro menjavo skobeljnega orodja.



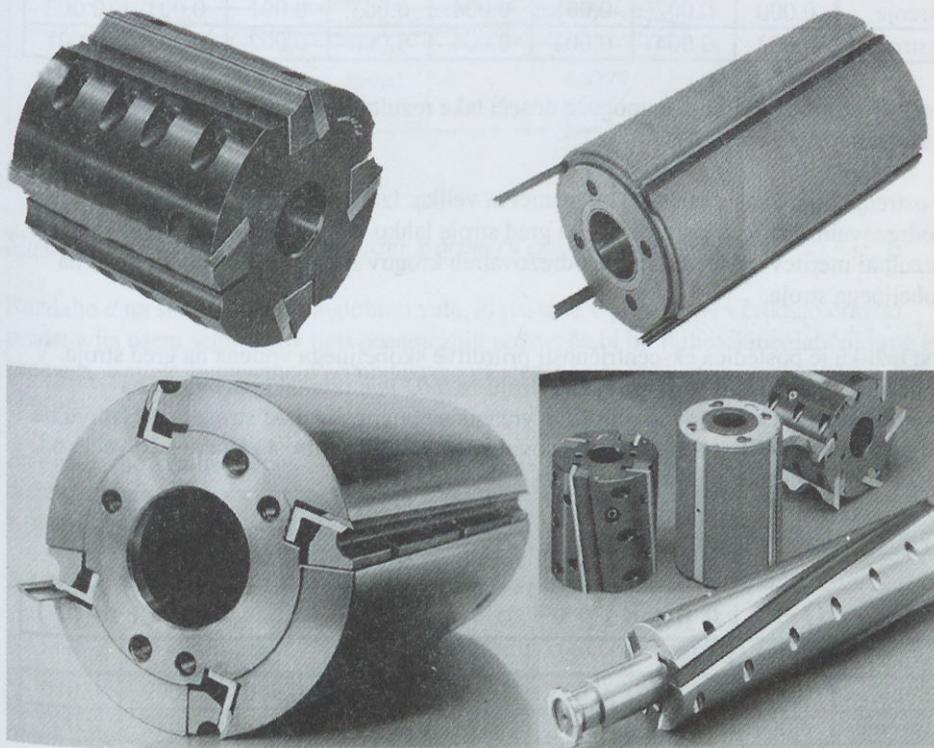
Slika 2.7: Preprosto skobeljno vreteno



Slika 2.8: Pritrditev nožev na skobeljno vreteno.

Na sliki 2.8 sta prikazana dva od mnogih načinov pritrditve nožev na skobeljno vreteno. Pritrditev je po pravilu izvedena tako, da klinasta zagozda preprečuje izpad noža. Večja je vrtilna hitrost, večja je centrifugalna sila in tako tudi večja sila trenja med nožem, klinom in naležno površino na vretenu. Na sliki 2.8 prikazani zgornji način je primeren zlasti za manjše mizarske skobeljne stroje. Ko se ostrina noža obrabi, ga je mogoče enkrat obrniti, nato pa zamenjati z novim že predhodno naostrenim nožem standardne dimenzije.

Na sliki 2.9. so prikazane nekatere izvedbe skobeljnih vreten.



Slika 2.9: Nekateri izvedbe skobeljnih vreten

2.3.1 Podajalna hitrost in konstrukcijska izvedba skobeljnega vretena

Iz teorije odrezovanja z rotirajočim valjastim vretenom je mogoče hitro zaključiti, da je največja podajalna hitrost odvisna od števila nameščenih nožev na vretenu. Večje je število nožev, večja je lahko podajalna hitrost. Mogoče je namestiti tudi več deset nožev na obod valjastega vretena, torej je tako teoretično mogoče doseči zelo velike podajalne hitrosti.

V realni tehniki je nemogoče doseči, da so noži na skobeljnem vretenu namešчени, oziroma naostreni tako, da imajo vsi enak premer odrezovalnega kroga glede na rotacijsko os. Vzroka za odstopanje sta vsaj dva.

Tudi na zelo natančnem stroju za ostrenje ni mogoče ostriti nožev na skobeljnem vretenu tako, da bi imeli vsi povsem enak premer. V tabeli 2.2 so rezultati meritev razlik radijev odrezovalnih krogov, merjeni neposredno na stroju za ostrenje, za vreteno z osmimi noži. Odstopki v tabeli so bili merjeni od vrednosti za najmanjši radij.

Tabela 2.2: Odstopek polmera po ostrenju

Odstopek polmera po ostrenju (mm)								
Nož številka	1	2	3	4	5	6	7	8
Prvo ostrenje	0.000	0.002	0.001	0.004	0.003	0.001	0.003	0.002
Drugo ostrenje	0.002	0.004	0.003	0.004	0.000	0.002	0.002	0.001

Na natančnih strojih za ostrenje je mogoče doseči take rezultate tudi za dosti večje število nožev na posameznem vretenu.

Napaka ostrenja prikazana v tabeli 2.2 v resnici ni velika. Izkaže pa se, da je odstopanje radijev odrezovalnih krogov po montaži na gred stroja lahko tudi za faktor 10 večje. V tabeli 2.3 so rezultati meritev odstopanj radija odrezovalnih krogov istega vretena po montaži na gred skobeljnega stroja.

Razvidna razlika je posledica ekscentričnosti pritrditve skobeljnega vretena na gred stroja. V predstavljenem primeru je bila os orodja na stroju za 0.02 mm premaknjena glede na rotacijsko os. Napaka ekscentrične pritrditve vretena na pogonsko gred stroja je po vplivu na kvaliteto dobljene površine, posledično na dovoljeno podajalno hitrost za faktor 10 večja od napake zaradi netočnega ostrenja na stroju za ostrenje.

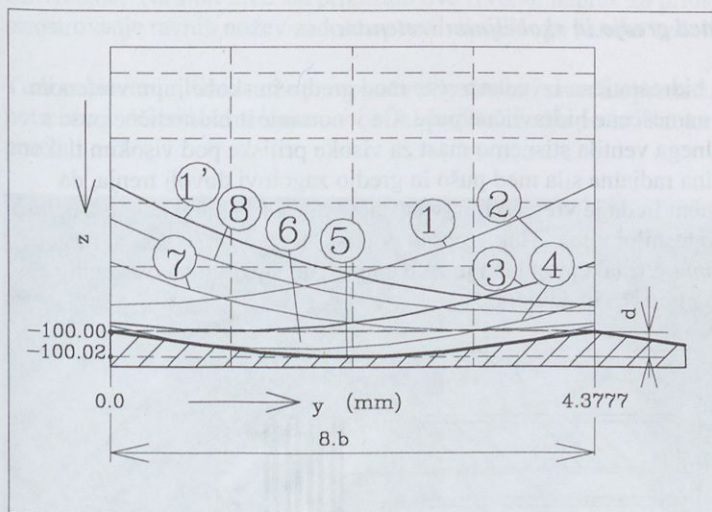
Tabela 2.3: Odstopek polmera po montaži

Odstopek polmera po montaži (mm)								
Nož številka	1	2	3	4	5	6	7	8
Prvo ostrenje	0.031	0.041	0.033	0.021	0.010	0.000	0.009	0.016
Drugo ostrenje	0.000	0.010	0.017	0.030	0.040	0.031	0.022	0.009

Pri skobljanju z ekscentričnim vretenom se iz tega razloga prednost velikega števila nožev lahko v celoti izgubi. Izkaže se, da novo nastalo površino oblikuje samo omejeno število nožev, v skrajnem primeru samo en nož. Na obdelani površini nastaja torej val dolžine, ki ustreza enemu vrtljaju skobeljnega vretena. Površina je v takem primeru skoraj taka, kot bi na vretenu bil nameščen en sam nož.

Na sliki 2.10 so prikazane poti nožev pri enem polnem obratu skobeljnega vretena v primeru ekscentričnega vretena. Izračunane so poti nožev za razmere, pri katerih so bili prikazani izmerjeni profili obdelane površine Koterma in lesa na sliki 2.4.

Ugotovimo, da novo nastalo površino izdelava le nekaj nožev od osmih. Teoretična površina, ki pri tem nastane, odstopa od črtkane površine, ki bi nastala, če gred ne bi bila ekscentrična.



Slika 2.10: Gibanje posameznih nožev v primeru ekscentričnega vretena

Razdalja d na sliki predstavlja globino vala, ki nastane v primerjavi s črtkano črto, ki predstavlja osem segmentov poti posameznih nožev, če bi bil njihov kinematični krog istega premera. Valovi, ki nastanejo po obdelavi z ekscentričnim vretenom, so vidni s prostim očesom.

Za doseganje kvalitetne površine pri večjih podajalnih hitrostih, pri uporabi večjega števila nožev na vretenu skobeljnega stroja, je torej potrebno zagotoviti centričnost vretena. Konstrukcijske rešitve so različne.

2.3.2 Zveza med gredjo in skobeljnim vretenom z moznikom

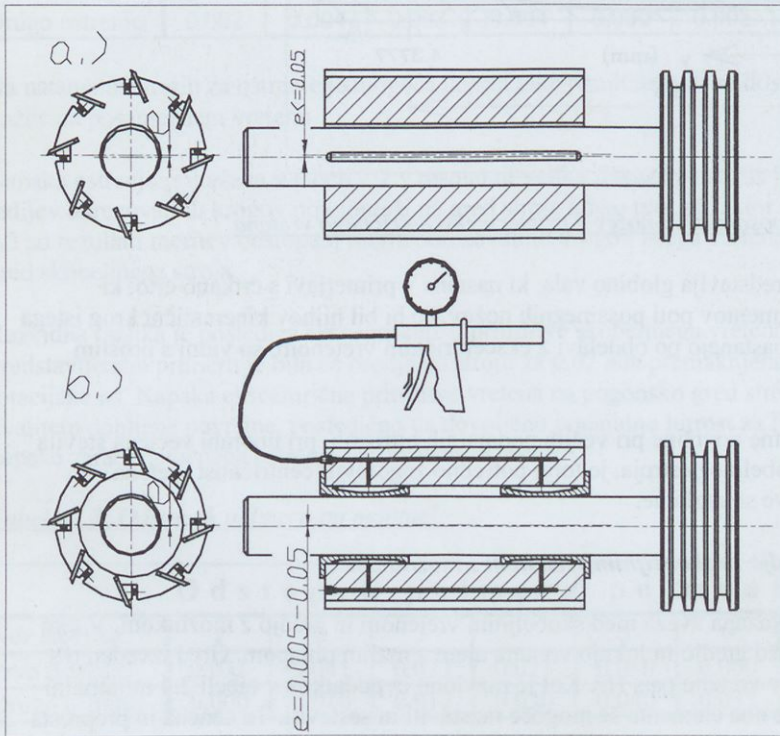
Na sliki 2.11 a je prikazana zveza med skobeljnim vretenom in gredjo z moznikom. V tem primeru izvedemo med gredjo in luknjo vretenu ujem z malim ohlapom. Gred izvedemo s toleranco $g6$, luknjo v vretenu pa s $H7$. Kot je razvidno iz podatkov v tabeli 2.4 minimalni ohlap omogoča, da je oba elementa še mogoče razstaviti in sestaviti. Ta cenena in preprosta rešitev je primerna za stroje z vretenom, ki imajo na obodu nameščeno le manjše število nožev in torej za male podajalne hitrosti.

Tabela 2.4: Tolerance gredi in luknje vretena za preproste skobeljne stroje

$d(\text{mm})$	30	40	50
$g6$	-7 (μm)	-9	-9
	-20	-25	-25
$H7$	+21	+25	+25
	0	0	0

2.3.3 Hidrostatična zveza med gredjo in skobeljnim vretenom

Na sliki 2.11 b je prikazana hidrostatična izvedba zveze med gredjo in skobeljnim vretenom. Med gredjo in vretenom so nameščene hidravlične puše. Če v notranjost hidravlične puše s tlačno mazalko preko mazalnega ventila stisnemo mast za visoke pritiske pod visokim tlakom (cca 200–250 bar), normalna radialna sila med pušo in gredjo zagotovi dovolj trenja, da zveza prenaša torzijski moment in da je vreteno tudi v aksialni smeri fiksirano na gred. Zvezo sprostimo tako, da odvijemo tesnilni vijak. Tlak v pušah popusti, med pušo in gredjo nastane ohlap v velikosti okoli 0.1 mm. Pri takem ohlapu je zelo enostavno sneti vreteno z gredi. Rešitev omogoča enostavno montažo in demontažo.



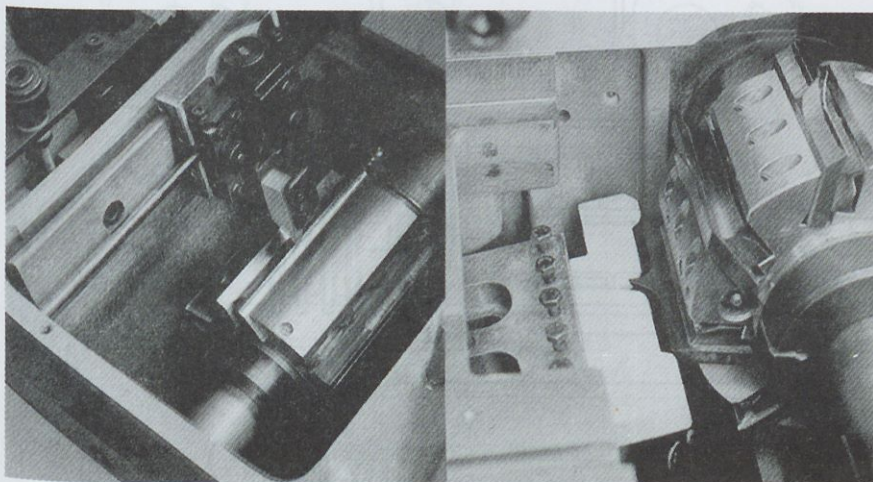
Slika 2.11: Pritrditev skobeljnega vretena na gred.

Dosežena centričnost take pritrditve je v veliki meri odvisna od natančnosti izdelave hidravličnih puš, pa tudi od razlike v toleranci in okroglosti gredi. Opisan način pritrditve sam po sebi še ne zagotavlja vedno dovolj natančne rešitve. Pogosto je v primeru take pritrditve vretena na gred potrebno še dodatno popraviti polmer odrezovalnega kroga na isti premer še z dodatnim priostrovanjem. Pri tej metodi odbrusimo del konice noža, čigar dimenzija odstopa navzgor. Pri priostrovanju nastane na konici noža odsek, ki ima prosti kot $\alpha = 0^\circ$. Po izkušnjah naj dolžina takega odseka ne presega 0.5 mm.

Naprava za priostrovanje na enak premer je nameščena neposredno na stroj. Omogoča vzdolžni pomik brusilnega kamna in seveda radialni pomik za nastavitev radialne razdalje od

osi vretena. Na sliki 2.12 sta prikazani dve izvedbi naprav za priostrovanje na isti premer. Za priostrovanje ravnih nožev zadošča pomik brusilnega kamna vzdolž osi.

Tudi nekatere profilne nože je mogoče priostrovanje na enak premer, seveda je v tem primeru potrebno izdelati brusni kamen v obliki profila orodja po isti šabloni, po kateri je bil izdelan profilni nož.



Slika 2.12. Priostrovanje na isti premer

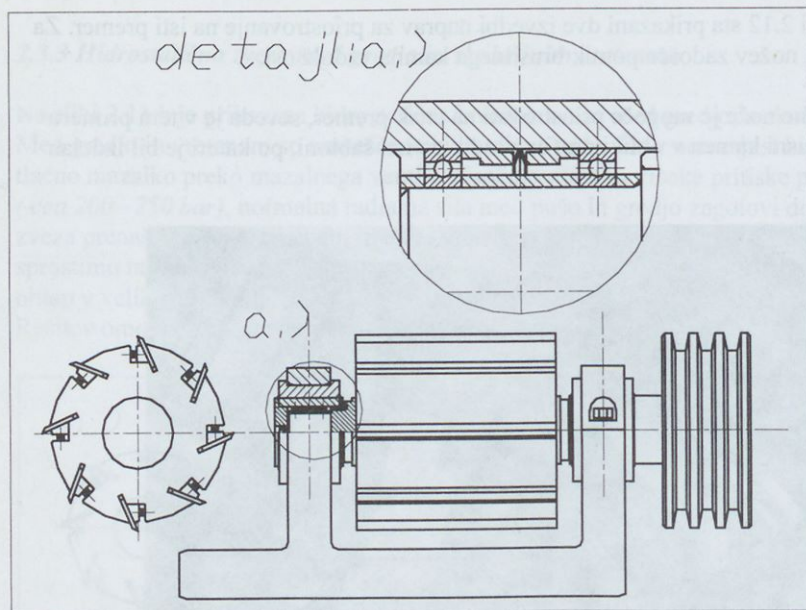
Opisana tehnika omogoča izdelavo skobeljnih vreten z večjim številom nožev na obodu. Tako je mogoče povečevati podajalno hitrost do 10 m/min na en nož na vretenu.

2.3.4 Izvedba skobeljnega vretena s prednapetimi ležaji

Slika 2.13 prikazuje skobeljno vreteno s prednapetimi ležaji. Tako vreteno je bilo izvedeno za ekstremne podajalne hitrosti in sorazmerno visoke zahteve po kvaliteti površine (*LESTRO-LEDINEK*).

Skobeljno vreteno je izvedeno tako, da se celotno vreteno skupaj z ležaji sneme s stroja in se nato ostri na stroju za ostrenje. V obeh ohišjih ležajev sta nameščena po dva prednapeta ležaja. Prenapetost ležajev eliminira zračnost med notranjim in zunanjim obročem ter kotalnimi kroglicami. Tako dosežemo, da se skobeljno vreteno vrti okoli iste rotacijske osi brez dodatne ekscentričnosti. Odstopanje radija odrezovalnega kroga je v tem primeru samo še posledica nenatančnosti ostrenja. Dosežena natančnost na stroju za ostrenje v območju cca $\pm 0.002 \text{ mm}$ zadošča, da ni potrebno dodatno priostrovanje nožev na enak premer.

Z opisano rešitvijo je mogoče doseči podajalne hitrosti do 15 m/min na en nož. Tako je bil že uspešno izveden stroj za podajalne hitrosti do 400 m/min s 27 noži.



Slika 2.13: Izvedba skobeljnega vretena s prednapetimi ležaji

Pri izvedbi prednapetega vležajenja izberemo ležaje s povečano zračnostjo med notranjim in zunanjim obročem ter kotalnim segmentom in s povečano točnostjo.

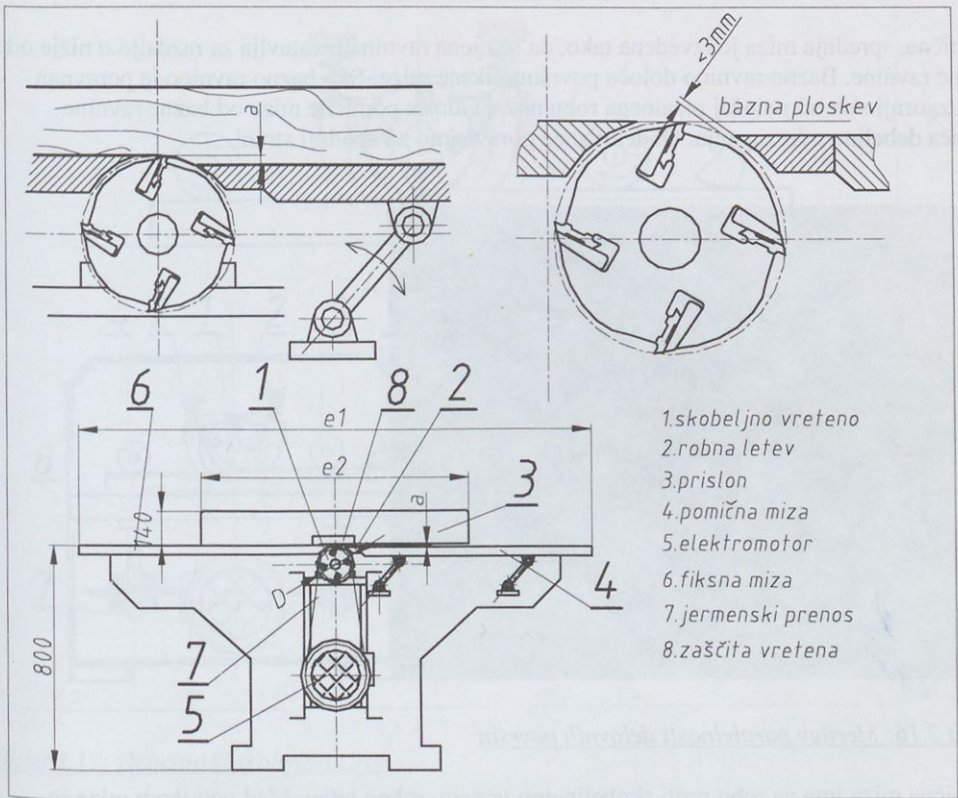
Notranji obroči obeh prednapetih ležajev so fiksirani v aksialni smeri na gredi, tako da pomik po gredi ni mogoč. Zunanji obroči pa so s kontrolirano aksialno silo prednapeti tako, da tečejo brez zračnosti. Sila prednapetja mora biti v mejah še dovoljenih aksialnih obremenitev za konkretno vrsto ležaja, po drugi strani pa dovolj velika, da je tek ležaja stabilen.

2.4 Poravnalni skobeljni stroj

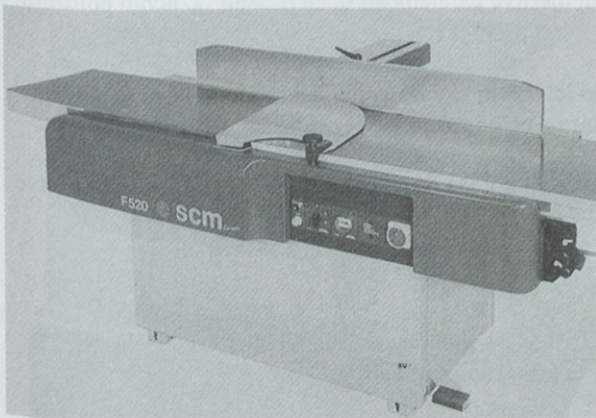
Poravnalni skobeljni stroj je ena od osnovnih izvedb skobeljnega stroja. Služi za obdelavo ravnih površin in predstavlja prvo fazo tudi pri večvretenskem stroju. Na sliki 2.14 je prikazana shema take osnovne izvedbe, na sliki 2.15 pa sam stroj.

Prenos moči iz trifaznega kratkostičnega asinhronnega elektromotorja je izveden z jermenskim prenosom. Skobeljno vreteno se pogosto vrti hitreje kot elektromotor. Z jermenskim prenosom vrtilno hitrost multipliciramo z ustrežno prestavo. Vrtilnoa hitrost gredi in premer vretena določata rezalno hitrost. Ta pa je odvisna od vrste lesa, ki ga režemo in kvalitete materiala za rezalne nože. Rezalna hitrost se giblje med 40 do 60 m/s.

Stroj je izveden tako, da je odrezavanje protismerno. Podajanje je lahko ročno ali s prigrajeno podajalno napravo. V primeru ročnega podajanja je potrebno izvesti skobeljno vreteno tako, da rezalni rob gleda le za kak milimeter iz valjastega telesa vretena.

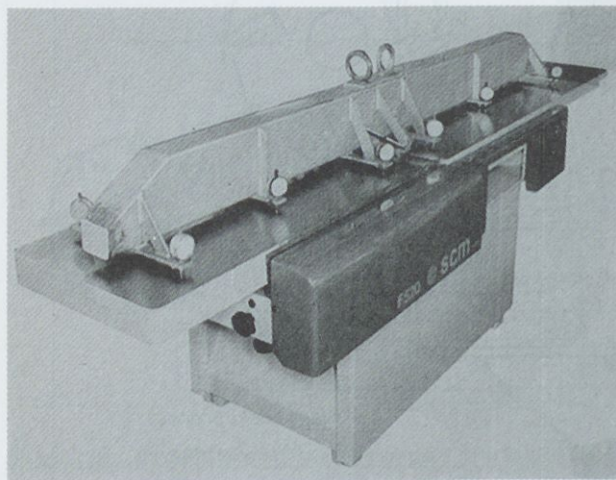


Slika 2.14: Skobeljni stroj za poravnavo



Slika 2.15: Skobeljni stroj za poravnavo

Pomična, sprednja miza je izvedena tako, da se njena ravnina prestavlja za razdaljo a nižje od bazne ravnine. Bazno ravnino določa površina fiksne mize. S to bazno ravnino je poravnan tudi zgornji skrajni položaj rezalnega robu noža. Odmik pomične mize od bazne ravnine določa debelino odrezovanja. Obdelovanec poravnamo na spodnji strani.



Slika 2.16: Meritev paralelnosti delovnih površin

Pomična miza ima na robu proti skobeljnemu vretenu robno letev. Med pomikom mize se mora robna letev premikati tako, da je špranja med odrezovalnim krogom in robom v vseh položajih čim bolj nespremenjena, predvsem pa je potrebno preprečiti kolizijo med robno letvijo in orodjem. Kvaliteta stroja je v veliki meri določena s paralelnostjo obeh miz in vretena. Na sliki 2.16. je prikazan način meritve paralelnosti obeh miz pri različnih položajih pomične mize.

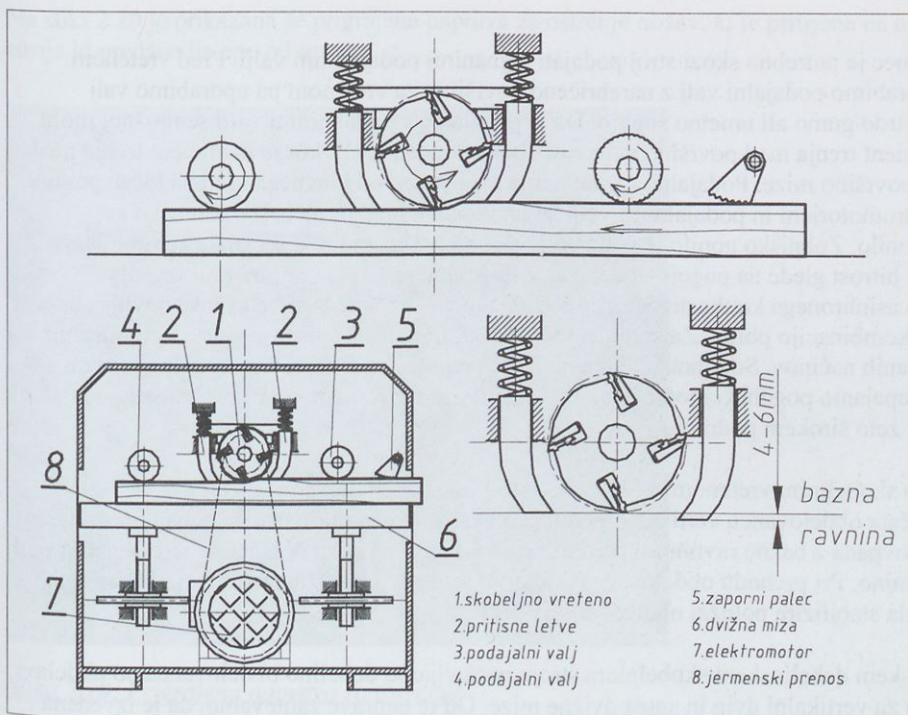
Stroj je opremljen še s stransko vodilno letvijo in zaščito vretena, ki mora pokriti skobeljno vreteno takrat, ko se vreteno vrti, vendar pa ne odrezuje.

Glavne mere mizarskega poravnalnega stroja določa standard DIN 8821. Izvedbo robne letve pa standard DIN 8824.

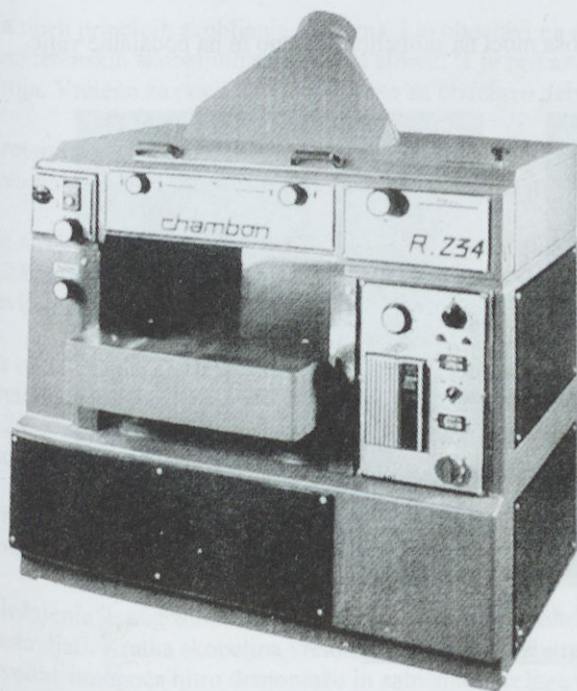
2.5 Debelinski skobeljni stroj

Na sliki 2.17 je prikazana izvedba preprostega skobeljnega stroja, ki služi za debelinsko obdelavo ravnih ploskev. Na sliki 2.18 je prikazan izgled stroja.

Pred obdelavo mora biti obdelovanec že poravnan na spodnji ploskvi. Debelinski skobeljni stroj izdela zgornjo ploskev tako, da je vzporedna že obdelani. Obdelovanec je potrebno voditi po ravni površini mize stroja. Skobeljno vreteno nad mizo mora biti postavljeno tako, da je rezalna ravnina orodja paralelna ravnini mize.



Slika 2.17: Debelinski skobeljni stroj



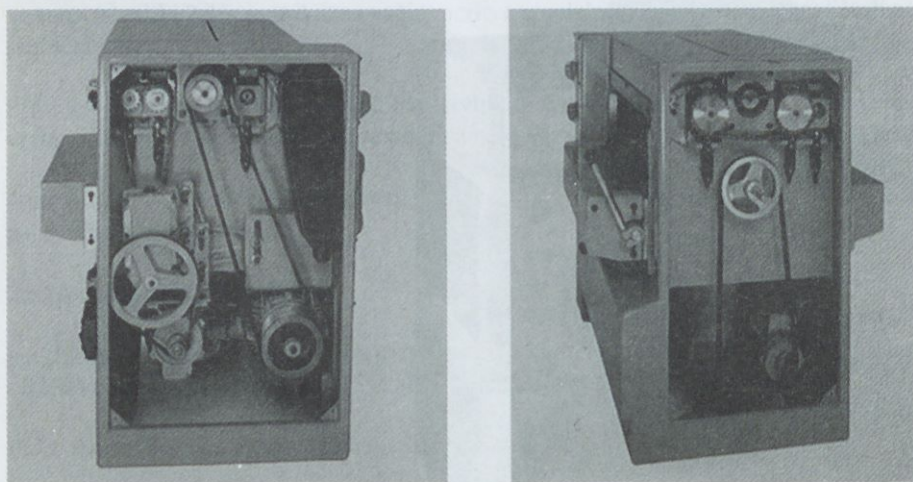
Slika 2.18: Debelinski skobeljni stroj

Obdelovanec je potrebno skozi stroj podajati z gnanimi podajalnimi valji. Pred vretenom lahko uporabimo podajalni valj z narebričeno površino, za vretenom pa uporabimo valj obložen s trdo gumo ali umetno snovjo. Da je podajanje s podajalnimi valji še možno, mora biti koeficient trenja med površino valjev in obdelovancem večji kot je koeficient trenja med lesom in površino mize. Podajalna naprava ima svoj lasten od glavnega vretena ločen pogon. Med elektromotorjem in podajalnimi valji so nameščena tako jermensko, zobniško kot verižno gonilo. Zobniško gonilo je pogosto izvedeno kot menjalnik, da lahko spreminjamo podajalno hitrost glede na pogoje obdelave. V ta namen se lahko uporabi tudi izvedba trifaznega asinhronnega kratkostičnega motorja z možnostjo spremembe vezave navitja statorja v dvojno kombinacijo polov. Za spremembo podajalne hitrosti je zelo pogosta kombinacija obeh opisanih načinov. Sodobna tehnika omogoča regulacijo frekvence napajalnega toka, s katerim napajamo pogonski motor in na ta način zvezno spremembo vrtilne hitrosti podajalne naprave v zelo širokem področju.

Pred in za skobeljnim vretenom sta nameščena še pritisna čevlja. Njuna vloga je, da onemogočata obdelovancu vertikalne pomike. Višina zadnjega pritisnega čevlja je postavljena tako, da sovпада z bazno ravnino. Sprednji pritisni čevlji pa je za določeno mero spuščeni pod bazno ravnino. Pri prehodu obdelovanca pod njim se deformira vzmet nad tem čevljem in pritisna sila stabilizira položaj obdelovanca v vertikalni smeri.

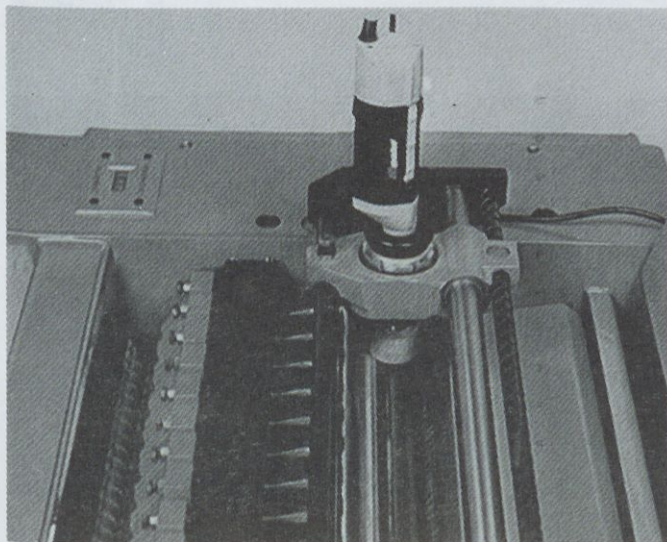
Pri mizarskem debelinskem skobeljnem stroju nastavljammo debelino obdelovanca po obdelavi z napravo za vertikalni dvig in spust dvižne mize. Od te naprave zahtevamo, da je izvedena tako, da so pomiki mize paralelni, ker je le tako mogoče izdelati plošče enakih debelin po vsej površini. Pogosto uporabljena rešitev je izvedena s štirimi paralelnimi vijačnimi stebri, ki jih preko vijačnega ali verižnega prenosa vrtimo sinhrono v eno ali drugo smer.

Na sliki 2.19 je prikazan še detajl prenosa moči na skobeljno vreteno in na podajalne valje.



Slika 2.19: Pogon skobeljnega stroja za obdelavo debeline

Na sliki 2.20 je prikazana še prigradjena naprava za ostrenje nožev, ki je pritrjena na ogrodje stroja in predstavlja eno od opcij.



Slika 2.20: Prigradjena naprava za ostrenje

2.6. Večvretenski skobeljni stroji

Na obeh principih skobljanja, poravnavi in obdelavi na debelino, so zgrajene mnoge izvedbe večvretenskih skobeljnih strojev. Na sliki 2.21 je prikazana ena od mnogih izvedb takega stroja. Vreteno za poravnavo in vreteno za obdelavo debeline sta postavljena drug za drugim.

Vreteno za obdelavo debeline je pritrjeno na vertikalna vodila tako, da je s pomikom celega vretena s pogonom vred mogoče nastaviti debelino obdelovanca.

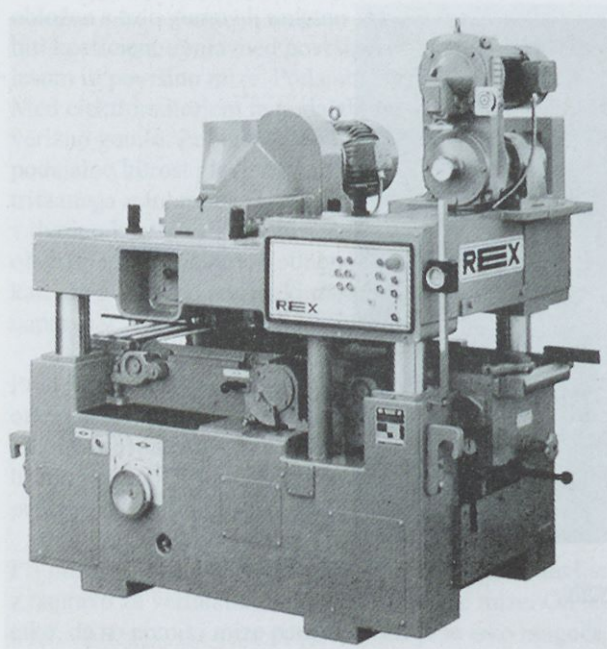
Na sliki 2.22 je predstavljen detajl večvretenskega stroja z večjim številom vreten. Na sliki 2.23 je prikazan vgrajeni agregat za obdelavo debeline. Opremljen je z dvema pritisknima čevljema.

Za obdelavo širine si sledita prav tako dva vertikalno postavljena vretena, pri čemer je prvo vreteno izdelano kot poravnalka, slika 2.24, drugo pa kot agregat za obdelavo debeline, slika 2.25. Z nagibom posameznega skobeljnega agregata za vertikalno obdelavo debeline je mogoče izdelati poševne ploskve.

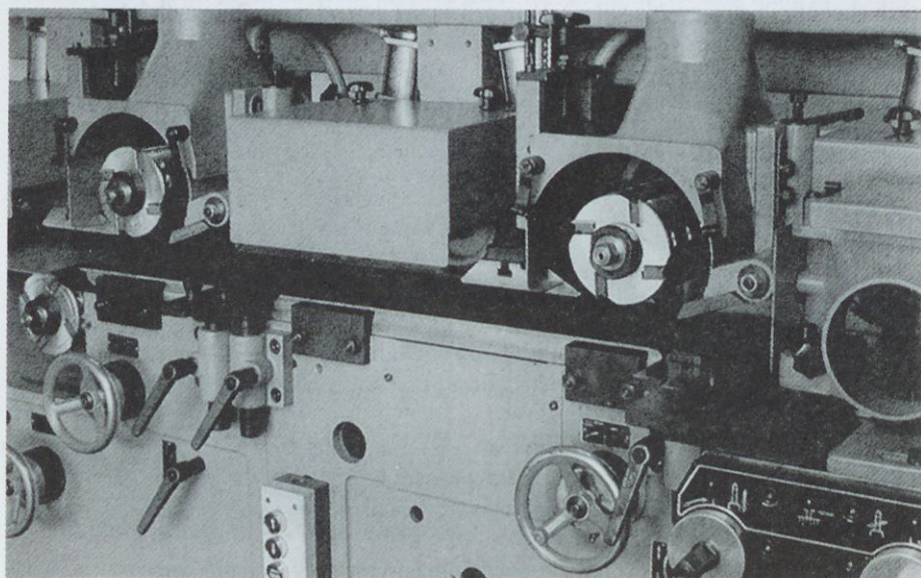
Obe vodilni stranski letvi pri vertikalnem agregatu za poravnavo imata vse značilnosti pomične in fiksne mize horizontalnega skobeljnega vretena za poravnavo.

Vležajenje je pogosto izvedeno tako, da je mogoče položaj vretena v aksialni smeri nastavljati. Kratka skobeljna vretena večvretenskega stroja so konzolno vležajena. Taka izvedba omogoča hitro demontažo in zamenjavo celega skobeljnega vretena na pogonski gredi, ko je potrebno nože ostriti. Daljša vretena je potrebno še dodatno podpreti s tretjim

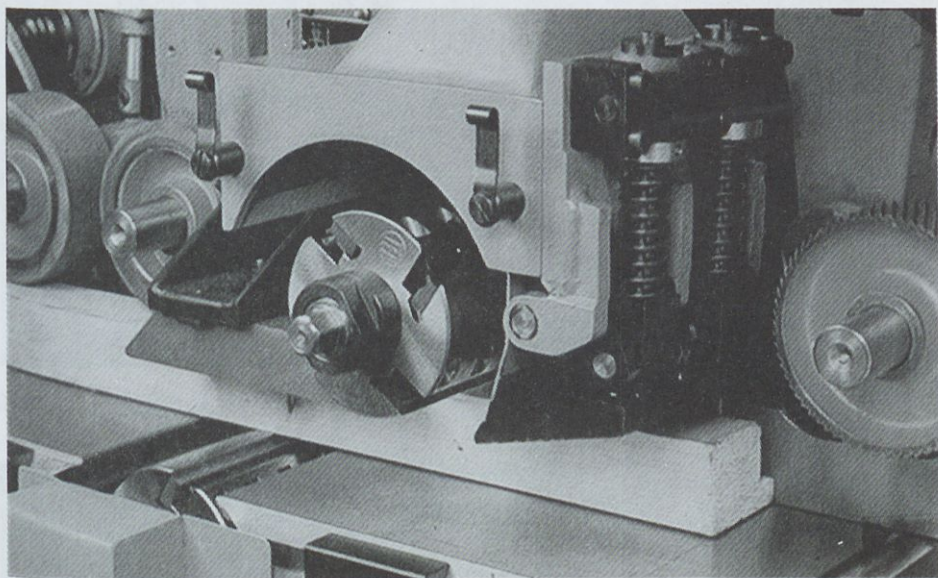
ležajem. Zaradi zahteve, da je mogoče skobeljno vreteno hitro sneti, so podprta na hitro snemljivem tretjem ležaju, slika 2.26.



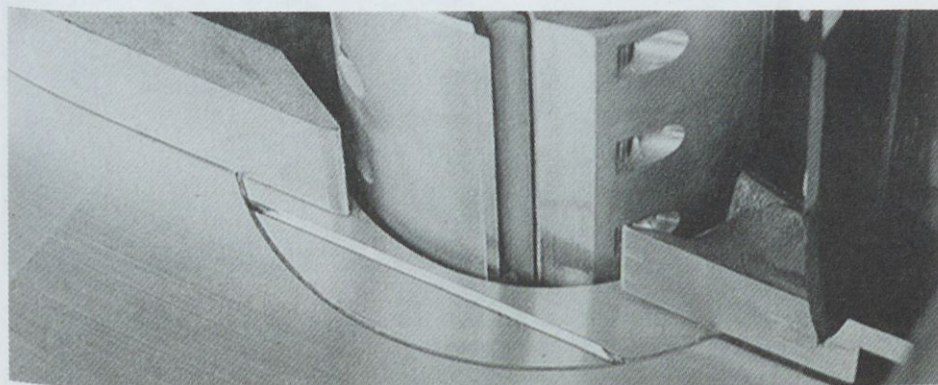
Slika 2.21: Večvretenski skobelni stroj za poravnavo in obdelavo debeline



Slika 2.22: Detajl večvretenskega stroja



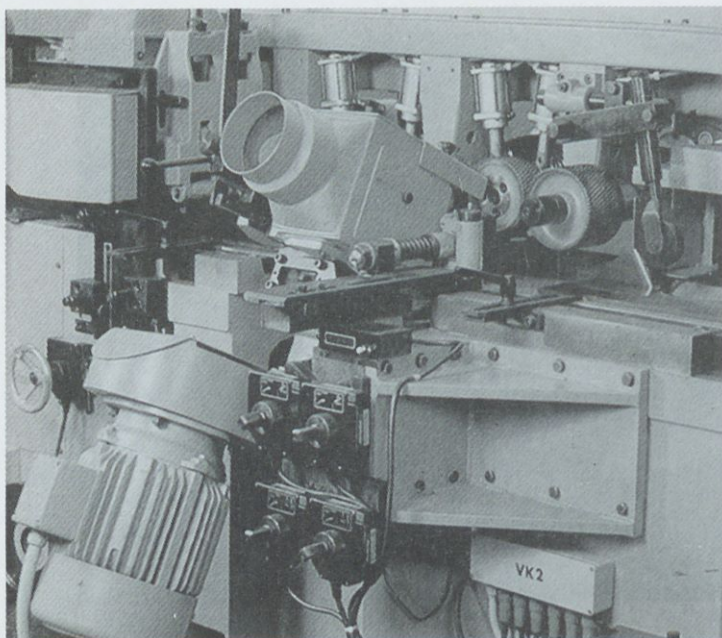
Slika 2.23: Sklop za obdelavo debeline na večvretenskem skobeljnem stroju



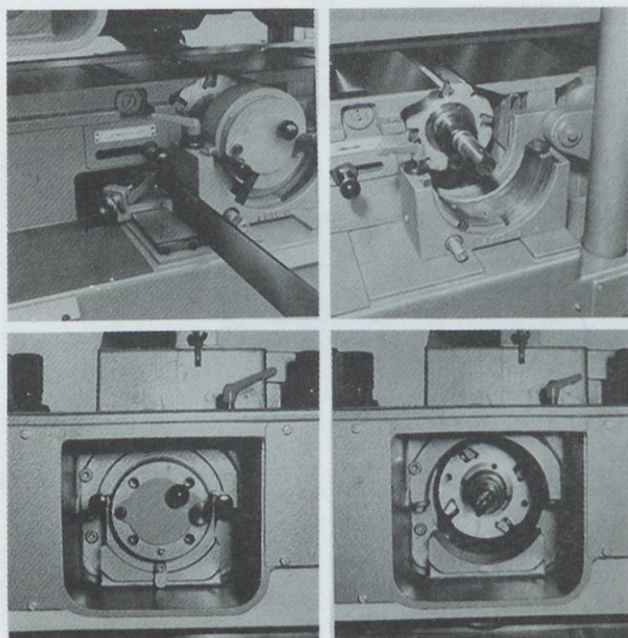
Slika 2.24: Vertikalno vreteno za poravnavo

Na večvretenskem skobeljnem stroju je mogoče namestiti tudi vreteno z noži profilne oblike. Obliko profila določa oblika pločevinaste šablone, ki jo je mogoče izdelati po posebnih željah. Shema brušenja profilnih nožev po šabloni je prikazana na sliki 2.27.

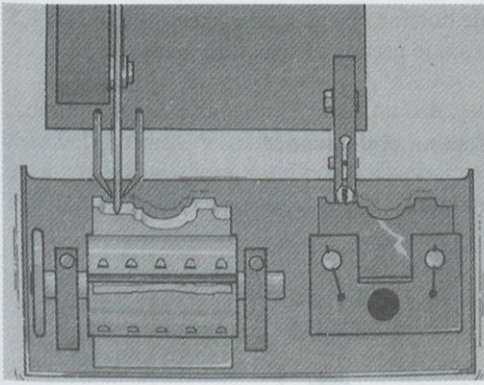
Podajanje obdelovanca je rešeno z nizom podajalnih koles, slika 2.28.



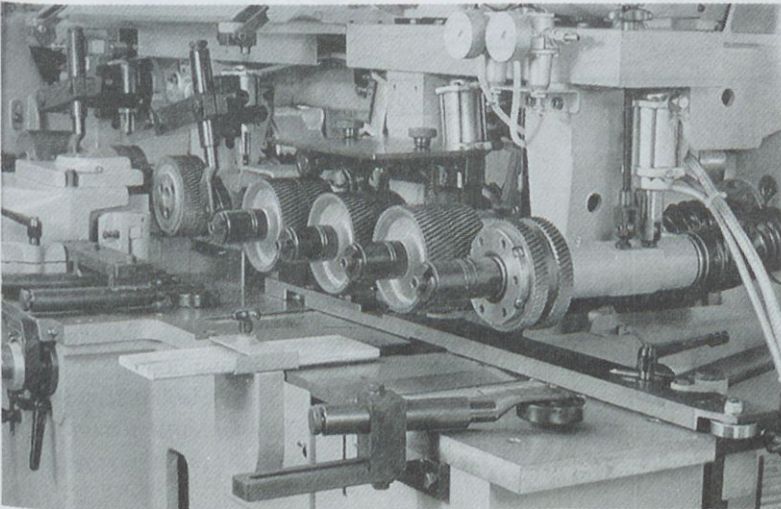
Slika 2.25: Vertikalni sklop za obdelavo debeline z možnostjo nagiba



Slika 2.26: Izvedba tretjega ležaja



Slika 2.27: Izdelava profiliranega noža



Slika 2.28: Podajalna kolesa na večvretenskem stroju

Samo prva podajalna kolesa, ki tečejo po še neobdelani površini, so lahko izvedena z narebričeno površino, druga pa so izvedena z oblogo iz trde gume ali umetne snovi. Vsa kolesa so opremljena z napravo za prednapetje, ki omogoči dovolj veliko pritno silo za dovolj veliko trenje na obodu kolesa med kolesom in obdelovancem.

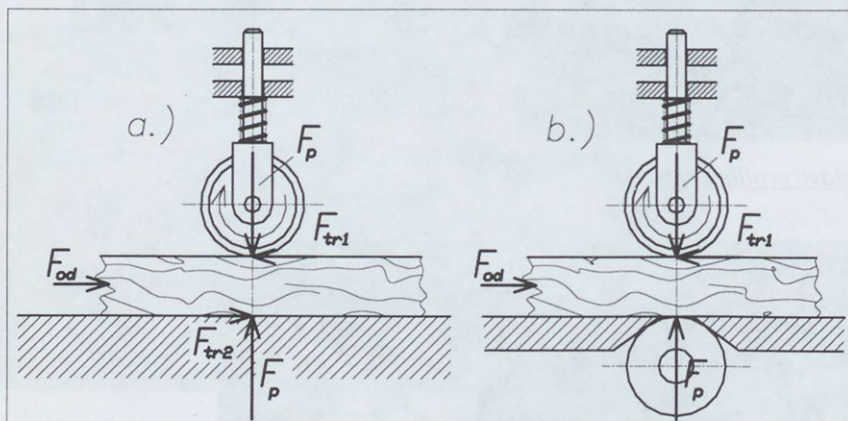
Pritno silo zagotovimo z vgrajeno prednapeto vzmetjo ali z vgrajenim pnevmatskim cilindrom. V drugem primeru vplivamo na pritno silo s spremembo tlaka v pnevmatskem cilindru, v prvem pa z večjo ali manjšo deformacijo vzmeti. Potrebno podajalno silo lahko zmanjšamo, če zmanjšujemo trenje med obdelovancem in podlago na drugi strani obdelovanca, tam kjer torna sila med obdelovancem in podlago mize ali vodila zavira pomik. Trenje je mogoče občutno zmanjšati, če je v drsno površino mize ali vodila na mesta pod podajalna kolesa vgrajen prosto vrtljivi valj.

Za pogon vseh podajalnih koles služi skupna pogonska naprava. Za prenos rotacije in pogonskega momenta na kolo je vgrajena kardanska gred z dvema kardanskima zgloboma in

večutorno gredjo, ki omogoča aksialno prilagajanje dolžine celega kardanskega sklopa. Os kardana v gonilu mora biti paralelna z osjo kolesa, da je prenos s kardansko gredjo enakomeren.

2.7 Prenos sile za podajanje iz podajalnega kolesa na obdelovanec

Na sliki 2.30 je prikazana shema sil na podajalnem kolesu.



Slika 2.30: Shema sil na podajalnem kolesu

Da je podajanje sploh mogoče, morajo biti izpolnjeni sledeči pogoji, slika 2.30 a):

$$F_{tr1} \geq F_{tr2} + F_{od}$$

Sila trenja med kolesom in obdelovancem F_{tr1} je:

$$F_{tr1} = F_p \cdot \mu_1$$

kjer je F_p pritiska sila vzmeti ali pnevmatskega cilindra in μ_1 koeficient trenja med površino podajalnega kolesa in obdelovanca.

Prav tako je sila trenja med obdelovancem in mizo F_{tr2} :

$$F_{tr2} = F_p \cdot \mu_2$$

kjer je μ_2 koeficient trenja med površino podajalnega kolesa in obdelovanca.

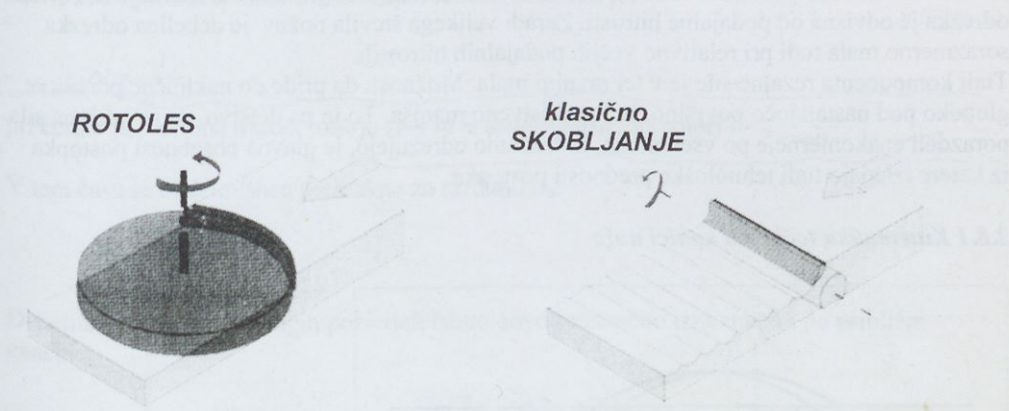
Razvidno je, da je podajanje možno le, če je koeficient trenja med površino koles in obdelovancem večji kot je koeficient trenja med obdelovancem in mizo. Moment na gredi pogonskega kolesa pa je:

$$M = F_{tr1} \cdot r = F_p \cdot \mu_1 \cdot r$$

r je radij podajalnega kolesa.

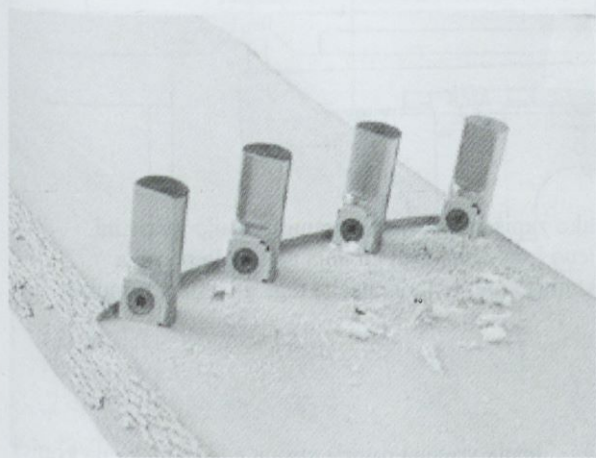
2.8 Rotoles

Rotoles stroj je zasnovan na principu čelnega rezkanja. Služi za obdelavo ravnih ploskev do zelo velikih širin. V veliki meri posega na področje, ki ga je v preteklosti pokrival skobeljni stroj za obdelavo lesa, torej postopek obodnega rezkanja z valjastim rotirajočim vretenom. Razlika med obema postopkoma je shematično prikazana na sliki 2.31.



Slika 2.31: Rotoles postopek in klasično skobljanje

Pri postopku skobljanja je rotacijska os postavljena vzporedno z novo nastajajočo obdelano površino. Na obodu skobeljnega vretena je nameščeno več nožev. Odrezavanje običajno nastopa v najbolj ugodni smeri glede na rast lesa, vendar je širina odrezka enaka širini obdelovanca. Posledica je relativno večja sila na rezalnem robu noža in v primeru nehomogene strukture lesa se lahko razpoka pred rezalnim nožem razširi pod nastajajočo obdelano površino, kar predstavlja napako na obdelani površini.



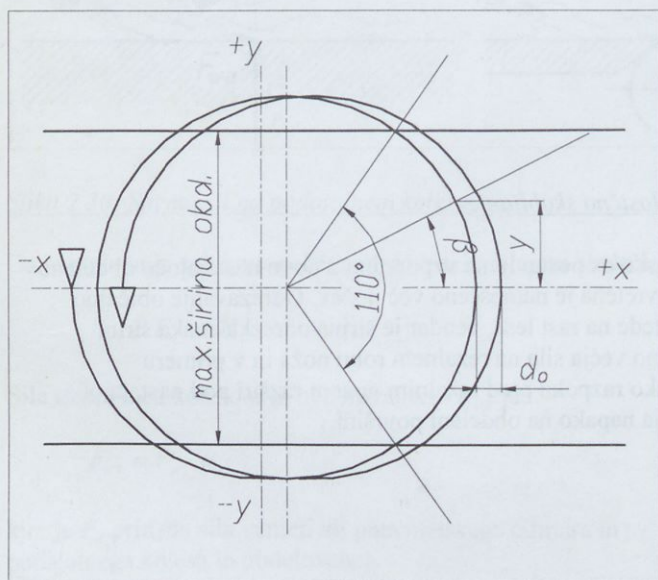
Slika 2.32: Odrezavanje s postopkom Rotoles

Pri Rotoles postopku je rotacijska os postavljena pravokotno na nastajajočo površino. Večje število nožev je postavljeno po obodu diska rotorja. Odrezavanje nastopa torej na večjem številu nožev in v dveh ravninah, kot je to razvidno na sliki 2.32. Smer rezanja glede na rast lesa je spremenljiva in je postavljena prečno na smer rasti.

Med odrezavanjem sta v kontaktu z obdelovancem hkrati dva rezalna roba. Glavni rezalni rob je postavljen pravokotno na obdelovalno površino. Stranski rezalni rob pa je postavljen v sami ravnini obdelovane površine. Širino odrezka določa nastavljena globina odrezavanja. Debelina odrezka je odvisna od podajalne hitrosti. Zaradi velikega števila nožev je debelina odrezka sorazmerno mala tudi pri relativno večjih podajalnih hitrostih.

Tudi komponenta rezalne sile je v tej ravnini mala. Možnost, da pride do naključne porušitve globoko pod nastajajočo površino, je zato bistveno manjša. To in pa dejstvo, da se odrivna sila porazdeli enakomerneje po vseh nožih, ki trenutno odrezujejo, je glavna posebnost postopka iz katere izhajajo tudi tehnološke prednosti postopka.

2.8.1 Kinematika točke na konici noža



Slika 2.33: Gibanje točke na konici noža

Enačbo gibanja točke na konici noža lahko zapišemo, če analiziramo gibanje v ravnini. Gibanje točke na konici noža je sestavljeno iz rotacijskega gibanja rotorja in pomika obdelovanca, tako kot pri obodnem rezkanju. Torej je tudi enačba tega gibanja v principu enaka:

$$\vec{r} = [r \cdot \cos(\omega \cdot t) \pm u \cdot t] \cdot \vec{i} + r \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \vec{j}$$

V tem zapisu je ω kotna hitrost krožnega gibanja vretena rotorja stroja, r radij točke na konici noža, u podajalna hitrost obdelovanca in \vec{i} in \vec{j} enotna vektorja v x in y smeri dvodimenzijskega vektorskega prostora.

To je znana enačba podaljšane cikloide, zapisana v parametrični obliki. Razmere so shematično prikazane na sliki 2.33.

Odrežavanje lahko nastopa le ob sprednjem segmentu krivulje, ki oklepa kot okoli 110° .

Debelino odrezka na simetrali d_o je mogoče natančno določiti. Čas Δt , potreben, da se rotor zavrti za en presledek med dvema zaporednima nožema, je:

$$\Delta t = \frac{1}{n \cdot z}$$

pri čemer je n vrtilna hitrost rotorja (s^{-1}) in z število nožev na rotorju.

V tem času se obdelovanec premakne za razdaljo d_o :

$$d_o = u \cdot \Delta t$$

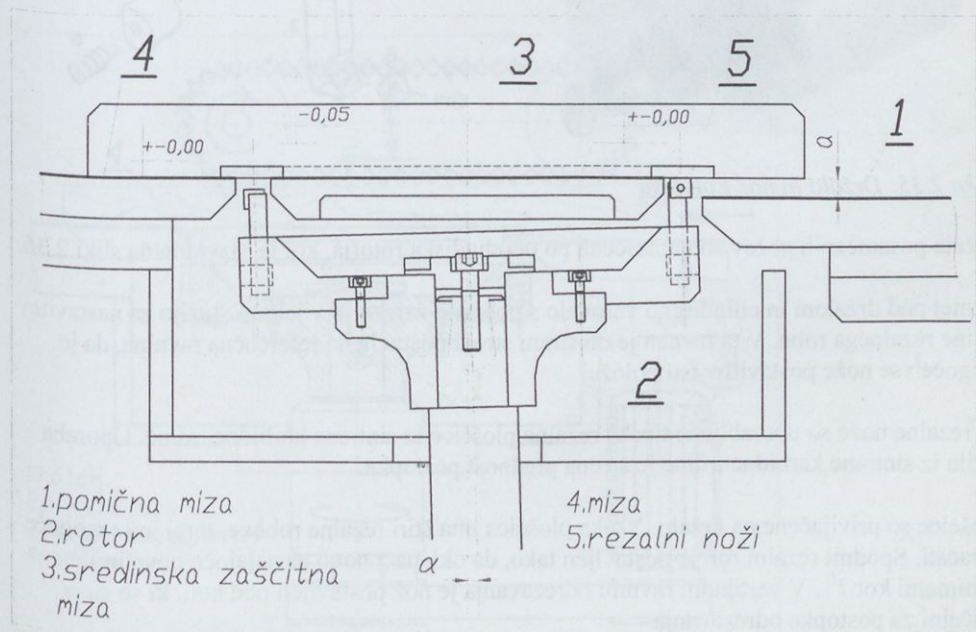
Debelino odrezka d na drugih pozicijah lahko dovolj natančno izračunamo po približni enačbi:

$$d = d_o \cdot \cos(\beta)$$

$$\cos \beta = \frac{d}{d_o}$$

Napaka takega približnega računa je pri razmerah, ki pri obdelavi realno nastopajo do 1%.

2.8.2 Konstrukcija in koncept stroja

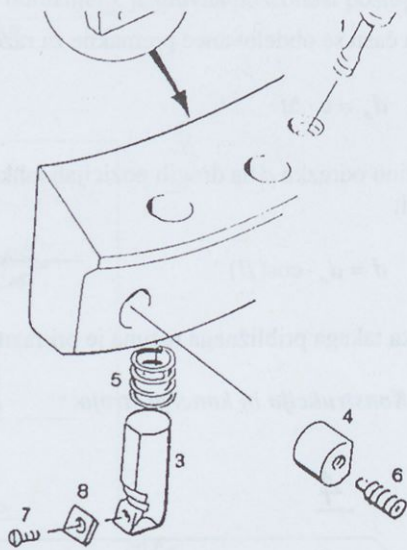
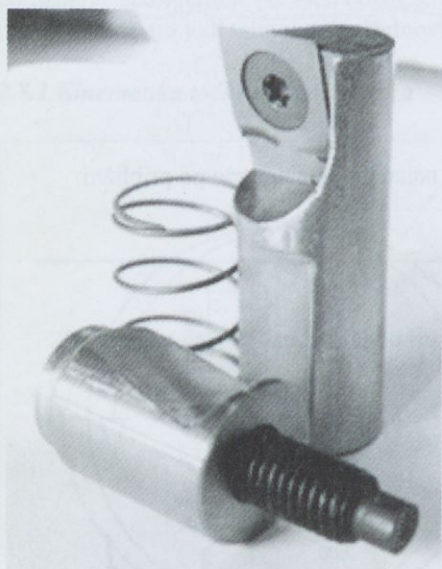


Slika 2.34: Rotor Rotoles stroja

Na sliki 2.34 je prikazan prerez skozi rotor stroja. Pomična miza na sprednji strani rotorja omogoča nastavljanje želene debeline odrezavanja. Nad rotorjem je pritrjena srednja vodilna miza, ki je naslonjena na ogrodje stroja na obeh straneh. Ta miza in miza za rotorjem sta postavljeni v isto ravnino. Noži se gibljejo le v dokaj ozki reži, le nekoliko širši od širine noža. Rešitev je patentirana in omogoča obdelavo tudi zelo kratkih obdelovancev ne glede na premer rotorja.

Rotor stroja je nekoliko zamaknjen od vertikalnega položaja, da noži na zadnji strani ne drgnejo več po že obdelani površini.

Rezalni noži, ploščice iz sintrane karbidne trdine, so pritrjene na držala, ki so pritrjena po obodu rotirajoče plošče. Držalo in ploščica je prikazana na sliki 2.35.



Slika 2.35: Držalo in nož Rotolesa

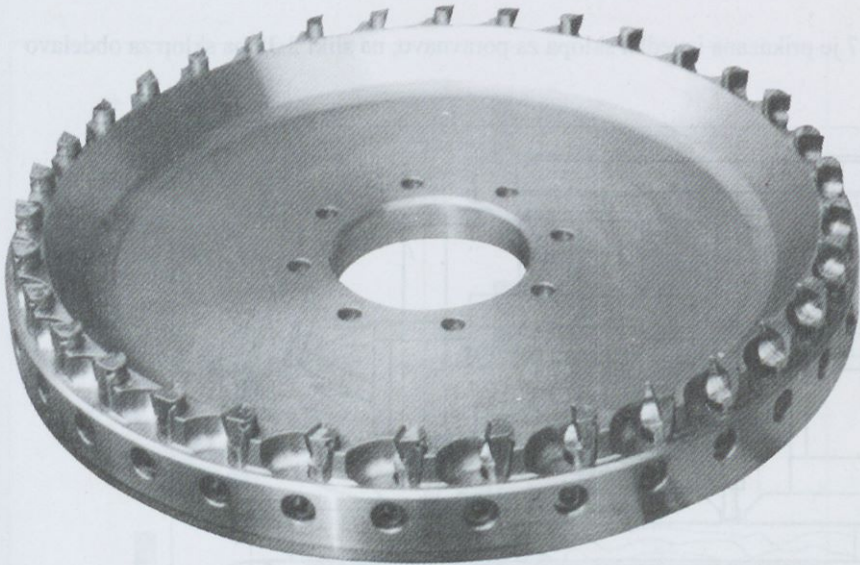
Držala posameznih nožev so nameščena po obodu diska rotorja, kot je razvidno na sliki 2.36.

Vzmet pod držalom in cilindrično varovalo s poševno zarezo in vijakom služijo za nastavitev višine rezalnega robu. V ta namen je ob strani stroja postavljena referenčna ravnina, da je mogoče vse nože postaviti v isti položaj.

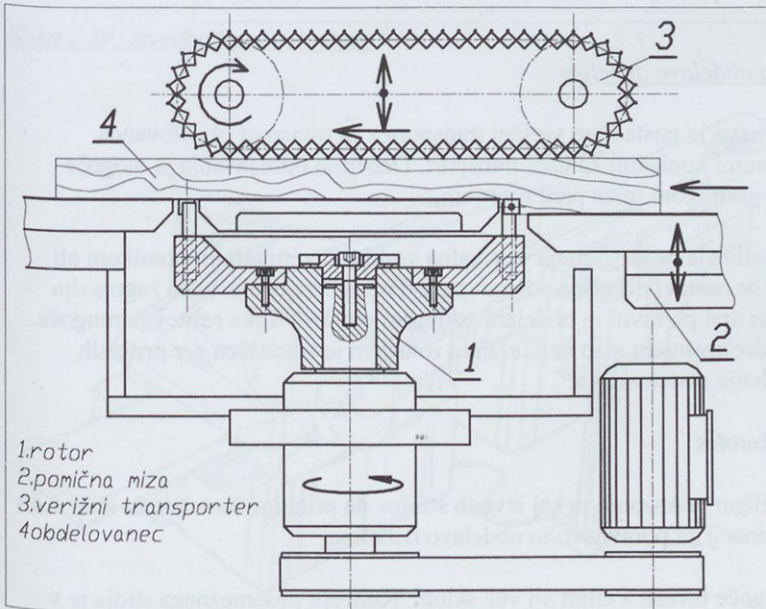
Za rezalne nože so uporabljene tipske rezalne ploščice iz sintrane karbidne trdine. Uporaba rezila iz sintrane karbidne trdine je še ena prednost postopka.

Ploščice so privijačene na držalo. Vsaka ploščica ima štiri rezalne robove, torej jo je mogoče obračati. Spodnji rezalni rob je postavljen tako, da oklepa z novo nastajajočo površino minimalni kot 1° . V vertikalni ravnini odrezavanja je nož postavljen pod koti, ki so sicer običajni za postopke odrezavanja.

Premer diska rotorja je lahko tudi zelo velik. Izvedeni so stroji premerov od 300mm do 2650mm. Največja dimenzija omogoča obdelavo površin širokih nekaj nad 2000mm.



Slika 2.36: Disk rotorja z rezalnimi noži

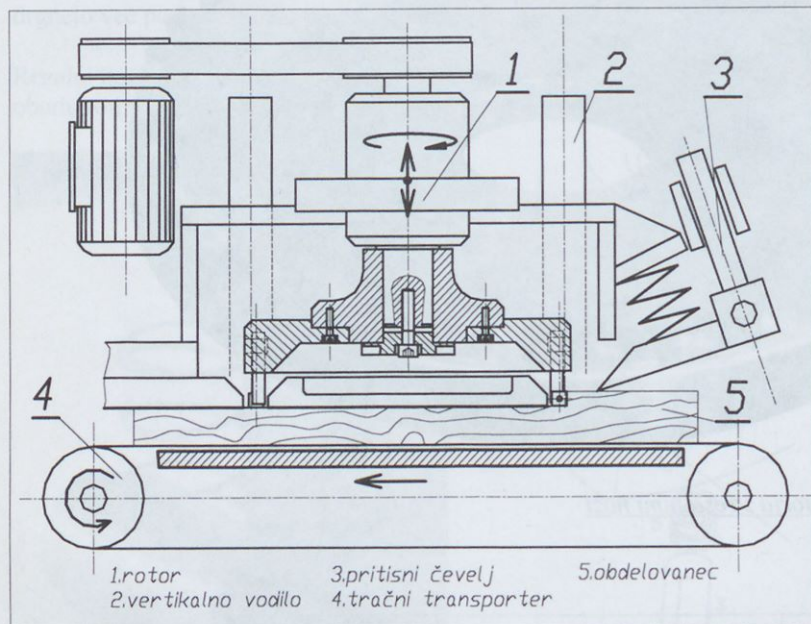


- 1.rotor
- 2.pomična miza
- 3.verižni transporter
- 4.obdelovanec

Slika 2.37: Rotoles za poravnavo

Delovni sklop je mogoče postaviti kot sklop za poravnavo ali pa kot sklop za obdelavo debeline. Kombinacija obeh variant in vgradnja bočnih sklopov omogoča tudi štiristransko obdelavo.

Na sliki 2.37 je prikazana izvedba sklopa za poravnavo, na sliki 2.38 pa sklop za obdelavo debeline.



Slika 2.38: Rotoles za obdelavo debeline

Nad sklopom za poravnavo je postavljen verižni transporter za transport obdelovanca. Opremljen je z vzmetenimi konicami za lažji transport. Debelino odrezavanja je mogoče nastaviti z vertikalnim premikom mize pred rotorjem.

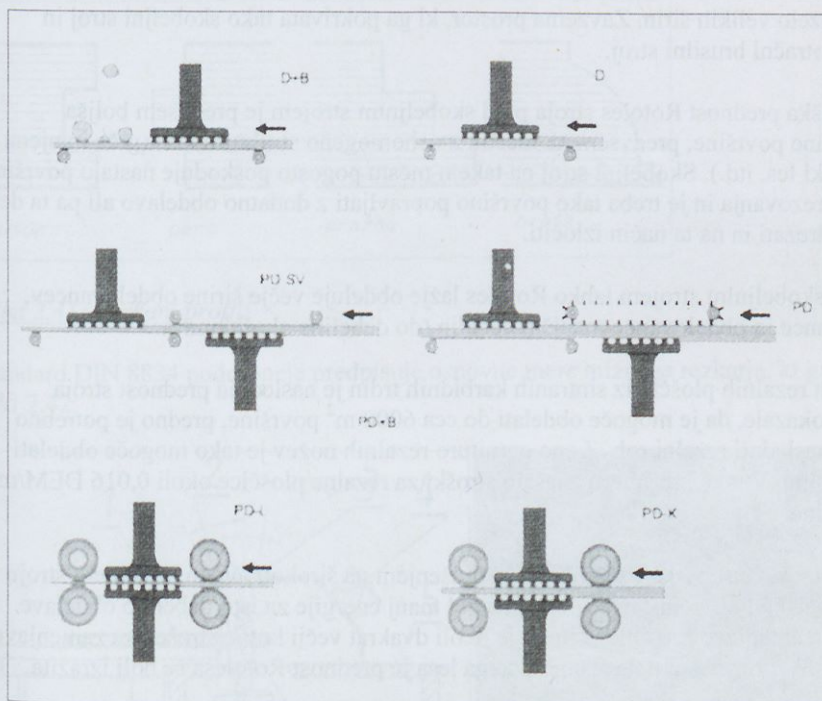
Sklop za obdelavo debeline je postavljen na vertikalna vodila. Z vertikalnim pomikom ali spustom celega sklopa se nastavi debelina odrezavanja. Transport obdelovanca zagotavlja gumijasti transporter, ki drsi po ravni in obdelani podporni ploskvi. Taka rešitev je mogoča, ker odrivne sile med odrezavanjem niso velike. Pred rotorjem je nameščen niz pritisknih čevljev za stabilno vodenje obdelovanca.

2.8.3 Izvedbe strojev Rotoles

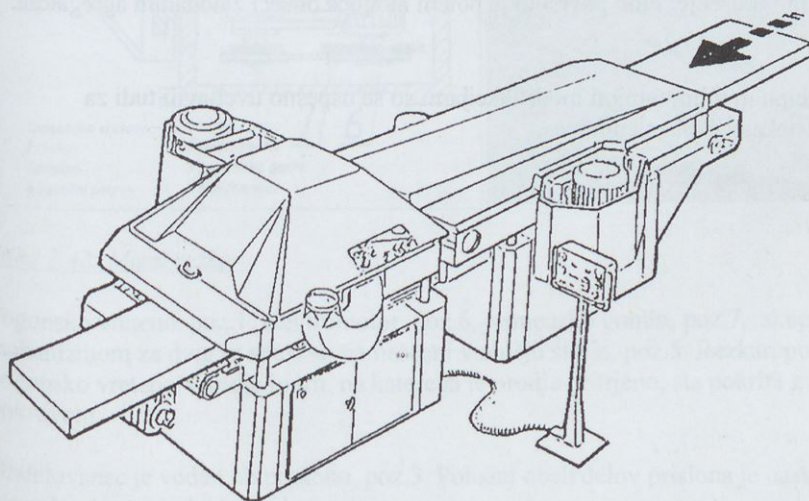
Na sliki 2.39 je shematično prikazanih nekaj izvedb strojev na principu Rotoles, na sliki 2.40 pa izgled ene od kombinacij za poravnavo in obdelavo debeline.

Posamezen stroj je mogoče izvesti z enim ali več sklopi. Koncept posameznega stroja je v veliki meri odvisen od namena, za katerega je izdelan. Na izhodu iz stroja je mogoče postaviti tudi brusilni stroj za fino brušenje in tako doseči zelo gladko površino. Pri dovolj dolgih

obdelovancih je mogoče postaviti rotor za poravnavo in rotor za obdelavo debeline tudi enega nad drugim. S postavitvijo še dveh rotorjev ob strani stroja je mogoča tudi štiristranska obdelava. Cepljenje na robu, kjer noži zapuščajo obdelovanec, preprečujejo manjši rezkarji za predrezanje, ki se vrtijo v nasprotni smeri.



Slika 2.39: Izvedbe Rotoles strojev



Slika 2.40: Rotoles

2.8.4 Tehnološke značilnosti Rotoles strojev.

Rotoles stroj je uspešna tehnološka inovacija v sicer zelo tradicionalnem področju tehnologije in se je v zadnjem desetletju uveljavil po vsem svetu. Primeren je za obdelavo ravnih površin, po potrebi tudi zelo velikih širin. Zavzema prostor, ki ga pokrivate tako skobeljni stroj in kalibrirni širokotračni brusilni stroj.

Glavna tehnološka prednost Rotoles stroja pred skobeljnim strojem je predvsem boljša kvaliteta obdelane površine, predvsem na mestih z nehomogeno strukturo lesa (grča in njena okolica, tenzijski les, itd.). Skobeljni stroj na takem mestu pogosto poškoduje nastalo površino pod ravnino odrezovanja in je treba tako površino popravljati z dodatno obdelavo ali pa ta del obdelovanca odrezati in na ta način izločiti.

V primerjavi s skobeljnim strojem lahko Rotoles lažje obdeluje večje širine obdelovancev, krajše obdelovance in obdelovance manjših debelin (do debeline okoli 3mm).

Uporaba tipskih rezalnih ploščic iz sintranih karbidnih trdin je naslednja prednost stroja. Raziskave so pokazale, da je mogoče obdelati do cca 6000 m² površine, predno je potrebno nož obrniti na naslednji rezalni rob. Z eno garnituro rezalnih nožev je tako mogoče obdelati 24000 m² površine. V takem primeru znašajo stroški za rezalne ploščice okoli 0,016 DEM/m² obdelane površine.

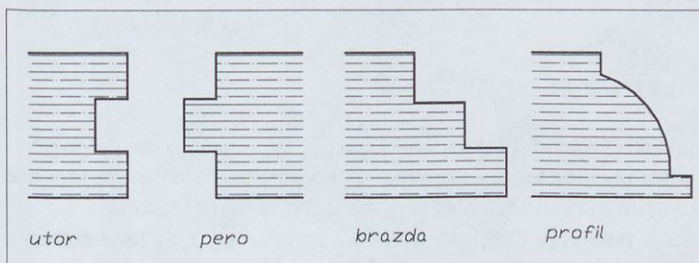
Postopek Rotoles je v primerjavi s kalibrirnim brušenjem na širokotračnem brusilnem stroju predvsem energetsko bolj učinkovit, saj porabi pol manj energije za isto debelino obdelave. Tudi strošek za zamenjavo brusilnega traku je okoli dvakrat večji kot je strošek za zamenjavo rezalnih ploščic. V primeru obdelave smolnatega lesa je prednost Rotolesa še bolj izrazita.

Z Rotolesom ne moremo doseči enake kvalitete površine kot jo dosežemo s finim brušenjem na širokotračnem brusilnem stroju s pritisko letvijo. Za take zahteve Rotoles učinkovito nadomesti kalibrirno brušenje. Fino površino je potem mogoče doseči z dodanim agregatom za fino brušenje.

Stroji na tem principu in minimalnimi modifikacijami so se uspešno uveljavili tudi za obdelavo plošč iz nekaterih plastičnih mas.

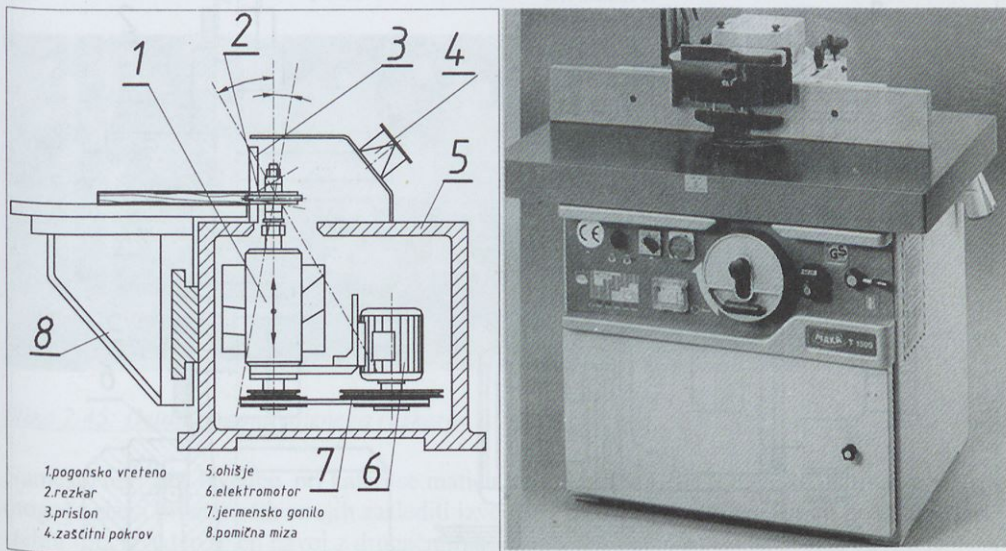
2.9 Mizni rezkar

Mizni rezkar služi za izdelavo utorov, peres, profilov, brazd, itd., slika 2.41. Spada med osnovne mizarske stroje in je namenjen obdelavi ravnih robov obdelovancev.



Slika 2.41: Rezkani profili

Standard DIN 8834 podrobneje predpisuje osnovne mere miznega rezkarja, ki ga vidimo na sliki 2.42.



Slika 2.42: Mizni rezkar

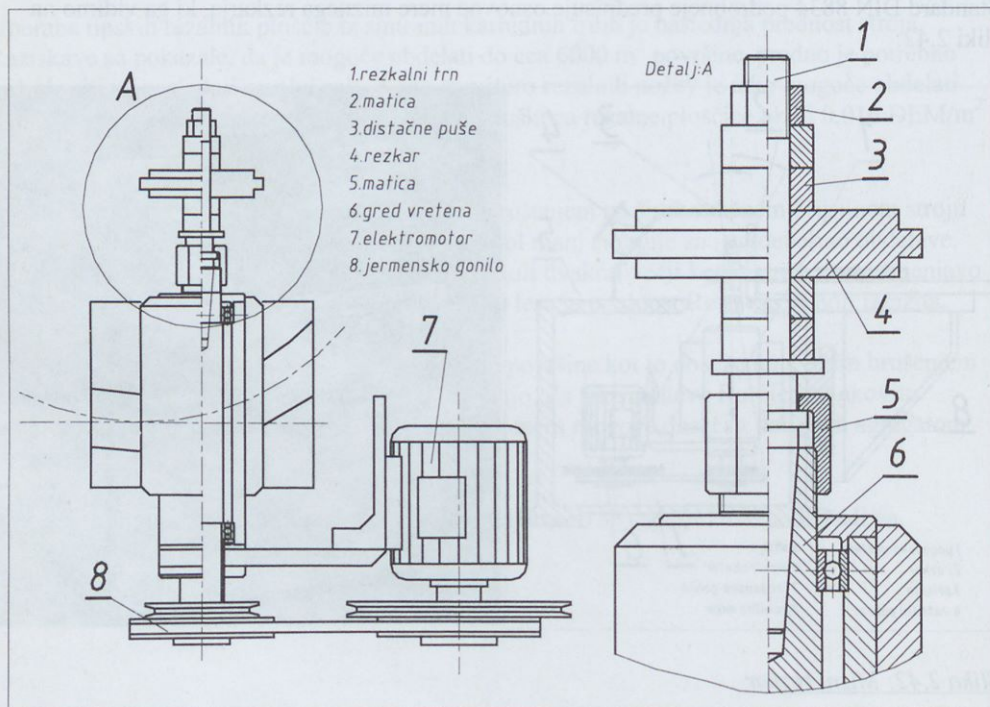
Pogonsko vreteno, poz.1, elektromotor, poz.6, jermensko gonilo, poz.7, skupaj z mehanizmom za dvig in spust so nameščeni v ohišju stroja, poz.5. Rezkar, poz.2, je pritrjen na pogonsko vreteno. Orodje in trn, na katerega je orodje pritrjeno, sta pokrita z zaščitnim pokrovom.

Obdelovanec je voden ob prislonu, poz.3. Položaj obeh delov prislona je nastavljen, da je mogoče nastaviti globino odrezavanja.

Izvedba pritrditve pogonskega vretena omogoča tudi nastavitve nagiba. Smer vrtenja delovnega vretena je lahko poljubna, vendar je potrebno uporabiti orodje za tisto smer, za katero je izdelan trn miznega rezkarja. Na posameznem stroju je torej smer vrtenja vretena določena. Podajanje obdelovanca je ročno. Obdelovanec je naslonjen na delovno mizo, ki je lahko izvedena tudi na vodilih kot pomična miza, poz.8.

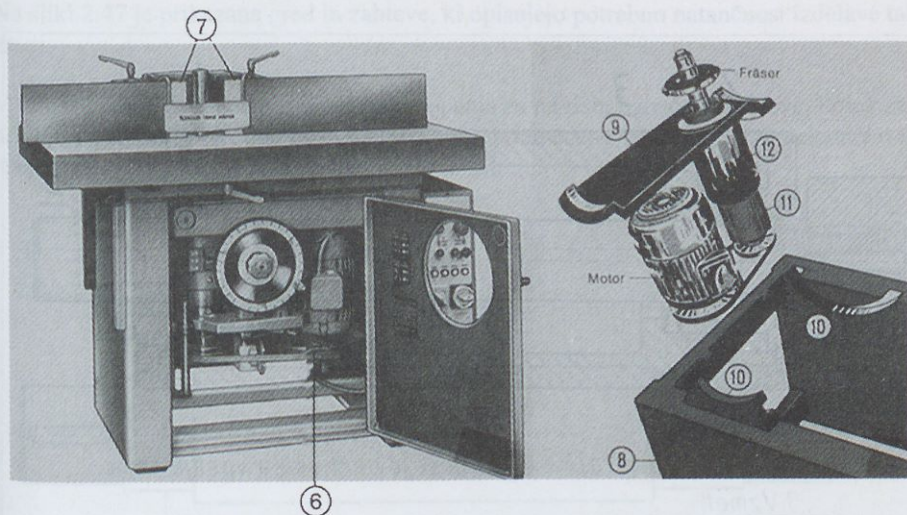
2.9.1 Pogonsko vreteno miznega rezkarja

Na sliki 2.43 je prikazano pogonsko vreteno. Elektromotor, poz.7, je nameščen na skupnem ohišju pogona. Če je elektromotor izveden tako, da omogoča preklap števila polov, je mogoče enostavno doseči dve različni vrtilni hitrosti vretena stroja samo s preklpom stikala elektromotorja. Jermenski prenos, poz. 8, je v tem primeru tudi izveden tako, da je pogonski jermen mogoče prestavljati v dva različna para utorov z različnimi premeri, slika 2.45. To omogoča skupaj štiri različne vrtilne hitrosti pogonske gredi. Taka izvedba je potrebna zaradi različnih dimenzij orodja pritrjenega na stroju.

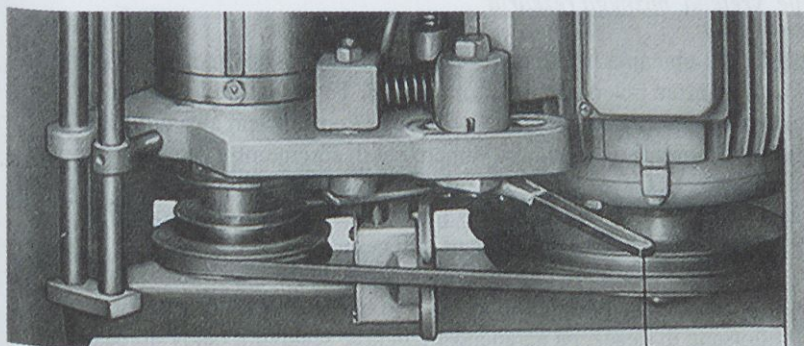


Slika 2.43: Pogonsko vreteno miznega rezkarja

Orodje, poz.4, je na trn miznega rezkarja, poz.1, pritrjeno z distančnimi pušami, poz.3, in z vijakno matico, poz.2, na zgornji strani trna. S privijanjem matice zagotovimo potrebno aksialno silo za prenos momentne obremenitve orodja na trn s trenjem. Pritrditev celotnega trna miznega rezkarja z Morsejevim konusom, poz.6, in matico, poz.5, omogoča hitro zamenjavo pripravljene orodja na drugem trnu.



Slika 2.44: Pogonski sklop miznega rezkarja

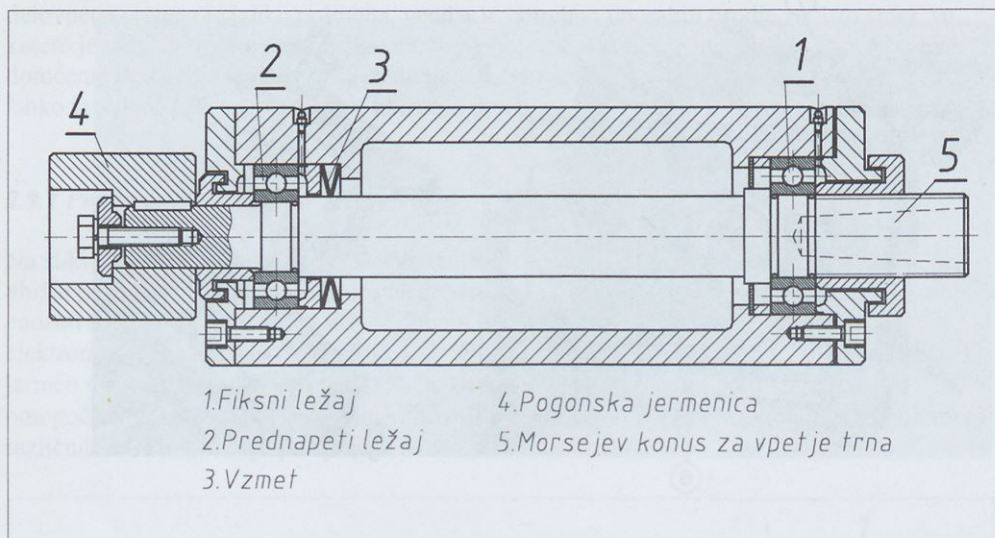


Slika 2.45: Detajl pogona miznega rezkarja

Namesto narisane izvedbe, pri kateri se matica, poz.5, naslanja na rob na stebelu trna, je mogoče zlasti pri starejših strojih zaslediti izvedbo z diferenčno matico. Pri tej izvedbi je na stebelu trna izveden še en navoj z drugačnim korakom kot navoj na vretenu. Kot opcijo je mogoče na vrhu trna fiksirati položaj z dodatnim tretjim konzolno nameščenim ležajem, ki je izveden tako, da se ga ob menjavi orodja lahko hitro demontira.

Na sliki 2.46 je prikazano pogonsko vreteno v prerezu. Pogonska gred in celotna konstrukcijska rešitev mora omogočiti miren tek gredi do vrtilne hitrosti vsaj 9000min^{-1} , oziroma tudi do 12000min^{-1} . Za doseg takih vrtilnih hitrosti je potrebno uporabiti ležaje posebne izvedbe in izvesti vležajenje na specifičen način.

Tako na primer za vreteno miznega rezkarja izberemo ležaje s povečano natančnostjo razreda P6, povečano zračnostjo razreda C3 in lažjo plastično kletko z oznako TB. Taka rešitev omogoča tudi za 40 do 50% večje vrtilne hitrosti, kot so sicer dovoljene za normalne izvedbe. (ležaj ima oznako: 6210TB.P63 in 6208.TB.P63).



Slika 2.46: Vležajenje vretena miznega rezkarja

Za tak pogon ne zadošča več običajna izvedba vležajenja z enim prostim in enim fiksnim ležajem. Namesto prostega ležaja izvedemo *prednapeti ležaj*. Tak ležaj prednapnemo z vgrajenim elastičnim elementom (*vzmet ali elastična puša*) s kontrolirano aksialno silo (do 500N), ki jo ležaj zanesljivo prenese. V primeru dimenzijskih sprememb v aksialni smeri se le nekoliko spremeni ta kontrolirana aksialna sila, pri tem pa ležaja ne ogrozimo z možnostjo preobremenitve. Ležaja v tem primeru *tečeta brez zračnosti* med notranjim obročem, kotalnimi elementi in zunanjim obročem, kar pomeni bolj centrični tek.

Visoke vrtilne hitrosti so tudi razlog, da morajo biti gred in ohišje vretena izdelani v ostrih tolerančnih merah. Predpisana in dosežena natančnost izdelave sestavnih delov določa kvaliteto stroja, njegove funkcionalne lastnosti in vzdržljivost. Za dobro obratovanje stroja je poleg dinamičnega uravnoteženja rotirajočih mas predvsem pomembno, kako natančno so izdelane površine, na katere je nasajen ležaj.

Toleranca premera gredi ali izvrtine vpliva na deformacijo notranjega ali zunanjega obroča in s tem spremembo zračnosti med obema obročema in kotalnimi segmenti.

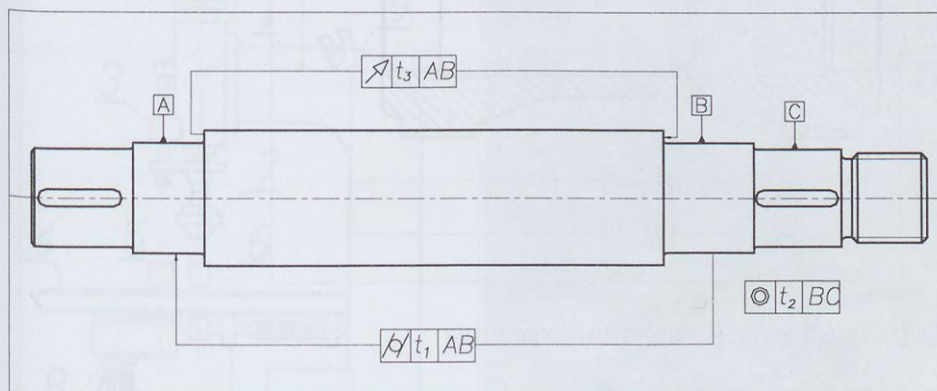
Okroglost \curvearrowright naležne površine vpliva na deformacijo notranjega ali zunanjega obroča od idealne valjaste oblike in vpliva na spremembo zračnosti po obodu ležaja.

Centričnost \odot ali *soosnost* obeh sedežev notranjih ali zunanjih obrocev ležajev vpliva na koncentričnost osi obeh ležajev in posredno tudi na paralelnost njunih osi.

Opletanje \nearrow ali *nagib* obeh bočnih površin, na katere je notranji ali zunanji obroč neposredno naslonjen, vpliva na opletanje ravnine, v kateri se giblje notranji ali zunanji obroč in s tem natančnost teka obroča glede na drugi obroč.

Na sliki 2.47 je prikazana gred in zahteve, ki opisujejo potrebno natančnost izdelave take gredi.

V tabeli 2.5 so navedena posamezna odstopanja za na risbi označene zahteve. Poleg zahtev, ki pridejo v poštev za izvedbo miznega rezkarja, so navedene še vrednosti za nekatere druge lesnoobdelovalne stroje, ki se lahko vrtijo še hitreje.



Slika 2.47: Gred vretena lesnoobdelovalnega stroja

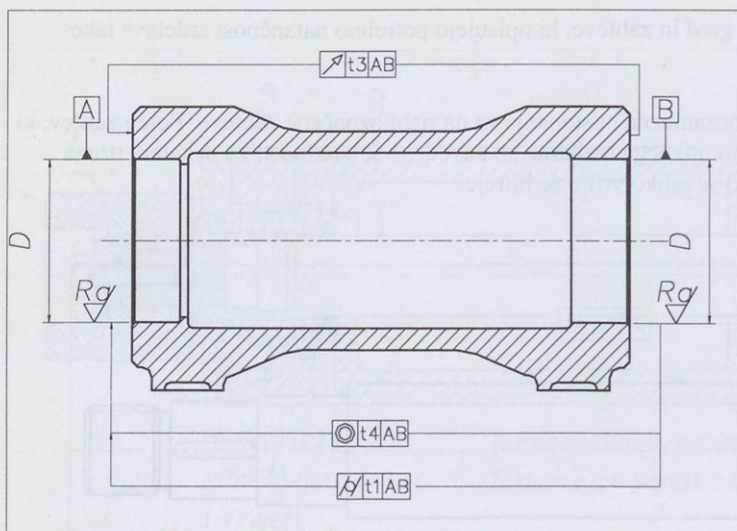
Na sliki 2.48 je prikazano ohišje, v katerega je vležajena pogonska gred. Obe izvrtini, kamor sta vgrajena oba ležaja, morata biti prav tako izdelani v predpisanih dokaj ostrih tolerančnih mejah.

V tabeli 2.6 pa so navedene vrednosti za posamezna dovoljena odstopanja prikazana na risbi.

Tabela 2.5: Tolerance

		nadmizni rezkar (do 18000 min ⁻¹)			mizni rezkar (do 12000 min ⁻¹)
Imenska mera N(mm)		10-18mm	18-30mm	30-50mm	
Toleranca za d		±2	±2.5	±3 μm	js5
okroglost	t ₁	0.6	0.8	1 μm	IT0
koncentričnost	t ₂	3	3	5 μm	IT4
opletanje (nagib)	t ₃	1	1.2	1.5 μm	IT2
hrapavost	Ra	0.4	0.4	0.4 μm	N5

Natančno izdelana vretena in ohišja lesnoobdelovalnih strojev in vgradnja ležajev s povečano natančnostjo izdelave in zahtevam prilagojeno zračnostjo med kotalnimi segmenti in obema obročema omogočajo večje vrtilne hitrosti vretena kot je dovoljeno za normalno izvedbo vležajenja.



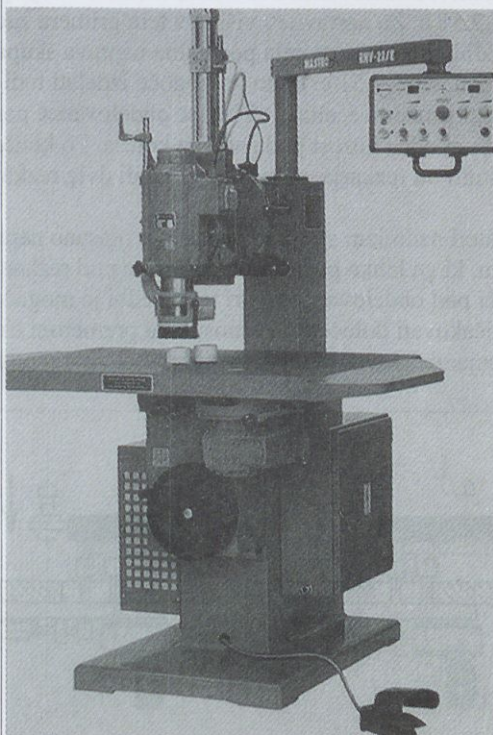
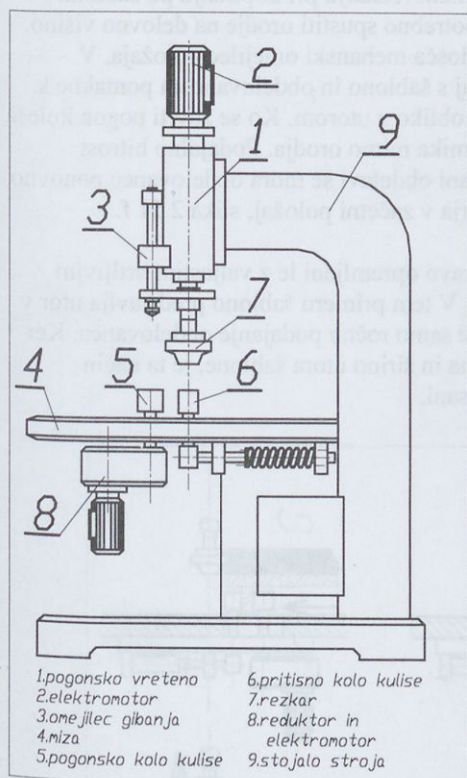
Slika 2.48: Ohišje vretena lesnoobdelovalnega stroja

Tabela 2.6: Tolerance ohišja

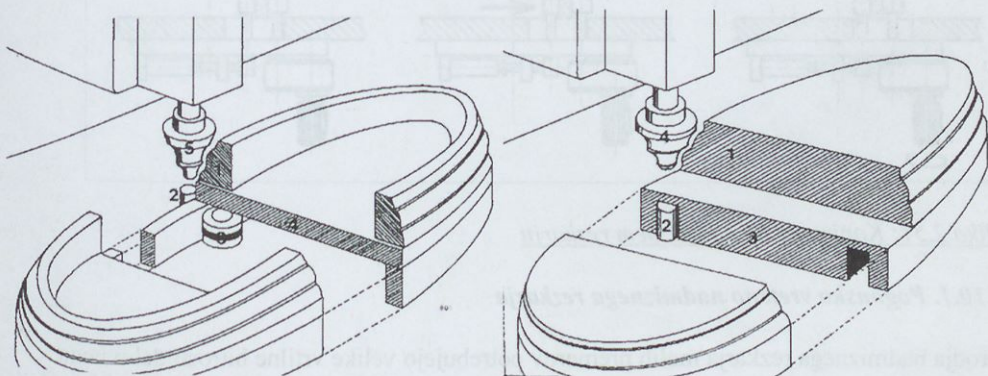
Imenska mera N(mm)		nadmizni rezkar (do 18000min ⁻¹)			mizni rezkar (do 12000min ⁻¹)
		18-30mm	30-50mm	50-80mm	
tolerance izvrtin	fiksni ležaj	+4	+4	+5 μm	JS6 ali (JS5)
	pomični ležaj	+8	+10	+11 μm	H6, ali (H5)
okroglost	t ₁	1.5	1.5	2 μm	IT1
opletanje (nagib)	t ₃	2.5	2.5	3 μm	IT2
koncentričnost	t ₄	11	11	11 μm	IT5
hrapavost	Ra	0.8	0.8	0.8 μm	N6

2.10 Nadmizni rezkar

Na sliki 2.49. je prikazan nadmizni rezkar. Namenjen je predvsem rezkanju po šabloni.



Slika 2.49: Nadmizni rezkar



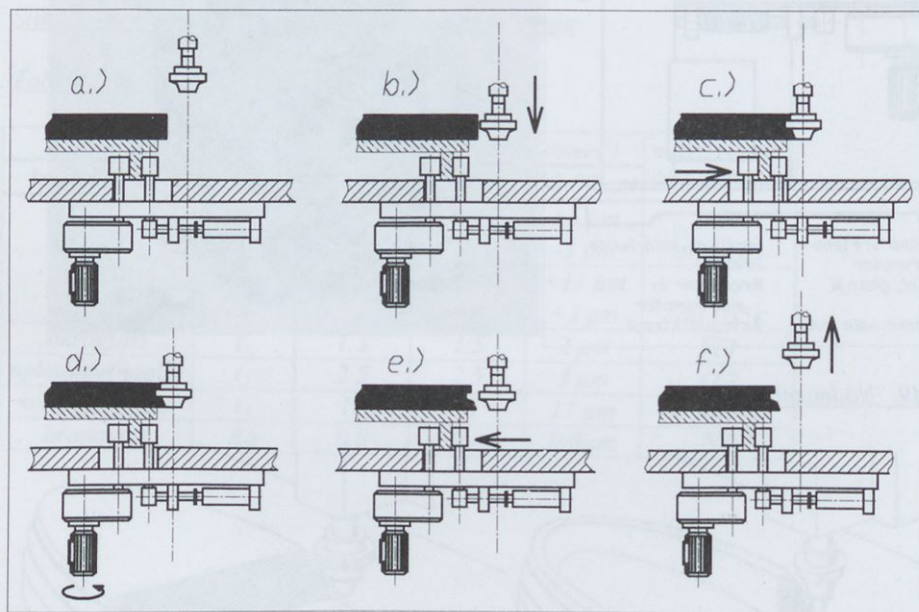
Slika 2.50: Rezkanje po šabloni

S primerno šablono je mogoče kopirati krivočrtne zaprte ali odprte oblike obdelovanca. Šablona, izdelana iz lesa, je v svojem bistvu program za izdelavo želene oblike obdelovanca. Na sliki 2.50 sta prikazana načina rezkanja po šabloni. Pri prvem načinu je šablona je vodena

med pogonskim kolutom, poz.5, in pritisnim kolutom, poz.6.. Obdelanec je vpet na ploščo nad šablono.

Na sliki 2.51 so prikazane faze obdelave na nadmiznem rezkarju pri kopiranju po šablono. Po namestitvi obdelovanca s šablono, slika 2.51 a, je potrebno spustiti orodje na delovno višino, slika 2.51 b. Za nastavitev višine v tem primeru zadošča mehanski omejilec položaja. V naslednjem koraku se cela podajalna naprava skupaj s šablono in obdelovancem pomakne k rezkarju, slika 2.51 c. Tako je mogoče izdelati tudi obliko z utorom. Ko se zavrti pogon kolesa podajalne naprave, slika 2.51 d, se obdelovanec pomika mimo orodja. Podajalno hitrost določa obodna hitrost podajalnega kolesa. Po končani obdelavi se mora obdelovanec ponovno umakniti od rezkarja, slika 2.51 e. Sledi dvig rezkarja v začetni položaj, slika 2.51 f.

Nekateri nadmizni stroji so namesto z opisano napravo opremljeni le z valjastim vrtljivim trnom, ki ga lahko pritrdimo v odprtino pod rezkar. V tem primeru šablono predstavlja utor v plošči pod obdelovancem. Pri tej izvedbi je mogoče samo ročno podajanje obdelovanca. Ker je pričakovati določeno zračnost med premerom trna in širino utora šablone, je ta način vodenja obdelovanca manj natančen kot zgoraj opisani.

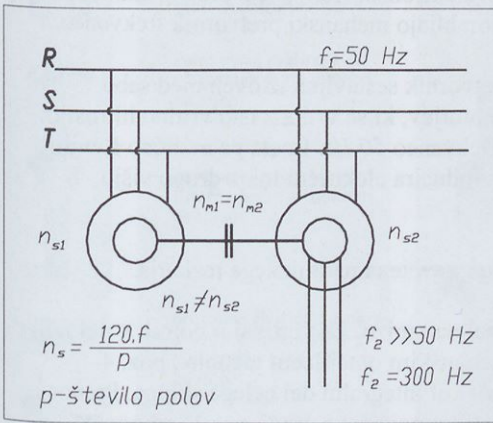


Slika 2.51: Kopiranje na nadmiznem rezkarju

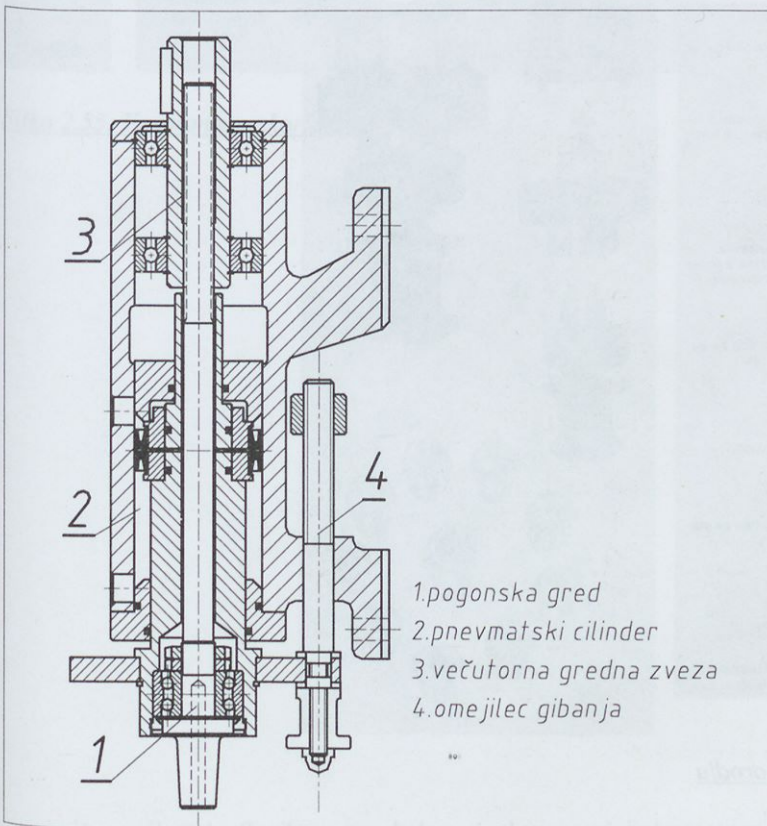
2.10.1. Pogonsko vreteno nadmiznega rezkarja

Orodja nadmiznega rezkarja malih premerov potrebujejo velike vrtilne hitrosti delovnega vretena. Vreteno nadmiznega rezkarja se pogosto vrti z vrtilno hitrostjo $12000 \text{ do } 18000 \text{ min}^{-1}$. Ta visoka vrtilna hitrost zahteva posebne konstrukcijske prijeme.

Elektromotor je pritrjen kar direktno na pogonski gredi. Tako gredi ne obremenjuje nobena upogibna obremenitev, ki bi izhajala iz napenjalnih sil pogonskega jermena. Uporabi se poseben trofazni asinhroni elektromotor, prirejen za delo pri visoki vrtilni hitrosti.



Slika 2.52: Shema mehanskega frekvenčnega pretvornika



Slika 2.53: Izvedba pogona nadmiznega rezkarja

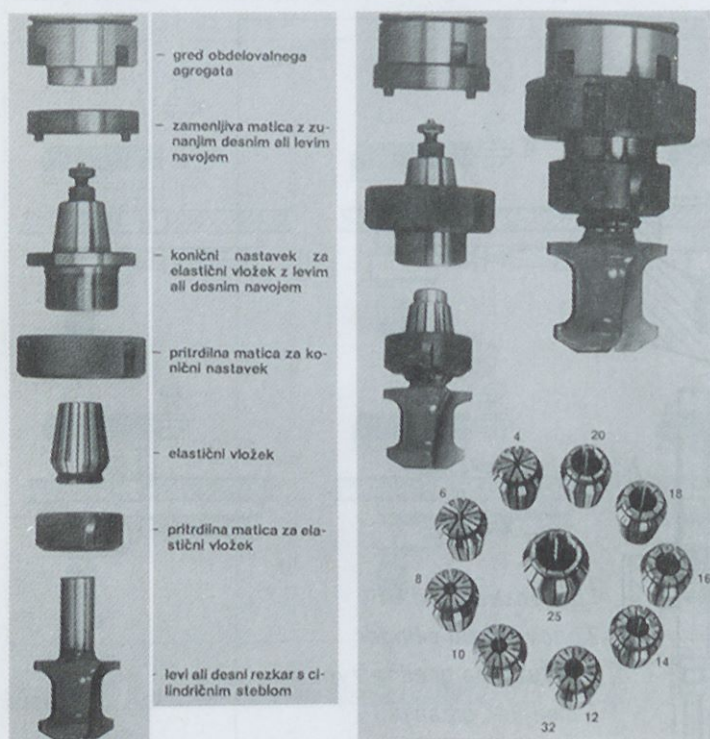
Napajamo ga z napajalnim tokom s frekvenco, ki je večja od standardne frekvence toka v električnem omrežju.

Vir toka visoke frekvence je v sodobnih napravah elektronski frekvenčni pretvornik. Obratuje še mnogo starejših strojev, ki za pogon stroja uporabljajo mehanski pretvornik frekvence.

Kot je razvidno na sliki 2.52 je tak frekvenčni pretvornik sestavljen iz dveh med sabo mehansko togo povezanih trofaznih asinhronih motorjev, ki se vrtita z isto vrtilno hitrostjo. Oba statorja motorjev sta napajana iz omrežja s frekvenco 50 Hz. Imata pa različno število polov. Tako se na rotorju drugega elektromotorja inducira električni tok z drugo višjo frekvenco.

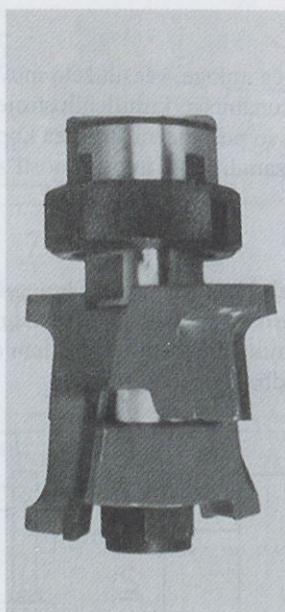
Na sliki 2.53 je prikazana ena od izvedb pogonskega vretena nadmiznega rezkarja.

Med obratovanjem je položaj rezkarja na isti višini nad mizo. Za vertikalni pomik v delovni položaj zadošča pnevmatski cilinder, poz. 2, z mehanskim omejitelcem gibanja, poz. 4. Pnevmatski cilinder za vertikalni pomik je vgrajen kot integralni del celega sklopa. Prenos vrtilnega gibanja in momenta pri vertikalnem premiku pogonske gredi, poz.1, omogoča večutorna gred, poz. 3.



Slika 2.54: Vpenjanje orodja

Na sliki 2.54 je prikazana ena od variant vpenjanja rezkalnega orodja. Predstavljen način je uporabljen tudi za vpenjanje vrtilnih svedrov. Na sliki 2.55 pa je prikazan način vpenjanja rezkalnega orodja na trn.



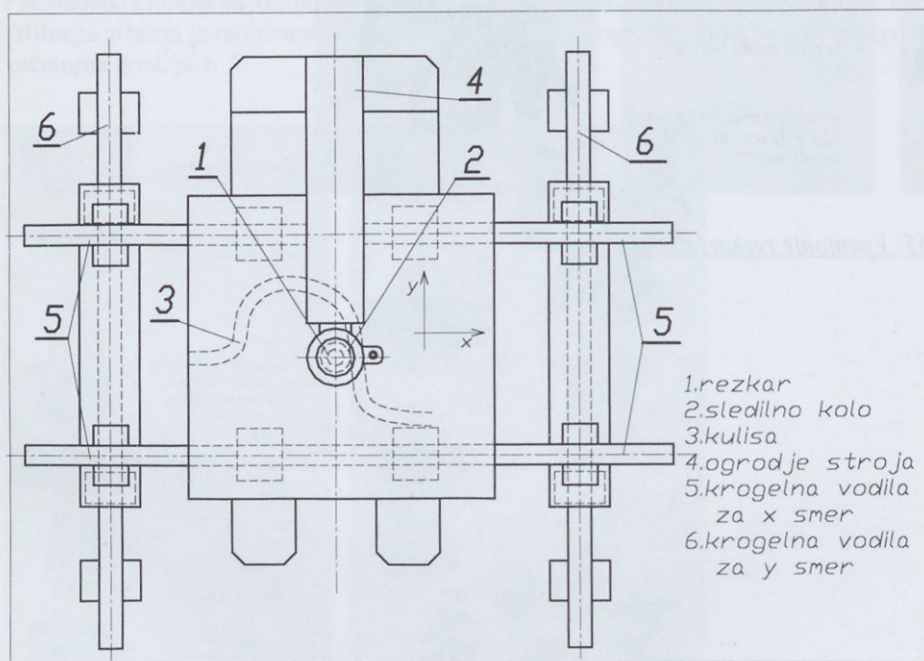
Slika 2.55: Vpenjanje rezkarja na trn

2.11 Kopirni rezkalni stroji

Odrežavanje z rezkatrji omogoča mnoge, včasih zelo inovativne načine kopiranja bolj ali manj kompliciranih oblik. Pojav računalniško krmiljenih strojev take načine izpodriva ali pa jim zmanjšuje pomen. Kljub temu so posamezni stroji za kopiranje po mehanski šabloni še vedno v uporabi ali pa si ti postopki zaradi svoje inovativnosti zaslužijo pozornost.

2.11.1 Kopiranje s šablono

Na sliki 2.56 je prikazan rezkalni kopirni stroj, ki omogoča kopiranje po šabloni nameščeni pod mizo z obdelovancem. Delovna miza je nameščena na dvojnih vodilih, ki omogočata dvodimenzionalen pomik. Pomik delovne mize in s tem obdelovanca je v tem primeru ročen. Z uvedbo CNC strojev ta izvedba tone v pozabo.

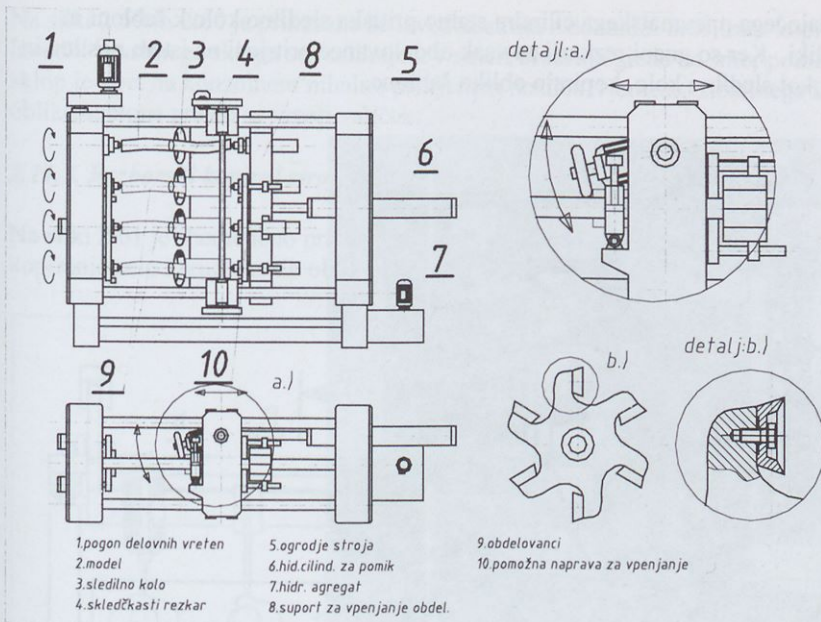


Slika 2.56: Kopiranje s šablono

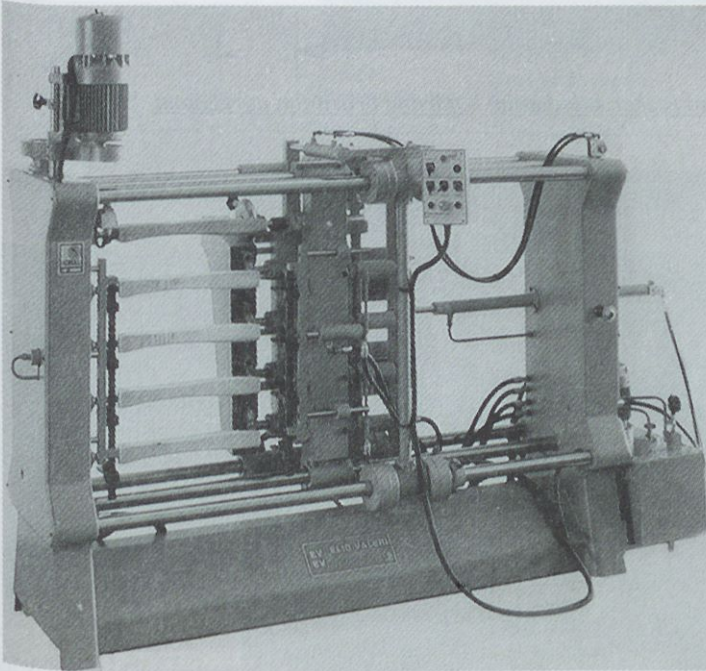
1.11.2 Skledčkasti kopirni rezkar

Skledčkasti kopirni rezkar je svoje ime dobil po posebni skledčkasti obliki rezalnega orodja. Po načinu dela pa bi te vrste strojev lahko opisali kot stružnično kopirno rezkanje. Postopek je primeren za kopiranje oblik valjastega preseka. Princip je razviden na sliki 2.57, izgled ene od variant pa na sliki 2.58.

Šablona in obdelovanci na stroju se morajo sinhrono vrteti. To omogoča pogon z zobniškim ali verižnim prenosom. Vzdolž osi šablone potuje prosto vrteče se sledilno kolo pritrjeno na konzolni, nihalno pritrjeni nosilec.

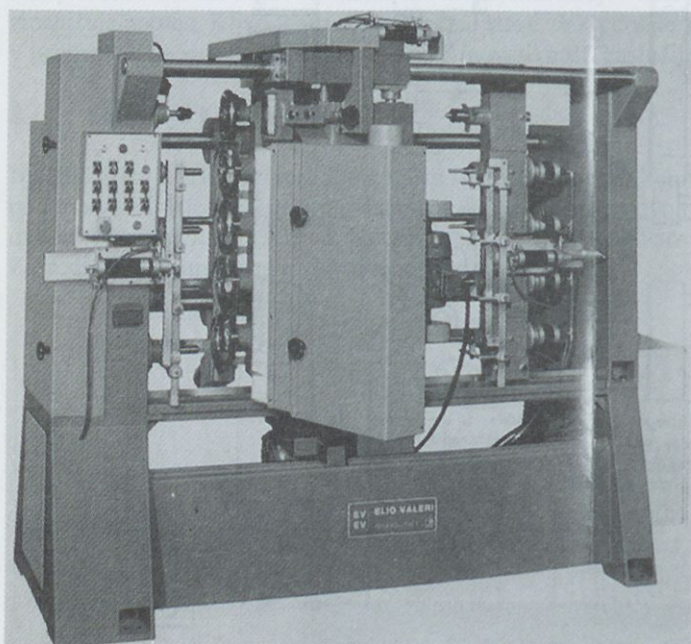


Slika 2.57: Skledčkasti rezkar

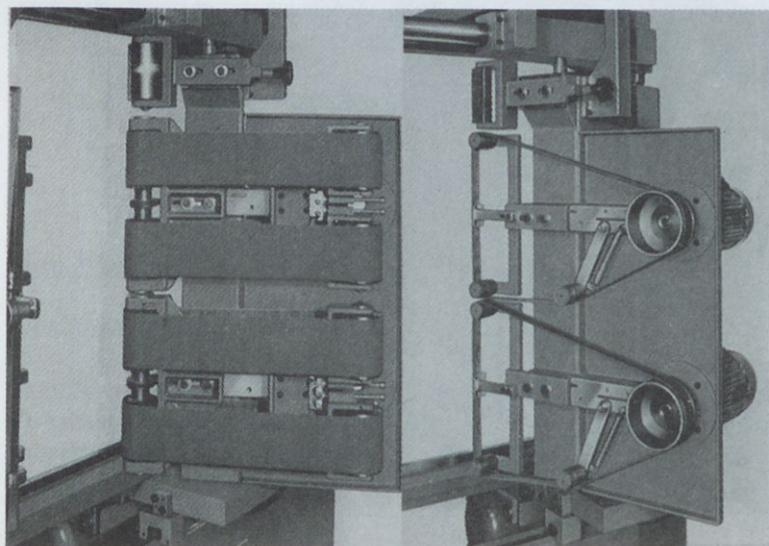


Slika 2.58: Skledčkasti rezkar

Pritisna sila pripadajočega pnevmatskega cilindra stalno pritiska sledilno kolo k šabloni in tako sledi njeni obliki. Ker so gnani rezkarji za vsak obdelovanec pritrjeni na istem nosilcu in imajo enak premer kot sledilno kolo, kopirajo obliko šablone.



Slika 2.59: Skledčkasti kopirni rezkar s dodatnim kopirnim brusilnim agregatom

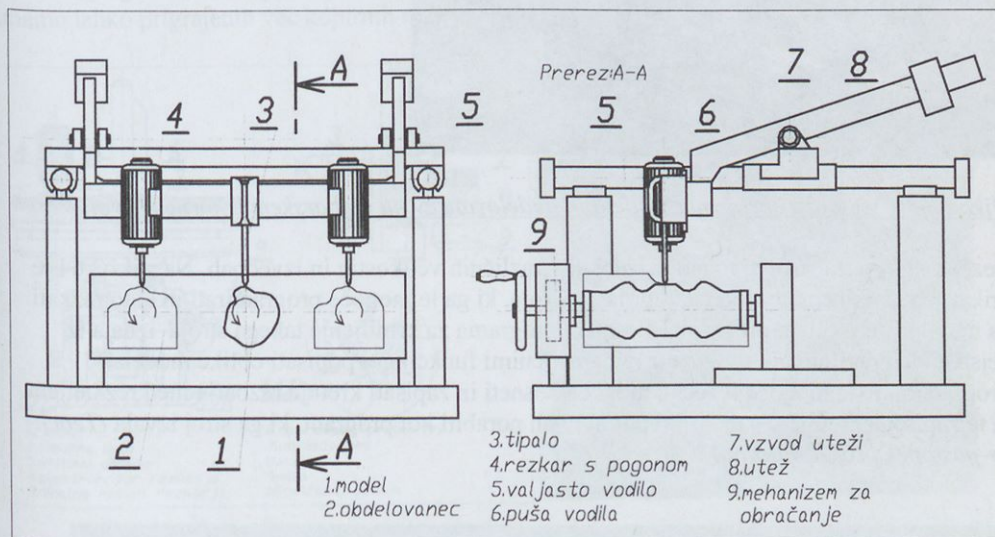


Slika 2.60: Dve izvedbi kopirnega brusilnega sklopa

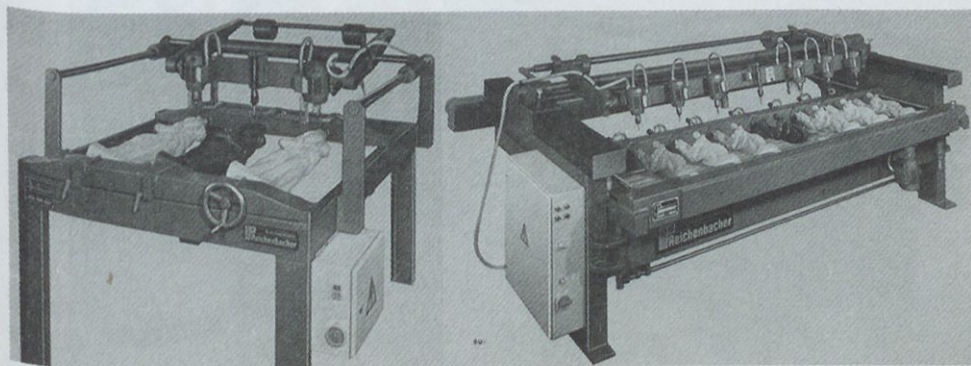
Na sliki 2.59 in 2.60 je prikazana še izvedba stroja z dodanim brusilnim kopirnim sklopom. Izvedbi brusilnega sklopa se razlikujeta v smeri brušenja glede na smer pomika. Tudi brusilni sklop je vpnet na konzolnem nihalno pritrjenem nosilcu. Namesto sledilnega kolesa sledi obliko šablone prosto se vrteči valjček.

2.11.3. Rezbarski kopirni stroj

Na sliki 2.61 je shematično prikazana izvedba rezbarskega kopirnega stroja, ki služi za kopiranje zelo kompleksnih oblik ali reliefov.



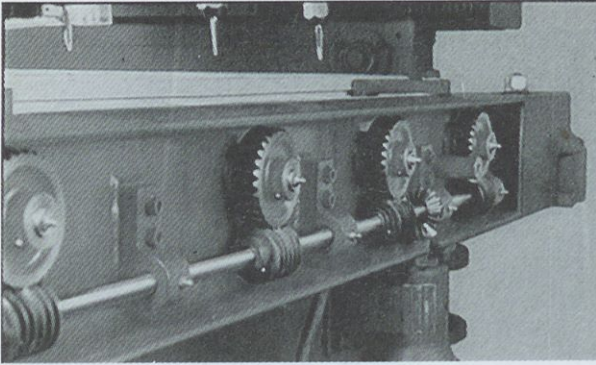
Slika 2.61: Rezbarski kopirni stroj



Slika 2.62: Dve izvedbi rezbarskega kopirnega stroja

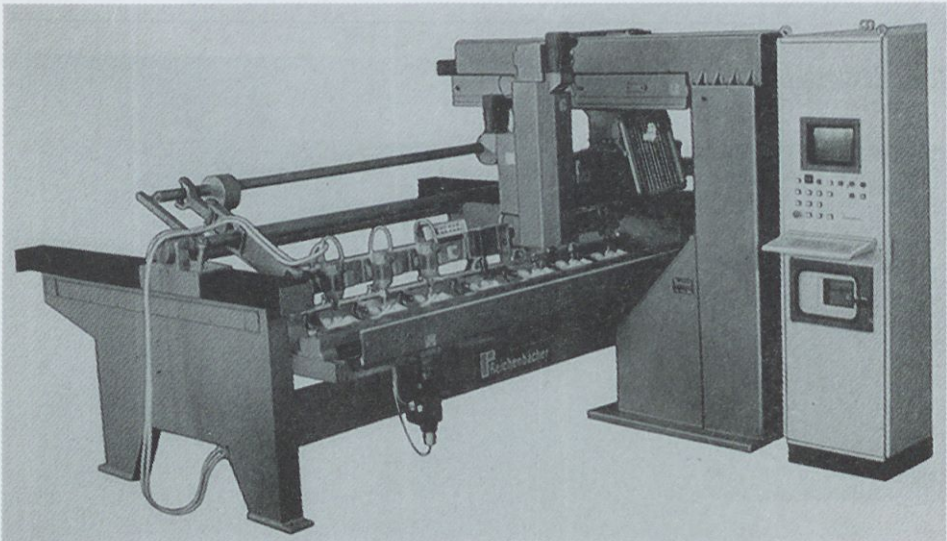
Predmet, ki ga želimo kopirati, je nameščen pod tipalo. Pritrjen je tako, da ga je po potrebi mogoče obračati istočasno kot obdelovance. Pogon za obračanje modela in obdelovancev je pokazan na sliki 2.63. Tipalo je pritrjeno na gredo, ki je pomična v vertikalni in horizontalni

smeri. Na to grede so pritrjeni tudi rezbarski rezkalni agregati. Rezbar ročno sledi obliki modela in tako definira pomik rezkalnega orodja.



Slika 2.63: Pogon za obračanje modela in obdelovancev na rezbarskem kopirnem stroju

Rezbarski kopirni stroj je mogoče izdelati v različnih velikostih in izvedbah. Na sliki 2.64 je prikazana izvedba rezbarskega kopirnega stroja, ki ga je mogoče programirati in nato rezkati na njem po zapisanem programu. Problem programa za krmiljenje takega stroja izhaja iz dejstva, da praviloma ni mogoče z matematičnimi funkcijami popisati oblike modela. Programiranje je mogoče le, če je mogoče posneti in zapisati kretnje rezbarja med rezkanjem in te zapisane kretnje v nadaljnjih ponovitvah porabiti kot program, ki ga stroj izvaja (*Teach-in-postopek programiranja*).

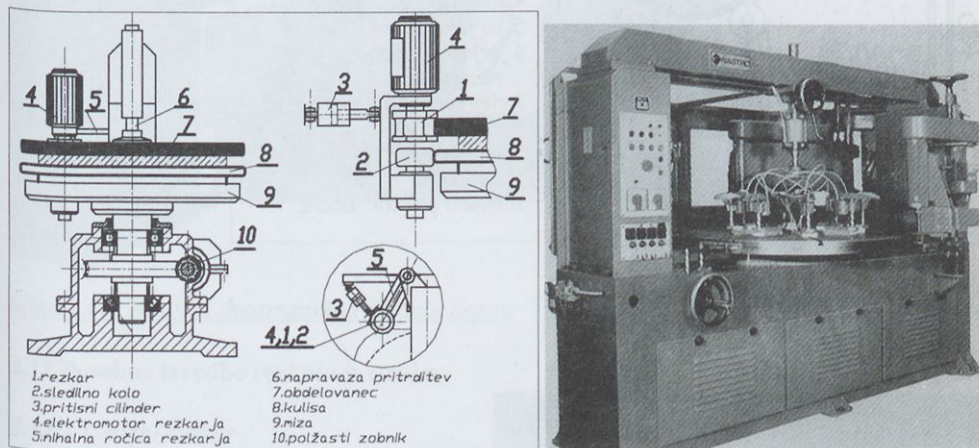


Slika 2.64: Rezbarski kopirni stroj- izvedba z računalniškim krmiljenjem

2.11.4 Karusel kopirni stroj

Na sliki 2.65 je prikazana shema in izgled karusel kopirnega stroja. Obdelovanec (ali več obdelovancev) je s pnevmatskimi prijemali pritrjen na vrtečo se mizo. Obodna hitrost te rotacije določa podajalno hitrost. Podajalna hitrost se giblje med 5 do 20 m/min. Ker je vrtilna hitrost mize majhna, je za prenos moči na gred mize primeren polžasti zobniški par.

Na mizo je pod obdelovancem pritrjena šablona, ki določa obliko kopiranja. Rezkar, skupaj s sledilnim kolesom, je pritrjen na nihalno obešen nosilec. Pritisna sila prigrajenega pnevmatskega cilindra zagotavlja stalen kontakt sledilnega kolesa in šablone. Na enem stroju imamo lahko prigrajenih več kopirnih rezkarjev ali pa tudi sklop za brušenje.



Slika 2.65: Karusel kopirni stroj

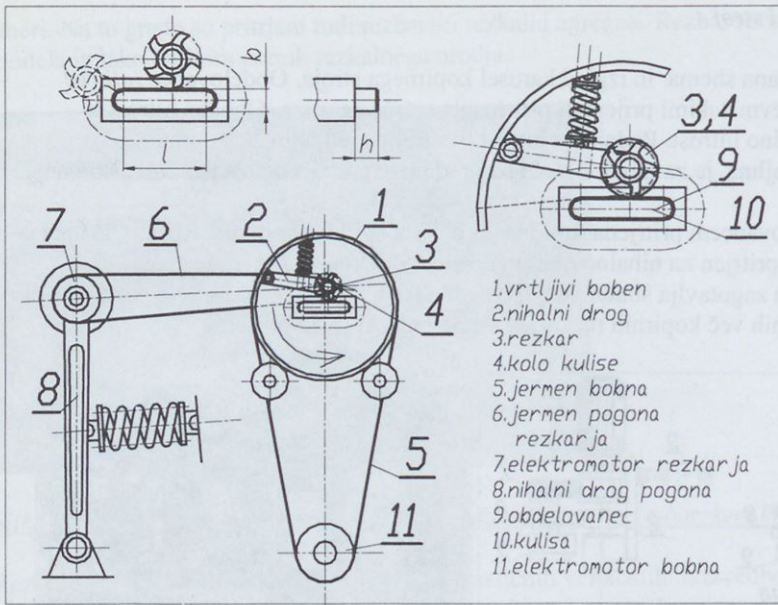
2.11.5 Čeparke

Rezanje čepov je mogoče izvesti na več načinov.

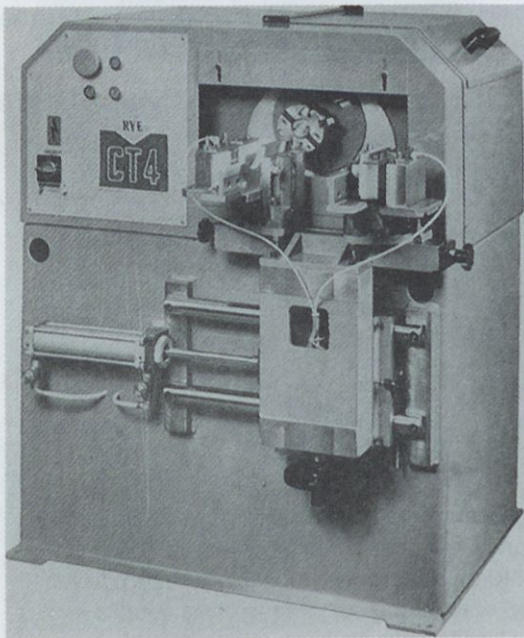
Pri izvedbi kopirnega rezkarja po šabloni, slika 2.66, je nihalno obešen rezkar pritrjen na rotirajoči boben, ki se mora za vsak čep zavrteti okoli svoje osi. Pot sledilnega kolesa po šabloni določa velikost in obliko izdelanega čepa. Pogon mora biti postavljen na nihalni drog, da je mogoče napenjati pogonska jermena.

Ustrezno gibanje rezkarja je mogoče sestaviti iz segmentov polkrožnega in premočrtnega gibanja, slika 2.67. Polkrožno gibanje lahko opravi rezkalni agregat, premočrtno pa opravi miza na katero je vpet obdelovanec po vodilih. Radij polkrožnega gibanja je mogoče nastaviti s prestavitvijo rezkalnega agregata po radialnem vodilu, dolžino premočrtnega pomika in s tem dolžino čepa s položajem končnih stikal na vodilu mize.

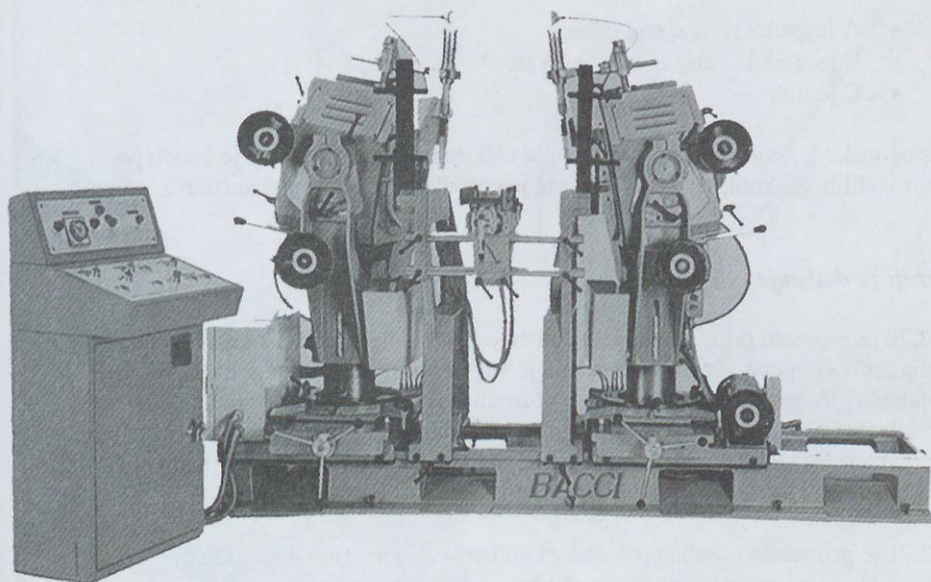
Na sliki 2.68 je prikazan stroj za dvostransko rezkanje čepov. Z nagibom in nastavitvijo položaja obeh agregatov čeparke je mogoče rezkati čepove postavljene v prostoru.



Slika 2.66: Čeparka-rezkanje po šabloni



Slika 2.67: Izgled čeparke

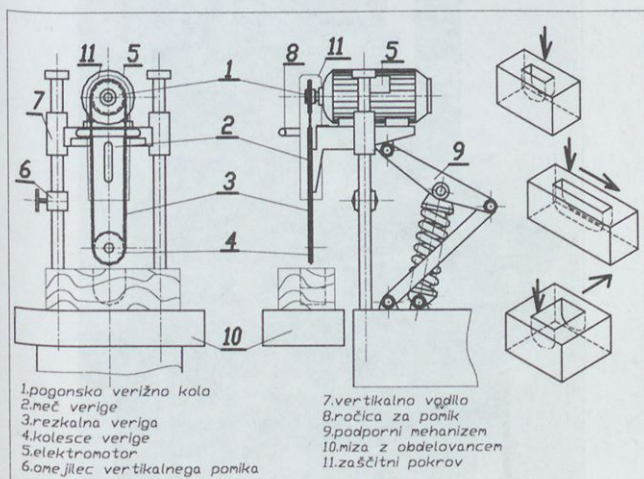


Slika 2.68: Stroj za dvostransko rezkanje čepov

2.12 Posebne izvedbe rezkalnih strojev

2.12.1 Verižni rezkar

Na sliki 2.69 je prikazan verižni rezkar shematično in izgled ene od izvedb naprave.



Slika 2.69: Verižni rezkar

Verižno pogonsko kolo, meč verige, kolesce verige in veriga predstavljajo rezkalno orodje v kompletu. Niz rezalnih zob je izdelanih na lamelah rezkalne verige. Glede na delitev verige t ločimo tri tipe verig:

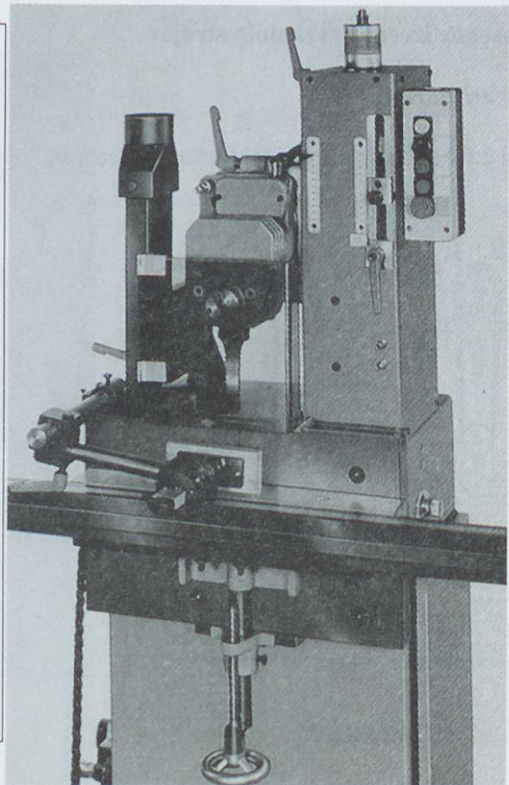
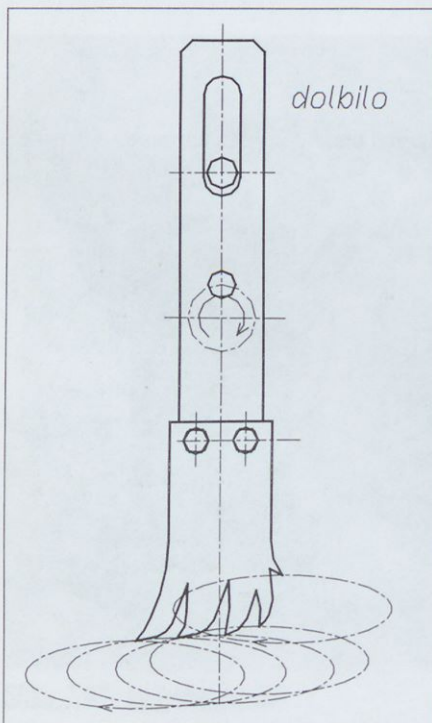
- A je groba veriga, $t=22.6mm$,
- B je srednja veriga, $t=16.2mm$ in
- C je fina veriga, $t=13.7mm$.

Verižno pogonsko kolo je pritrjeno kar na gred elektromotorja. Cel sklop je voden po vertikalnih vodilih. Za kompenzacijo sile teže je potreben podporni mehanizem z vzmetjo.

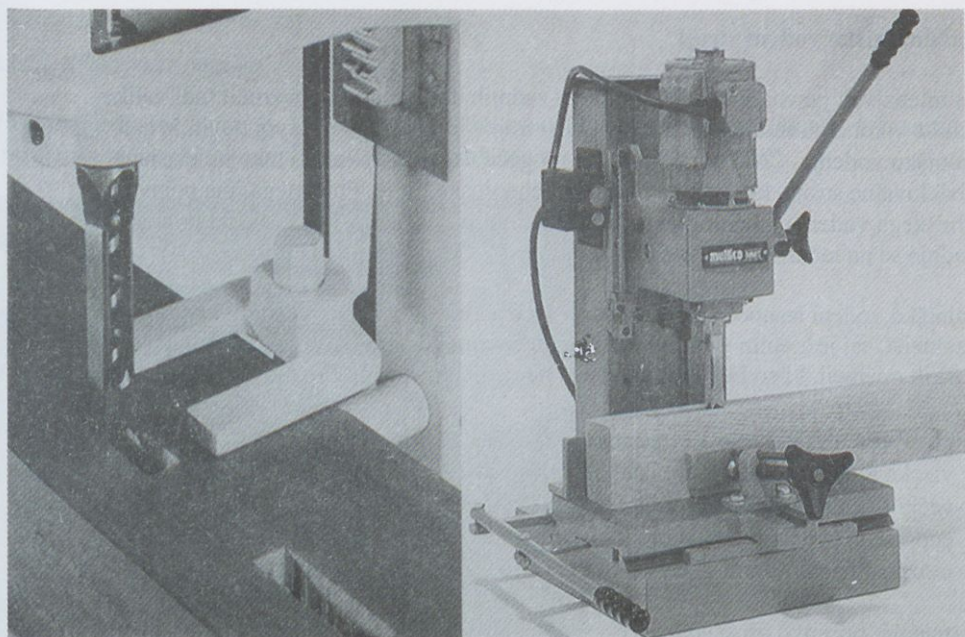
2.12.2 Stroji za dolbenje

Na sliki 2.70 je prikazan princip stroja za dolbenje. Držalo noža pomika ekscentrično postavljena ročica pogona. Zgornji del držala je voden po fiksnem čepu v utoru držala. Rezultat takega gibanja je eliptično gibanje noževih konic. Sklop je pritrjen na podstavku stroja, obdelovanec pa na mizo. Delovni pomik, podajalno gibanje, opravi lahko ali sklop z dolbilom ali pa miza z obdelovancem. Različne oblike nožev omogočajo dolbenje lukenj različnih oblik.

Na sliki 2.71 je prikazana posebna izvedba za dolbenje kvadratnih lukenj. Orodje je sestavljeno iz dolbila kvadratne oblike in svedra.



Slika 2.70: Stroj za dolbenje



Slika 2.71: Stroj za dolbenje kvadratnih lukenj

2.13 Računalniško vodeni stroji

Izredno intenziven razvoj mikroelektronike v zadnjih desetletjih je povzročil tudi velike spremembe v koncipiranju lesnoobdelovalnih strojev in intenziven razvoj novih izvedb. Računalniško vodenje, CNC upravljanje, je mogoče uspešno aplicirati tako na klasične lesnoobdelovalne stroje, kot tudi na poljubne tehnološke linije. Poleg tega ima pojav računalniškega vodenja tehnologije tudi povratni vpliv. Zasnova, konstrukcija in način proizvodnje se na računalniško vodenih strojih menja v manjši ali večji meri.

Računalniško vodeni lesnoobdelovalni stroji so izpodrinili nekatere klasične izvedbe. So univerzalnejši, saj je z enim samim vpenjanjem na mnogih strojih mogoče opraviti niz tehnoloških operacij, ki so bile prej izvedene na različnih strojih. Prednosti so še:

- povečana produktivnost zaradi manjšega časa za pripravo stroja,
- visoka točnost obdelave in natančnost ponovitve delovne operacije,
- večja fleksibilnost proizvodnje,
- enostavna obdelava bolj kompliciranih oblik in
- možnost napak zaradi človeškega vpliva je močno zmanjšana.

Za upravljanje, pripravo proizvodnje in vzdrževanje pa zahtevajo ti stroji bolj kvalificirano delovno silo. Zaradi visoke investicije je cena delovne ure višja in je potrebno proizvodnjo natančneje planirati, da je stroj polno in racionalno zaseden.

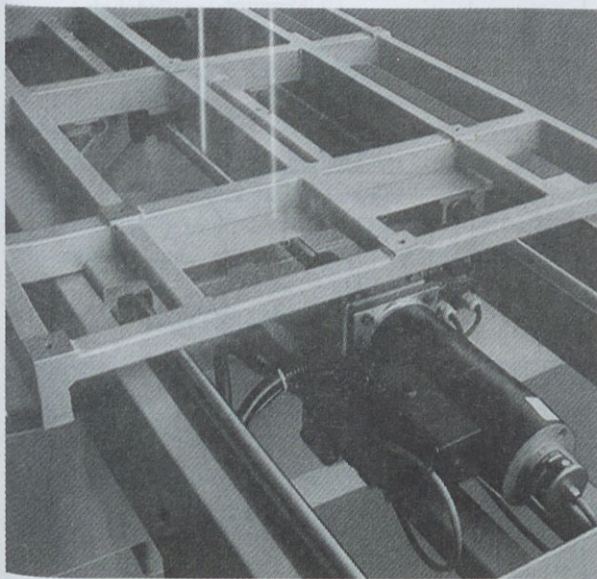
Zasnova in konstrukcijska izvedba računalniško vodenih strojev se razlikuje od sicer klasičnih strojev, čeprav je mogoče tudi te opremiti kot računalniško vodene stroje. Te razlike in razloge je mogoče strniti v naslednje točke:

- Ker je mogoče stroj opremiti z večjim ali manjšim številom različnih sklopov z različnimi obdelovalnimi orodji, je mogoče opraviti cel niz različnih operacij z enim samim vpetjem. Zasnova stroja zato odstopa od klasične in je lahko mnogo bolj prilagojena specifičnim zahtevam proizvodnje, ki teče na njem. To je tudi razlog za veliko diverzifikacijo različnih konceptualnih izvedb.
- Da bi zagotovili natančnost vodenja, ki ga elektronska krmilna tehnika omogoča, je potrebno izvesti vodila in pogone brez zračnosti. Le tako je mogoče doseči točnost in ponovljivost pozicije. Uporabljeni so posebni strojni elementi značilni za to tehniko, kot so: precizna krogelna vodila, vijačna krogelna vretena, itd.
- Delovna, predvsem pa pomožna gibanja so hitrejša. Uporabljajo se najboljši materiali za rezalna orodja. Zato so sile na strojne dele večje in je potrebno stroj tudi iz tega razloga robustno dimenzionirati. Z robustno konstrukcijo se zmanjšajo tudi deformacije in možnost nezaželenih vibracij orodja, delov stroja ali ohišja stroja.
- Stroji so opremljeni z različnimi sistemi za hitro in samodejno menjavo orodij. Saržer takega stroja lahko ima tudi več kot sto različnih orodij.

V sedanjem času je razvoj računalniško vodenih lesnoobdelovalnih strojev še vedno zelo intenziven. Deloma je to pogojeno s trenutnim razvojem računalniške krmilne tehnike, deloma pa s tržno ekonomskimi trendi, ki usmerjajo razvoj proizvodnje.

2.13.1 Krmiljenje pomika v eni osi

Vsa gibanja na računalniško vodenem lesnoobdelovalnem stroju so sestavljena iz sočasnega krmiljenja več različnih pomikov v posameznih oseh.

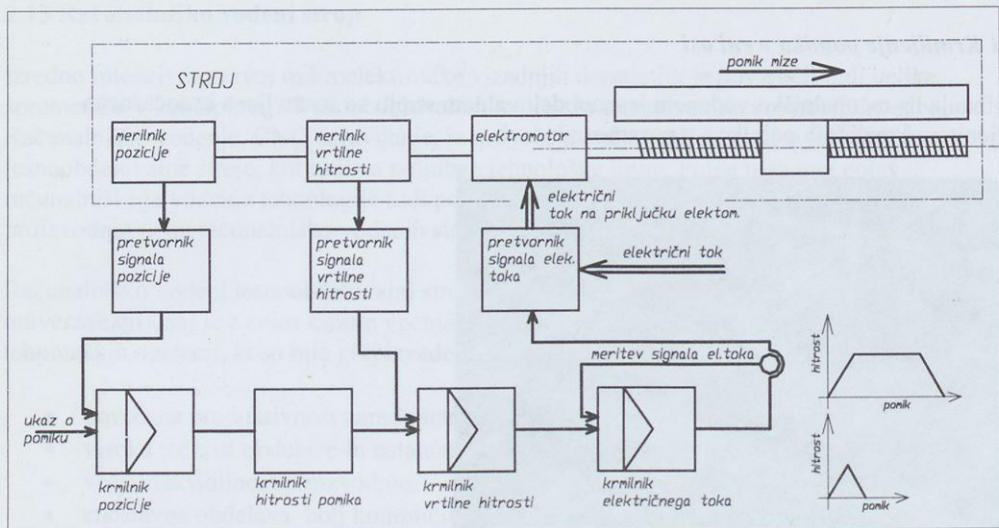


Slika 2.72: Pogonski sklop mehanizma za pomik v eni osi

Na sliki 2.72 je prikazan tipičen pogonski sklop, ki služi za pomik v eni osi. Delovna miza se pomika po preciznih krogelnih vodilih.

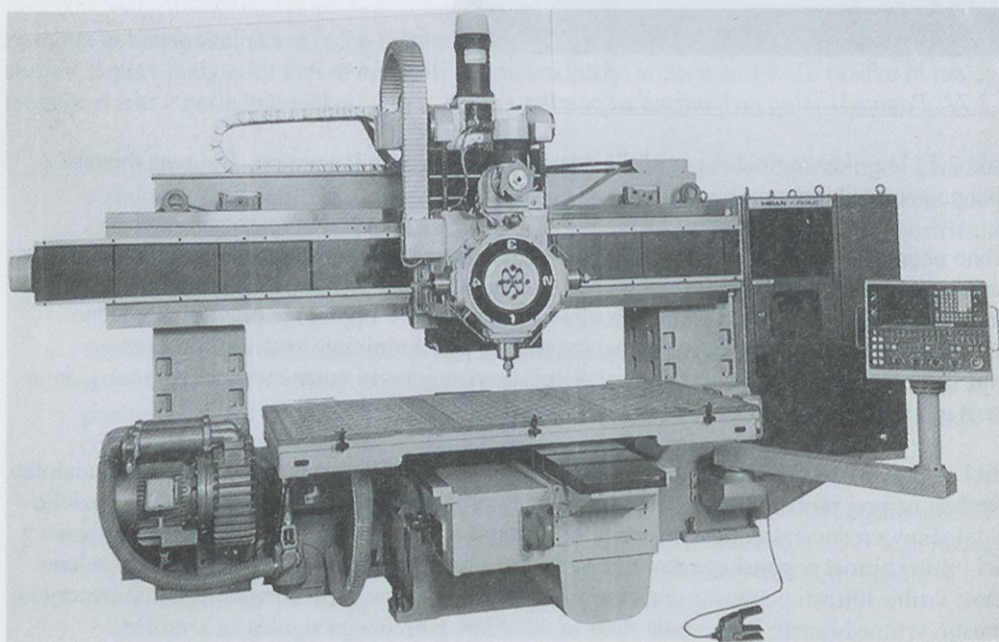
Potrebno pogonsko energijo zagotovi sklopu elektromotorni del servomotorja. Krmiljenje vrtilne hitrosti servomotorja pa posredno zagotavlja krmiljenje hitrosti pomika. Za spremembo rotacije v linearen pomik služi značilen mehanizem vijakačnega vretena. V uporabi je praviloma vijako krogelno vodilo z dvojno prednapeto krogelno matico za eliminiranje zračnosti pri prenosu gibanja. Tudi izvedba vležajenja mora v aksialni smeri zagotoviti natančnost pozicije tako, da je zračnost eliminirana.

Na sliki 2.73 je prikazana shema krmiljenja pomika v eni osi. Ukaz o pomiku mize iz računalnika je potrebno najprej primerjati s trenutno pozicijo. Iz primerjave med želeno in trenutno pozicijo sledi določitev vrednosti trenutne zelene hitrosti pomika. Ker je krmiljena vrednost v ta namen v resnici vrtilna hitrost pogonskega motorja, se zelena vrednost hitrosti pomika prevede v želena vrednost vrtilne hitrosti pogonskega elektromotorja. Ta vrednost se primerja s trenutno izmerjeno vrednostjo vrtilne hitrosti. Primerjava služi za določitev potrebnega signala za krmiljenje električnega toka za pogon elektromotorja.



Slika 2.73: Shema krmiljenja pomika v eni osi

2.13.2 Izvedbe računalniško upravljanih lesnoobdelovalnih strojev



Slika 2.74: Triosni računalniško krmiljeni stroj

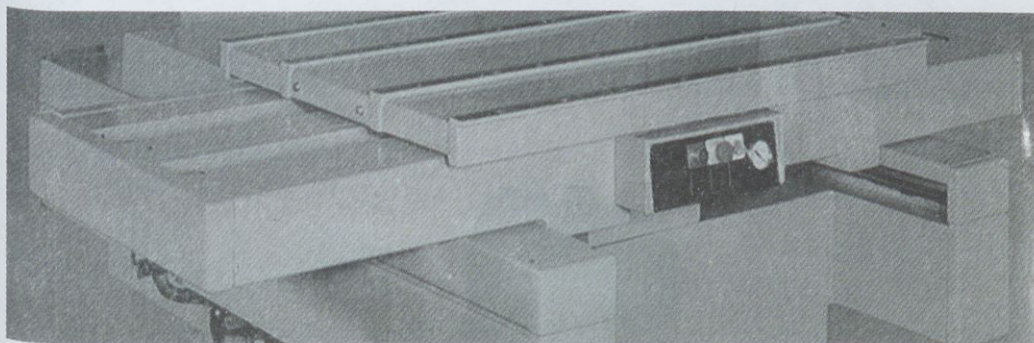
Bolj kompleksna gibanja je mogoče upravljati s sočasnim krmiljenjem več osi naenkrat. Število osi, ki jih sočasno krmilimo, v največji meri določa tehnološke sposobnosti stroja. Tako definiramo:

- 2D krmiljenje, sočasno lahko krmilimo dve osi,
- $2\frac{1}{2}$ D krmiljenje omogoča sočasno krmiljenje dveh od treh osi,
- 3D krmiljenje omogoča sočasno krmiljenje treh osi in
- 4D,5D krmiljenje omogoča poleg treh osnovnih translatorskih gibanj še krmiljenje dodatnih rotacij orodja.

Konceptualne izvedbe računalniško upravljanih strojev so lahko različne in se v veliki meri prilagajajo tehnološkim zahtevam specifične proizvodnje.

Na sliki 2.74 je prikazan računalniško krmiljen stroj z možnostjo upravljanja treh osi. Prvo os predstavlja pomik mize na podstavku. Drugo os predstavlja horizontalen pomik delovnega sklopa z rezkalnimi glavami po vodilih mosta nad mizo. Tretjo os pa predstavlja vertikalni pomik delovnega sklopa.

Na sliki 2.75 pa je prikazana izvedba delovne mize za pomik v dveh oseh.

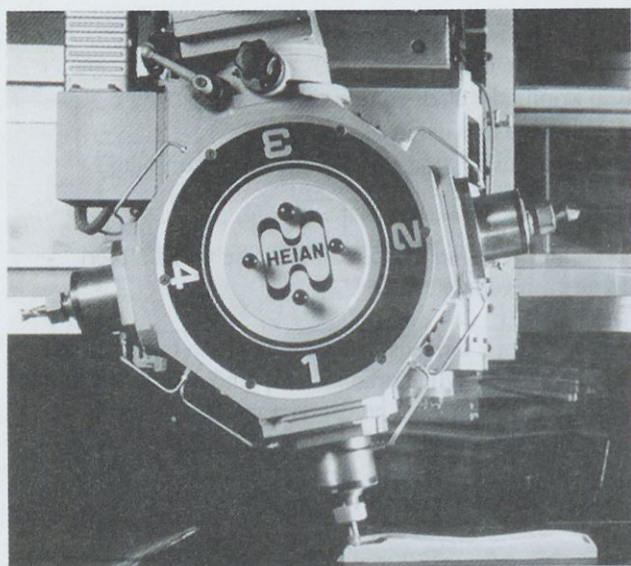


Slika 2.75: Izvedba delovne mize za pomik v dve smeri

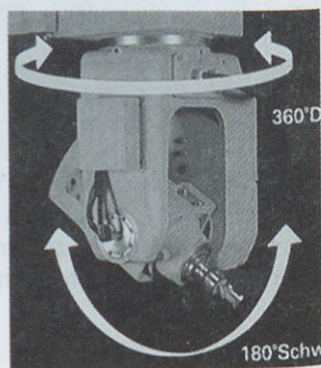
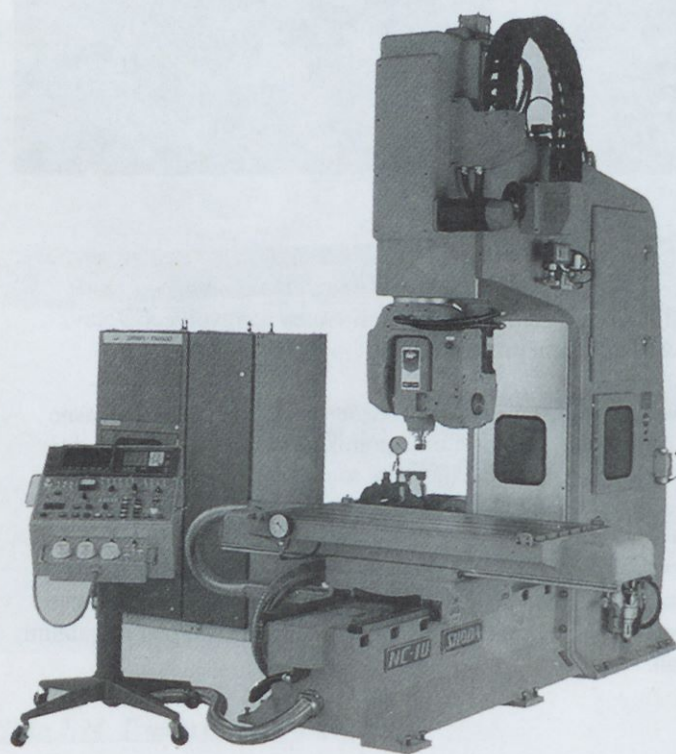
Na sliki 2.76 je prikazana izvedba revolverске glave za stroj na sliki 2.74, ki omogoča zasuk orodne glave med obdelavo in krmiljenje četrte osi. Več delovnih vreten na revolverski glavi omogoča obdelavo obdelovanca z več različnimi orodji.

Na sliki 2.77 pa je predstavljena izvedba računalniško krmiljenega stroja, ki omogoča sočasno krmiljenje petih osi. Pri tej izvedbi omogoča dva translatorska pomika miza, tretjega vertikalni pomik delovnega agregata, četrto in peto os pa predstavljata dve rotaciji delovnega sklopa. Mogoča je tudi izvedba četrte osi na vpenjalni napravi obdelovanca

Na sliki 2.78 je prikazana še ena izvedba računalniško vodenega stroja. Poleg več rezkalnih orodij je delovni sklop opremljen še z orodji za vrtanje in rezanje in je na njem mogoče izvesti zelo različne operacije z enim samim vpetjem. Omogoča natančno vrtanje izvrtin pod poljubnim kotom in ne samo v glavnih ravninah.

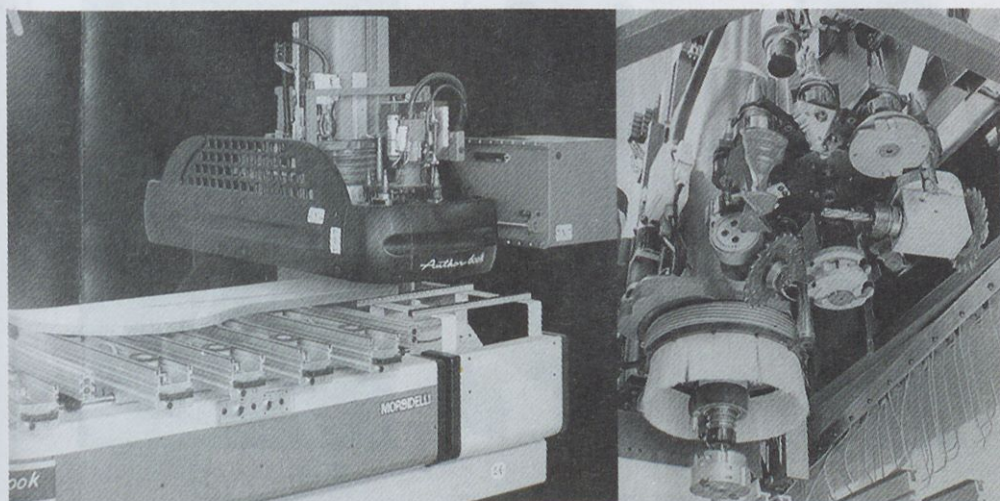


Slika 2.76: Revolverska glava



Slika 2.77: Pet osni računalniško krmiljeni stroj

Vpenjanje obdelovancev je izvedeno s pomičnimi vakumskimi prijemali, kar dodatno povečuje fleksibilnost stroja.



Slika 2.78: Računalniško vodeni stroj

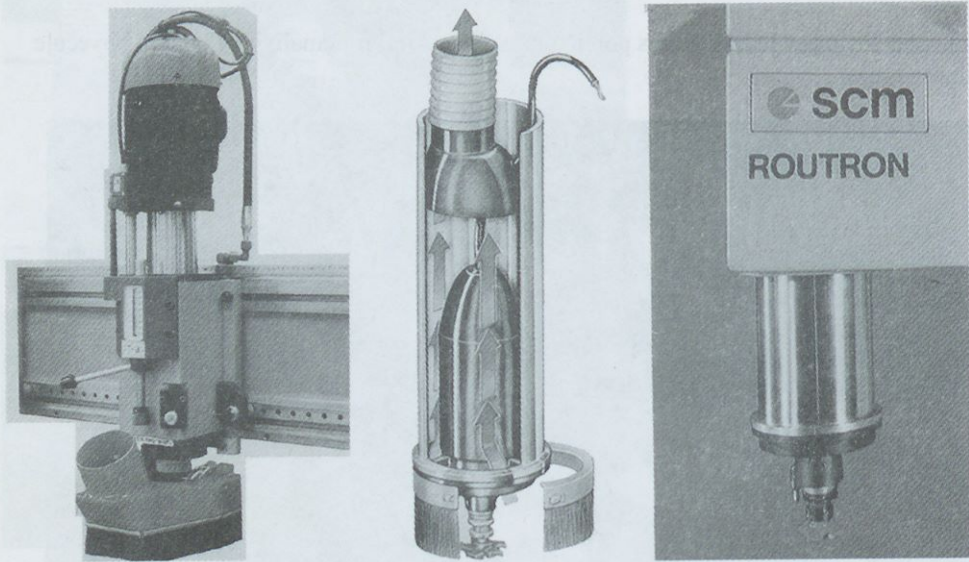
2.13.3 Delovni sklop

Glede na konceptualno izvedbo računalniško vodenega stroja so tudi izvedbe delovnega sklopa na takem stroju lahko zelo različne.

Na sliki 2.79 sta prikazani dve izvedbi delovnega sklopa z enojnim rezkalnim vretenom. Motor je nameščen kar direktno v osi, brez dodatnih obremenitev gredi z radialnimi silami. Taka rešitev omogoča visoke vrtilne hitrosti. Vpenjanje orodja v te vrste delovnih vreten je izvedeno s konusom in vijačno matico, kot na primer pri nadmiznem rezkarju.

Več takih vreten je mogoče postaviti paralelno na skupen suport. Tako je mogoče uporabiti različna orodja za obdelavo že vpetega obdelovanca. Za menjavo orodja zadošča pomik suporta za medosno razdaljo med vreteni.

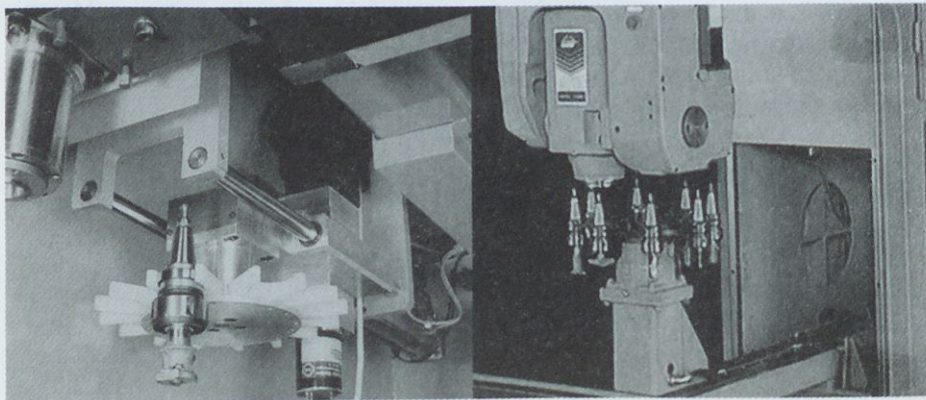
Izvedba delovnega sklopa z revolversko glavo, prikazano na sliki 2.76, tudi omogoča obdelavo s štirimi različnimi orodji brez zamude potrebne za menjavo orodja med delovno operacijo. Za menjavo orodja zadošča zasuk revolverja za 90° . Revolversko glavo je mogoče izvesti tudi z večjim številom vreten.



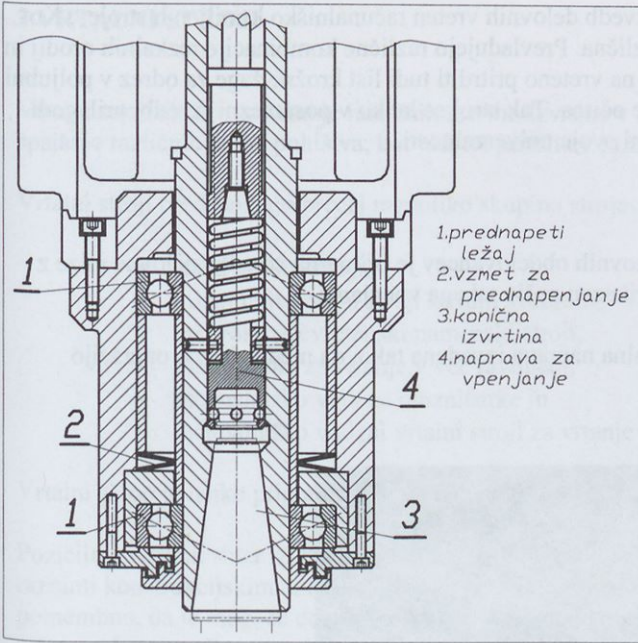
Slika 2.79: Delovni sklop z enojnim rezkalnim vretenom

Na sliki 2.80 je prikazan krožni saržer za menjavo orodij. Na posamezni poziciji krožnika je nameščeno s programom definirano orodje. Menjava orodja je torej tudi programirana.

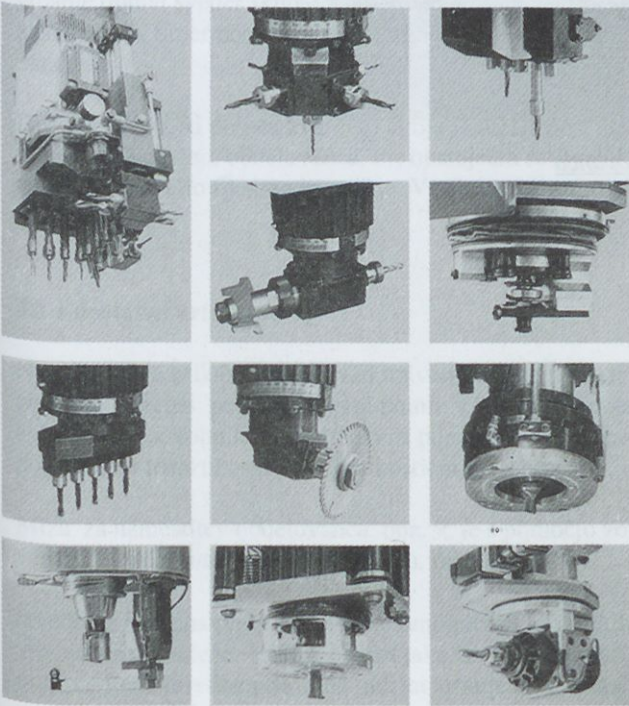
Na sliki 2.81 je prikazana ena od možnih izvedb vretena, ki omogoča samodejno vpenjanje in izpenjanje orodja. Potrebno aksialno silo za dovolj veliko trenje med konusom orodja in konično izvrtino v gredi zagotavlja vzmet. V narisanim položaju prenašajo to silo na prijemalo na vrhu konusa kroglice v trnu. Vertikalni pomik trna v sredini z vpenjalom omogoča pnevmatski ali mehanski pogon.



Slika 2.80: Krožni saržer za menjavo orodij



Slika 2.81: Vreteno za samodejno vpenjanje orodja



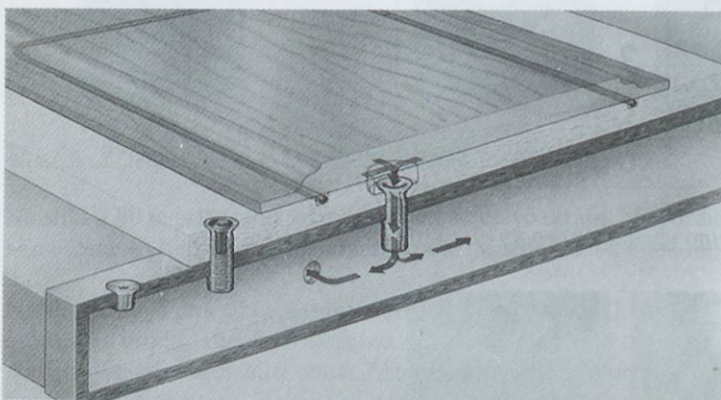
Slika 2.82: Različne izvedbe delovnih vreten

Na sliki 2.82 je prikazanih še nekaj izvedb delovnih vreten računalniško krmiljenih strojev. Kot je razvidno iz slike, so orodja zelo različna. Prevladujejo različne kombinacije rezkalnih orodij in vrtalnih orodij. Brez težav je mogoče na vreteno pritrditi tudi list krožne žage za odrez v poljubni ravnini. Univerzalnost takega stroja je očitna. Tak stroj se lahko v posamezni izvedbi prilagodi specifičnim zahtevam in ob tem ohrani svoje univerzalnosti.

2.13.4 Vpenjanje obdelovanca

Za enostavno in hitro vpenjanje ploskovnih obdelovancev je primerna izvedba delovne mize z vakumsko črpalko. Na sliki 2.83 je prikazan način takega vpenjanja.

V posameznih primerih je tudi vpenjalna naprava izvedena tako, da med delovno operacijo krmilimo še kako dodatno rotacijo.



Slika 2.83: Vakumsko vpenjanje obdelovanca

3 VRTALNI STROJI

Vrtalni stroji služijo za vrtnanje različnih izvrtin. Izvrtine v lesnih proizvodih služijo tako za spajanje različnih delov pohištva, kot tudi za pritržitev raznih okovov in podobnega.

Vrtalni stroji predstavljajo precej raznoliko skupino strojev. Po zasnovi so ti stroji lahko:

- ročni vrtalni stroji,
- mizni univerzalni stroji z enim svedrom,
- preprosti večvretenski namenski stroji,
- mozničarke za vrtnanje v več ravninah,
- računalniško vodene mozničarke in
- računalniško vodeni vrtalni stroji za vrtnanje v prostoru.

Vrtalni sklop je lahko prigraden tudi na računalniško vodenem rezkalnem stroju.

Polozicija izvrtin in smer izvrtine morata biti dovolj natančna, da je mogoče posamezne dele z različnimi konstrukcijskimi elementi, kot so na primer mozniki, nato spojiti. Prav tako je pomembno, da je mogoče doseči ponovljivost pozicije tudi v primeru velikih serij in v primeru, ko se serija ponovi.

Rotirajoči sveder je rezalno orodje z enim do tremi glavnimi rezalnimi robovi. Podajalno gibanje opravi sveder skupaj z delom pogonskega agregata. Pomik svedra je v smeri njegove aksialne osi. Smer pomika in os svedra morata sovpadati, da je dimenzija nastale izvrtine natančna.

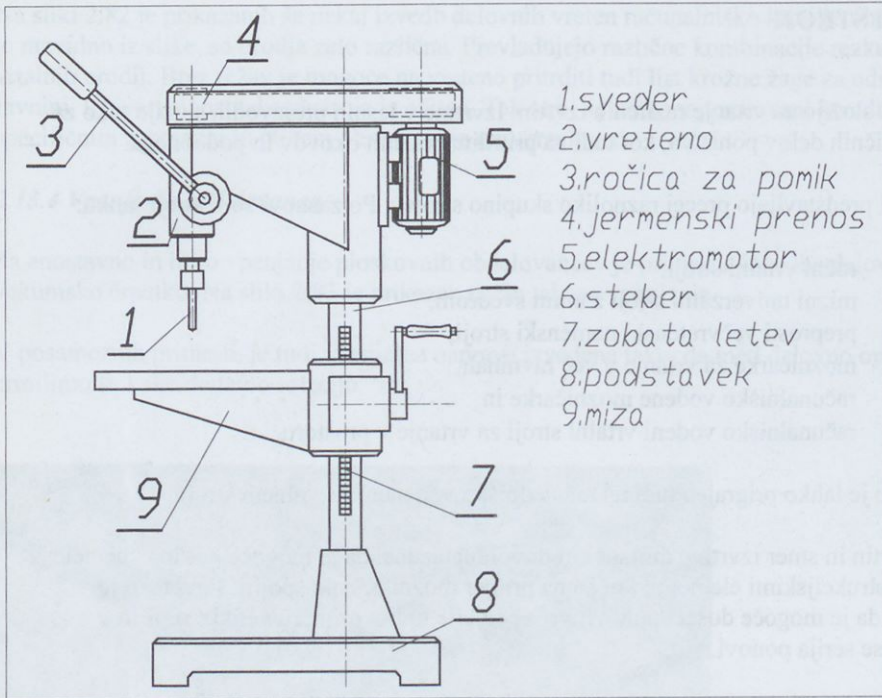
Druga zahteva, ki določa kvaliteto stroja je natančnost kota osi svedra in s tem delovnega pomika in položaja obdelovanca. Pri obstoječih rešitvah je praviloma obdelovanec med delovno operacijo fiksiran in miruje. Vrtalni stroji so torej stroji, ki obratujejo v taktu in ne v pretoku.

3.1 Enostavni vrtalni stroj

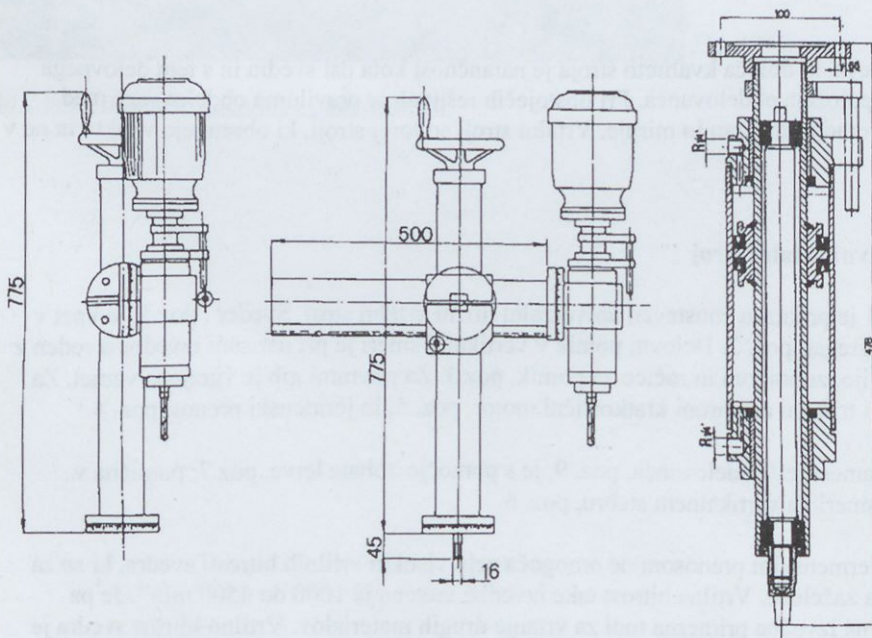
Na sliki 3.1 je prikazan enostaven univerzalni mizni vrtalni stroj. Sveder, poz.1, je vpet v pogonski agregat, poz. 2. Delovni pomik v vertikalni smeri je pri narisani izvedbi izveden z zobato letvijo, zobnikom in ročico za pomik, poz.3. Za povratni gib je vgrajena vzmet. Za pogon služi trifazni asinhroni kratkostični motor, poz. 5, in jermenski prenos, poz. 4.

Miza za namestitev obdelovanca, poz. 9, je s pomočjo zobate letve, poz.7, pomična v vertikalni smeri na vertikalnem stebru, poz. 6.

Izvedba z jermenskim prenosom ne omogoča zelo visokih vrtilnih hitrosti svedra, ki so za vrtnanje lesa zaželeni. Vrtilna hitrost take izvedbe vretena je 1000 do 4500 min⁻¹. Je pa predstavljena izvedba primerna tudi za vrtnanje drugih materialov. Vrtilno hitrost svedra je mogoče spreminjati, če je jermenski prenos izveden s parom jermenic, na katerih je mogoče predstavljati jermen na premerih različnih dimenzij.



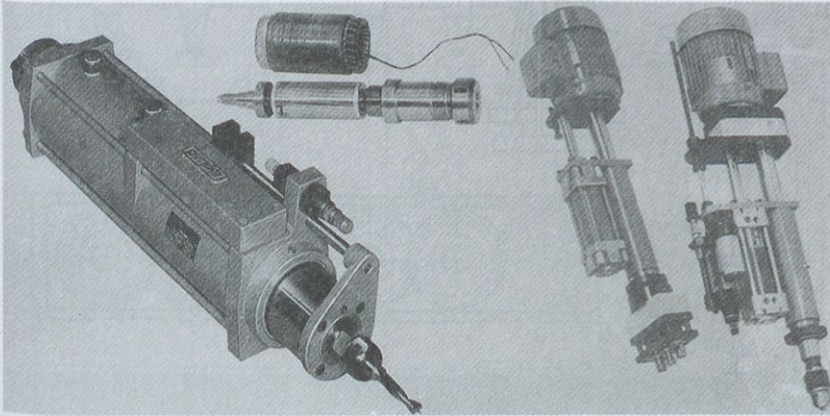
Slika 3.1: Univerzalni mizni vrtalni stroj



Slika 3.2: Koordinatni vrtalni stroj

3.1.1 Vreteno vrtnega stroja

Tako kot pri nadmiznem rezkalnem stroju je tudi pri vrtnem stroju mogoče doseči visoko vrtilno hitrost vretena le z namestitvijo elektromotorja direktno na gred vretena in z visokofrekvenčnim napajanjem. Na sliki 3.2 je prikazan primer izvedbe pogonskega vretena, ki je primeren tudi za vrtnalnice za vrtilne hitrosti do 18000 min^{-1} , na sliki 3.3 pa posebna izvedba vretena za visoke hitrosti, ki ima elektromotor vgrajen v ohišje.



Slika 3.3: Pogonsko vreteno vrtnega stroja z vgrajenim elektromotorjem

V obeh predstavljenih primerih služi za delovni pomik vretena vgrajeni pnevmatski cilindri. Pnevmatični pogon je precej cenejši od hidravličnega, zrak pa ne more onesnažiti obdelovanca v primeru netesnosti naprave.

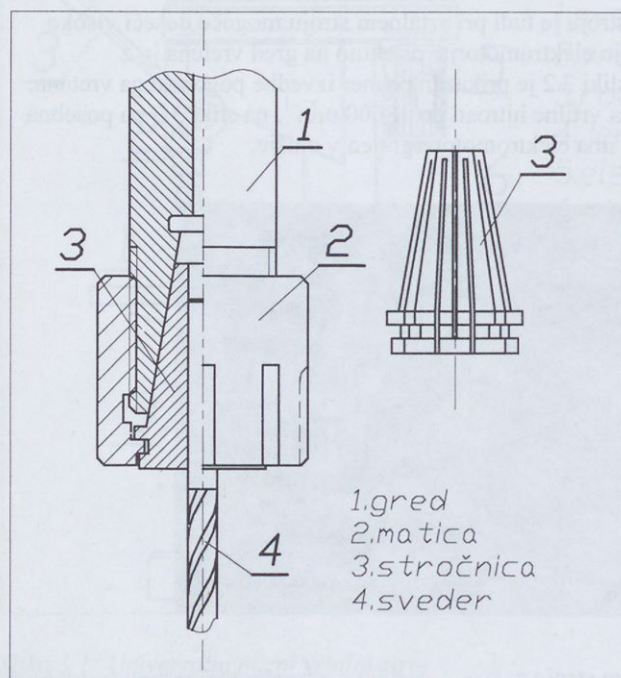
Ker je zrak stisljiv, je hitrost pomika treba kontrolirati. Pri dvosmernem pnevmatskem ventilu je mogoče hitrost pomika kontrolirati z dušenjem izpusta zraka na strani, kjer se cilindri prazni. Povratni hod nima vgrajenega dušilnega ventila in je zato hitrejši, kar je zaželeno.

Uveljavljen je tudi način, da se v napravo vgradi hidravlična enosmerna zavora. Dušilni ventil regulira pretočno količino olja in s tem hitrost pomika svedra. Hidravlična zavora je vgrajena tako, da mehanski omejevalnik zadane v zavoro prej kot sveder zadane v obdelovanec. Tako je primik svedra k obdelovancu hiter, hitrost vrtnja pa kontrolirana. Na hitrost vrtnja vplivamo s privijanjem in odvijanjem dušilnega ventila. Povratni gib svedra zagotovi pnevmatski cilindri, zavoro pa vrne v prvotni položaj vgrajena vzmet. Pri povratnem hodu zavore lahko olje steče skozi enosmerni ventil.

Na sliki 3.4 je prikazan dokaj pogost način vpetja svedra. Steblasti del svedra, poz. 4, je vpet v cilindrično izvrtino stročnice, poz. 3. Stročnica je z zarezi oslabiljena tako, da je njena radialna togost mala.

Zunanji, konični del stročnice z matico, poz. 2, privijemo v konično izvrtino gredi, poz. 1. Aksialna sila privite matice zadošča za dovolj veliko normalno silo na obeh površinah

stročnice in dovolj veliko trenje, da se sveder in stročnica ne zavrtita. Tak način vpetja zagotavlja tudi dovolj natančno osno vpetje svedra.



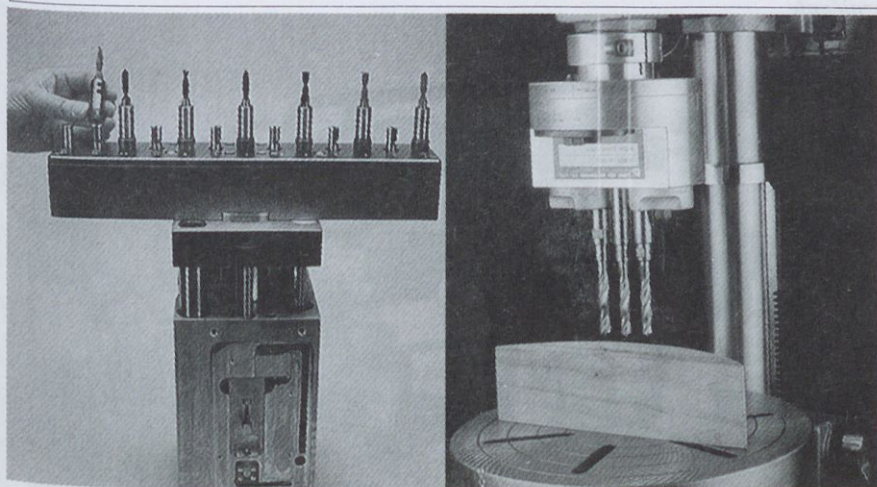
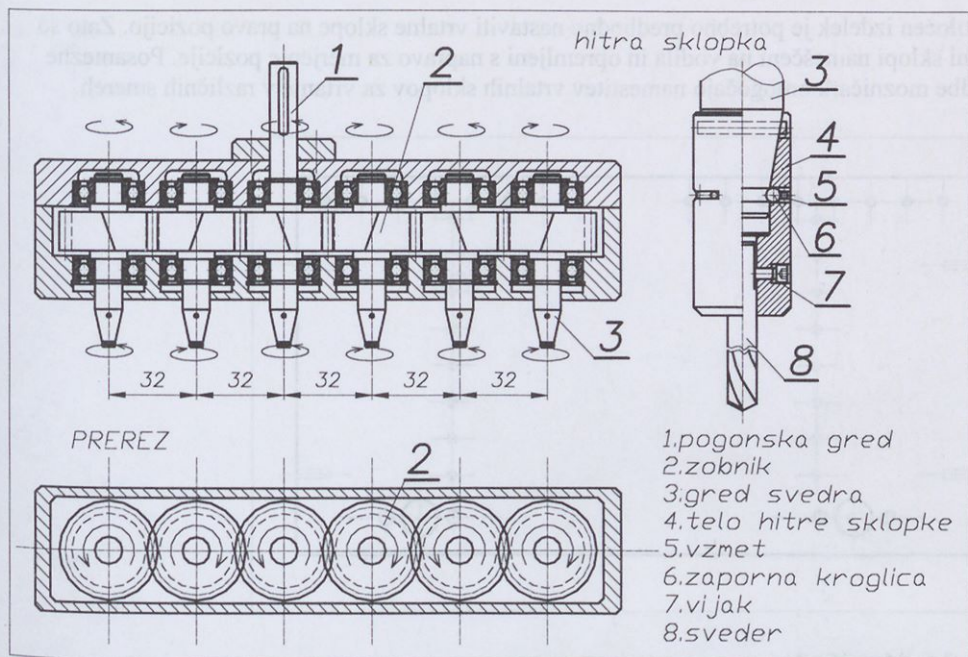
Slika 3.4: Vpetje svedra s stročnico

3.1.2 Večvretenska vrtilna glava

Za vrtanje več izvrtin hkrati se uporabljajo razne izvedbe večvretenskih vrtilnih glav. Klasični primer je prikazan na sliki 3.5. Medosna razdalja med osmi zobnikov je standardizirana in znaša 32 mm. Sveder je na gred pritrjen s hitro sklopko, ki omogoča enostavno montažo in demontažo na posamezno gred. Steblo svedra je vpeto v hitro sklopko z varovalnim vijakom, poz. 7. Kroglice, poz. 5, in vzmet, poz. 6, pa preprečujeta izpad sklopke iz koničnega dela gredi.

Kot je razvidno iz slike 3.5 se posamezne sosednje gredi vrtijo v nasprotni smeri. Za posamezno gred je torej potrebno izbrati levi ali desni sveder. Posamezne svedre je mogoče razporediti v daljšo ali krajšo vrsto ali pa v kaki drugi razporeditvi. Razmestitev in dimenzije svedrov so lahko prilagojene standardnim izvrtinam za posamezna okovja, tako da poteka vrtanje vseh izvrtin enega okovja naenkrat.

Večvretenske vrtilne glave so lahko nameščene na enostavne vrtilne stroje, male ali večje moznicarke in na računalniško vodene vrtilne stroje.



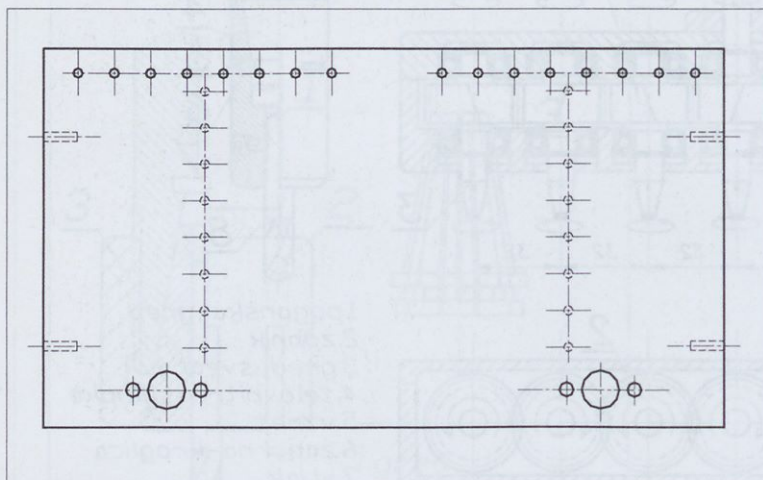
Slika 3.5: Večvretenska vrtna glava

3.2 Mozničarke

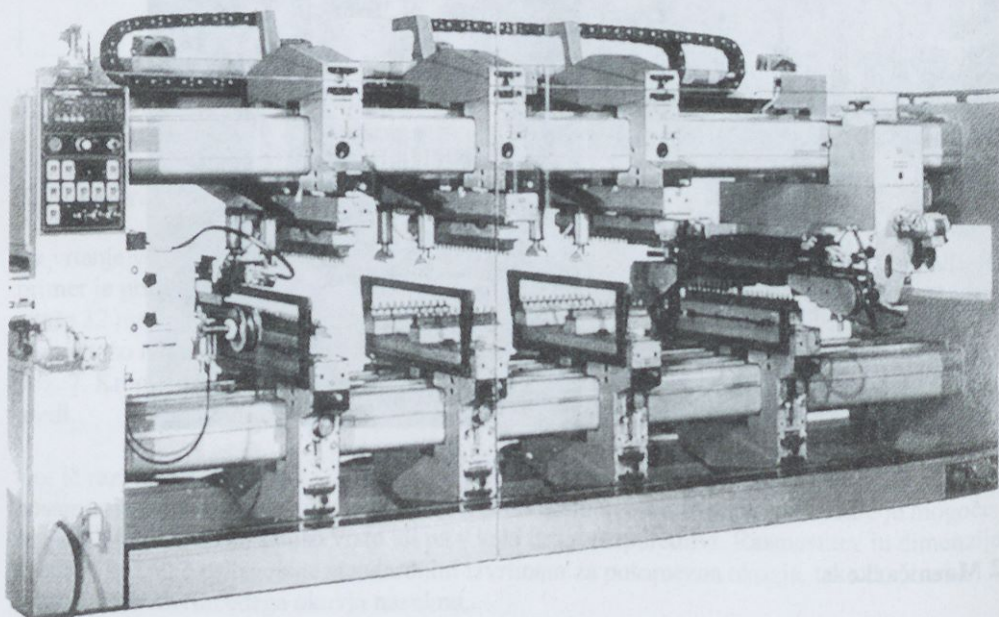
Mozničarke omogočajo vrtanje večjega števila izvrtin v eni sami operaciji. Na sliki 3.6 je shematično prikazana operacija vrtanja različnih izvrtin.

Na sliki 3.7. in 3.8 sta prikazani dve izvedbi. Na sliki 3.9 pa je prikazan značilen vrtni sklop nameščen na vodila mozničarke.

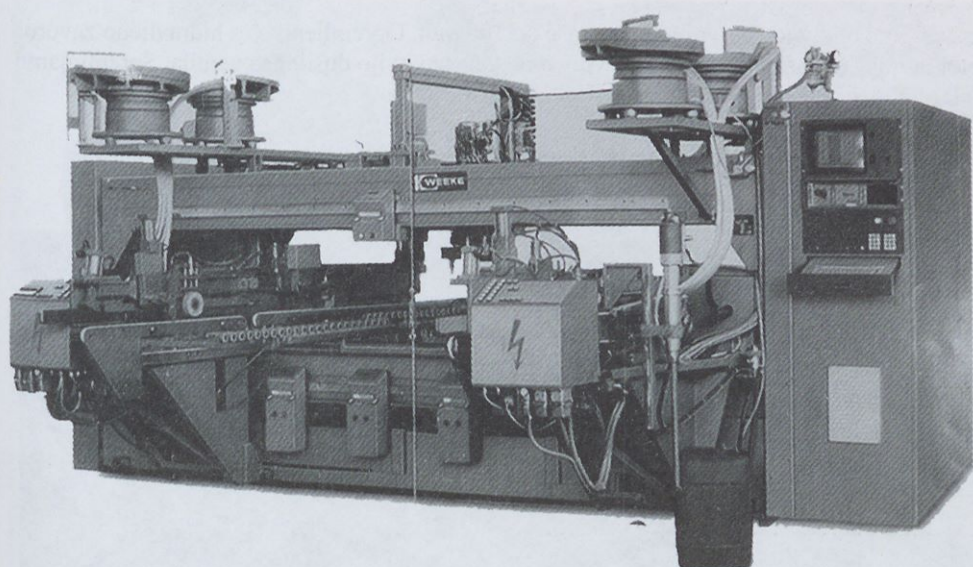
Za določen izdelek je potrebno predhodno nastaviti vrtalne sklope na pravo pozicijo. Zato so vrtalni sklopi nameščeni na vodila in opremljeni s napravo za merjenje pozicije. Posamezne izvedbe mozničark omogočajo namestitve vrtalnih sklopov za vrtnje v različnih smereh.



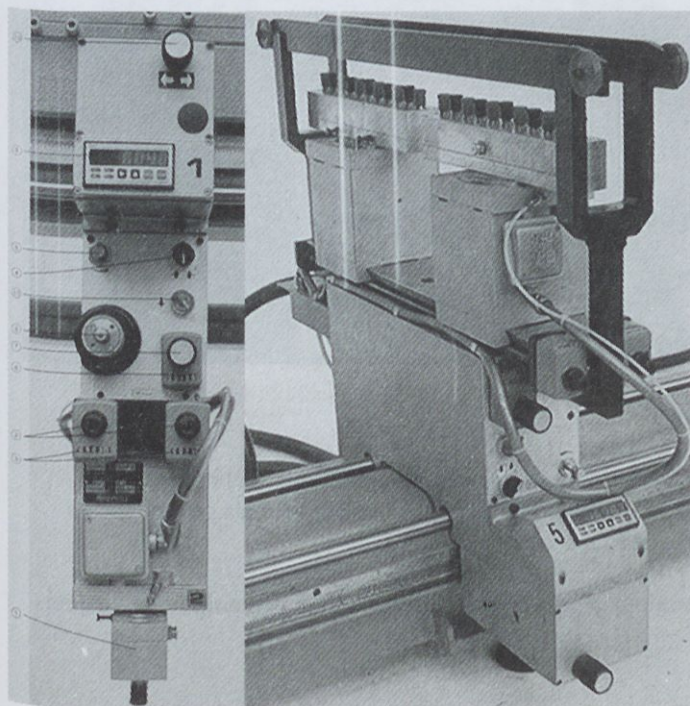
Slika 3.6: Mozničenje



Slika 3.7: Mozničarka



Slika 3.8: Mozničarka

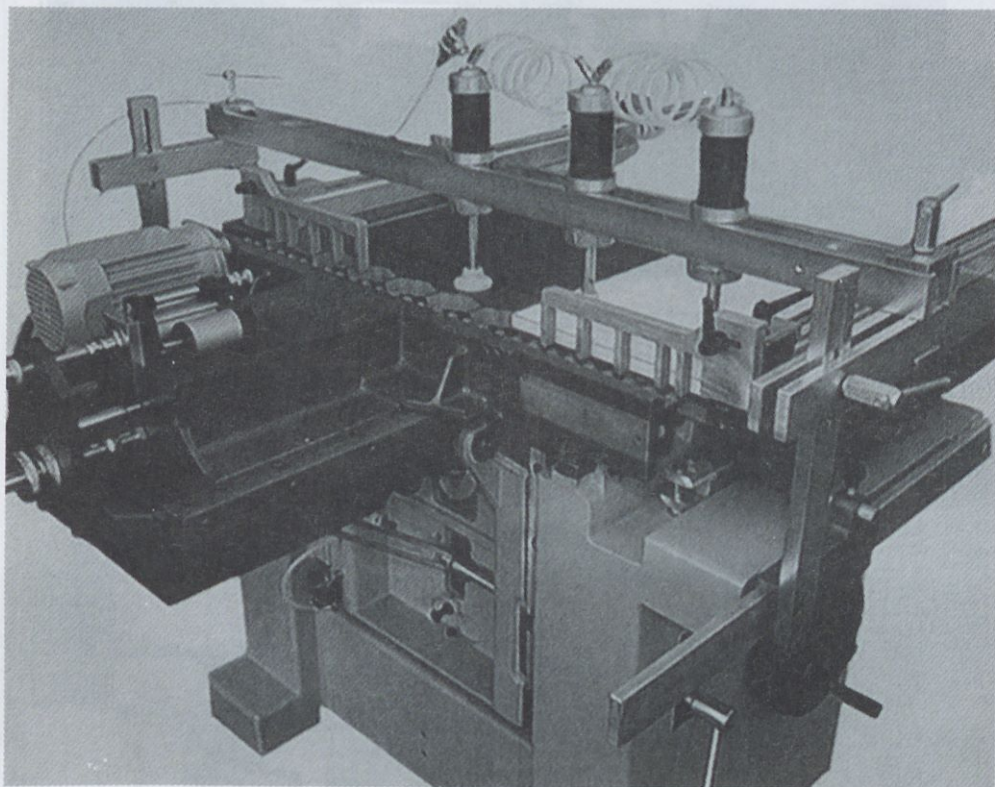


Slika 3.9: Vrtni sklop mozničarke

Vrtanje izvrtin na mozničarki poteka po fazah. Prva faza je natančno pozicioniranje obdelovanca. To nalogo opravljajo enostavne transportne naprave in omejlci.

Vrtalni sklopi opravijo delovni gib, ki znaša do 100 mm. Opremljeni so s hidravlično zavoro. Hitrost pomika je nastavljiva in nanjo vplivamo z nastavitvijo dušilnega ventila. Spreminjamo pretok olja skozi dušilni ventil.

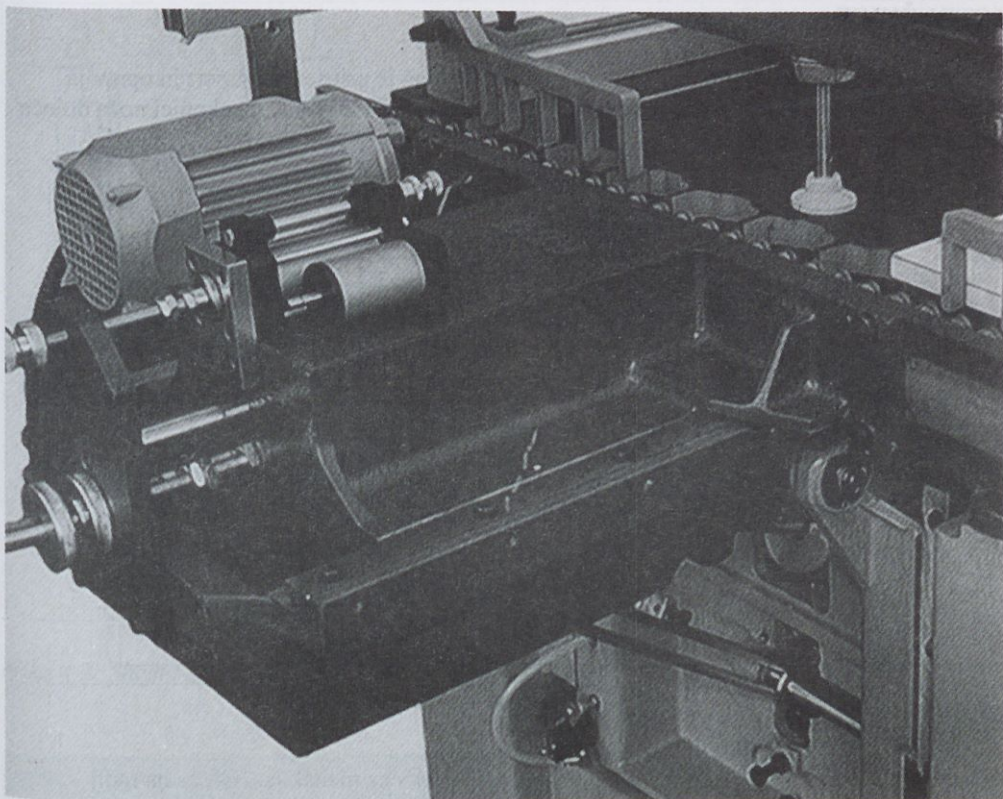
Na sliki 3.10 je prikazana preprostejša izvedba mozničarke. Na sliki 3.11 pa je prikazan delovni sklop te naprave z vgrajeno hidravlično zavoro.



Slika 3.10: Preprosta mozničarka

Vrtalni sklop takega stroja ima vse značilnosti večvretenskega sklopa večjih mozničark. Ogrodje stroja, delovna miza in v ta namen prigradeni prisloni in prijemala pa omogočajo natančno pritrđitev obdelovanca pred fazo vrtanja.

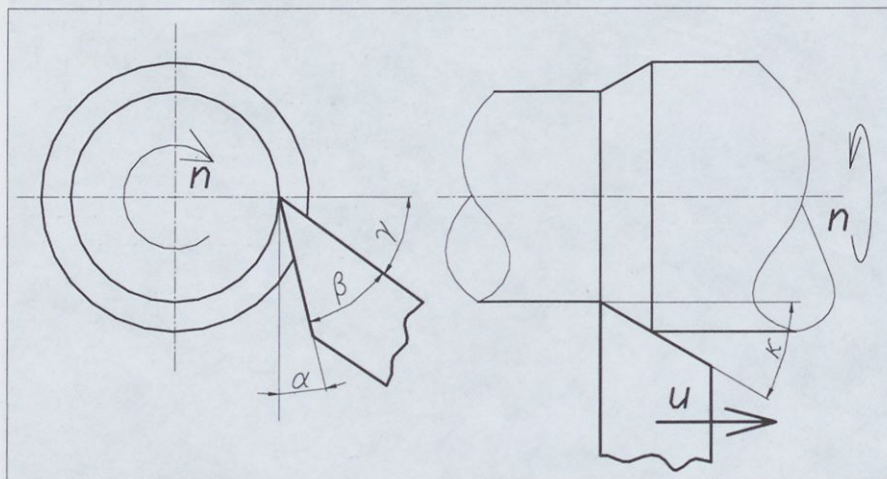
S spremembo nagiba vrtalnega sklopa je mogoče vrtati izvrtine tudi pod poljubnim vnaprej nastavljenim kotom.



Slika 3.11: Delovni sklop preproste mozničarke

4 STRUŽNICE

Struženje je postopek za izdelavo valjastih izdelkov. Nož je pritrjen na suport in opravlja podajalno gibanje, obdelovanec pa se vrti. Obodna hitrost obdelovanca na konici noža določa rezalno hitrost, slika 6.1.



Slika 4.1: Struženje

Hitrost odrezovanja je 5 do 7 m/s za trd les in 8 do 15 m/s za mehak les. Glede na radij struženja se torej vrtilna hitrost giblje med 150 do 1800 min^{-1} .

Hitrost pomika vzdolž obdelovanca pri vzdolžnem struženju je prirejena tako, da je debelina odrezka 0.2 do 0.5 mm.

Prosti kot noža $\alpha=12$ do 15° , kot klina $\beta=50$ do 60° za trd les in $\beta=30^\circ$ za mehak les. Kot $\kappa=50$ do 60° . Tudi ta kot je večji za trd les.

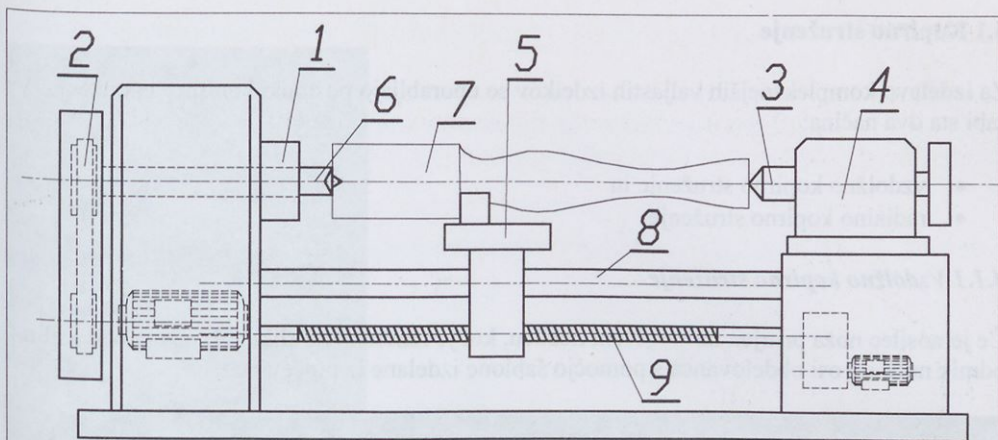
Običajne moči stružnic za les so 1 do 5 kW.

Poleg vzdolžnega struženja je mogoče tudi radialno struženje, če se nož pomika v radialni smeri.

Na sliki 4.2 je prikazana stružnica, na sliki 4.3 pa ena od pogostih izvedb.

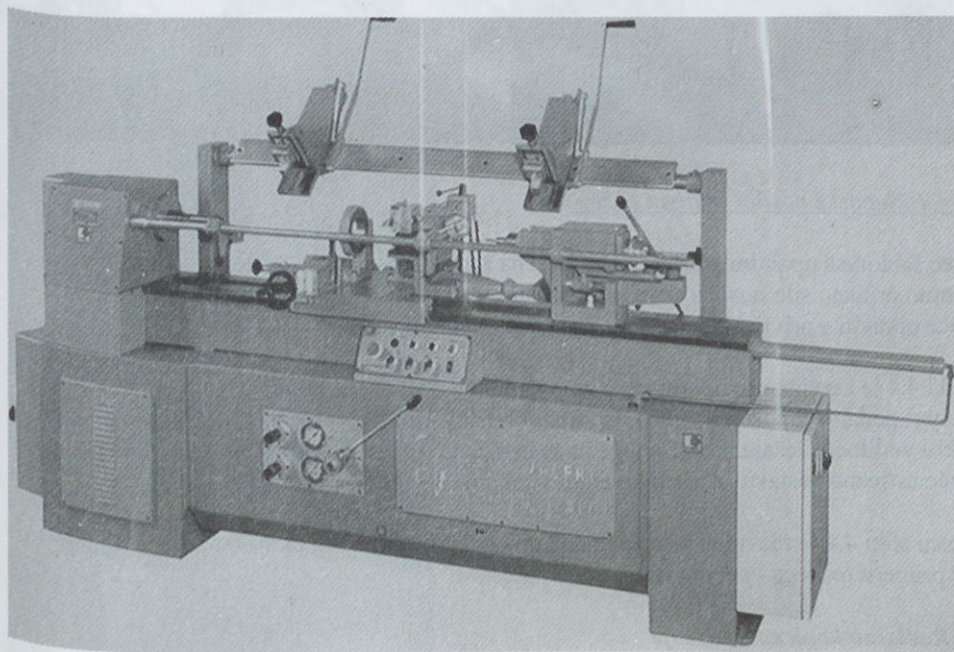
Na preprostih stružnicah je prilon noža lahko fiksni in je potrebno nož pomikati ročno. Seveda je s takim načinom težko ponoviti isto obliko. Običajno je suport gnan s pomočjo vijakačnega vretena in posebnega pogona.

Na sliki 4.3 sta razvidna dva suporta za radialni pomik profilno oblikovanega noža. V predstavljenem primeru je pomik teh dveh nožev ročen.



Vretno stružnice 5.suport z nožem 9.vijačno vretno za
 2.jermensko gonilo 6.vpenjalna konica pogon suporta
 3.pomična pinola 7.obdelovanec
 4.konjiček 8.vodilo suporta

Slika 4.2: Shema stružnice



Slika 4.3: Izgled stružnice

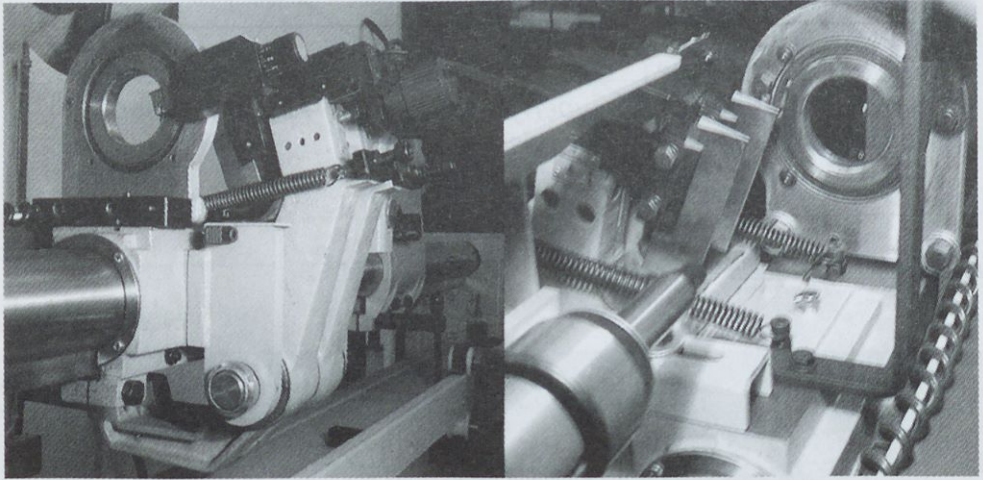
4.1 Kopirno struženje

Za izdelavo kompleksnejših valjastih izdelkov se uporabljajo postopki kopirnega struženja. V rabi sta dva načina:

- vzdolžno kopirno struženje in
- radialno kopirno struženje.

4.1.1 Vzdolžno kopirno struženje

Če je nosilec noža pritrjen na vrtljivem nosilcu, kot je razvidno na sliki 6.4, je mogoče voditi odmik noža od osi obdelovanca s pomočjo šablone izdelane iz pločevine.



Slika 4.4: Suport z nosilci vrtljivih nožev.

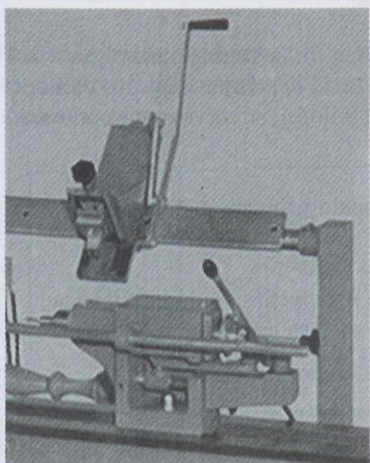
Nosilec šablone s tipalnimi valji je nameščen na zadnji strani stroja. Natezne vzmeti služijo za nasprotno pritisno silo nosilca noža proti sredini. Fino nastavitvev posameznega noža je mogoče opraviti s privijanjem vijakov na zgornji strani nosilca.

Na sliki 4.4 je razviden še oporni ležaj za podpiranje dolgih obdelovancev. Pred tem ležajem je v smeri podajanja postavljen nož, ki struži obdelovanec na premer, ki ustreza notranjemu premeru vodilnega ležaja. Položaj tega noža in s tem dimenzijo obdelovanca pred vstopom je mogoče ustrezno nastaviti z nastavitvenim vijakom.

Na desni sliki 4.4 je razvidna še vpenjalna konica konjička in pinola. Nad njima je prislon za nož v primeru ročnega vodenja noža.

4.1.2 Radialno kopirno struženje

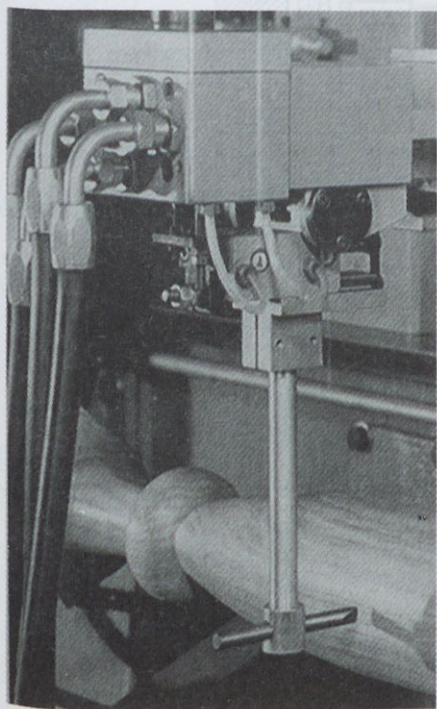
Na sliki 4.5 je predstavljen suport za radialno kopirno struženje. Izvedba je prirejena za ročni pomik nosilca noža v smeri proti rotacijski osi obdelovanca. Rezalni rob noža je lahko izdelan v poljubnem profilu. Omogoča lažjo izdelavo bolj ostrih prehodov. Uporablja se v kombinaciji z vzdolžnim struženjem.



Slika 4.5: Radialno kopirno struženje

4.1.3 Kopirno struženje s hidravličnim servomehanizmom

Kopirno struženje s hidravličnim servomehanizmom je prikazano na sliki 4.6. Tipalo sledi obliko šablone, ki je v narisanim primeru kar lesen obdelovanec.



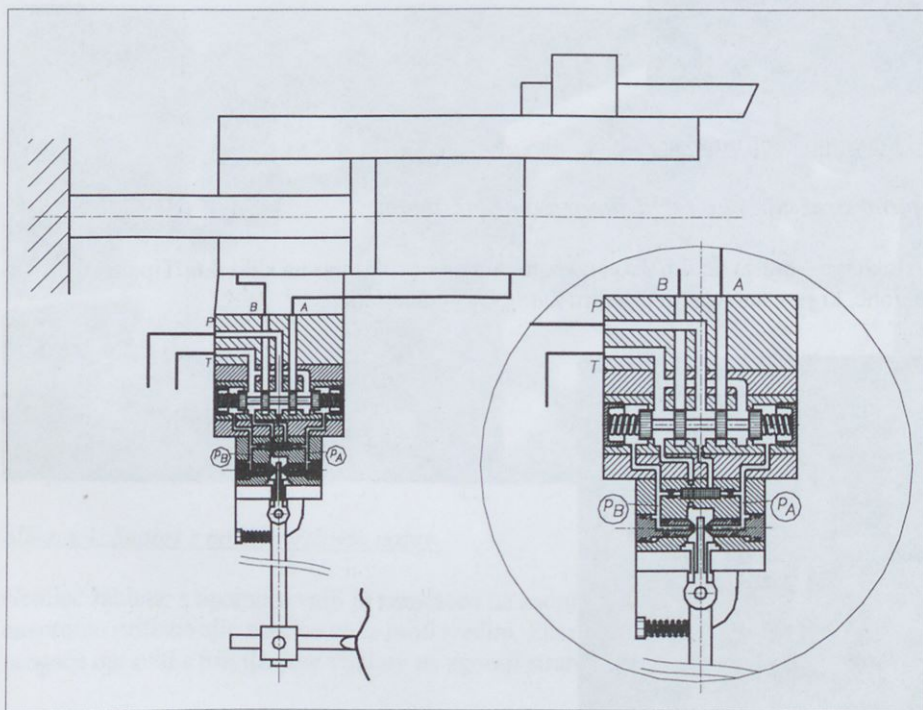
Slika 4.6: Tipalo servoventila za kopirno struženje

Na sliki 4.7 je shematično prikazan način krmiljenja kopirnega struženja s servoventilom.

Če se tipalo odkloni v levo, ker ga odrine šablona se poveča tlak P_A in ventil spusti olje v vod A . To povzroči enak pomik valja hidravličnega cilindra in noža, ki je pritrjen nanj. Ko cylinder doseže odklon, pri katerem se tipalo spet izravna v vertikalni položaj, se servoventil ponovno zapre.

V primeru, da šablona dovoli, da vgrajena vzmet premakne tipalo v desno, se odpre vod B in cylinder se premakne v desno.

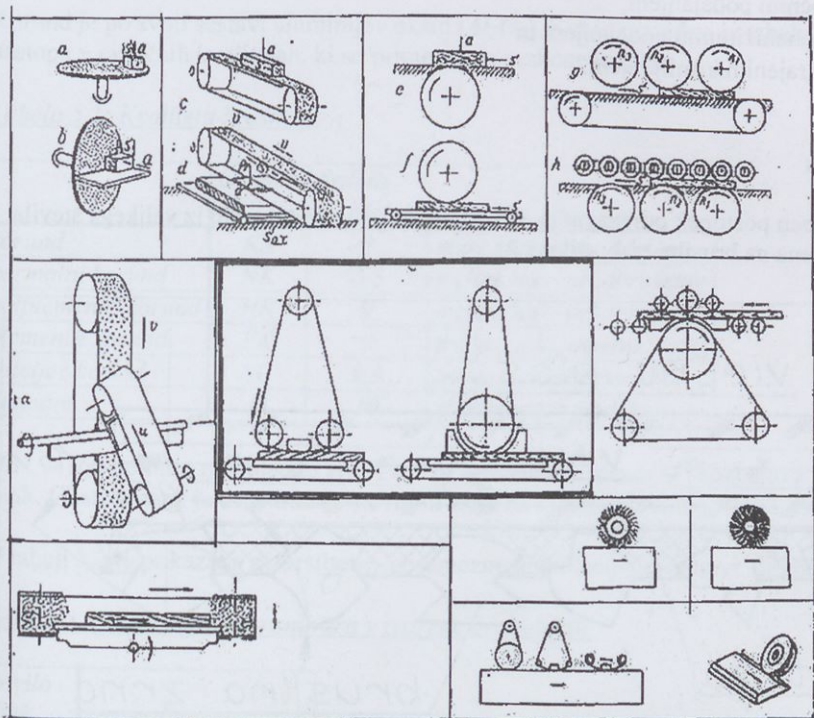
Za odklon tipala je potrebna dokaj mala sila, ki se nato preko servoventila in hidravličnega cilindra ojači do vrednosti, ki je potrebna za zanesljiv pomik suporta s pritrjenim nožem.



Slika 4.7: Shema kopirnega struženja s servoventilom

5 BRUSILNI STROJI

Brušenja je v lesarski industriji mogoče najti v mnogih izvedbah brusilnih strojev. Na sliki 5.1 so prikazani nekateri principi brušenja, na katerih so izvedene različne zasnove brusilnih strojev.



Slika 5.1: Shematski prikaz nekaterih principov brušenja

V grobem je mogoče razvrščati te stroje v posamezne skupine po različnih kriterijih.

1. kriterij, glede na vrsto obdelave:

- brusilni stroji za kalibriranje (*egaliziranje*), brušenje na dimenzijo in
- brusilni stroji za glajenje, fino brušenje.

2. kriterij, glede na obliko brusilnega orodja:

- tračni brusilni stroji,
- valjasti brusilni stroji,
- kolutni brusilni stroji,
- profilirni brusilni stroji in
- brusilni stroji s krtačami.

3. kriterij, glede na vrsto površine, ki jo brusimo:

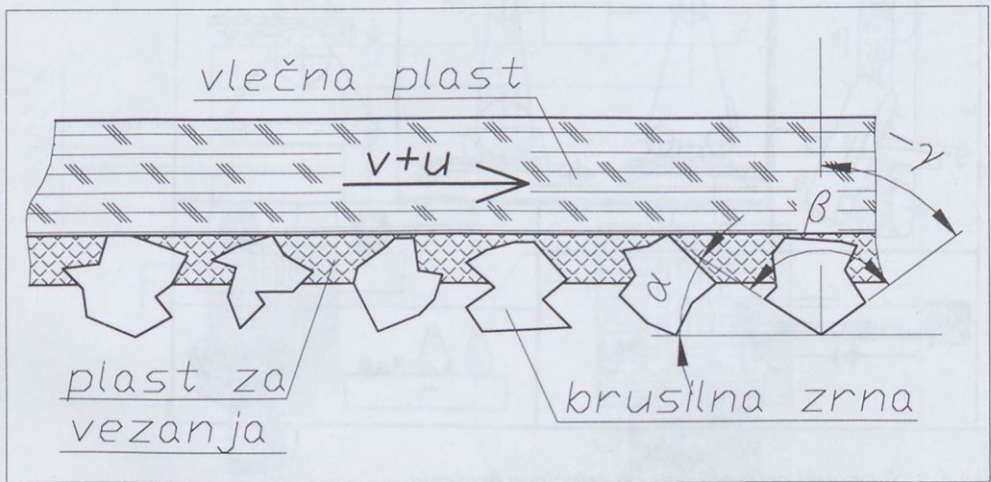
- brusilni stroji za les in
- brusilni stroji za lake.

4. kriterij, glede na stopnjo mehaniziranja:

- stroji z ročnim podajanjem,
- stroji z mehaniziranim podajanjem in
- stroji z vgrajenim krmiljenjem.

5.1 Brusilni trak

Brušenje je poseben postopek odrezavanja. Brusilno orodje je sestavljeno iz velikega števila zrn, ki so nanešena na brusilni trak, slika 5.2.



Slika 5.2: Brusilni trak

Postopek brušenja se razlikuje od ostalih postopkov odrezavanja ker:

- odrezavanje nastopi na velikem številu brusnih zrn istočasno in
- geometrija odrezovalnega orodja, brusnega zrna, odstopa od optimalne geometrije rezalnega orodja, kar je vzrok za več porabljene energije na enoto odrezanega volumna.

Vlečna plast brusilnega traku je lahko izdelana iz sintetičnih ali bombažnih tkanin, ali prešanega in lepljenega natronskega papirja. Za brusilne trakove, ki jih uporabimo na brusilnih strojih je pomembna natezna trdnost vlečne plasti, zato prevladujejo tkanine iz sintetičnih vlaken.

Osnova plasti za vezanje so umetne smole ali naravna lepila, odvisno od namena, za katerega je brusilni trak izdelan.

Brusilna zrna so iz *korunda* različnih kvalitet, silicijevega karbida ali izjemoma tudi diamantna zrna.

Velikost in kvaliteta zrn v največji meri določa primernost brusilnega traku za posamezne tehnološke zahteve.

Korund je po svoji sestavi aluminijev oksid (Al_2O_3). Kot je razvidno iz tabele 5.1 lahko nastopa v različnih kvalitetah, ki so primerne za različne namene.

Tabela 5.1: Kvaliteta brusnih zrn

	Oznaka po TGL	Trdota po Mohsu	Področje uporabe
<i>korund</i>	<i>KS</i>	8	<i>manj zahtevne obdelave</i>
<i>normalni korund</i>	<i>NK</i>	8,5	<i>mehak les – predbrušenje</i>
<i>polplemeniti korund</i>	<i>HK</i>	9	<i>mehak les – predbrušenje</i>
<i>plemeniti korund</i>	<i>EK</i>	9	<i>trd les, laki, umetne snovi</i>
<i>silicijev karbid</i>	<i>SC</i>	9,5	<i>furnir, poliesterski laki</i>
<i>diamant</i>	<i>D</i>	10	<i>za najfinejšo obdelavo</i>

DIN 94160 definira granulacijo zrn. Ta je definirana kot *presevek* skozi sito z različno gostoto zank. Gostota zank je definirana s številom zank na kvadratno colo ($1''=25.4mm$).

V tabeli 5.2 je prikazana razvrstitev v posamezne granulacije na osnovi zgornje definicije.

Tabela 5.2: Razvrstitev brusnih zrn v razrede granulacije

število zank	razvrstitev
14-24	<i>groba granulacija</i>
30-60	<i>srednja granulacija</i>
70-120	<i>fina granulacija</i>
150-240	<i>zelo fina granulacija</i>

Glede na gostoto posutja z brusnimi zrci poznamo še:

- *CL (closed)*, zelo gosto posutost,
- *HO (half open)*, pol odprto posutost in
- *O (open)*- odprto, redko posutost.

Brusilna orodja na principu brusilnega traku so lahko:

- brezkončen trak,
- okrogle plošče,
- brusne krtače in
- brusilni papir.

5.2 Brušenje lesnih proizvodov

V tabeli 5.3 so navedeni okvirni izkustveni parametri za obdelavo z brušenjem za nekatere značilne lesne materiale.

Tabela 5.3: Parametri pri brušenju lesa

	<i>naravni les furnir</i>	<i>iverke MDF</i>	<i>lepljene plošče</i>	<i>osnova za lakiranje</i>	<i>lak</i>
<i>hitrost brus.traku (m/s)</i>	20-25	22-25	45-50	1.5-4	1-12
<i>podajalna hitrost (m/min)</i>	5-20	25-30	5-15 (60)	15-20	10-15

Za kalibriranje se uporablja zrna velikosti 40 do 60 (izjemoma 80) zank na kvadratno inčo. Za brušenje furnirja 120-240 zank in za brušenje lakov 240 do 400 zank (za visoki sijaj tudi do 1200 zank).

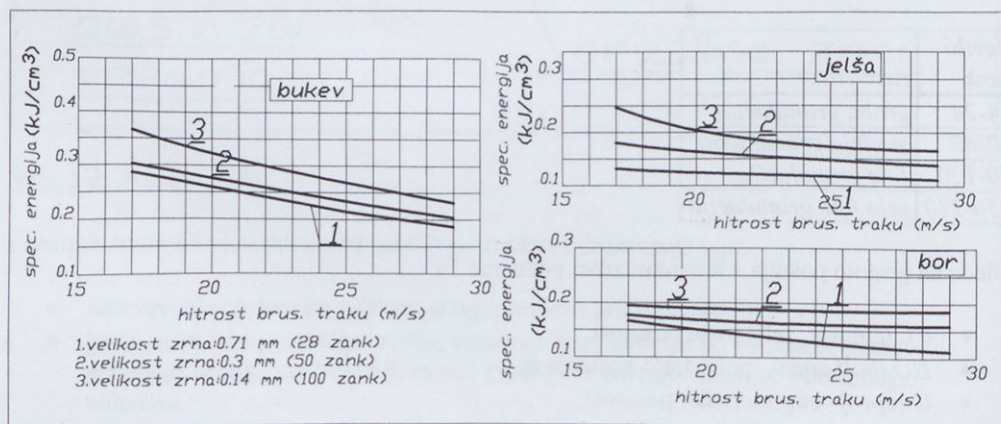
Potrebna moč za brušenje je odvisna od volumna odbruska na enoto časa V in specifične energije E , ki je potrebna za odbrusjenje ene enote volumna materiala. Velja torej v splošnem:

$$P = V \cdot E$$

Volumen odbruska na enoto časa je:

$$V = v_p \cdot b \cdot a_e$$

kjer je v_p podajalna hitrost, b širina obdelovanca in a_e globina odrezavanja.

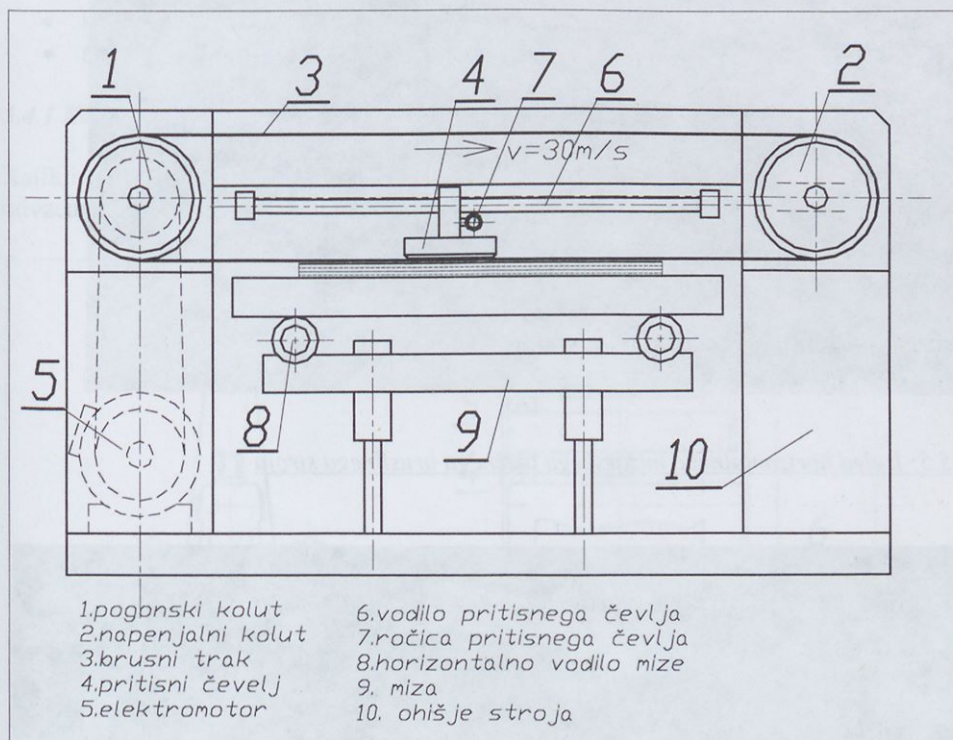


Slika 5.3: Specifična energija potrebna za brušenje

Specifična energija E , potrebna za odbrusjenje ene enote volumna materiala je odvisna od vrste materiala, ki ga brusimo, od velikosti brusilnih zrn in od hitrosti brusilnega traku. Na sliki 5.3 je prikazana specifična energija, potrebna za brušenje s širokotračnim brusilnim strojem. Navedeni podatki so v veliki meri informacijske narave, ker so spremembe specifične energije pri novem in že rabljenem brusnem traku lahko velike. Prav tako vpliva na porabljeno energijo tudi vlaga lesa.

5.3 Horizontalni mizarski tračni brusilni stroj

Na sliki 5.4 je shematično prikazan mizarski tračni brusilni stroj. Na sliki 5.5 pa je predstavljen njegov izgled.

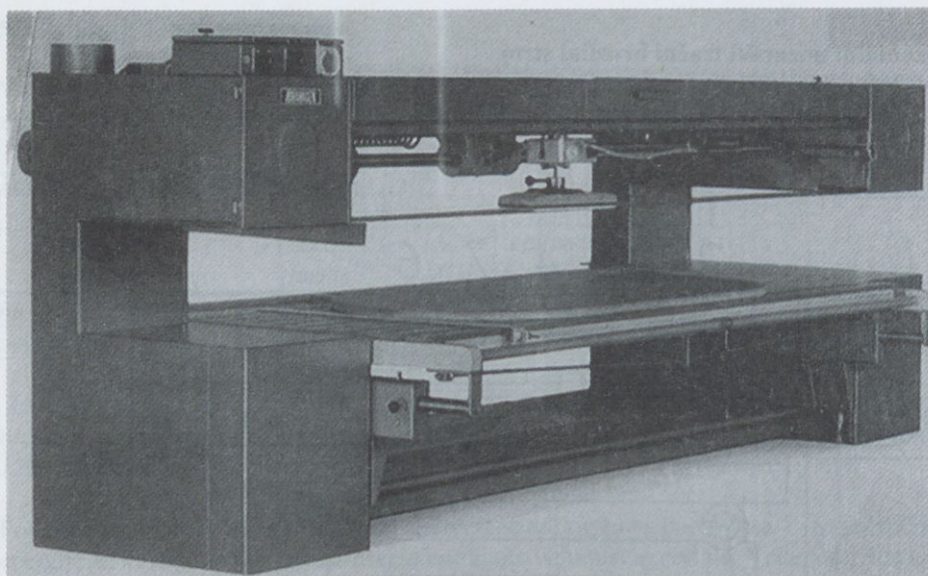


Slika 5.4: Horizontalni mizarski tračni brusilni stroj

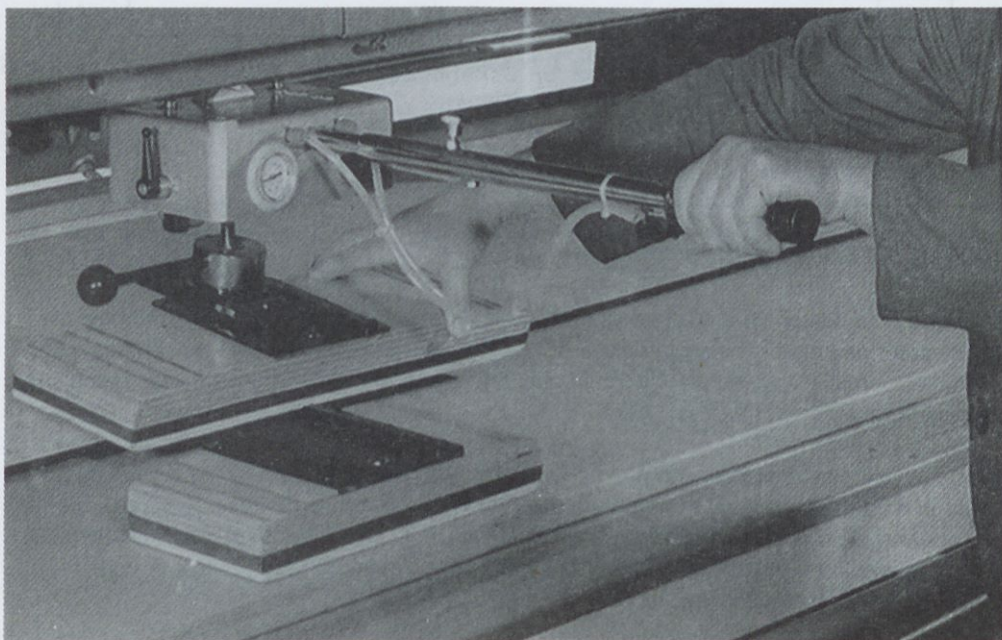
Brusilni trak je nameščen med pogonskim in napenjalnim kolotom. Pogonski kolot poganja elektromotor preko jermenskega prenosa. Hitrost brusilnega traku je do 30 m/s . Prenos moči iz koluta na brusilni trak zagotavlja trenje. Zagotoviti je potrebno le zadostno napenjalno silo z napenjalnim kolotom.

Pritisni čevlji, poz. 4, je pomičen po vodilu poz. 6. S ročnim pomikom pritisnega čevlja po vodilu in ročnim horizontalnim pomikom mize po vodilu poz.8, je mogoče doseči celotno površino mize. Pritisna sila čevlja naj bo tako velika, da je pritisk na drsni plošči čevlja okoli 1 N/cm^2 . Potrebno vertikalno silo zagotovi upravljalce stroja preko ročice, poz. 7. Izgled pritisnega čevlja je prikazan na sliki 5.6.

Drсна ploskev čevlja je posuta z grafitnimi zrnji, da se zmanjša trenje in obraba hrbtni strani brusnega traku. Mogoča je tudi izvedba iz umetnih snovi (*teflon, itd.*) z majhnim koeficientom trenja.



Slika 5.5: Izgled horizontalnega mizarskega tračnega brusilnega stroja



Slika 5.6: Pritisni čevlji horizontalnega mizarskega brusilnega stroja

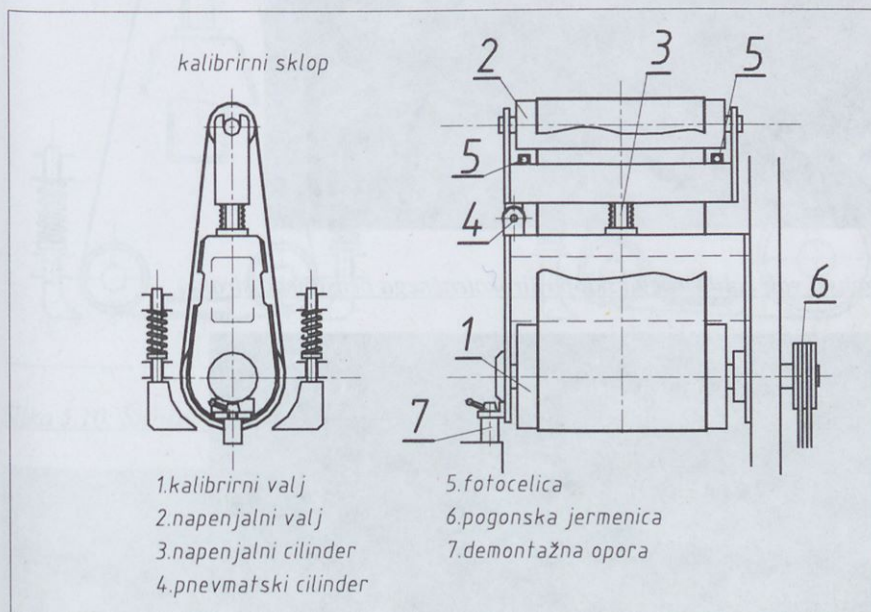
5.4 Širokotračni brusilni stroj

Širokotračni brusilni stroj je sestavljen iz enega ali več brusilnih sklopov s širokim brusilnim trakom. Obstajata dve osnovni izvedbi brusilnih sklopov širokotračnega brusilnega stroja in sicer:

- kalibrirni širokotračni brusilni sklop in
- širokotračni brusilni sklop s pritisno letvijo.

5.4.1 Kalibrirni širokotračni brusilni sklop

Kalibrirni širokotračni brusilni sklop, slika 5.7, služi za kalibrirno brušenje, omogoča večje odvzeme materiala in omogoča brušenje obdelovanca na določeno dimenzijo.



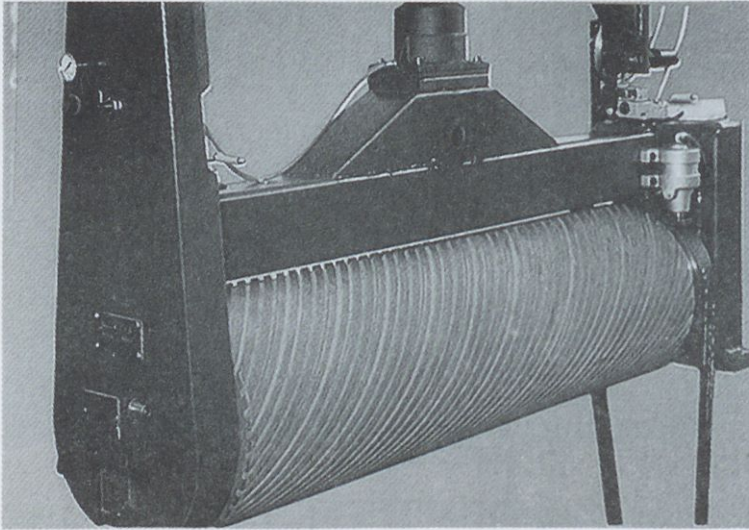
Slika 5.7: Kalibrirni širokotračni brusilni sklop

Brusilni trak je napet med pogonski in napenjalni valj. Za kalibrirno brušenje so hitrosti traku do 30 m/s. Pogon od elektromotorja do pogonskega valja je rešen s klinastimi jermeni.

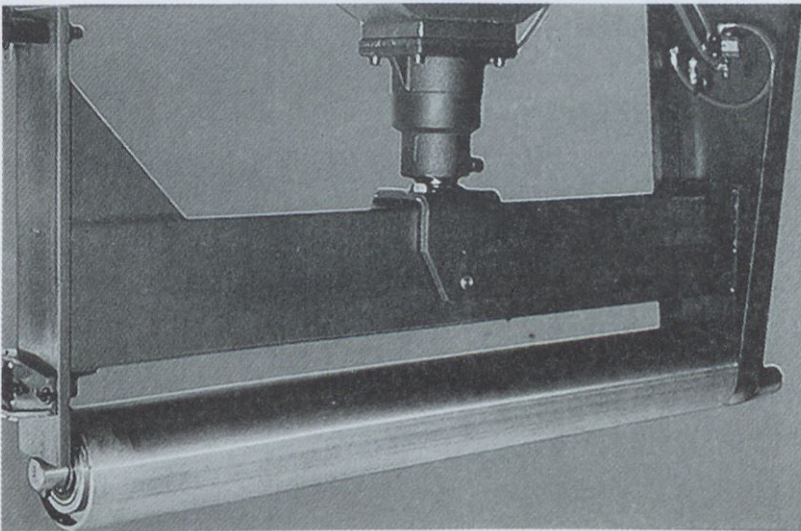
Pogonski spodnji valj, slika 5.8, je obložen s trdo gumo (*trdote 80-85 po Shore A*). Njegov premer je obdelan. Natančnost njegovega premera določa ravnost površine, ki jo obdeluje, pa tudi paralelnost z osnovno vodilno ploskvijo.

Napenjalni valj, slika 5.9, je manjšega premera in je nameščen na napenjalni pnevmatični cilindar, ki služi za napenjanje. Napenjalni valj okoli tega cilindra niha. V ta namen je nosilec tega valja opremljen še z dodatnim manjšim dvostransko delujočim pnevmatskim cilindrom. Njegova naloga je zagotoviti zasuk napenjalnega valja okoli osi napenjalnega cilindra, da s tem preprečimo izpad brusilnega traku. Tako vodenje je potrebno zato, ker pri tej napravi vodenja ne moremo zagotoviti z bombiranjem površine valjev. Za krmiljenje pnevmatskega

valja za zasuk položaja napenjalnega valja služita dve fotocelici, po ena na vsaki strani naprave. Ko položaj brusilnega traku prekine svetlobni žarek fotocelice ta signal služi za preusmeritev razvodnega ventila in torej za zasuk napenjalnega valja.



Slika 5.8: Pogonski valj kalibrirnega sklopa širokotračnega brusilnega stroja

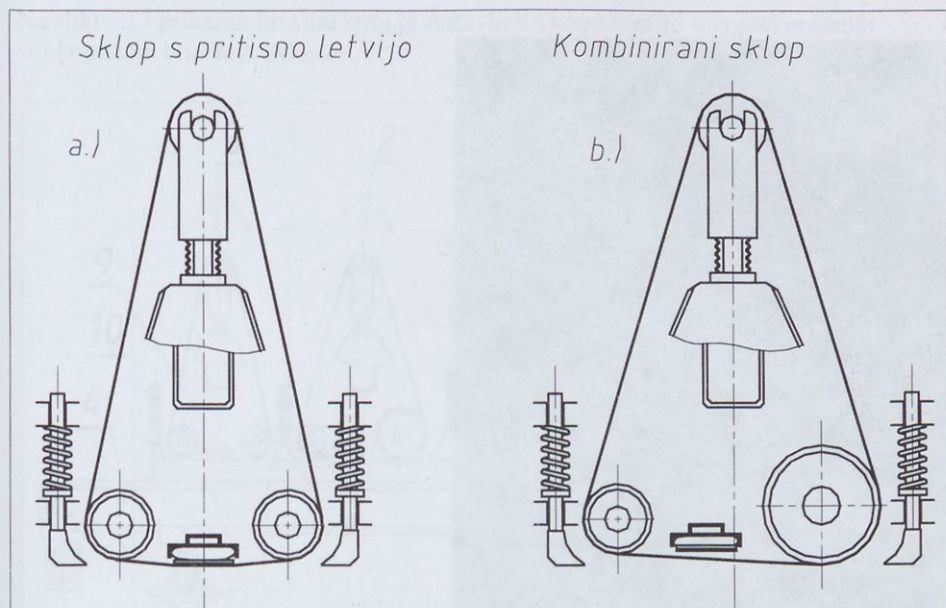


Slika 5.9: Napenjalni valj kalibrirnega sklopa širokotračnega brusilnega stroja

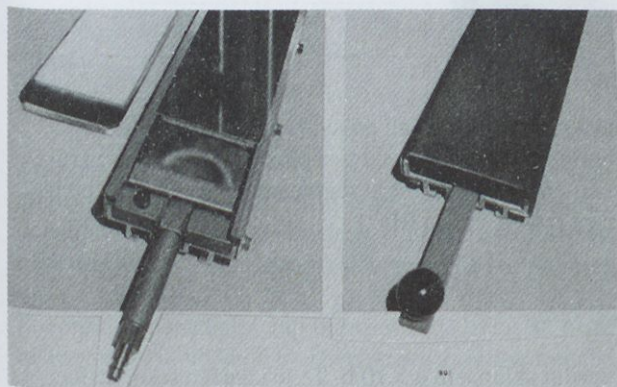
Cel sklop je konzolno vpet v ohišje stroja. Dodatna hitro snemljiva opora omogoča hitro zamenjavo brusilnega traku. Posamezen sklop je opremljen s parom pritisnih čevljev, ki onemogočajo vertikalne pomike obdelovancev.

5.4.2 Širokotračni brusilni sklop s pritisno letvijo

Širokotračni brusilni sklop s pritisno letvijo, slika 5.10 a, služi za fino brušenje, glajenje, površine in ne omogoča večjih odvzemov. Zlasti v primeru brušenja nekaterih lakiranih površin mora biti hitrost traku manjša, tudi samo nekaj metrov v sekundi.



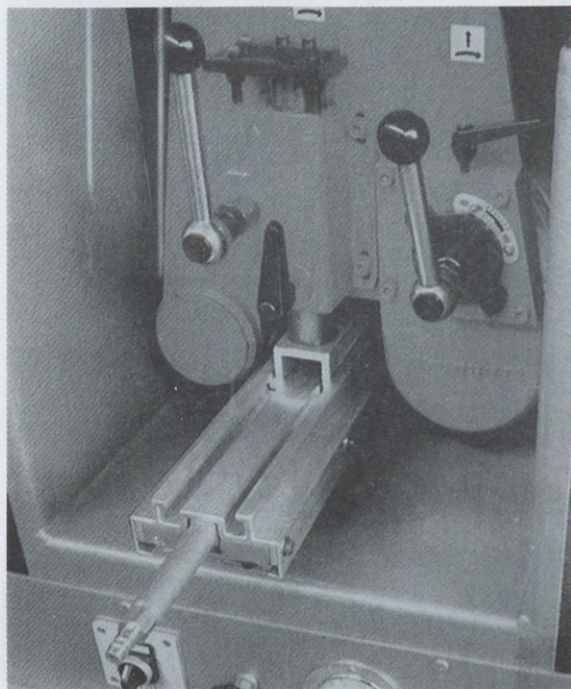
Slika 5.10: Širokotračni brusilni sklop s pritisno letvijo in kombinirani brusilni sklop



Slika 5.11: Dve izvedbi pritisne letve

Namesto spodnjega kalibrirnega valja je pri tej izvedbi brusilnega sklopa brusilni trak nad obdelovancem voden z dvema manjšima valjema, med katera je nameščena pritisna letva. Ta dva valja ne pritiskata brusnega traku do obdelovanca. Dotik med brusnim trakom in obdelovancem dosežemo z aktiviranjem pritisne letve. Tlak na površini pritisne grede je med 0.1 do 1 N/cm^2 (0.4 do 0.7 N/cm^2).

Pritisna letev je izvedena s pnevmatično blazino, aerostatično blazino, sestavljena je lahko iz posameznih segmentov, itd. Med obratovanjem brusilni trak drsi med drsno ploskvijo pritisne letve in ta ga pritiska na obdelovanec. Na sliki 5.11 je prikazan izgled dveh izvedb pritisnih letev. Leva izvedba je opremljena s pnevmatsko blazino. Pritisno letev je mogoče enostavno zamenjati, kot je prikazano na sliki 5.12.



Slika 5.12: Montaža pritisne letve

Drsna ploskev pritisne letve je obložena z grafitnimi zrnji ali pa je obložena z umetnim materialom z malim drsnim koeficientom (*teflon, itd*). Da se drsna ploskev z grafitnimi zrnji obrabi, traja pri 8 urnem dnevnem delu do pol leta. V primeru segmentne pritisne letve pa je trajanje drsne površine posute z grafitnimi zrnji do enega leta.

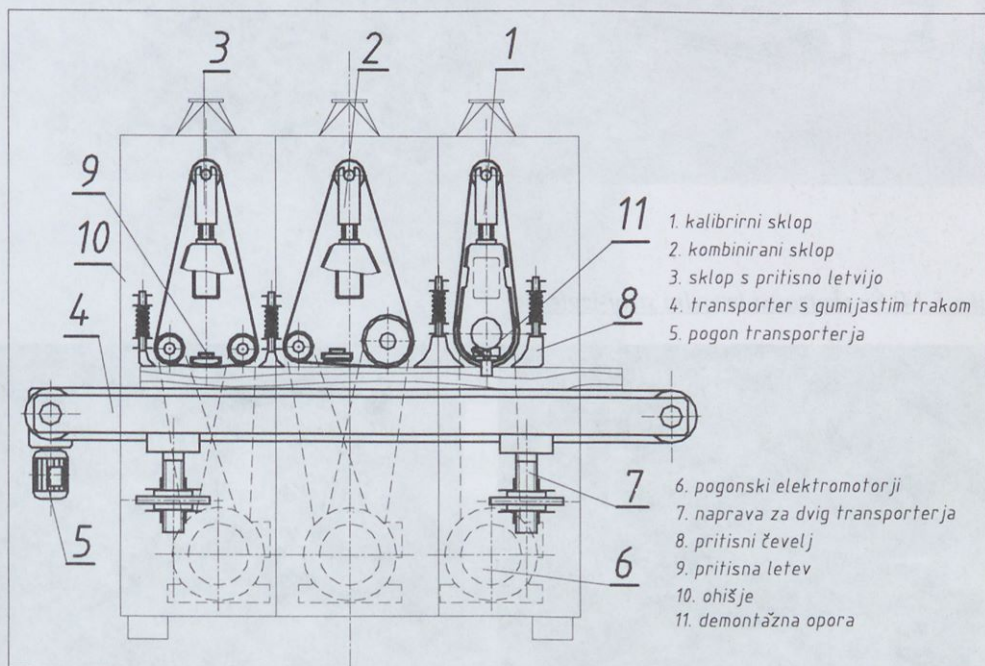
5.4.3 Kombinirani širokotračni brusilni sklop

Pogosto se pojavlja tudi kombinirani brusilni sklop, slika 5.10 b. Ta je izveden tako, da je mogoče prvi valj pred pritisno letvijo spustiti v nižji položaj in tako kalibrirati obdelovanec z nekoliko omejenim odvzemom v primerjavi s kalibrirnim klasičnim agregatom. V primeru take obdelave je pritisna letev agregata dvignjena in ni aktivna. Če pa je ta valj dvignjen, je mogoče agregat uporabiti kot navaden brusilni agregat s pritisno letvijo.

5.4.4 Širokotračni brusilni stroj

Celoten stroj lahko sestavlja en sam posamezen brusilni sklop ali pa kombinacija več posameznih sklopov. Kombinacije so lahko zelo različne in jih je mogoče prilagoditi specifičnim tehnološkim zahtevam. Taka kombinacija je sestavljena po principu zložen.

Na sliki 5.13 prikazan brusilni stroj je sestavljen s kombinacijo treh prej opisanih širokotračnih brusilnih sklopov.



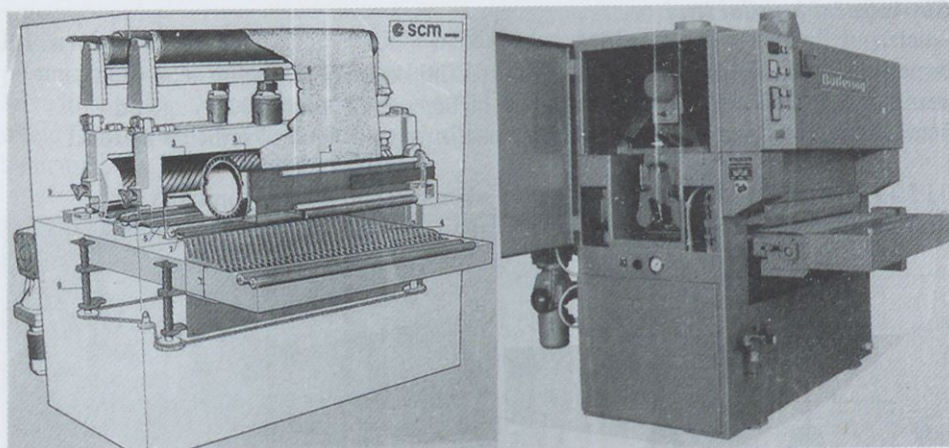
Slika 5.13: Brusilni stroj

Transport obdelovanca omogoča gumijasti transportni trak, poz. 4. Z vertikalnim pomikom mize s transportnim trakom se je mogoče prilagoditi debelini obdelovanca, oziroma nastaviti debelino obdelovanca po brušenju v primeru kalibrirnega brušenja. Na sliki 5.14 je razvidna rešitev pogona vertikalnega pomika mize s transportnim trakom.

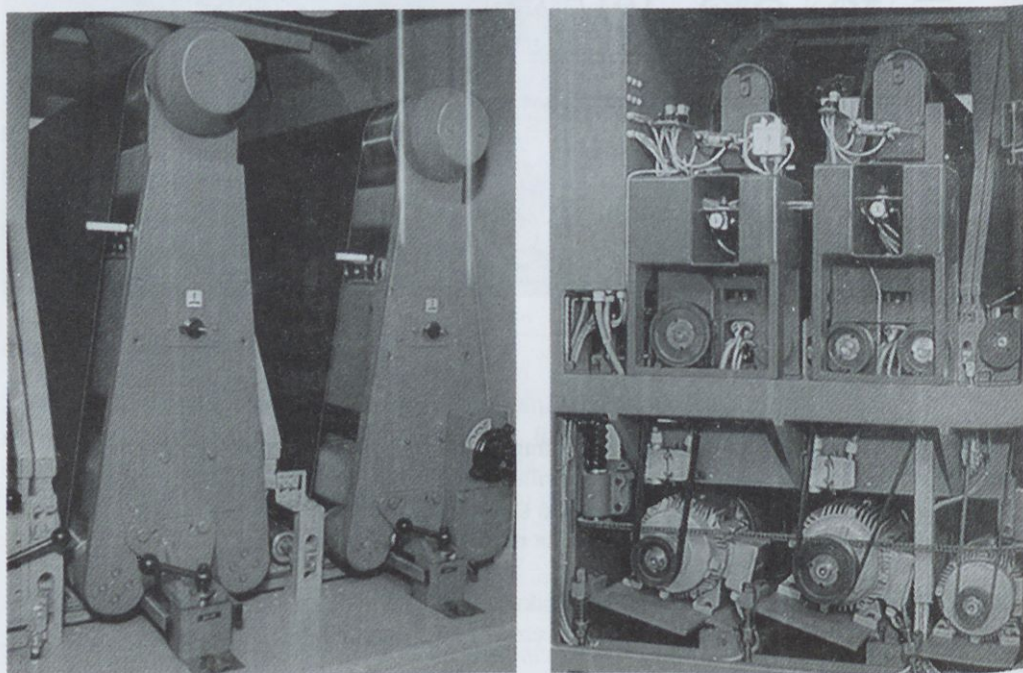
Pogonski in napenjalni valj transportnega traku sta valjaste oblike, zato je vodenje traku rešeno tako kot vodenje brusnega traku z dvema fotocelicama in pnevmatskim cilindrom za zasuk pogonskega valja.

Na sliki 5.15 je prikazan pogled na vgrajene brusilne sklope. Pogon posameznega elektromotorja je rešen z jermenskim prenosom.

Ceno takega brusilnega stroja dviguje velika zahtevnost in natančnost izdelave stroja. Na ceno vpliva tudi večja ali manjša opremljenost z elektronskimi napravami za lažje nastavljanje in upravljanje stroja.



Slika 5.14: Širokotračni brusilni stroj-izgled

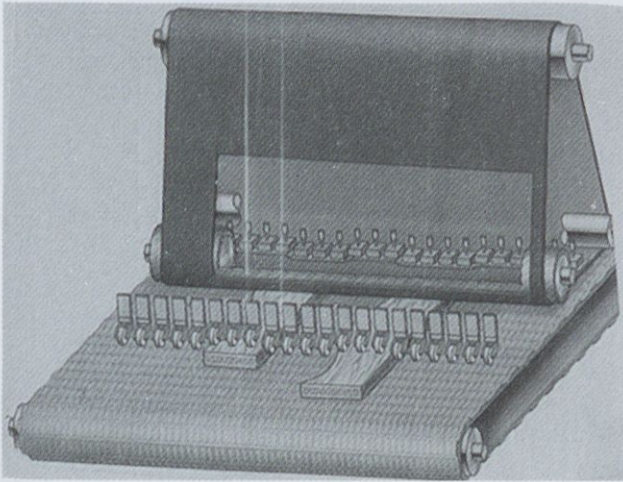


Slika 5.15: Pogled na vgrajene brusilne sklope

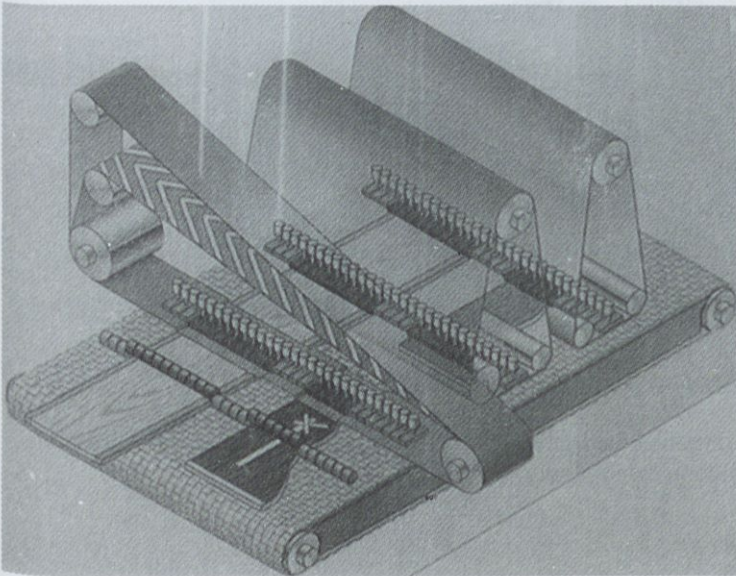
5.5 Posebne izvedbe

5.5.1 Segmentna pritisna letev

Na sliki 5.16 in 5.17 sta prikazani dve izvedbi segmentne pritisne letve.



Slika 5.16: Segmentna pritisna letev na kombiniranem širokotračnem brusilnem sklopu.



Slika 5.17: Segmentna pritisna letev na kombiniranem brusilnem stroju.

Pritisna letev je v tem primeru razdeljena na 30 ali 50 mm široke segmente. Ti segmenti se aktivirajo v delovni položaj, samo ko je obdelovanec pod brusilnim trakom in le tisti, pod katerimi se trenutno nahaja obdelovanec.

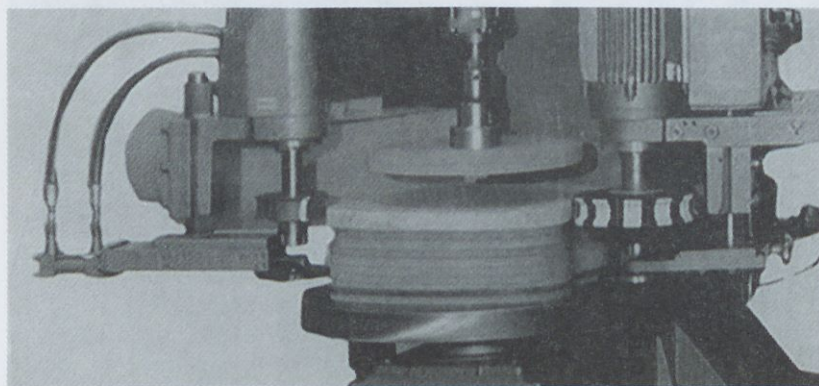
Da je mogoče krmiliti aktiviranje posameznega segmenta, ima vsak segment nad transportnim trakom na vstopni strani svoje tipalno kolo. To tipalno kolo aktivira končno stikalo in z določeno časovno zakasnitvijo segment na pritisni letvi. Zakasnitev je odvisna od podajalne hitrosti obdelovanca in od razdalje med tipalom in pritisno letvijo, torej je treba meriti hitrost podajalnega traku. Segment aktivira pnevmatski bat nad njim in ustrezni krmilni ventil ali pa elektromagnetna tuljava.

Glavna prednost take segmentne pritisne letve je v tem, da so robovi obdelovancev ostri, brez nezaželenega zaobljenja, ki je sicer značilnost predvsem pritisne letve z grajeno pnevmatsko blazino. Bolj enakomerno je mogoče obdelati tudi furnirane površine, tudi v primeru, če debelina obdelovanca ni povsem enaka. Z nastavitvijo pritiska je mogoče segmente, ki pritiskajo na robove obdelovanca, brusiti s večjim ali manjšim pritisnim tlakom.

5.5.2 Brušenje profiliranih robov.

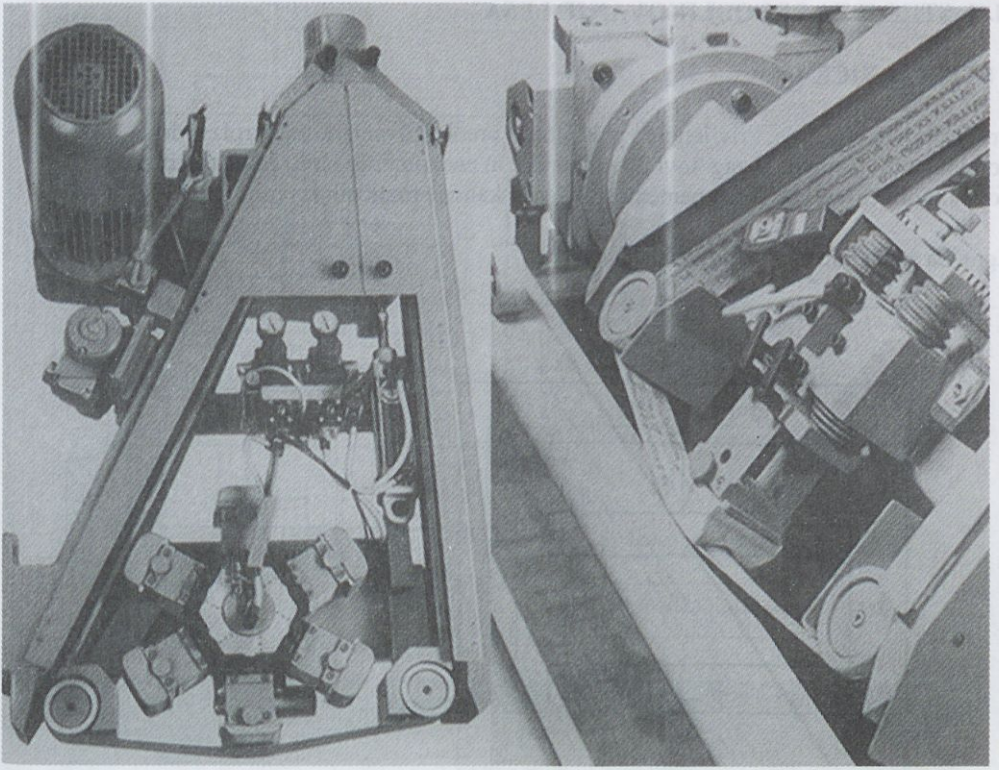
Brušenje profiliranih robov je še vedno manj učinkovit tehnološki postopek brušenja.

Na sliki 5.18 je prikazana pogosta rešitev z uporabo profilnega brusnega orodja. Na profilirano valjasto telo orodja so nalepljeni segmenti brusnega traku. Slaba stran je sorazmerno mala površina brusnega traku na orodju in zato kratka obratovalna doba posameznega orodja.



Slika 5.18: Brušenje profila z uporabo profilnega brusnega orodja

Na sliki 5.19 je prikazana izvedba brusnega sklopa za brušenje profiliranih robov z brusnim trakom, ki je voden s profilirano drsno ploskvijo.



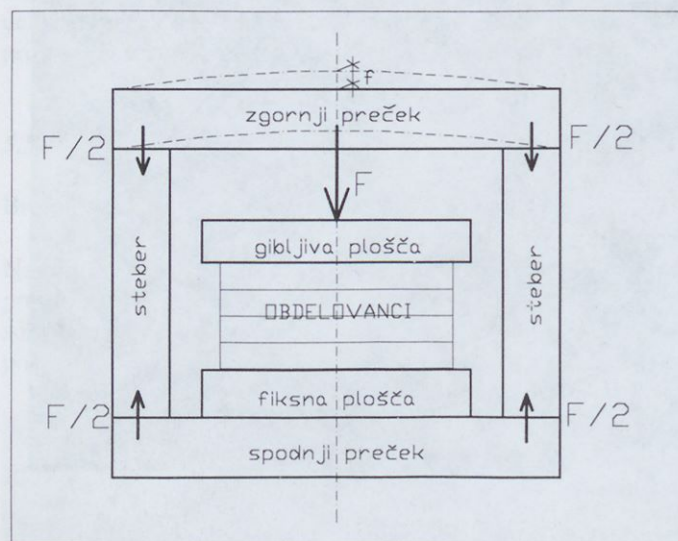
Slika 5.19: Brusilni sklop z brusnim trakom za brušenje profilov.

II.II STROJI ZA PREOBLIKOVANJE LESA

1 STISKALNICE

Pri postopkih lepljenja, krivljenja in plastičnega preoblikovanja lesnih proizvodov potrebujemo napravo, ki zagotovi dovolj velike in enakomerno porazdeljene pritiske po površini obdelovanca. Temu namenu služijo stiskalnice različnih izvedb.

Zgradba stiskalnice je razvidna iz slike 1.1.



Slika 1.1: Zgradba stiskalnice

Porazdelitev tlaka po obdelovancu mora biti enakomerna. To dosežemo z dovolj togo konstrukcijo in s paralelnostjo plošč. Ogrodje izdelamo iz varjenih delov iz valjane pločevine, valjanih profilov, pri starejših napravah sta lahko zgornji in spodnji preček tudi lite izvedbe.

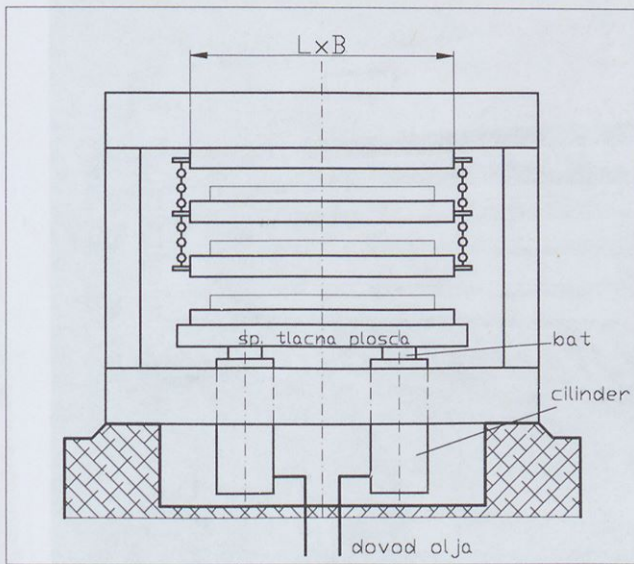
Pritisno silo lahko dobimo:

- ročno z vijakom,
- motorno z vijakom,
- hidravlično in
- pnevmatsko.

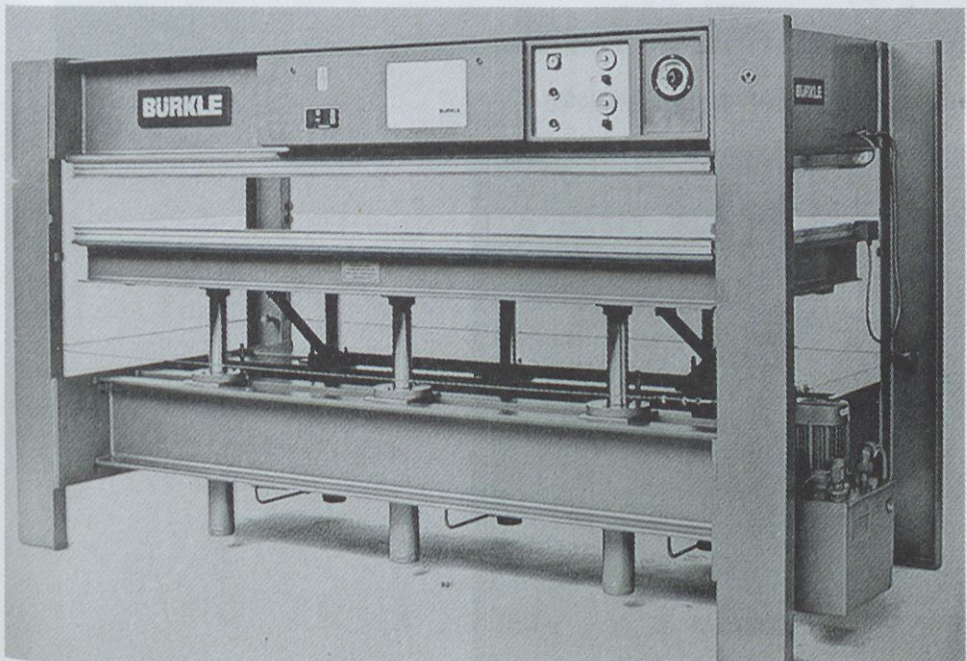
1.1 Hidravlične stiskalnice

Največjo pritisno silo lahko dosežemo le s hidravliko. S hidravlično stiskalnico je mogoče tudi dovolj natančno nastaviti delovne pritiske.

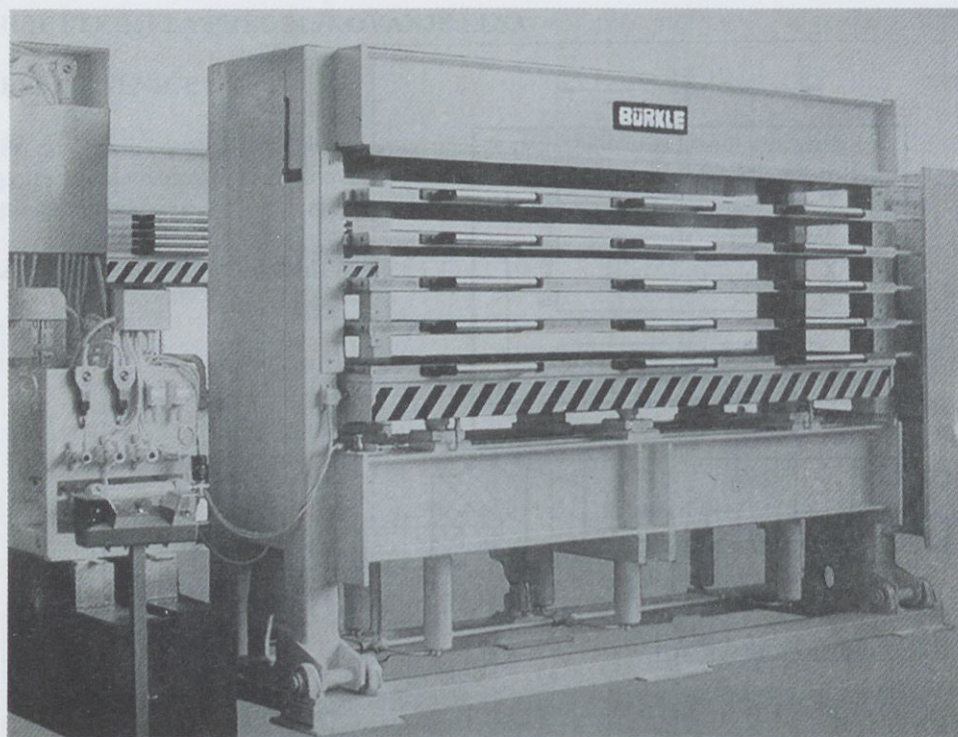
Izvedbe se razlikujejo po številu hidravličnih cilindrov, velikosti in številu tlačnih plošč. Izgled je prikazan na sliki 1.2, sliki 1.3 in sliki 1.4. Na sliki 1.4 je prikazana večetažna hidravlična stiskalnica.



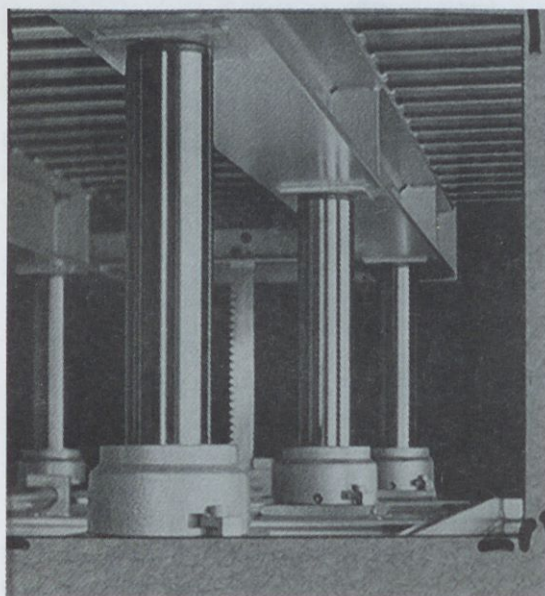
Slika 1.2: Hidravlična stiskalnica



Slika 1.3: Hidravlična stiskalnica



Slika 1.4: Večetažna hidravlična stiskalnica



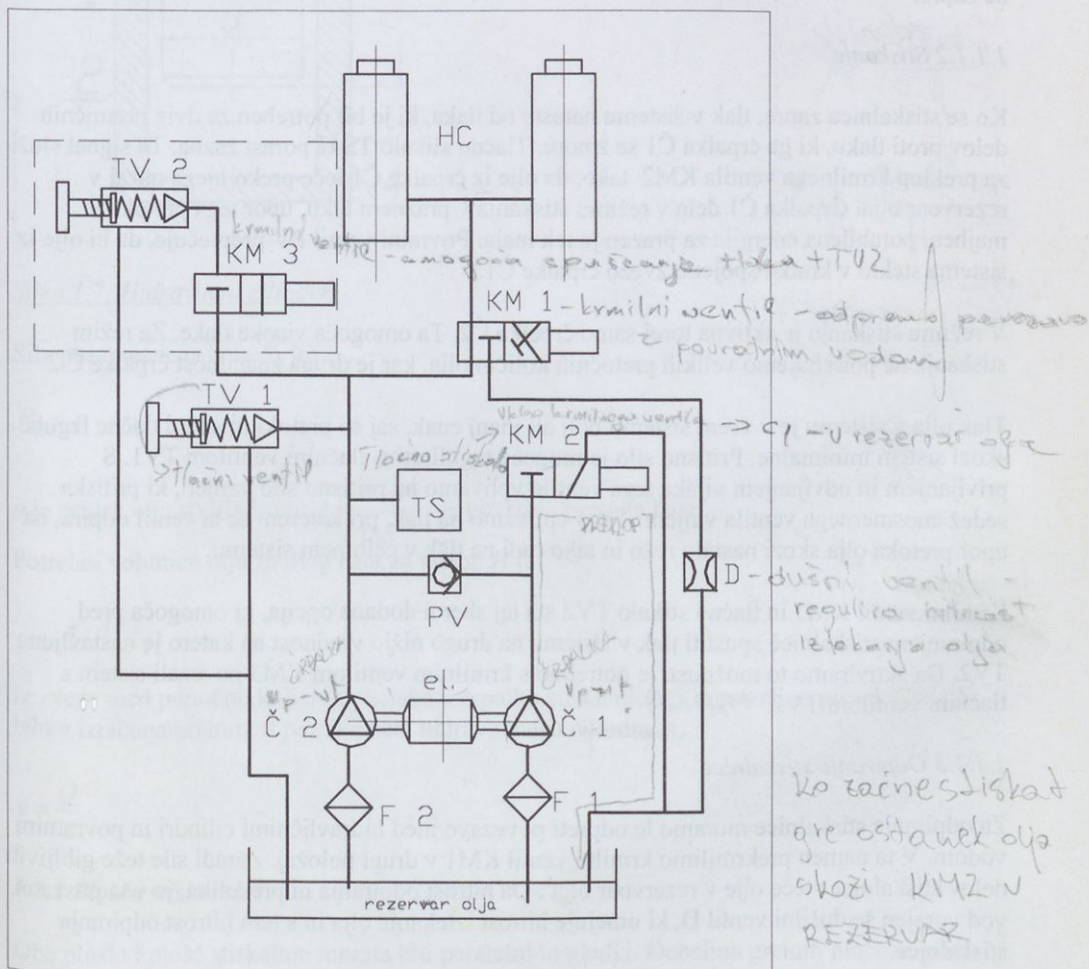
Slika 1.5: Vodila tlačne plošče

Na sliki 1.5 je prikazan pogled na tlačno ploščo s spodnje strani. Razvidno je, da je tlačna plošča vodena s paralelnima zobatima letvama in zobatima kolesoma, ki sta spojena s skupno gredjo. Paralelnost dviga lahko zagotovimo tudi s posebnim ročičnim mehanizmom.

Razdaljo med ploščami v odprtem položaju zagotovimo z verigo ali distančnimi nastavki.

1.1.1 Hidravlični agregat za dvostopenjsko zapiranje

Stiskalnica se naj zapira hitro. Ko se stiskalnica zapre, pa moramo dvigniti tlak na delovni tlak, ki je za različne zahteve različen. Stiskalnica se odpira z lastno težo gibljivih delov. Hidravlični agregat mora ustreči tem zahtevam.



Slika 1.6: Shema hidravlična agregata za dvostopenjsko zapiranje ✓

Obratovanje hidravličnega agregata stiskalnice ima tri faze.

- ZAPIRANJE

- STISKANJE

- ODPIRANJE

1.1.1.1 Zapiranje stiskalnice

Za zapiranje stiskalnice rabimo sorazmerno velik pretok olja, da se stiskalnica čimprej zapre. V tej fazi zadošča samo tolikšna vrednost tlaka, da premaga težo vseh delov, ki jih je potrebno dvigniti. Obe črpalki Č1 in Č2 ves čas obratujeta, vendar je v tej fazi pomembna črpalka Č1, ki mora imeti veliko pretočno količino olja, tlak pa ni visok. Prispevek črpalke Č2 v tej fazi ni velik, saj je pretočna količina olja skozi njo mala.

V tej fazi je odprt krmilni ventil KM1, krmilni ventil KM2 in KM3 pa sta zaprta. Olje torej teče skozi enosmerni ventil PV in KM 1 do hidravličnih cilindrov HC vse dokler se stiskalnica ne zapre.

1.1.1.2 Stiskanje

Ko se stiskalnica zapre, tlak v sistemu naraste od tlaka, ki je bil potreben za dvig premičnih delov proti tlaku, ki ga črpalka Č1 še zmore. Tlačno stikalo TS ta porast zazna. Ta signal služi za preklop krmilnega ventila KM2 tako, da olje iz črpalke Č1 teče preko njega nazaj v rezervoar olja. Črpalka Č1 dela v režimu stiskanja v praznem teku, upor tega pretoka je majhen, porabljena energija za prazen je tek mala. Povratni ventil PV preprečuje, da bi olje iz sistema steklo v kratko spojeno zvezo črpalke Č1.

V režimu stiskanja je aktivna torej samo črpalka Č2. Ta omogoča visoke tlake. Za režim stiskanja ne potrebujemo velikih pretočnih količin olja, kar je druga značilnost črpalke Č2.

Tlak olja v sistemu je v vsem sistemu bolj ali manj enak, saj so pretoki in s tem tlačne izgube skozi sistem minimalne. Pritisno silo je mogoče regulirati s tlačnim ventilom TV1. S privijanjem in odvijanjem vijaka tega ventila vplivamo na pritisko vzmeti, ki pritiska sedež enosmernega ventila v njem. Tako vplivamo na tlak, pri katerem se ta ventil odpira, na upor pretoka olja skozi nastalo režo in tako tudi na tlak v celotnem sistemu.

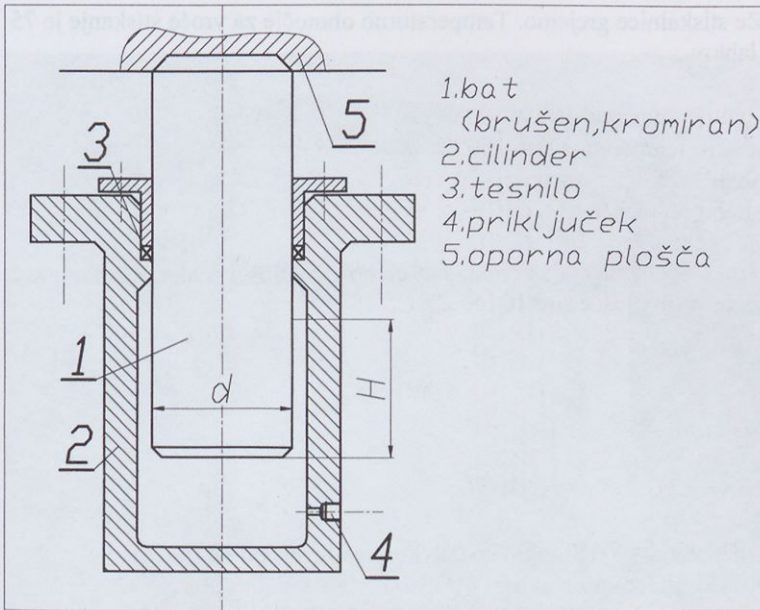
Krmilni ventil KM3 in tlačno stikalo TV2 sta tej shemi dodana opcija, ki omogoča pred odpiranjem stiskalnice spustiti tlak v sistemu na drugo nižjo vrednost na katero je nastavljen TV2. Da aktiviramo to možnost, je potrebno s krmilnim ventilom KM3 povezati sistem s tlačnim ventilom TV2. *MATNA*

1.1.1.3 Odpiranje stiskalnice

Za odpiranje stiskalnice moramo le odpreti povezavo med hidravličnimi cilindri in povratnim vodom. V ta namen prekrmilimo krmilni ventil KM1 v drugi položaj. Zaradi sile teže gibljivih delov stiskalnice steče olje v rezervoar olja. Da hitrost odpiranja ni prevelika, je v ta povratni vod vgrajen še dušilni ventil D, ki omejuje hitrost iztekanja olja in s tem hitrost odpiranja stiskalnice.

1.1.2 Hidravlični cilinder

Na sliki 1.7 je prikazan hidravlični cilinder za hidravlično stiskalnico.



1. bat
(brušen, kromiran)
2. cilindar
3. tesnilo
4. priključek
5. oporna plošča

$$F_p = p \cdot A_b$$

\nearrow površina bata
 \nwarrow površina bata

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

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot H$$

$$Q = \frac{V}{t}$$

\nwarrow volumen
 \nwarrow čas

$$v = \frac{a}{A}$$

Slika 1.7: Hidravlični cilindar

Sila posameznega bata F_b je:

$$F_b = p \cdot A$$

p je pritisk olja v cilindru in $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ je površina preseka bata.

Potrebni volumen olja za dvig bata za višino H je:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot H$$

Iz zveze med pretočno količino olja skozi črpalko stiskalnice Q in površino preseka bata S lahko izračunamo hitrost pomika bata hidravličnega cilindra v :

$$v = \frac{Q}{A}$$

1.1.3 Plošče stiskalnice

Obe ploskvi plošč stiskalnic morata biti paralelni in gladki. Debelina grelnih plošč se giblje med 20 in 100mm. Debelina plošče mora biti enaka po vsej površini. Toleranca debeline je ± 0.1 mm, toleranca ravnosti površine pa 0.15 mm.

Površina plošče je obložena z aluminijasto pločevino debeline okoli 3mm. Aluminijasta površina je elektrolitično oksidirana (eloksirana), torej prevlečena s trdo oksidno plastjo.

Za vroče stiskanje plošče stiskalnice grejemo. Temperaturno območje za vroče stiskanje je 75 do 140° C. Uporabimo lahko:

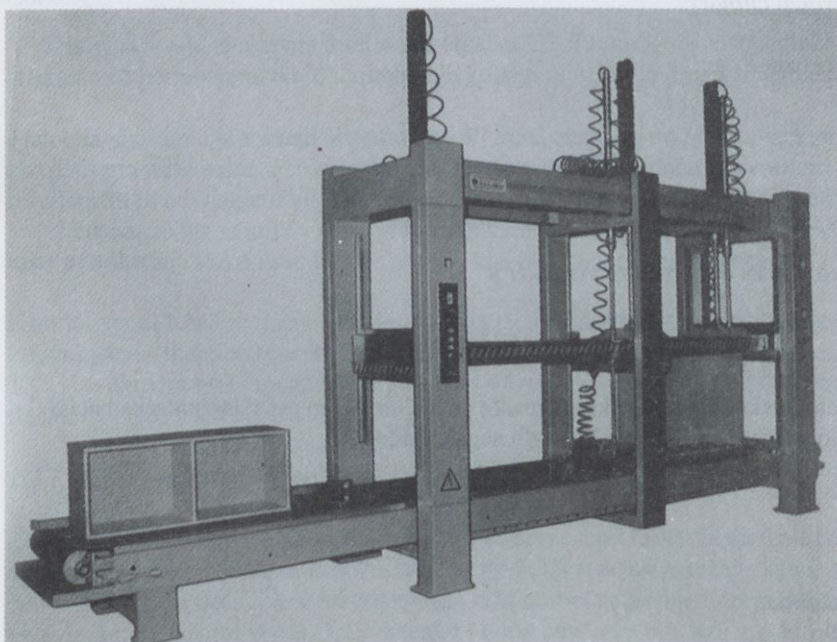
- paro, za temperature nad 100° C,
- toplo vodo, za temperature pod 100° C,
- vroče olje in
- električno grelna plošča.

Grelne plošče morajo biti izvedene tako, da je temperatura po vsej plošči enaka. Razlika med temperaturo posameznih površin plošče sme biti le $\pm 2^{\circ}$ C.

1.2 Posebne izvedbe stiskalnic

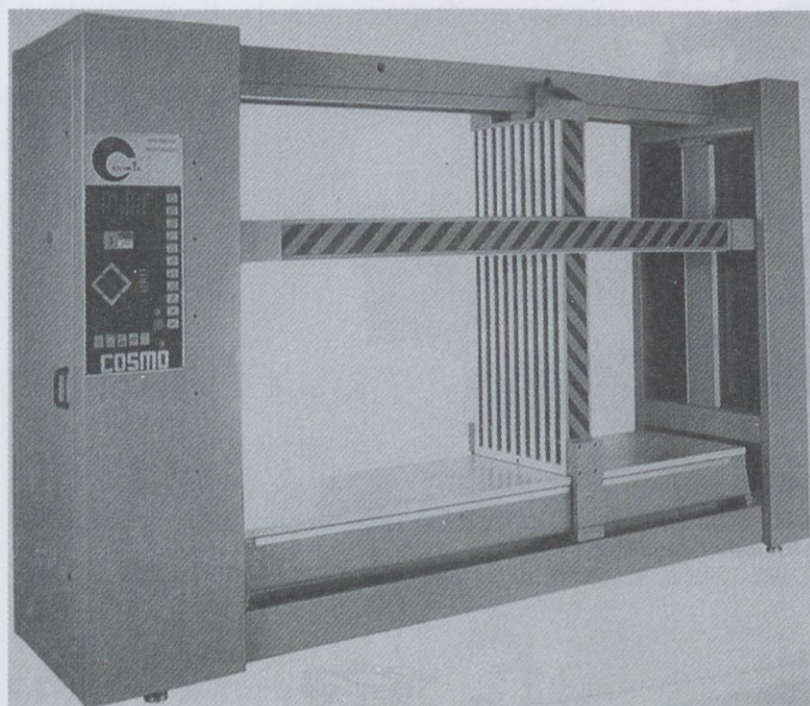
1.2.1 Korpusne stiskalnice

Na sliki 1.8 in 1.9 sta prikazani dve od mnogih izvedb korpusnih stiskalnic. Služijo za stiskanje raznih korpusov, ki jih lepimo v ogliščih.



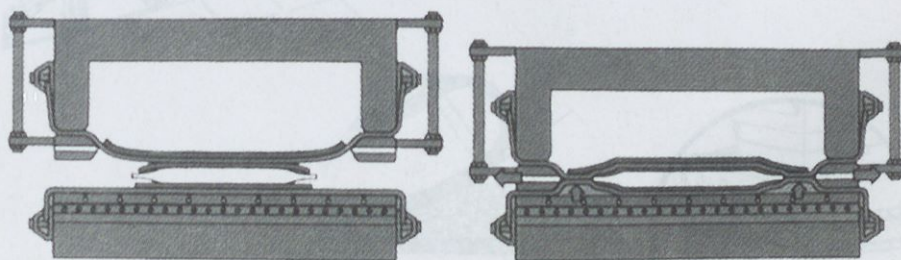
Slika 1.8: Korpusna stiskalnica

Za pritisko ponavadi zadoščajo pnevmatski cilindri. Preproste korpusne stiskalnice so opremljene le z mehanskim načinom za zagotovitev potrebne pritiskne sile.



Slika 1.9. Korpusna stiskalnica

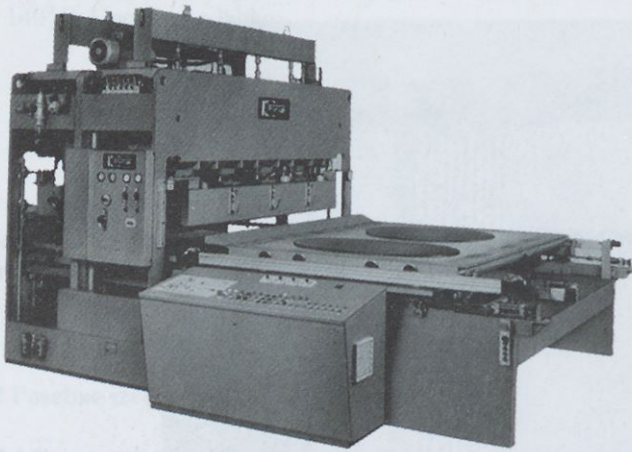
1.2.2 Membranske stiskalnice



Slika 1.10: Shema membranske stiskalnice

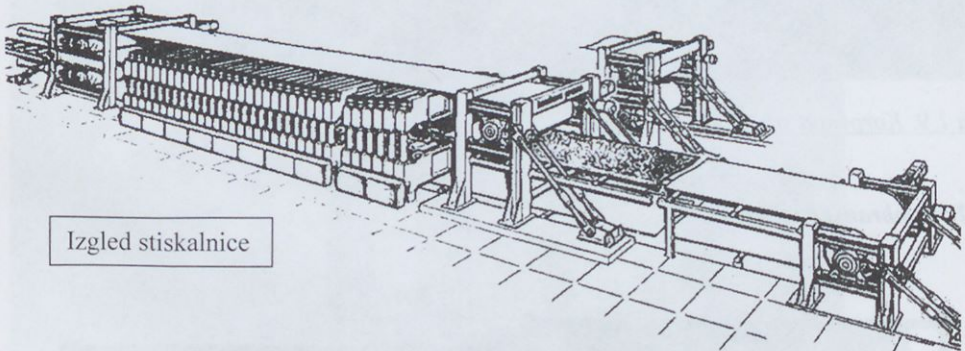
Na sliki 1.10 je prikazana shema membranske stiskalnice. Na sliki 1.11 pa je prikazan njen izgled.

Membranske stiskalnice služijo za stiskanje profiliranih površin, ko jih želimo oblepiti. Membrana je izdelana iz elastične plastične snovi. Potrebno pritiskno silo zagotovi nadtlak nad membrano. Stisnjen spoj je ogrevan s pomočjo infrardečih ogreval.

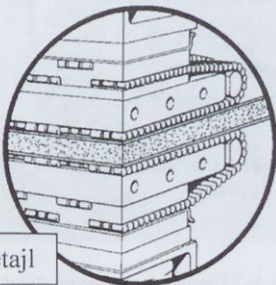


Slika 1.11: Membranska stiskalnica

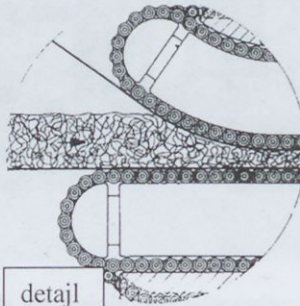
1.2.3 Kontinuirne stiskalnice za plošče



Izgled stiskalnice



detajl

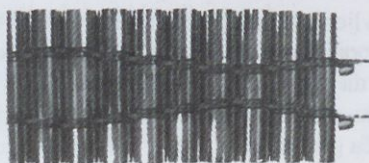
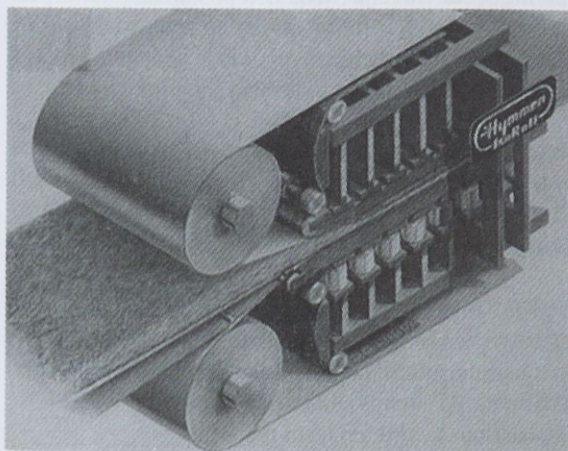


detajl

Slika 1.12: Kontinuirna stiskalnica za plošče

Na sliki 1.12 in 1.13 je prikazana kontinuirna stiskalnica za plošče. Surovina za plošče se nasuje v enakomerni debelini na jeklen trak pred vstopom v stiskalnico. Za stiskanje služita dva jeklena trakova, podprta z nizom valjčkov na opornih verigah. Pritisno silo zagotovijo

tlačni cilindri vzdolž cele dolžine in širine. Segrevanje grelni plošče je lahko izvedeno s paro ali električno. Potrebna je sinhronizacija hitrosti obeh jeklenih trakov.



Slika 1.13: Kontinuirna stiskalnica za plošče in detajl oporne verige z valjčki

2 STROJI ZA KRIVLJENJE LESNIH PROIZVODOV

Krivljenje je postopek za spreminjanje oblike lesnih proizvodov, ki temelji na notranjem premiku materialnih delcev. V lesarski tehnologiji sta v uveljavljena dva postopka:

- krivljenje masivnega, predhodno plastificiranega lesa in
- krivljenje in lepljenje proizvodov iz furnirja.

Tehnološki postopek krivljenja lesa ima svoje značilnosti in omejitve, ki izhajajo iz lastnosti lesa. Stroji in naprave, ki služijo za krivljenje, so izvedeni na osnovi teh značilnosti.

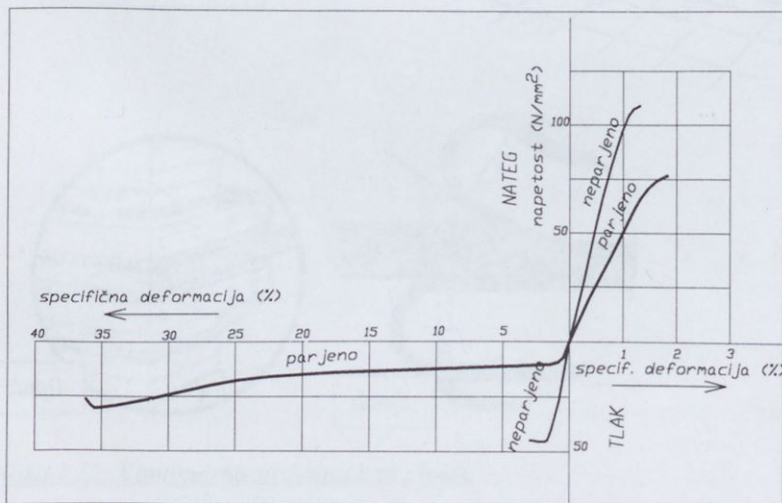
2.1 Krivljenje lesnih proizvodov iz masivnega lesa

S krivljenjem masivnega lesa spremenimo obliko obdelovanca. Les je anizotropen material, ki ima v različnih smereh različne fizikalne lastnosti. S krivljenjem lahko oblikujemo izdelek tako, da je notranja struktura lesa tudi po krivljenju usmerjena tako, da so mehanske lastnosti izdelka zelo ugodne. Mehanske lastnosti lesa se po krivljenju lahko tudi izboljšajo, saj se poveča gostota lesa. Na ta način najbolje izkoristimo kvaliteten lesni material.

Posamezne vrste lesa niso enako primerne za krivljenje. Primerne vrste so na primer bukev, hrast, jesen, brest. Manj primerne pa so češnja, javor, breza in leska. Izbrani les mora biti brez napak, obdelan v smeri rasti in posušen do primerne vlage. Vlaga lesa za krivljenje se giblje med 15 do 25 %.

Pred krivljenjem les plastificiramo, ga zmečamo v plastično stanje. Plastificiranje lesa lahko izvedemo s parjenjem, kuhanjem ali kemično. Najprimernejši je postopek s parjenjem, saj se s kuhanjem poveča delež vlage v lesu in se les dodatno deformira.

2.1.1 Vpliv temperature lesa na mehanske lastnosti



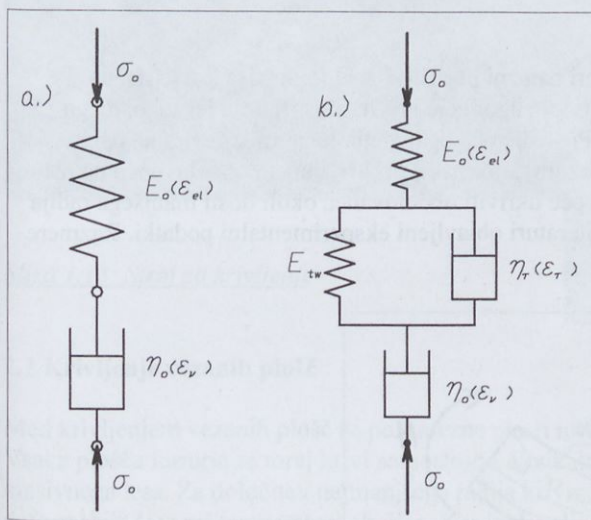
Slika 1.14: Mehanske lastnosti lesa pred in po parjenju

Na sliki 1.14 so prikazane mehanske lastnosti lesa pri temperaturi okolice in po parjenju v kotličku za parjenje.

Že pri temperaturi okolice ima les različen specifičen raztezek pri tlačni obremenitvi v primerjavi z natezno obremenitvijo. Za natezno obremenitev je značilna večja porušitvena trdnost in manjši specifični raztezek v primerjavi s tlakom. Posledica teh različnih specifičnih raztezkov je premik nevtralne osi iz sredine preseka.

Razlika med lastnostmi lesa pri tlaku in nategu je pri parjenem lesu še bistveno večja. Specifični raztezki v primeru tlačne obremenitve so bistveno večji kot pri nategu. Predvsem v primeru tlačne napetosti so mogoče velike plastične deformacije. Ker gre pri krivljenju za trajno spremembo oblike, je plastična deformacija zaželeno.

Za opis fizikalnega dogajanja pri krivljenju lesa je potrebno opozoriti še na en pojav. Odvisnost med napetostjo in deformacijo pri parjenem lesu je odvisna tudi od časa. Napetosti se po določenem času relaksirajo. Krivljenje lesa je v bistvu reološki problem. Ponazorimo ga lahko z Maxwell - ovim, slika 1.15 a ali Burger-Kelvin - ovim modelom, slika 1.15 b.

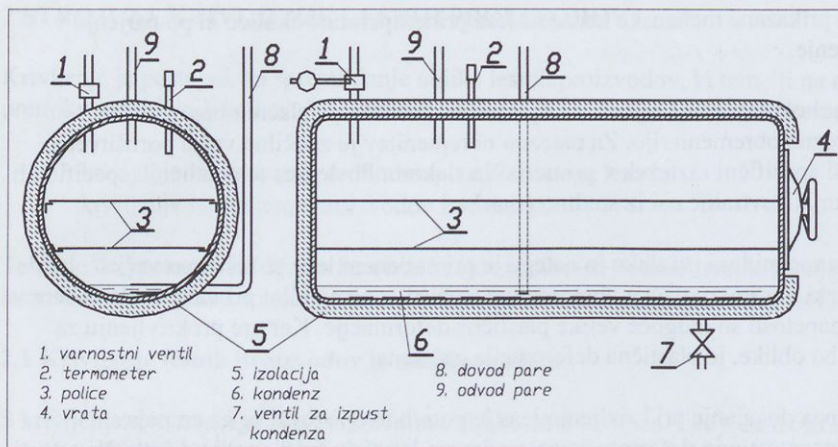


Slika 1.15: Maxwell-ov in Burger-Kelvin-ov model

Po krivljenju se les ohlaja. Zmehčani lignin se ponovno utrdi. Krivljena oblika se tako ohrani.

2.1.2 Parjenje

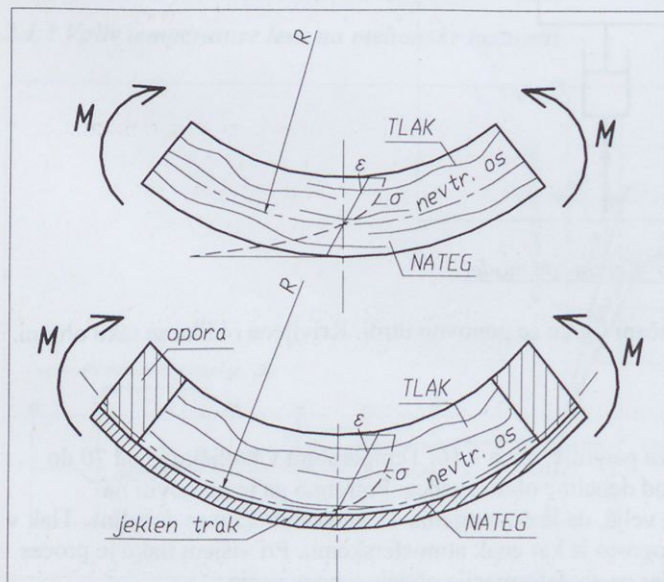
Parjenje lesa poteka v kotličkih za parjenje, slika 1.16. Temperatura v kotličku je od 70 do 100 °C. Čas parjenja je odvisen od debeline obdelovanca. Potrebno ga je ugotoviti na eksperimentalni način. Približno velja, da je čas parjenja 1^h na vsakih 25 mm debeline. Tlak v kotličku je od 0.1 do 0.3 Mpa, pogosto je kar enak atmosferskemu. Pri višjem tlaku je proces plastifikacije učinkovitejši, vendar pa so deformacije obdelovancev večje.



Slika 1.16: Kotliček za parjenje

2.1.3 Krivljenje

Ker je natezna specifična deformacija pri natezni porušitvi znatno manjša kot je tlačna specifična deformacija pri tlačni porušitvi, je ugodneje kriviti plastificiran les tako, da ga vpnemo v jeklen pas na natezni strani. Posledica takega vpetja je premik nevtralne osi k natezni strani, zmanjšanje področja nateznih deformacij pri krivljenem obdelovancu na račun tlačnih deformacij. Na tak način je mogoče ukriviti obdelovanec okoli dosti manjšega radija krivine. To trditve potrjujejo mnogi v literaturi objavljeni eksperimentalni podatki. Razmere so prikazane na sliki 1.17.

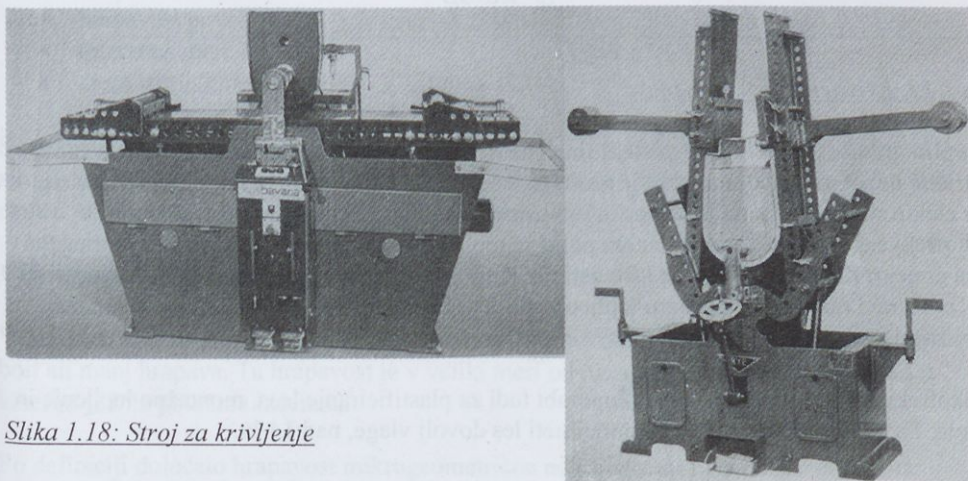


Slika 1.17: Krivljenje obdelovanca

2.1.4 Stroji in naprave za krivljenje

Manjše obdelovance je mogoče kriviti ročno. Pred krivljenjem moramo vpeti obdelovanec ob jeklen trak. Krivimo ob šabloni, ki določa obliko krivljenja.

Za krivljenje večjih obdelovancev so potrebne večje sile. Na sliki 1.18 je prikazana izvedba stroja za krivljenje. Pred krivljenjem obdelovanec vpnemo ob jeklen trak debeline od 0.6 do 2.5 mm, da zagotovimo pretežno tlačno deformacijo. Potrebno silo za krivljenje zagotovijo vgrajeni hidravlični cilindri.



Slika 1.18: Stroj za krivljenje

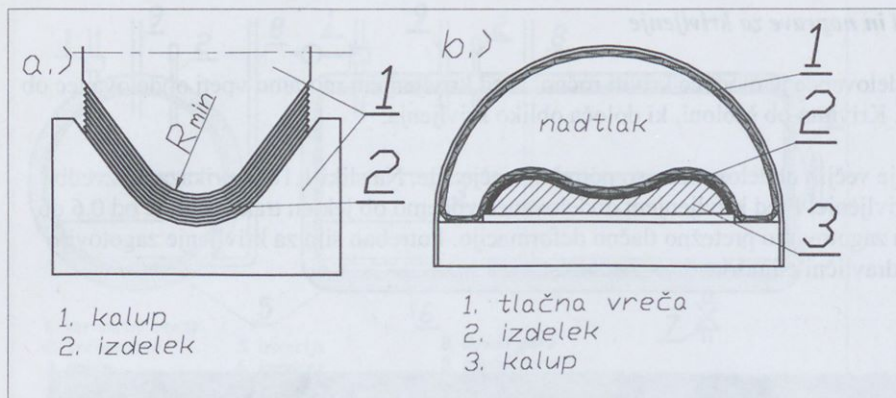
2.2 Krivljenje vezanih plošč

Med krivljenjem vezanih plošč se posamezne plasti na lepljenem mestu med sabo premikajo. Vsaka plošča furnirja se torej krivi samostojno. Fizikalne osnove so enake kot pri krivljenju masivnega lesa. Za določitev najmanjšega radija krivine je odločilna dopustna natezna deformacija lesa pri temperaturi okolice. Ker je debelina posamezne plasti mala, je mogoče kriviti proizvod s sorazmerno malim krivinskim radijem.

Pripravljene plošče furnirja z nanosom lepila krivimo v hidravličnih stiskalnicah. Obliko proizvoda določi kalup, slika 1.19 a. Potreben pritisk je 0.5 do 1 Mpa.

Proizvode iz vezanih plošč lahko krivimo tudi v komori z nadtlakom, slika 1.19 b.

Stiskalnica za krivljenje vezanih plošč je praviloma opremljena z generatorjem visoke frekvence. Služi za segrevanje lepljenega spoja in tako za skrajševanje časa stiskanja. Površina kalupa je v tem primeru prekrita z aluminijasto, bakreno ali medeninasto pločevino in predstavlja anteno visokofrekvenčnega generatorja. Moč visokofrekvenčnega generatorja je odvisna od površine lepljenega spoja in je okoli 15 do 16 kW/m² lepljenega spoja. Uporabljajo se frekvence 13.56, 27.12 in 40.68 MHz.



Slika 1.19: Krivljenje lepljenih plošč

Pod vplivom visokofrekvenčnega elektromagnetnega polja med antenama se molekule snovi električno nabijejo. Naboj molekul je nesimetričen in molekule delujejo kot dipol. Glede na smer elektromagnetnega polja se poskušajo usmeriti v smeri elektromagnetnega polja. V visokofrekvenčnem elektromagnetnem polju se molekule zato gibljejo in se zaradi notranjega trenja grejejo. Ker so dielektrične lastnosti različnih snovi različne, je intenzivnost segrevanja različnih snovi različna. V primeru lepljenja plošč se lepilo znatno bolj segreva kot suh les, kar je zaželeno.

Visokofrekvenčni generator se lahko uporabi tudi za plastificiranje lesa, montažno lepljenje in sušenje. Za uspešno plastificiranje mora imeti les dovolj vlage, nad 14 %.

Naprava z visokofrekvenčnim generatorjem mora imeti ustrezno zaščito, da se zmanjša nezaželena emisija elektromagnetnih valov v okolico.

DODATEK: A

Sestavljanje strojnih delov

Strojne dele med sabo sestavljamo na različne načine. Sestavljen par dveh strojnih delov se lahko med sabo z lahkoto premika ali pa tvori togo zvezo, ki prenaša obremenitev od enega strojnega dela na drugega.

Sestavljen strojni sklop ima zelo različne lastnosti. Te lastnosti so odvisne od razlike mer obeh delov v sestavu (ohlapa ali presežka mere) in seveda od kvalitete površine obeh sestavljenih strojnih delov. Realna tehnika ne omogoča izdelave povsem točnih mer, niti ne povsem gladkih površin. Zato industrijski standardi definirajo dogovore o naslednjih pojmi:

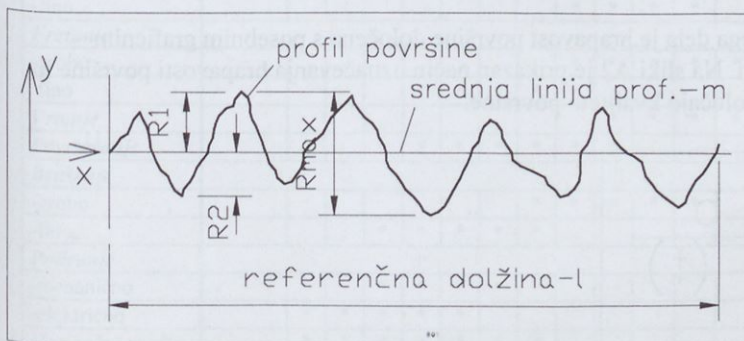
- hrapavost površine,
- toleranca mere in
- ujem strojnih delov.

S pomočjo teh dogovorov je mogoče določiti pogoje, ki morajo biti izpolnjeni, da imata dva strojna dela, ki sta izdelana po enakem načrtu, pa absolutno seveda ne moreta biti povsem enaka, vseeno enake lastnosti in ju je mogoče med sabo zamenjati.

1 Hrapavost površine

V realni tehniki ni mogoče izdelati absolutne gladke površine. Vsaka površina strojnega dela je bolj ali manj hrapava. Ta hrapavost je v veliki meri odvisna od tehnološkega postopka, s katerim je bila površina izdelana.

Po definiciji določajo hrapavost mikromeometrične nepravilnosti na površini predmeta. Dimenzije te nepravilnosti so večkratno manjše od dimenzij opazovane površine.



Slika A1: Profil površine

Če posnamemo profil površine na določeni referenčni dolžini l , dobimo izhodišče za definiranje stopnje hrapavosti. Razmere so prikazane na sliki A1.

Profil površine vzdolž referenčne dolžine je naključna funkcija. Koordinatni sistem na sliki A1 je postavljen tako, da je abscisa tudi srednja linija profila m . Tako lahko definiramo srednje odstopanje profila Ra od srednje linije, kot aritmetično oddaljenost profila od srednje linije.

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y| dx$$

l je referenčna dolžina.

Ker je funkcijo $y=f(x)$ zaradi njene narave analitično težko zapisati, je enostavnejši naslednji zapis:

$$Ra \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|$$

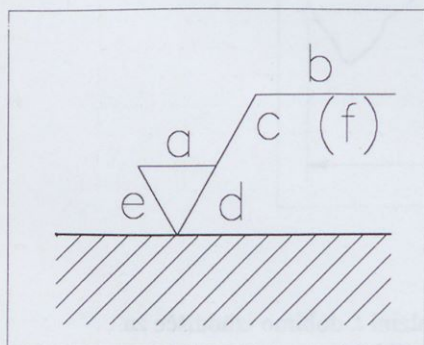
kjer je n število ekvidistančnih razdelkov na referenčni dolžini in y_i vsakokratna vrednost absolutne oddaljenosti profila od srednje linije profila.

Glede na tako določeno srednje odstopanje profila je določeno 12 stopenj hrapavosti. Stopnja hrapavosti za neko površino določa tisti izmerjeni profil, ki ima največje srednje odstopanje profila $Ra(max)$. Razvrstitev v stopnje hrapavosti glede na $Ra(max)$ je prikazana v tabeli A1.

Tabela A1: Stopnje hrapavosti

$Ra(max)$ μm	Stopnja hrapavosti	$Ra(max)$ μm	Stopnja hrapavosti	$Ra(max)$ μm	Stopnja hrapavosti
0.025	N1	0.4	N5	6.3	N9
0.05	N2	0.8	N6	12.5	N10
0.1	N3	1.6	N7	25	N11
0.2	N4	3.2	N8	100	N12

Na delavniški risbi strojnega dela je hrapavost površine določena s posebnim grafičnim znakom in dodatnimi opisi. Na sliki A2 je prikazan način označevanja hrapavosti površine in drugih zahtev, ki skupaj določajo kvaliteto površine.



Slika A2: Označevanje kvalitete površine

Na posameznih mestih so vpisani naslednji podatki:

- a je mesto za vpis srednjega odstopanja profila R_a , ali stopnje hrapavosti,
 b je mesto za vpis obdelovalnega postopka,
 c je mesto za vpis referenčne dolžine l ,
 d je mesto za vpis smeri obdelave glede na projekcijsko ravnino
 (= vzporedno, \perp pravokotno, x križno, M v več smereh, ...),
 e je mesto za vpis dodatka za strojno obdelavo in
 f je mesto za vpis drugih podatkov o hrapavosti.

Tabela A2: Stopnja hrapavosti, ki ustreza obdelovalnemu postopku

Obdelovalni postopek	$R_a(\mu m)$ 0,012	Stopnja hrapavosti N..												$R_a(\mu m)$			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	100	200	400	800
Ročna obdelava:																	
-grobno piljenje										*	*	*	*	*	*	*	*
-fino piljenje						*	*	*	*								
Litje																	
-v pesku													*	*	*	*	*
-v kokili									*	*	*	*					
-v školjki								*	*	*	*	*					
Kovanje																	
-toplo, prosto														*	*	*	*
-toplo, v utopu									*	*	*	*					
-hladno, v utopu								*	*	*							
Valjanje																	
-toplo									*	*	*	*	*				
-hladno				*	*	*	*	*	*								
Peskanje																	
-grobno									*	*	*	*	*	*	*	*	*
-fino				*	*	*	*	*									
Skobljanje																	
-grobno									*	*	*	*	*	*	*	*	*
-fino								*	*	*	*						
Frezanje																	
-grobno								*	*	*	*	*					
-fino				*	*	*	*	*									
Vrtanje																	
-grobno				*	*	*	*	*	*								
-fino				*	*	*	*	*	*								
Povrtavanje																	
-grobno								*	*	*	*	*					
-fino				*	*	*	*	*									
Brušenje																	
-grobno								*	*	*	*	*					
-fino				*	*	*	*	*									
Poliranje																	
-mehanično				*	*	*	*										
-električno		*	*	*	*	*	*										
Honanje, lepanje																	
-grobno		*	*	*	*	*	*										
-fino	*	*	*	*													
»Superfiniš«																	
Obdelava navojev																	
-rezanje						*	*	*	*	*	*						
-brušenje				*	*	*	*										
Obdelava zob																	
-skobljanje						*	*										
-frezanje						*	*	*									
-brušenje				*	*	*	*										

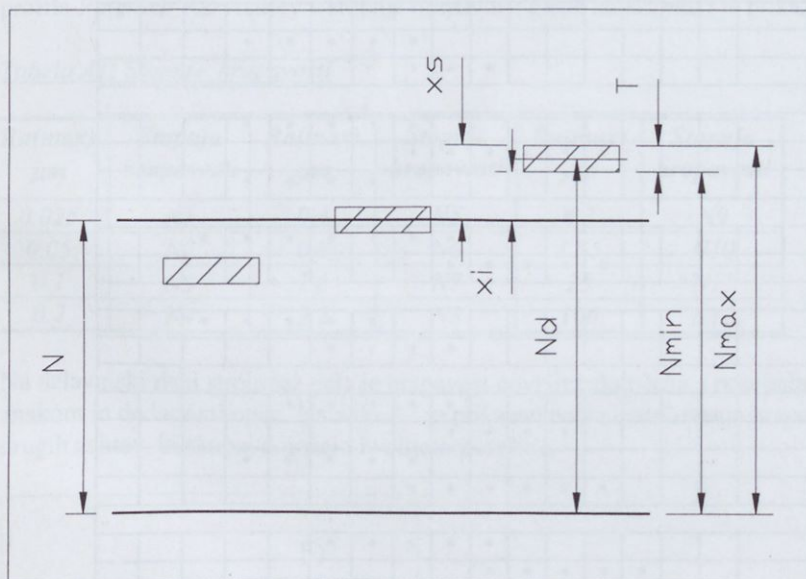
Vse oznake za kvaliteto površine niso obvezne. Ponavadi srečujemo le oznako na mestu *a*, kjer se nahaja znak za stopnjo hrapavosti (na primer N7) ali pa kar vrednost *Ra* izraženo v številčni vrednosti v μm , brez oznake za enote.

Na risbi v zgornjem desnem kotu so navedene vse oznake za zahtevane kvalitete površin, ki so za izdelavo strojnega dela potrebne.

Določeno kvaliteto površine lahko dosežemo le s pravim tehnološkim postopkom obdelave te površine. Kakšne so možnosti posameznih tehnoloških postopkov je prikazano v tabeli A2.

2 Toleranca mere

Tehnologija proizvodnje ne omogoča izdelave absolutno točnih mer. Ker se strojni deli med sabo pogosto sestavljajo, je potrebno mere izdelati z določeno natančnostjo, kar pomeni v določenem tolerančnem območju. Tolerančna območja so definirana tako, da je mogoče dva strojna dela, ki sta izdelana v istem tolerančnem območju, med sabo zamenjati. Na sliki A3 je prikazan pojem tolerance.



Slika A3: Toleranca mere

N je imenska mera, *Nd* je dejanska izmerjena mera strojnega dela, *Nmax* je največja še dopustna mera za določeno tolerančno območje, *Nmin* je najmanjša še dopustna mera za določeno tolerančno območje, *xs* je zgornji odstopke ($N_{max}-N$), *xi* je spodnji odstopke ($N_{min}-N$) in *T* je širina tolerančnega polja ($N_{max}-N_{min}$) ali ($xs-xi$).

Če leži dejanska izmerjena mera med *Nmax* in *Nmin*, potem ustreza dimenzija tega strojnega dela predpisani toleranci, sicer pa ne ustreza.

Za različne zahteve je širina tolerančnega polja T in lega tega polja glede na imensko mero različna.

Velikost tolerančnega polja je po dogovoru razdeljena v 18 osnovnih kвалitet izdelave.

Velikost tolerančnega polja merimo z mednarodno dogovorjeno mero - *tolerančno enoto* i , ki je določena z naslednjo številčno enačbo za mere od 1 do 500 mm:

$$i = 0.45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0.001 \cdot D$$

in za mere od 500 do 3150 mm:

$$i = 0.004 \cdot D + 2.1$$

D je geometrijska srednja vrednost najmanjše in največje mere ustreznega številčnega področja, merimo jo v [mm]. Enote za tolerančno enoto i pa je [μm].

V tabeli A3. je prikazana zveza med velikostjo tolerančnega polja glede na kvaliteto izdelave.

Tabela A3: Določitev kvalitete izdelave.

Kvaliteta izdelave	Velikost tolerančnega polja	Kvaliteta izdelave	Velikost tolerančnega polja	Kvaliteta izdelave	Velikost tolerančnega polja
IT 01	$0.3+0.008N$	IT 5	$7 i$	IT 11	$100 i$
IT 0	$0.5+0.012N$	IT 6	$10 i$	IT 12	$160 i$
IT 1	$0.8+0.020N$	IT 7	$16 i$	IT13	$250 i$
IT 2	•	IT 8	$25 i$	IT14	$400 i$
IT 3	•	IT 9	$40 i$	IT15	$640 i$
IT 4	•	IT 10	$64 i$	IT16	$1000 i$

Kvaliteto izdelave od *IT 01 do IT 6* uporabljamo za precizno mehaniko in merila.

Kvaliteto izdelave od *IT 5 do IT 11* uporabljamo v splošnem strojništvu.

Kvaliteta izdelave od *IT 12 do IT 16* služi za označevanje pri grobi izdelavi.

Poleg velikosti tolerančnega polja je pomembna še druga značilnost in sicer lega tolerančnega polja glede na osnovno mero. Tolerančno polje v principu lahko leži pod, na ali nad imensko mero.

Lego tolerančnega polja glede na imensko mero označimo z dodatno črko in sicer:

- za zunanje mere (čepe) z malo črko: a, b, c, cd, e, ef, f, fg, g, h, j, (js), k, m, n, p, r, s, t, t, u, v, z, x, y, za, zb, zc in
- za notranje mere (izvrtine) z veliko črko: A, B, C, CD, D, EF, F, FG, G, H, J, (JS), K, M, N, P, R, S, T, U, V, Z, X, Y, ZA, ZB, ZC.

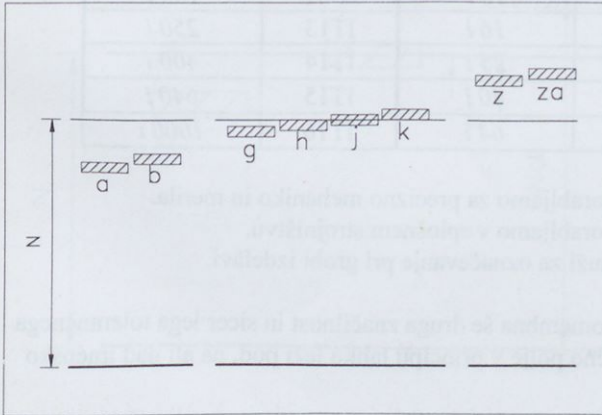
Tolerančno polje za čepe z oznako a leži pod imensko mero. Tolerančno polje z oznako h se z zgornjo mejo dotika imenske mere. Tolerančno polje z oznako z pa leži nad imensko mero. Razmere za čepe so prikazane na sliki A4. Na sliki A5 je prikazana lega tolerančnih polj za izvrtine.

Tabela A4 prikazuje odvisnost med kvaliteto izdelave in stopnjo hrapavosti površine.

Praktično to pomeni, da določeno natančnost mere dosežemo le, če je tudi kvaliteta površine ustrezna.

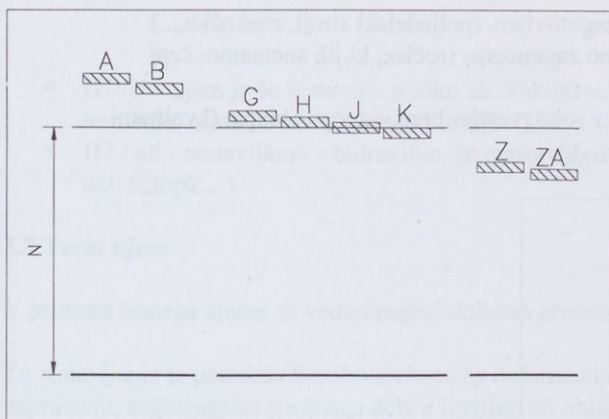
Tabela A4: Kvaliteti izdelave ustrežna stopnja hrapavosti

Kvaliteta izdelave (ISO)	stopnja hrapavosti za imenske mere (mm)				
	...3	3)...18	18)...80	80)...250	250)...
IT 5	N 3	N4	N5	N5	N6
IT 6	N4	N5	N5	N6	N6
IT7	N5	N5	N6	N 7	N7
IT 8	N5	N6	N7	N7	N8
IT 9	N6	N6	N7	N8	N9
IT 10	N7	N7	N8	N9	N9
IT 11	N7	N8	N9	N9	N10
IT 12	N8	N8	N9	N10	N11
IT13	N9	N9	N10	N11	N11
IT 14	N10	N10	N11	N11	N12

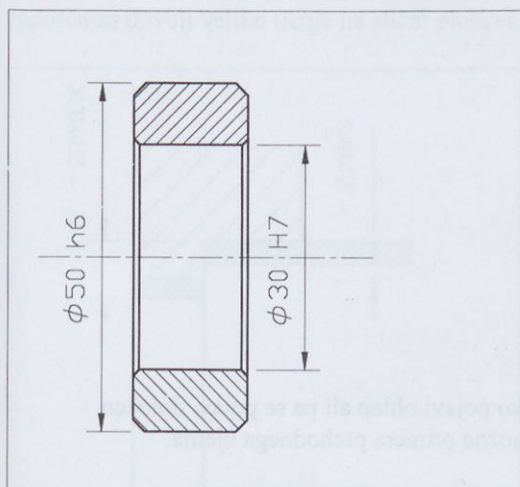


Slika A4: Lega tolerančnega polja za čepe

Na delavniški risbi strojnega dela je mera s predpisano toleranco označena tako, kot je prikazano na sliki A6.



Slika A5: Lega tolerančnega polja za izvrtine



Slika A6: Način označevanja toleranc na risbi

3 Ujem strojnih delov

S predhodno določitvijo toleranc dveh strojnih delov, ki se med sabo sestavljata, je določen tudi ujem (prileg) sklopa teh dveh delov. V principu poznamo tri skupine ujemov strojnih delov.

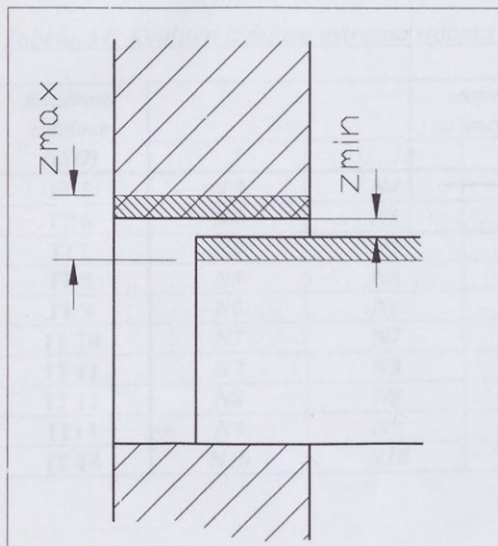
3.1 Ohlapni ujem

V primeru ohlapnega ujema obstaja med deloma v sklopu vedno določena zračnost ali ohlap. Razmere so prikazane na sliki A7.

V primeru ohlapnega ujema so deli med sabo premakljivi z roko:

- H 11/a11 - zelo velik ohlap velikosti najmanj IT 13 (gibljivi deli zavor, regulacije na lokomotivah, ...)

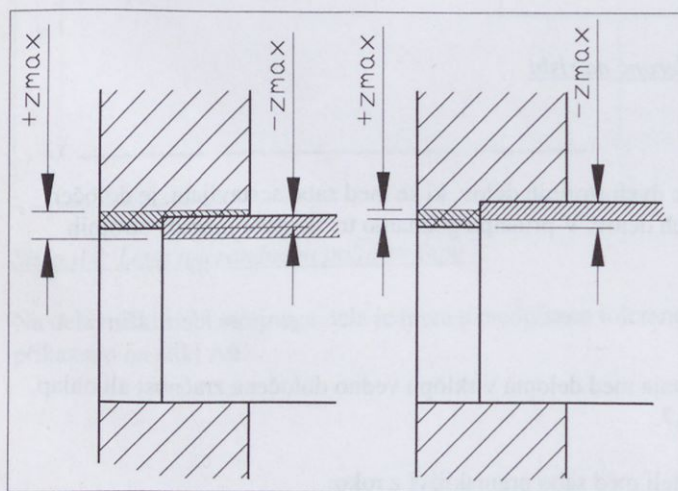
- H 11/c11 - ohlap IT 11 vedno zagotovljen. (poljedelski stroji, zaskočke,...)
- H11 /d 1 - gibljivost delov vedno zajamčena. (ročice, ki jih snemamo, čepi zglobov,...) in
- H7 /g 6 - deli so še premakljivi z roko, vendar brez vidnega ohlapa. (kvalitetni ležaji, pomične sklopke,...).



Slika A7: Ohlapni ujem

3.2 Prehodni ujem

Pri prehodnem ujemu se teoretično sicer še lahko pojavi ohlap ali pa se pojavi določen presežek mere. Na sliki A8 sta prikazana dva možna primera prehodnega ujema.



Slika A8. Prehodni ujem

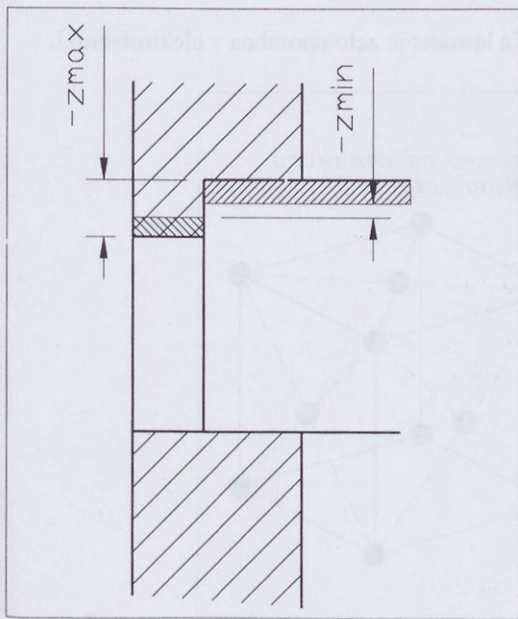
- H7 /j6 - ujem je še sestavljen z roko ali lahkim udarci kladiva (nasaditev zobnikov, jermenic, nastavni obroči, kotalni ležaji,...) in
- H7 / k6 - sestavljamo s hidravliko, še razstavljivo s kladivom (vztrajniki, kotalni ležaji, deli sklopki,...).

3.3 Tesni ujem

V primeru tesnega ujema se vedno pojavi določen presežek mere, slika A9.

Za sestavljanje je potrebna določena elastična deformacija. Sestavljamo lahko z hidravličnimi napravami, segrevanjem strojnega dela z izvrtino ali ohlajanjem čepa .

Ob primernem presežku mere lahko tak tesni ujem prenaša dovolj velike torzijske momente in moči. Tako zvezo imenujemo krčni nased. Elastična sila deformacije strojnih delov po sestavi zadošča za dovolj veliko trenje na stični ploskvi.



Slika A9. Tesni ujem

- H7 / s6 , H7 /r6 - sestavljivo le z velikim pritiskom ali segrevanjem dela z luknjo ali ohlajanjem čepa (trdo nasajeni zobniki, venci koles, pesto ventilatorja,...) in
- H7 / m6 - sestavljivo s hidravliko, še razstavljivo s kladivom. Ne prenaša momenta. (jermenice, zobniki, sorniki v batih,...).

DODATEK: B

Jeklo kot gradivo v strojništvu

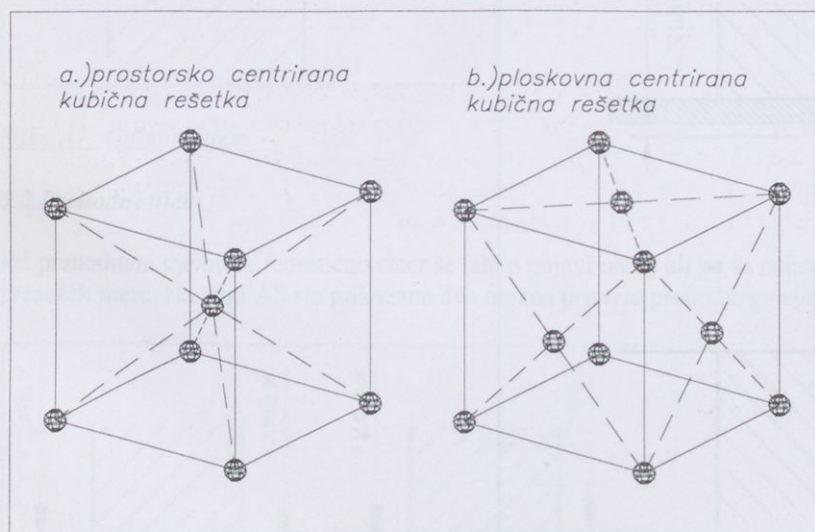
Jeklo je po svoji najbolj osnovni definiciji zmes železa, železovega karbida in drugih dodanih elementov. Čisto železo Fe ima v strojogradnji sorazmerno mali pomen, saj so njegove mehanske lastnosti slabe. Že sorazmerno male količine ogljika C pa bistveno izboljšajo lastnosti železa tako, da je jeklo osnovni gradbeni material v strojništvu.

1 Čisto železo

Čisto železo lahko v tehniki pridobivamo z elektrolizo, kar je drag postopek. Mehanske lastnosti čistega železa so naslednje:

- trdnost je 180 do 250 N/mm^2 ,
- železo je sorazmerno mehko: njegova trdota je 45 do 55 HB in
- železo je sorazmerno raztegljivo, pred poružitvijo se deformira za 40 do 50 %.

Do temperature $765^{\circ}C$ je železo magnetično. Ta lastnost je zelo uporabna v elektrotehniki.



Slika B1: Prostorsko in ploskovna centrirana rešetka kristala železa

S spremembo temperature se spreminja kristalna struktura železa:

- Do temperature $768^{\circ}C$ se čisto železo pojavlja kot α modifikacija železa (ferit), ki je magnetična.
- Med temperaturno mejo 768 in $910^{\circ}C$ se železo pojavlja kot β modifikacija. Ta modifikacija je nemagnetična.
- α in β modifikacija železa kristalizirata v kubični prostorsko centrirani kristalni rešetki.

- Nad 910°C nastopi γ modifikacija železa. Ta modifikacija je tudi nemagnetična. Kristalizira pa v kubično ploskovno centrirani kristalni rešetki.

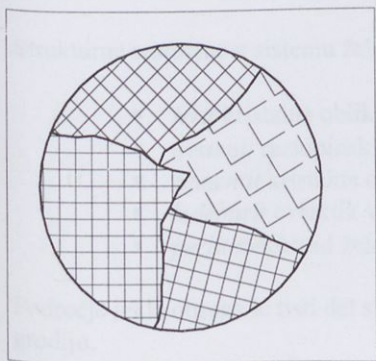
Na sliki B1 je prikazana razlika med obema vrstama kristalnih rešetk. Pri prostorsko centrirani kubični rešetki so atomi železa nameščeni na vogalih kocke, dodatni atom železa pa je nameščen v sečišče prostorskih diagonal kocke, slika B1 a. V primeru ploskovno centrirane kubične rešetke se dodatni atomi železa namestijo v sečišče ploskovnih diagonal na površini kocke, slika B1 b.

V strukturi jekla so kristali čistega železa (ferita) zelo močno zastopani. Velikost teh kristalov je lahko zelo različna, torej so tudi mehanske lastnosti teh kristalov lahko različne.

2 Osnove o zgradbi kovinskih gradiv

Pri ohlajanju taline prehaja tekoča faza v trdo fazo postopoma. Tekoča faza (talina) kristalizira v trdo fazo. Posamezne krali, okoli katerih se prične graditi kristal kovine, so različno razporejene po talini. Kristal lahko raste neovirano samo toliko časa, dokler ne zadene ob sosedni kristal. Zgradba kovine je torej sestavljena iz veliko med seboj različno orientiranih kristalov, katerih meje so nepravilnih oblik.

Tehnične kovine so v principu sestavljene iz različnih kristalov, kristalov različnih kemičnih elementov in spojin. Vsi ti kristali so v spojini različno orientirani, so različno veliki. Na mejah med posameznimi kristali se pojavljajo nečistoče, to so tiste spojine, ki se niso razporedile v nobeno za konkretno kovino značilno strukturo. Na sliki B2 je shematično prikazana struktura kovine, sestavljene iz različnih kristalov.



Slika B2: Povečana shema kristalne strukture snovi

Mehanske lastnosti kovine kot strojniškega gradiva so odvisne od :

- vrste kristalov, ki to gradivo sestavljajo,
- velikosti kristalov in
- kohezijskih sil na mejah kristalov.

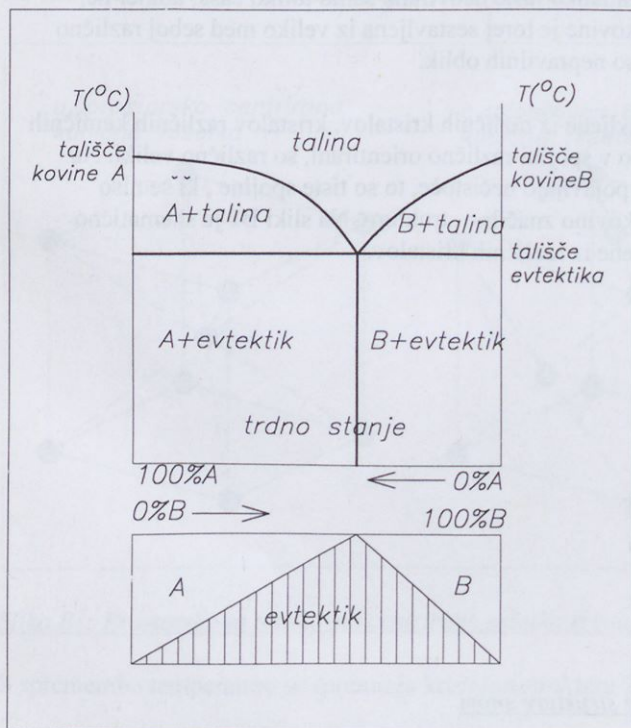
Kohezijske sile na mejah so odvisne od površine mejnih ploskev in od nečistoč na teh mejah. Drobnost zrnata struktura ima večjo površino stičnih ploskev med kristali in v principu zagotavlja boljše mehanske lastnosti kovinskega gradiva.

Postopek ohlajanja kovine v procesu litja je sorazmerno počasen, saj se pri spremembi agregatnega stanja sprošča toplota. Kristali, ki nastanejo pri litju, so sorazmerno veliki, mehanske lastnosti litine pa zato ne vedno najboljše.

Ena od nalog kasnejših toplotnih obdelav kovinskih gradiv je tudi ta, da s posebnimi postopki zagotovimo bolj fino zrnato strukturo in na ta način tudi boljše mehanske lastnosti.

3 Binarni diagram dveh netopnih kovin

Netopne kovine so tiste, ki med sabo ne tvorijo kemičnih vezi. V primeru zlitine dveh netopnih kovin obe kovini tvorita vsaka svojo kristalno strukturo. Zlitina dveh netopnih kovin je zmes dveh različnih kristalnih struktur, ki sta v trdnem stanju med sabo povezani. Na sliki B3 je prikazan "Binarni diagram dveh netopnih kovin", ki služi za pojasnitev lastnosti take zlitine.



Slika B3: Binarni diagram dveh netopnih kovin

Tvorba kristalov obeh kovin je pri določenem razmerju ovirana. Temperatura prehoda iz tekoče v trdno fazo (tališče) je za to mešanico nižja od tališč obeh kovin (A ali B). Druga posledica je zelo fino zrnata struktura, ki je sestavljena iz kristalov kovine A in kovine B. Prav ta fino zrnata struktura je vzrok za povsem posebne mehanske lastnosti take mešanice,

ki lahko močno odstopajo od mehanskih lastnosti tako kovine A kot kovine B. Pravimo, da mešanica dveh med seboj netopnih kovin v določenem razmerju tvori *evtektik*.

Če je kovine A več kot je značilno za evtektik in kovine B manj, potem pride pri ohlajanju taline najprej do kristalizacije kovine A. Delež kovine A v talini se s tem zmanjšuje, delež kovine B pa raste. Ko v preostanku taline medsebojni delež med kovino A in B doseže za evtektik značilno razmerje, preostanek taline kristalizira šele pri temperaturi strjevanja evtektika v fino-zrnato strukturo značilno za evtektik. Analogne so razmere v primeru, če je delež kovine B večji od razmerja značilnega za evtektik.

Z mešanjem dveh netopnih kovin v poljubnem razmerju je mogoče pridobiti cel spekter lastnosti zlitine, ki prehajajo od lastnosti kovine A, do lastnosti evtektika in dalje od lastnosti evtektika do lastnosti kovine B.

4 Jeklo

Že sorazmerno male količine ogljika, ki je dodan železu, bistveno spremenijo mehanske lastnosti gradbenemu materialu, ki ga poznamo pod imenom ogljikovo jeklo.

Ogljik se z železom lahko veže v železov karbid Fe_3C ali pa se izloči kot ogljik na mejah kristalov železa. Ogljik v kristalni obliki ima slabe mehanske lastnosti, železov karbid pa je zelo trd in ima visoko trdnost.

Ogljikovo jeklo torej predstavlja gradbeni material sestavljen iz dveh med sabo netopnih struktur in sicer iz kristalov železa in kristalov železovega karbida. Procent ogljika v jeklu določa delež železovega karbida. Lastnosti jekla ne prehajajo kar zvezno od lastnosti čistega železa do lastnosti železovega karbida. Slika B4 ponazarja vpliv ogljika na lastnosti jekla.

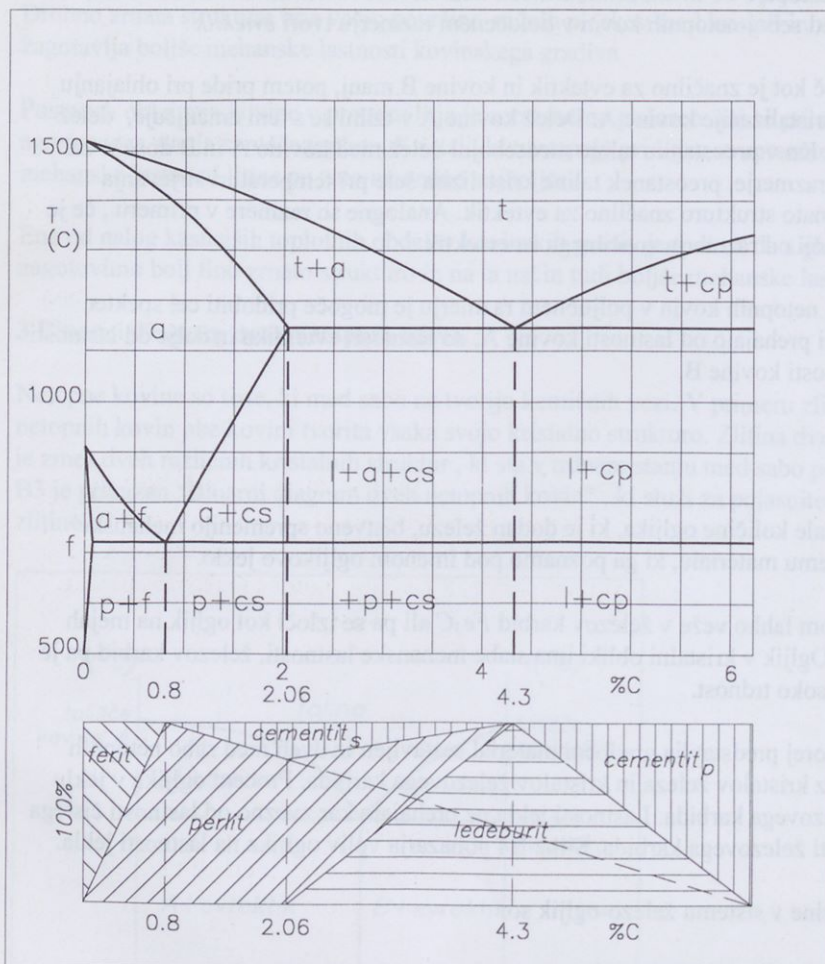
Strukturne sestavine v sistemu železo-ogljik so:

- *ferit* kristalna oblika železa α ,
- *avstenit* raztopinski kristal železa γ in ogljika (0..2.06 %C),
- *cementit* kristalna oblika železovega karbida Fe_3C (6.69 %C),
- *ledeburit* evtektik v sistemu železo-cementit (4.3 %C) in
- *perlit* evtektoid železa α in cementita (0.8 %C).

Področje jekla obsega le tisti del slike do 2.06 % C. Nad tem procentom ogljika govorimo o grodlju.

Ko se talina v področju jekla ohlaja, kristalizira najprej v raztopinski kristal železa γ in ogljika -*avstenit*. Kristal avstenita je kubično ploskovno centriran kristal ferita, ki ima v sečišču prostorskih diagonal še vezan kristal ogljika. Kristal avstenita ni obstojen pri temperaturi okolice in pri nadaljnjem ohlajanju razpade v nove strukture.

Pri temperaturi okolice avstenit razpade v kristale ferita in železovega karbida. Pri deležu ogljika 0.8 % nastane značilna struktura evtektoida železa in železovega karbida z imenom-*perlit*.



Slika B4: Sistem železo-ogljik, t-talina, a-avstenit, f-ferit, cp in cs-primarni in sekundarni cementit, l-ledeburit, p-perlit

Jeklo pod 0.8 % C je sestavljeno iz posameznih kristalov ferita in strukture perlita, nad 0.8 % C pa iz strukture perlita in kristalov železovega karbida-cementita.

Tabela 1. Mehanske lastnosti struktur železo-ogljik

Struktura	Trdnost(N/mm ²)	Trdota HV	Razteznost(%)
ferit	250...300	90	35
avstenit	750	210	60
cementit-ledeburit	-	850	-
perlit	700-900	220	10
grafit	20	-	-

V tabeli B1 so za orientacijo navedene nekatere značilne mehanske lastnosti posameznih struktur, ki nastopajo v sistemu železo-ogljik.

5 Litine

Jeklo z več kot 2.08 % ogljika v železarstvu je grodelj. Grodelj je surovina za belo ali sivo litino.

5.1 Bela litina

Če pri ohlajanju grodlja ogljik ostane vezan v železov karbid, dobimo belo litino. Bela litina je trda, se slabo obdeluje in je primerna za dele, ki so odporni proti obrabi (kroglice za krogelni mlin, itd..).

5.2 Siva litina

Če se zaradi počasnega ohlajanja grodlja ogljik izloči iz litine v obliki grafitnih lističev, dobimo sivo litino. Grafitni lističi zmanjšujejo trdnost zlasti pri dinamičnih obremenitvah (zarezni učinek). Ker pa v strukturi sive litine prevladujejo feritni kristali, se siva litina zelo dobro obdeluje in tudi lije. To daje sivi litini pomembno vlogo pri ulivanju kompliciranih ulitkov, ki se nato še obdelujejo z odrezavanjem (ohišja z veliko rebri, itd..).

5.3 Nodularna litina

Če s posebnimi dodatki povzročimo, da se grafitna zrnca izločijo v obliki, ki je blizu kroglice, dobimo nodularno litino (dodatki so cer in magnezij).

Zaradi svoje strukture ima nodularna litina boljše mehanske lastnosti kot siva litina, saj so zarezni učinki zaradi vključkov grafitnih zrn manjši. Obdelavnost nodularne litine in sposobnost za litje je prav tako dobra kot pri sivi litini.

5.4 Temprana litina

V beli litini so karbidi preprejeni skozi strukturo tako, da je bela litina zelo trda in krhka. Če s posebnim postopkom (tempranjem), z daljšim žarjenjem na temperaturi tempranja, dosežemo, da se del ogljika iz karbidov izloči kot grafit, dobimo strukturo, ki je mešanica ferita, cementita in ogljika. Dobljena litina se imenuje temprana litina. Temprana litina je mehkejša od bele litine, se bolje obdeluje in je bolj žilava.

6 Legirana jekla

Za ogljikovo jeklo je značilno, da njegove lastnosti definira v največji meri delež ogljika v njem. Vpliv ostalih primesi, ki jih med metalurškim postopkom sicer nikoli ni mogoče popolnoma eliminirati, je v tej skupini nepomemben.

V primeru legiranih jekel pa se med metalurškim postopkom namenoma dodajajo dodatki (drugi elementi). Če je vpliv teh elementov na lastnosti jekla pomemben, govorimo o legiranih jeklih.

Legirni elementi vplivajo na lastnosti jekla na različne načine. Tako uporabljamo v tehniki zelo različne vrste legirnih jekel s specifičnimi lastnostmi.

6.1 Elementi, ki razširjajo avstenitno področje

Elementi mangan *Mn*, nikelj *Ni* in cobalt *Co* razširjajo avstenitno področje. Pri določeni količini teh elementov se avstenitno področje razširi tako, da je obstojno tudi pri temperaturi okolice. Taka jekla imenujemo avstenitna jekla.

Avstenitna jekla niso magnetična in se ne dajo kaliti. Trdnost in trdota teh jekel sta sorazmerno majhni, toda ta jekla se pri večjih deformacijah v hladnem nenavadno močno utrdijo in postanejo zelo odporna proti obrabi. Ta jekla so tudi odporna proti koroziji.

6.2 Elementi, ki zožujejo avstenitno področje

Elementi berilij *Be*, aluminij *Al*, silicij *Si*, fosfor *P*, titan *Ti*, vanadij *V*, krom *Cr*, molibden *Mo* in volfram *W* zožujejo avstenitno področje. Nad določenim deležem teh elementov se pri nobeni temperaturi ne pojavi več avstenit. Pri vseh temperaturah imamo samo strukturo ferita v α modifikaciji. Taka jekla imenujemo tudi feritna jekla.

Feritna jekla se ne dajo kaliti, nagibajo se k grobi kristalizaciji, razteznost v hladnem stanju je manjša kot pri avstenitnih jeklih in se pri gnetenju v hladnem manj utrdijo. Feritna jekla so odporna proti koroziji.

6.3 Elementi, ki oblikujejo karbide

Nekateri elementi se neposredno spajajo z ogljikom v karbide. Posebno pomembni so molibden *Mo*, krom *Cr*, volfram *W*, mangan *Mn*, vanadij *V*, titan *Ti*, itd.

Zaradi svoje trdote in močnega vpliva na počasnejše spreminjanje strukture jekel je vpliv teh karbidov na lastnosti jekla zelo pomemben. V avstenitnem področju se ti karbidi le počasi tope. Ovirajo rast kristalov in tako vplivajo na nastanek finožrnate strukture. Pri hitrem ohlajanju se ti karbidi ne izločajo, ampak ostanejo raztopljeni v novo nastali strukturi.

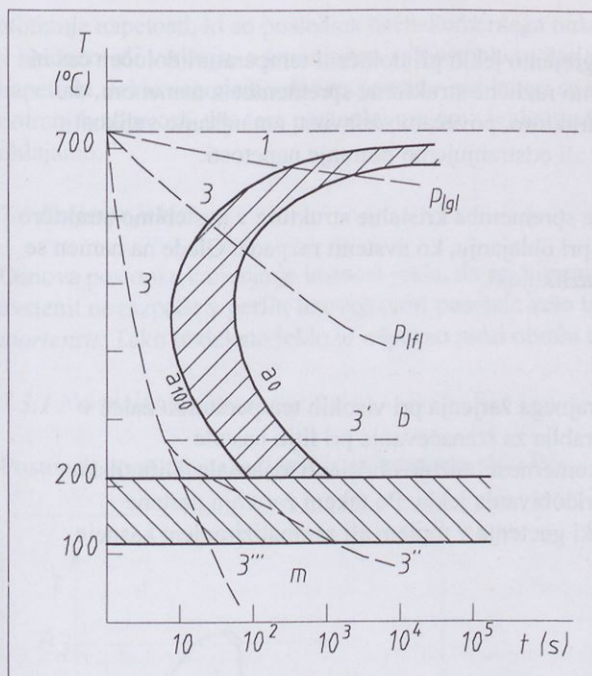
Ledeburitna jekla, močno s *Cr* in *W* legirana jekla vsebujejo večkratne karbide. Ta jekla so zelo trda in odporna proti obrabi. Poznamo jih tudi pod imenom hitroreznna orodna jekla.

7 Toplotna obdelava jekel

7.. Vpliv hitrosti ohlajanja na strukturo jekla

Kot je že bilo rečeno avstenit pri počasnem ohlajanju razpada v kristale železa α , kristale cementita (karbida) in v evtektoidno strukturo perlita. Za toplotno obdelavo so primerna jekla z nad 0.6 % ogljika. Za taka jekla je značilno, da prevladuje v njihovi strukturi perlit, ki je evtektoid železa in železovega karbida.

Kot je razvidno iz slike B5, na strukturo jekla vpliva tudi hitrost ohlajanja. Slika B5 prikazuje Bainov ali TTT diagram (Time-Temperature-Transformation).



Slika B5: Bainov diagram (TTT diagram)

Krivulja a_{100} predstavlja začetek razpadanja, krivulja a_0 pa konec razpadanja avstenita. V primeru počasnega ohlajanja (krivulja 1) avstenit razpade v strukturo grobega perlita $p(g)$. Pri hitrejšem ohlajanju (krivulja 2) avstenit razpade v fini perlit $p(f)$.

Če jeklo ohladimo tako hitro (krivulja 3) do temperature okoli 250°C , da preprečimo razpad avstenita do te temperature in nato izotermično (krivulja 3') pri tej temperaturi dovolimo razpad avstenita, dobimo zelo fino zrnato strukturo beinit b . Beinit je trdnější in trši od perlita. Trdota beinita je 50 do 60 HRC.

V primeru, da se hitro ohlajanje (krivulja 3) nadaljuje tudi pod temperaturo 250°C z nezmanjšano hitrostjo (krivulja 3''') ali z nekoliko manjšo hitrostjo (krivulja 3''), dobimo posebno strukturo podhlajenega avstenita z imenom martenzit. Martenzit je prenasičeno železo α modifikacije, ki ima v prostorsko rešetko ugnezden dodaten atom ogljika, ki se zaradi hitrega ohlajanja ni uspel izločiti iz kristala železa. Martenzit je zelo trda sestavina zakaljenega jekla. Njegova trdota je do 66 HRC. V primeru, če martenzit segrejemo nad temperaturo 200°C razpada ter preide postopno preko strukturnih oblik trustita in sorbida nad 600°C v zrnati cementit.

Iz jekla, ki ima sicer istovetno kemično sestavo, lahko torej s primerno toplotno obdelavo pridobimo zelo različne lastnosti.

7.2 Žarjenje jekla

Žarjenje jekla je postopek, pri katerem grejemo jeklo pri določeni temperaturi določen čas in ga nato ustrezno hladimo. Tako dosežemo različne strukturne spremembe z namenom, da izenačimo kemično sestavo, kristalno strukturo, povečamo žilavost, zmanjšamo velikost kristalnih zrn, povečamo mehkost jekla ali odstranujemo notranje napetosti.

Pri postopku žarjenja je zelo pomembna sprememba kristalne strukture v avstenitno strukturo v primeru gretja in obratna sprememba pri ohlajanju, ko avstenit razpade. Glede na namen se posamezne metode žarjenja med sabo razlikujejo.

7.2.1 Difuzijsko žarjenje

Difuzijsko žarjenje je postopek dolgotrajnega žarjenja pri visokih temperaturah daleč v avstenitnem področju. Postopek se uporablja za izenačevanje pri litju nastale neenakomernosti v strukturi. Ta neenakomernost otežuje obdelavo materiala. Difuzijsko žarjenje se izvaja praviloma že v fazi pridobivanja jekla. Po takem žarjenju nastane groboznata struktura, ki pa jo s postopki gnetenja v toplem ali normaliziranjem kasneje popravimo.

7.2.2 Žarjenje za gnetenje v toplem

Jeklo po litju in difuzijskem žarjenju pogosto gnetemo v toplem stanju s postopki valjanja in kovanja v polizdelke kot so pločevine, profili ali odkovki. Kristalna struktura po takem gnetenju postane mnogo bolj fina in do neke mere celo usmerjena. Mehanske lastnosti jekla se tako pomembno izboljšajo. Gnetemo pri temperaturi žarjenja za gnetenje v toplem. Pri tej temperaturi postane jeklo do neke mere plastično in ga je mogoče preoblikovati.

7.2.3 Normaliziranje

Grobo strukturo jeklenih ulitkov in velikih odkovkov, ki se s kovanjem ne pregnetejo do jedra, lahko s postopkom normaliziranja spremenimo v bolj fino. Pri tem postopku se jeklo za kratek čas segreje za 30 do 50° C nad temperaturo premene v avstenit. Groba kristalna struktura prekristalizira najprej v bolj fino avstenitno, nato pa z ohlajanjem ponovno v finejšo strukturo perlita in ferita. Z normaliziranjem se torej popravljajo trdnostne lastnosti jekla.

7.2.4 Žarjenje na mehko

Nekatere vrste jekla včasih žarimo z namenom, da dobimo čim mehkejši material, ki ga tako lažje mehansko obdelujemo. Ta postopek je tudi izhodišče za pravilno kaljenje, saj zmanjšuje nevarnost, da bi se izdelek zvil ali počil.

Mehkejše stanje dosežemo z dolgotrajnejšim gretjem izdelka tik pod temperaturo premene v avstenitno strukturo ali s prekoračitvijo te temperature za kratek čas in nato počasnim ohlajanjem med 600 do 650° C ali pa s kolebanjem okoli temperature avstenitne premene, odvisno od vrste jekla, ki ga žarimo na mehko.

7.2.5 Žarjenje za odstranjevanje notranjih napetosti

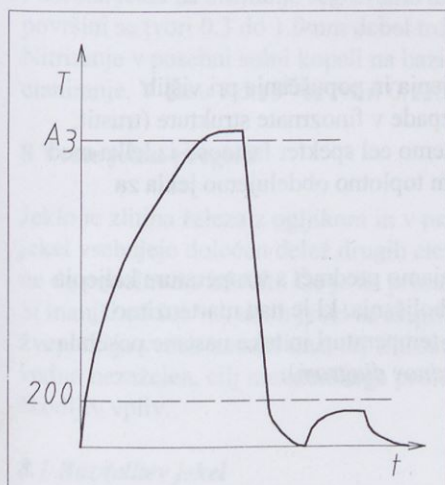
Notranje napetosti, ki so posledica neenakomernega ohlajanja, obdelave z rezanjem, gnetenja v hladnem ali varjenja, odstranjujemo s postopkom žarjenja za odstranjevanje notranjih napetosti. Jeklo segrejemo do temperature, pri kateri se meja plastičnosti zniža pod vrednost notranjih napetosti. Pri tem postopku grejemo jeklo med 500 do 600° C in ga nato počasi ohlajamo.

7.3 Kaljenje jekla

Osnova postopka kaljenja je lastnost jekla, da pri hitrem ohlajanju iz avstenitnega področja, avstenit ne razpade v perlit, temveč tvori posebno zelo trdo strukturo podhlajenega avstenita *martenzit*. Tako obdelano jeklo je odporno proti obrabi in je primerno za izdelavo orodij.

7.3.1 Normalno kaljenje

Postopek normalnega kaljenja je prikazan na sliki B6.



Slika B6: Postopek kaljenja

V prvi fazi postopka je potrebno izdelek iz jekla za kaljenje segreti enakomerno skozi ves prerez do temperature kaljenja (A_3). S tem dosežemo avstenitno strukturo. Temperatura kaljenja je za različne vrste kaljivih jekel različna. Podatek lahko dobimo v tabelah za posamezne vrste kaljivih jekel.

Da nastane trda martenzitna struktura podhlajenega avstenita, je potrebno predmet ohladiti s kritično hitrostjo, ki onemogoča razpad avstenita v perlit. Za ogljikova in nekatera malo legirana jekla je potrebna zelo velika hitrost ohlajanja, ki jo dosežemo le z ohlajanjem v vodi. Za srednje legirana jekla je potrebna hitrost ohlajanja, ki jo lahko dosežemo v olju. Pri močno legiranih jeklih pa zadošča že ohlajanje na zraku. Izbira hitrosti ohlajanja je odvisna torej od vrste jekla. Prevelika hitrost ohlajanja povzroča notranje napetosti, ki lahko povzročijo, da predmet počí. Premajhna hitrost za posamezno vrsto jekla pa onemogoči nastanek martenzita.

Velike notranje napetosti, ki se pojavljajo pri kaljenju, zmanjšujemo s popuščanjem po kaljenju. Izdelek segrejemo do 180°C , torej pod mejo razpada martenzita. Popuščanje izvedemo neposredno po kaljenju, še preden se predmet popolnoma ohladi do temperature okolice. Primerne so oljne ali solne kopeli. Čas popuščanja je najmanj pol ure.

7.3.2 Prekinjeno kaljenje

Prekinjeno kaljenje uporabljamo pri zapletenih izdelkih. Ohlajamo najprej v sredstvu, ki hladi hitreje. Ko pa se predmet ohladi v področje, ko nastane martenzit, pa hladimo počasneje. Tako zmanjšamo napetosti, ki nastanejo pri kaljenju.

7.3.3 Stopenjsko kaljenje

Stopenjsko hlajenje uporabljamo za zapletene izdelke iz legiranega jekla. Najprej hladimo v solni ali oljni kopeli do temperature blizu martenzitne temperature. Z poznejšim ohlajanjem na zraku (*krivulja 3'' - Bainov diagram*) nastane martenzit.

7.4 Poboljšanje

Postopek poboljšanja je sestavljen iz normalnega kaljenja in popuščanja pri višjih temperaturah do 680°C . Pri popuščanju martenzit razpade v finozrnate strukture (trustit, sorbid). Z izbiro temperature popuščanja lahko dosežemo cel spekter lastnosti izdelka med kaljenim in mehko žarjenim jeklom. S tem postopkom toplotno obdelujemo jekla za poboljšanje.

Pri posebnem postopku izotermnega poboljšanja ohlajamo predmet s temperature kaljenja neposredno v solni ali oljni kopeli do temperature poboljšanja, ki je nad martenzitno temperaturo. Predmet pustimo potem dalj časa pri tej temperaturi in tako nastane posebna razmeroma žilava struktura beinit (*krivulja 3 in 3' - Bainov diagram*).

7.5 Površinsko kaljenje

S posebnim načinom segrevanja lahko segrejemo zelo hitro le površino predmeta do kalilne temperature. S takojšnjim ohlajanjem tako zakalimo le površino predmeta, jedro pa ostane žilavo.

Hitro segrevanje samo površine predmeta dosežemo :

- s časovno omejenim potapljanjem v vročo solno kopel, ki ima temperaturo daleč nad temperaturo kaljenja,
- s plamenom acetilena in kisika in
- z visokofrekvenčnim tokom, ki zaradi notranje indukcije segreva samo površino (skinefekt). Segreti sloj je toliko plitvejši, kolikor je višja frekvenca.

7.6 Cementiranje

Postopek cementiranja je sestavljen iz postopka ogljičenja sloja na površini do globine 1.2 do 1.6 mm in nato enostopenjskega ali dvostopenjskega kaljenja. Uporabljamo ga takrat, ko želimo, da ima izdelek trdo površino in žilavo jedro.

V prvi fazi tega postopka izdelek žarimo pri temperaturi 870 do 930° C v sredstvu za ogljičenje. To sredstvo je lahko lesno oglje z dodatkom BaCO₃, posebna solna kopel na bazi NaCN ali v plin CO. Delež ogljika v površinski plasti globine 1.2 do 1.6 mm se v času tega žarjenja poveča do okrog 1%.

Po ogljičenju sledi toplotna obdelava. Najprej kalimo pri kalilni temperaturi za mehko jeklo in nato še pri kalilni temperaturi za naogljichen površinski sloj. Ker je kalilna temperatura za jedro z manjšim deležem ogljika večja kot kalilna temperatura za površinski sloj, dobimo poboljšano žilavo jedro in zakaljen površinski sloj z veliko trdoto in odpornostjo proti obrabi. Med obe kaljenji je lahko vključeno še vmesno žarjenje.

Zadnja faza postopka je še popuščanje pri temperaturi največ do 180° C.

7.7 Nitiranje

Posebna jekla za nitiranje segrevamo dalj časa v amonijaku pri temperaturi 500° C. Na površini se tvori 0.3 do 1.0mm debel trd sloj s trdoto 900 do 1100 HV.

Nitiranje v posebni solni kopeli na bazi NaCN pri temperaturi 500 do 530° C imenujemo cianiranje. V času 1 do 3^h se tvori 0.125 mm debel sloj s trdoto 1100 HV.

8 Vrste jekla-pregled

Jeklo je zlitina železa z ogljikom in v primeru legiranih jekel še z drugimi elementi. Vse vrste jekel vsebujejo določen delež drugih elementov, saj se v metalurških postopkih teh elementov ne da popolnoma izločiti. Če je na primer delež mangana *Mn* manjši od 0.8 % in delež silicija *Si* manjši od 0.6 %, takih jekel še ne prištevamo med legirana jekla. Navzočnost fosforja *P* in žvepla *S* je vedno nezaželena, saj slabšata lastnosti jekla. Pojav teh dveh elementov je torej vedno nezaželen, cilj metalurškega postopka pa je, da se njun delež zmanjša pod mejo, ki ima škodljiv vpliv.

8.1 Razdelitev jekel

8.1.1 Razdelitev glede na postopek pridobivanja

Glede na postopek pridobivanja delimo jekla na:

- navadna jekla in
- plemenita jekla.

Navadna jekla pridobivamo večinoma iz martinovk (Siemens-Martinove peči) ali iz konverterjev (Bessemerjevih ali Thomasovih). Navadna jekla so ogljikova ali malo legirana jekla in jih uporabljamo praviloma brez toplotne obdelave.

Plemenita jekla pridobivamo z rafiniranjem ali rafiniranjem in legiranjem v električnih pečeh. Imenujemo jih tudi »elektro jekla«. Plemenita jekla ponavadi toplotno obdelujemo.

8.1.2 Razdelitev jekel po sestavi

Po sestavi delimo jekla v:

- ogljikova jekla in
- legirana jekla.

Ogljikova jekla so tista jekla, pri katerih ima odločilen vpliv na lastnosti ogljik. Te vrste jekel imajo drugih elementov le toliko, da še ne vplivajo na lastnosti. Delež drugih elementov, ki še ne vpliva na lastnosti je :

$Mn < 0.80\%$	$Cr < 0.20\%$	$Co < 0.05\%$
$Si < 0.60\%$	$W < 0.10\%$	$Ti < 0.05\%$
$Ni < 0.30\%$	$Mo < 0.05\%$	$Al < 0.05\%$
$Cu < 0.30\%$	$V < 0.05\%$	

Legir

ana jekla so tista jekla pri katerih imajo namenoma dodani legirni elementi odločilen vpliv na lastnosti. Če je teh legirnih elementov manj kot 5 %, govorimo o malo legiranih jeklih, močno legirana jekla pa imajo nad 5% dodanih legirnih elementov.

8.1.3 Razdelitev jekel glede na namen uporabe

Glede na namen uporabe delimo jekla na:

- konstrukcijska jekla in
- orodna jekla.

Konstrukcijska jekla so navadna ali plemenita ogljikova jekla z manj kot 0.6 % ogljika ali legirana jekla, ki jih uporabljamo za izdelavo jeklenih konstrukcij in sestavnih delov strojev.

Navadna ogljikova ali malo legirana jekla uporabljamo za splošne namene. Plemenita (rafinirana) ogljikova ali legirana jekla pa uporabljamo za dele z večjimi zahtevami.

Orodna jekla so plemenita ogljikova jekla z več kot 0.6 % ogljika ali legirana jekla, ki jih uporabljamo za izdelavo orodij. Orodna jekla običajno toplotno obdelujemo (kalimo, poboljšamo itd.).

9 Karbidne trdine

Karbidne trdine niso jekla. Sestavljene so iz enega ali več karbidov kot nosilca trdote in kobalta kot veziva. Strukture karbidnih trdin ne moremo spreminjati s toplotno obdelavo. Ni jih mogoče kovati ali valjati. Oblikujemo jih lahko le z litjem ali sintranjem in brušenjem. Zaradi velike trdote in odpornosti proti obrabi se uporabljajo za izdelavo rezalnih orodij. Poznamo dve vrsti karbidnih trdin.

9.1 Lite karbidne trdine

Lite karbidne trdine izvirajo iz ZDA in jih poznamo tudi pod imenom »stelit«. Sestavljene so na bazi Co (33...65 %), Cr (25...32 %), W (6..17 %) in do 5 % C. Krom in volfram tvorita

zelo trde karbide, kobalt služi za vezivo. Izdelujejo jih s postopkom litja. Pri nekaterih stelitih je del kobalta zamenjan z železom.

Steliti zadržijo veliko trdoto do visokih temperatur. Pri 750^o C imajo še vedno trdoto do 750 HV. So pa steliti krhki in občutljivi na udarce. Z različnimi postopki navarjanja izdelujemo na primer navarjene stelitne zobe pri žaginih listih. Tako dobimo žilavo telo žage in trdo rezalno konico.

9.2 Sintrane karbidne trdine

Sintrane karbidne trdine izdelujemo s postopkom sintranja. Prva sintrana karbidna trdina je bila izdelan v Nemčiji leta 1926 (Krupp). Takrat je dobila še danes poznano ime »Widia«. Pojav sintranih karbidnih trdin je imel zelo velik vpliv na razvoj obdelovalne tehnike z odrezovanjem.

Postopek izdelave je sestavljen iz stiskanja praškastih komponent v ploščice različnih oblik pod visokim pritiskom in postopka sintranja pri visoki temperaturi.

Trdota sintranih karbidnih trdin je 1400... 1750 HV. Pri temperaturi do 1000^o C se trdota zmanjša le za okoli 10 %. Žilavost je tudi sorazmerno visoka, upogibna trdnost je 2500 do 1250 N/mm². Tlačna trdnost je okrog 4250 N/mm².

Ploščice iz karbidnih trdin vijačimo ali lotamo na telo rezalnega orodja.

asinhrono zato ker ni enake vrtenje.
sinhrono

DODATEK:C

1 Trifazni kratkostični asinhroni elektromotor

Elektromotor je danes glavni in skoraj izključni način pogona delovnih in tako tudi lesnoobdelovalnih strojev.

Trifazni kratkostični asinhroni elektromotor je prevladujoči elektromotor. Je zanesljiv, cenen in se skoraj ne kviri. Njegove karakteristike so primerne za večino pogonov lesnoobdelovalnih strojev. Uporabimo ga takrat, ko nam za pogon zadošča približno konstantna vrtilna hitrost. V novejšem času lahko z regulacijo frekvence napajalnega toka s takim elektromotorjem reguliramo tudi vrtilno hitrost samega elektromotorja in pogonskega sklopa, ki ga ta poganja.

Statorsko navitje vzbujamo s trifaznim tokom. Statorsko navitje je izvedeno tako, da ima vedno sodo število polov p ($p=2, 4, 6, 8, \dots$). Posledica tako izvedenega statorskega navitja je vrteče se magnetno polje. Vrtilna hitrost n_s magnetnega polja je odvisna od števila polov p (izvedbe navitja) in od frekvence toka ν .

$$n_s = \frac{120 \cdot \nu}{p} [\text{min}^{-1}].$$

Pri frekvenci $\nu=50 \text{ Hz}$, torej pri elektromotorjih, ki so direktno priključeni na omrežje in pri sodem številu polov $p=2, 4, 6, 8, \dots$ so torej mogoče naslednje vrtilne hitrosti statorskega magnetnega polja:

$$n_s = 3000, 1500, 1000, 750, \dots (\text{min}^{-1}).$$

To vrtilno hitrost imenujemo tudi sinhrono vrtilno hitrost trifaznega kratkostičnega asinhronnega elektromotorja.

Smer rotacije statorskega magnetnega polja določa tudi smer rotacije rotorja. Na elektromotorju je za zamenjavo smeri vrtenja dovolj, če zamenjamo med sabo poljubni dve fazi na priključnem stikalu.

Elektromotorje, zlasti majhnih moči, ki služijo za pogon podajalnih naprav, lahko izvedemo tako, da je mogoče s stikalom preklopiti število polov. Tako s preklopom stikala lahko spremenimo vrtilno hitrost statorskega magnetnega polja n_s . Tak preklop omogoča torej dve različni obratovalni vrtilni hitrosti elektromotorja.

Brez spremembe frekvence električnega toka vmesne vrtilne hitrosti niso mogoče.

Rotor trifaznega asinhronnega motorja sestavlja niz električnih krogotokov v kratkem spoju, ki nimajo zunanega vzbujanja. Tak motor torej nima kolektorja za napajanje rotorja. To je velika prednost elektromotorja te vrste, saj je kolektor del, ki se močno obrablja in ga je sicer pri elektromotorjih, ki ga potrebujejo, potrebno pogosto menjati.

Električni tok v navitju rotorja se inducira le, če se rotor relativno giblje v statorskem magnetnem polju, torej ko se vrti z drugačno vrtilno hitrostjo kot statorsko magnetno polje.

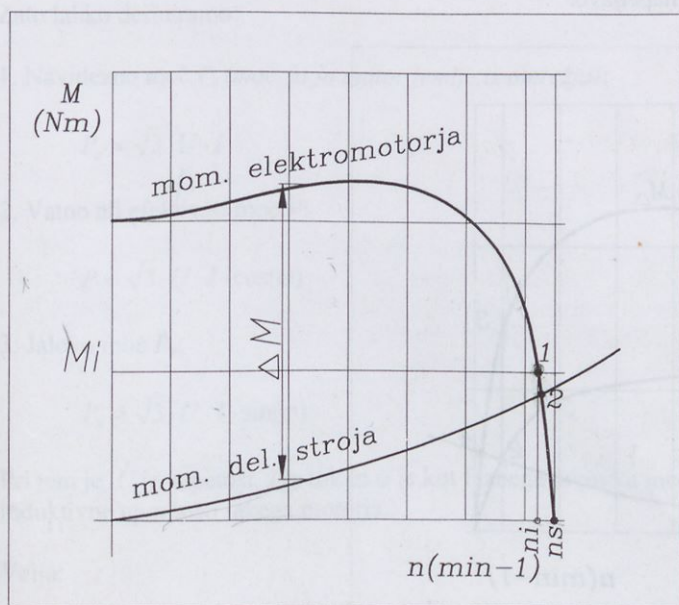
Šele v tem primeru se pojavi med navitjem statorja in rotorja magnetna sila in moment na gredi elektromotorja.

Običajno so elektromotorji te vrste izvedeni tako, da je razlika v vrtilni hitrosti magnetnega polja in rotorja *-slip-* pri imenski obremenitvi (*imenski moči*) okoli 3 %. Torej se elektromotor te vrste vrti pri imenski obremenitvi z imensko vrtilno hitrostjo n_i :

$$n_i \approx 2900,1450,970,730, \dots [\text{min}^{-1}]$$

1.1 Momentna karakteristika trifaznega asinhronnega elektromotorja

Na sliki C1 je prikazana momentna karakteristika trifaznega asinhronnega motorja. Vrtilni moment in s tem tudi moč na gredi elektromotorja sta oba enaka nič, če se rotor vrti tako hitro kot statorsko magnetno polje. Večje je breme (*moment na gredi rotorja*) večji mora biti *zdrs* (*slip*) med vrtilno hitrostjo statorskega magnetnega polja n_s in dejansko vrtilno hitrostjo rotorja n . Pri imenskem vrtilnem momentu M_i (*imenski moči*) je slip okoli 3 %, točka 1.



Slika C1: Momentna karakteristika trifaznega kratkostičnega motorja

Razvidno je, da je vrtilni moment ob zagonu tudi za 300 % večji od imenskega. Zagonski tok pa je lahko ob zagonu tudi za 500 % in več večji od imenskega toka.

Kako hitro se vrti delovni stroj je odvisno od momentne karakteristike delovnega stroja. V narisnem primeru določa dejansko vrtilno hitrost presečišče obeh momentnih karakteristik, točka 2.

Med zagonom delovnega stroja vrtilna hitrost raste od nič do ustaljene vrtilne hitrosti, ki jo določa presečišče obeh krivulj, točka 2. Razpoložljivi moment elektromotorja je med zagonom

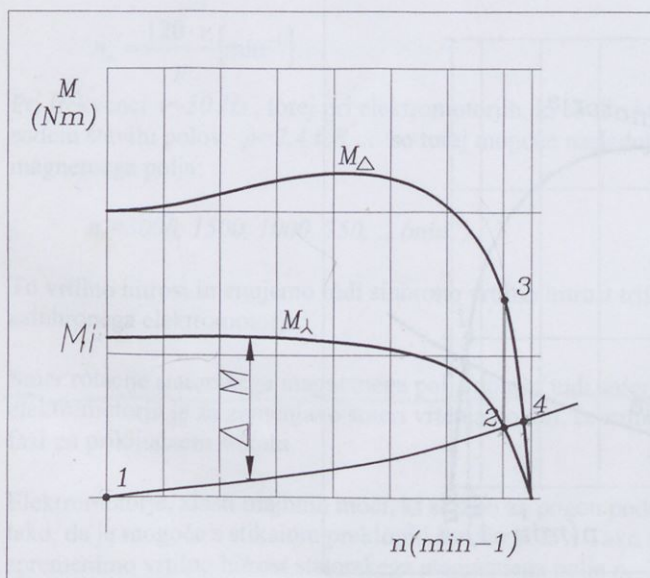
večji od potrebnega momenta delovnega stroja za vrednost ΔM . Posledica je kotni pospešek $\dot{\omega}$:

$$\dot{\omega} = \frac{\Delta M}{I_d}$$

pri tem je I_d masni vztrajnostni moment rotirajočih mas.

1.2 Zagon trifaznega asinhronnega elektromotorja s stikalom zvezda-trikot

Velik zagonski moment in zagonski tok ni vedno prednost tega elektromotorja. Ob zagonu tistih delovnih strojev, ki imajo nizko momentno karakteristiko v področju pospeševanja od mirovanja do delovne vrtilne hitrosti, je velik presežek razpoložljivega momenta elektromotorja glede na potreben moment delovnega stroja moteč. Direktna vezava navitja elektromotorja v vezavi *trikot* (faze so vezane med sabo- medfazna napetost je ~ 380V) ima tako za posledico velik zagonski moment, ki brez koristi obremenjuje stroj in velik zagonski tok, ki obremenjuje električno napeljavo.



Slika C2: Zagon zvezda-trikot

Če vežemo v času zagona v vezavo *zvezda* (faze vežemo na ničelni vod- napetost je ~ 220V), smo na ta način zmanjšali gostoto magnetnega polja v ohišju statorja in torej tudi posledično vrtilni moment na gredi elektromotorja. Na sliki 2 predstavlja spodnja krivulja označena z M_Y momentno karakteristiko elektromotorja v tej vezavi.

Zagon delovnega stroja steče najprej v vezavi *zvezda*, točka 1 na sliki 2. Ker je razpoložljivi moment elektromotorja večji od potrebnega momenta delovnega stroja vse do vrtilne hitrosti, ko se obe krivulji momentov sekata v točki 2, se vrtenje gredi elektromotorja pospešuje vse do te vrtilne hitrosti. Vrtilna hitrost se v tej točki ustali. Nato je potrebno preklopiti vezavo

navitja na vezavo *trikot*. Vrtilni moment se poveča, točka 3, do krivulje, ki predstavlja momentno karakteristiko za vezavo v *trikotu*. V naslednji fazi se torej elektromotor pospeši do vrtilne hitrosti, ki jo definira presečišče v točki 4.

Vezava *zvezda-trikot* ni primerna za vse delovne stroje. Predvsem v primeru, ko je ob začetku zagona (*pri malih vrtilnih hitrostih*) potreben velik moment delovnega stroja, je tak zagon manj primeren.

Ta način mehkega zagona stroja s trifaznim asinhronim elektromotorjem ni edini, je pa ravno pri lesnoobdelovalnih strojih zelo pogost.

1.3 Moč trifaznega kratkostičnega asinhronnega elektromotorja

Glede na to, da so trifazni asinhroni elektromotorji tudi induktivni porabniki, tok fazno zaostaja za napetostjo napajanja. Upor elektromotorja te vrste je sestavljen iz ohmske upornosti navitja in induktivne upornosti, ki je posledica nesinhronega vrtenja rotorja.

Zato lahko definiramo:

1. Navidezno moč P_z (moč, ki jo motor jemlje iz omrežja):

$$P_z = \sqrt{3} \cdot U \cdot I$$

2. Vatno ali efektivno moč P :

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos(\varphi)$$

3. Jalovo moč P_x :

$$P_x = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \sin(\varphi)$$

Pri tem je U je napetost, I je tok in φ je kot faznega premika med tokom in napetostjo zaradi induktivne upornosti takega motorja.

Velja:

$$\tan(\varphi) = \frac{X}{R}$$

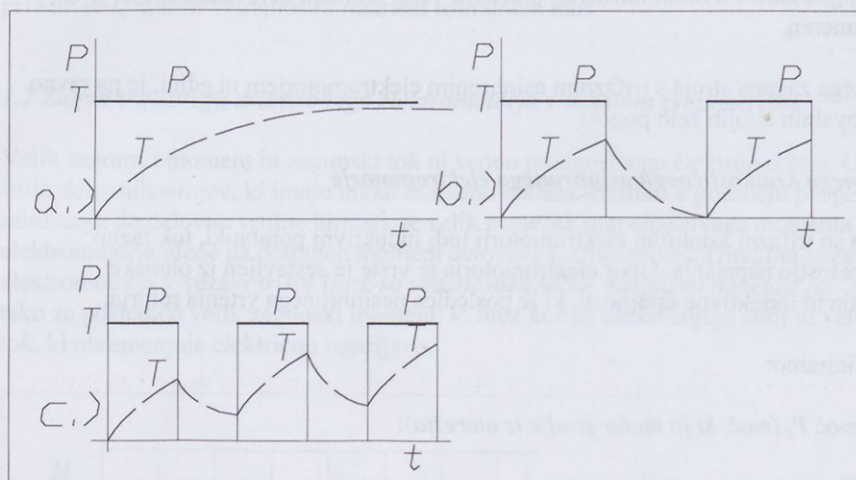
kjer je X -induktivna ali jalova upornost elektromotorja in R ohmska upornost elektromotorja.

1.4 Toplotna obremenitev elektromotorja

Dovoljena obremenitev elektromotorja je v največji meri določena s segrevanjem elektromotorja, posledično je odvisna od kvalitete izolacije navitja, torej od temperature, ki jo ta izolacija še prenese brez škode. Elektromotor lahko kratkotrajno znatno bolj obremenimo, kot je njegova imenska obremenitev pri trajnem pogonu.

Na sliki C3 so prikazani trije različni načini obratovanja elektromotorja.

Slika C3 a prikazuje trajni pogon. Obremenitev – moč P - je ves čas enaka. Temperatura navitja T doseže po določenem času maksimalno temperaturo za ta režim. Imenska moč elektromotorja je v tem primeru določena z maksimalno doseženo temperaturo, ki jo izolacija še prenese.



Slika C3: Toplotna obremenitev elektromotorja

Slika C3 b prikazuje kratkotrajni pogon. Motor deluje v kratkotrajnih obremenitvah, ki lahko presežejo imensko moč motorja, če je dolžina posameznega pogonskega cikla tako kratka, da temperatura na koncu cikla ne preseže maksimalne dovoljene temperature za uporabljeno vrsto izolacije. Med mirovanjem se motor ohladi do temperature okolice.

Na sliki C3 c je prikazan prekinjen pogon. Motor deluje v krajših periodah obremenitve in mirovanja. Med obremenitvijo temperatura navitja raste, med obratovanjem pa pada in se praviloma ne ohladi do temperature okolice. Za varen pogon je pomembno, da najvišja dosežena temperatura navitja ne preseže mejne temperature, ki jo izolacija še prenese. Tudi v tem primeru je dovoljena najvišja obremenitev v principu lahko večja kot v primeru trajnega pogona.

DODATEK: D

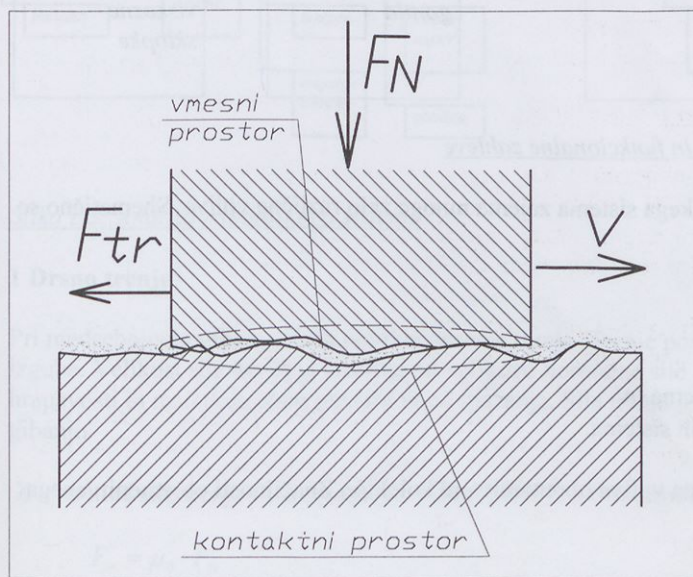
Tribologija

Tribologija je multidisciplinarna veda, ki preučuje pojave pri medsebojnem delovanju površin trdnih teles. Proučuje trenje in obrabo na drsečih površinah ter vpliv mazanja na to dogajanje in kontaktne probleme. Beseda »tribos« izvirata iz grščine in pomeni trenje.

Medsebojno premikanje površin in kontaktni problemi so pojav, ki ga srečamo pri vseh strojih in napravah. Cilji triboloških raziskav so:

- proučevanje mehanizmov trenja in obrabe,
- določitev obratovalne dobe izdelka,
- optimiranje funkcij izdelka,
- izbira in razvoj tribološko odpornih materialov in
- nadzor kakovosti.

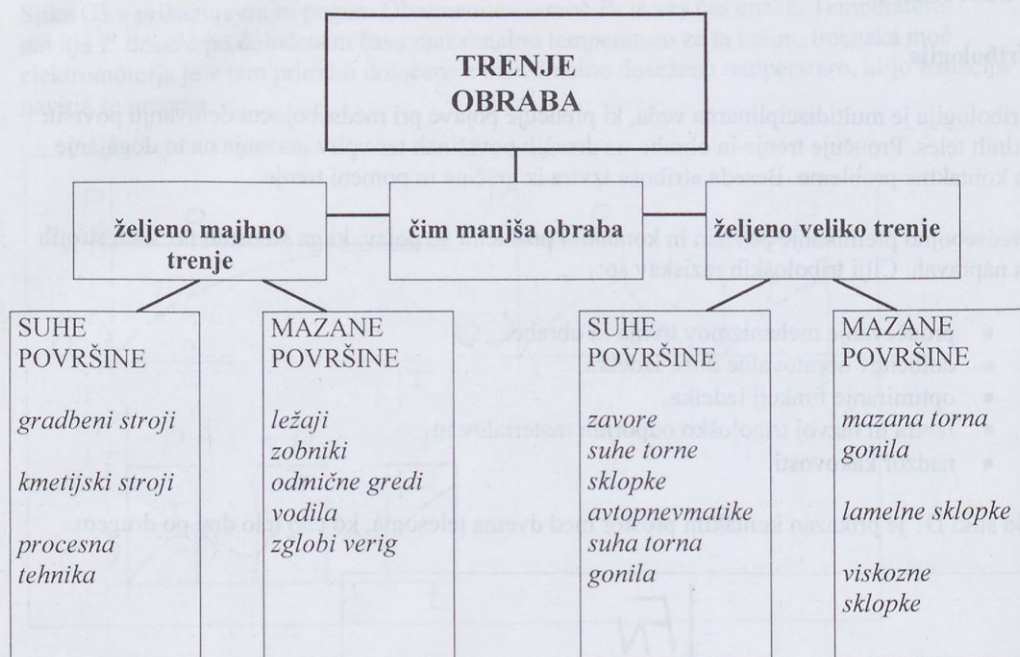
Na sliki D1 je prikazan kontaktni prostor med dvema telesoma, ko eno telo drsi po drugem.



Slika D1: Kontaktni prostor

Kontaktne površine niso nikoli povsem ravne. Med njima se pojavlja vmesni prostor, ki je lahko zapolnjen z mazalno snovjo, oljem ali mastjo.

Razlikujemo drsne površine, ki zahtevajo majhno trenje in drsne površine pri katerih naj bo trenje čim večje. Drsne površine so lahko mazane ali pa suhe. V vseh primerih drsni površini nastopa obraba, ki je nezaželena in naj bo čim manjša. Na sliki D2 so te zahteve shematično prikazane.



Slika D2: Vrste drsnih površin in funkcionalne zahteve

Analiza kompleksnega tribološkega sistema zajema mnoge zelo različne vplive. Shematično so ti vplivi prikazani na sliki D3.

Tribološki sistem sestavljajo:

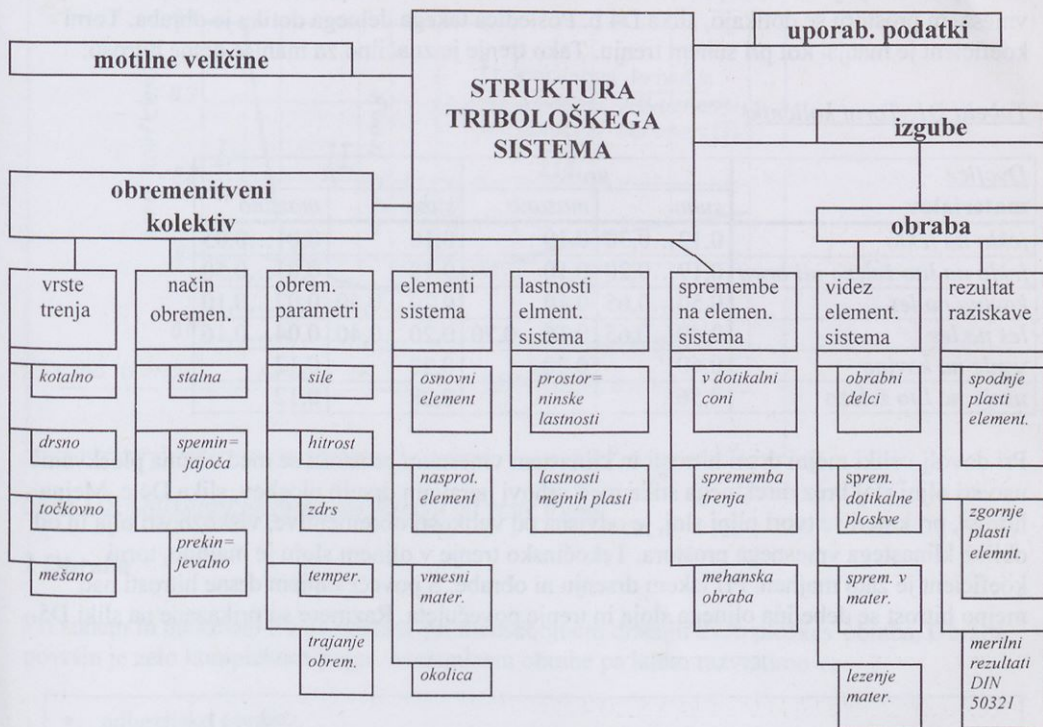
- elementi sistema,
- lastnosti elementov sistema in
- spremembe na elementih sistema

Na lastnosti tribološkega sistema vpliva obremenitveni kolektiv. Značilnosti obremenitvenega kolektiva so odvisne od:

- načina obremenitve,
- vrste trenja in
- obremenitvenih parametrov.

Cilj triboloških raziskav je določiti:

- energetske izgube in
- obrabo elementov sistema.



Slika D3: Analiza tribološkega sistema

1 Drсно trenje

Pri medsebojnem gibanju dveh površin nastane trenje. Trenje povzroča obrabo in energetske izgube. Velikost sile trenja je odvisna od velikosti normalne sile F_N med obema ploskvama, od hrapavosti in materiala obeh površin in od mazanja. Sila trenja je različna pri mirovanju ali gibanju.

Zvezo med silo trenja F_{tr} in normalno silo zapišemo s Coulombovim zakonom:

$$F_{tr} = \mu_0 \cdot F_N$$

$$F_{tr} = \mu \cdot F_N$$

kjer je μ_0 torni količnik pri mirovanju in μ torni količnik pri gibanju.

V tabeli D1 so navedeni torni količniki za nekatere dvojice materialov.

Če vmesni prostor ne zapolnjuje mazivo, govorimo o suhem trenju, slika D4 a. Obe površini drsita med sabo. Za suho trenje je značilen večji torni količnik in obraba.

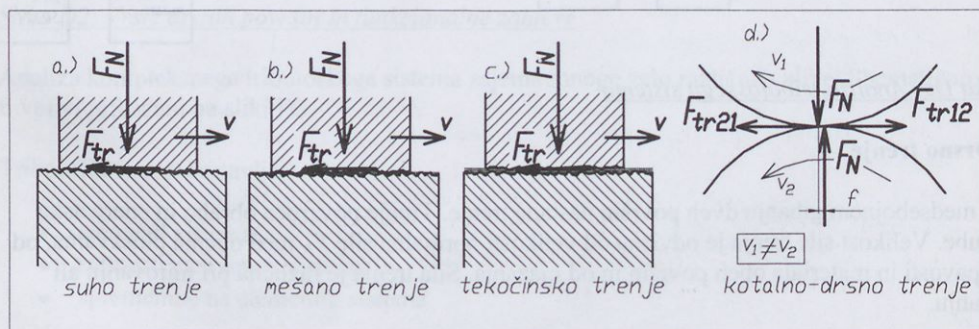
Če vmesni prostor zapolnjuje mazivo, nastopi mešano, mejno ali tekočinsko trenje.

Za mešano trenje je značilno, da se vrhovi neravnin obeh drsni ploskev kljub mazivu v vmesnem prostoru še dotikajo, slika D4 b. Posledica takega delnega dotika je obraba. Torni koeficient je manjši kot pri suhem trenju. Tako trenje je značilno za manjše drsne hitrosti.

Tabela D1: Torni količniki

Dvojice materialov	μ_0		μ	
	suho	mazano	suho	mazano
jeklo na jeklo	0,12...0,30	0,10	0,10	0,01...0,05
jeklo na lito železo ali bron	0,19...0,20	0,10	0,18	0,01...0,50
kovina na les	0,50...0,65	0,10	0,20...0,50	0,02...0,10
les na les	0,40...0,65	0,16...0,20	0,20...0,40	0,04...0,16
usnje na kovino	0,60	0,20	0,22	0,12
usnje na lito železo	0,56		0,28	0,12

Pri dovolj veliki mejni drsni hitrosti in klinastem vmesnem prostoru se med obema ploskvama ustvari oljni sloj brez direktnega stika med vrhovi neravnin drsni ploskev, slika D4 c. Mejna hitrost, pri kateri se tvori oljni sloj, je odvisna od velikosti obremenitve, viskoznosti olja in od oblike klinastega vmesnega prostora. Tekočinsko trenje v oljnem sloju je majhno, torni koeficient je zato majhen. Pri takem drsenju ni obrabe. S povečevanjem drsne hitrosti nad mejno hitrost se debelina oljnega sloja in trenje povečujeta. Razmere so prikazane na sliki D5.

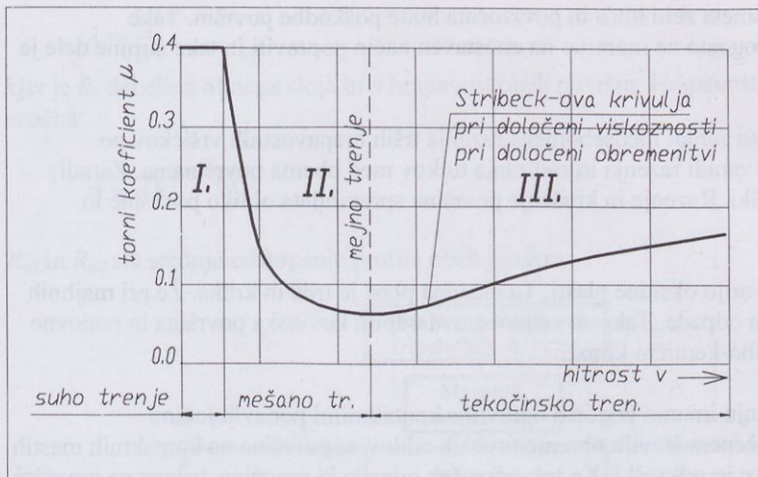


Slika D4: Glavne vrste trenja

Poseben primer drsnega trenja predstavlja kotalno drsno trenje, ki na primer nastopa na bokih evolventnih zobnikov, slika D4 d. Pri kotaljenju dveh površin sta na mestu stika obe površini deformirani, zato je za kotaljenje potreben moment:

$$M_{tr} = F_N \cdot f$$

Pri dodatnem drsenju nastopa še sila drsnega trenja.



Slika D5: Odvisnost tornega koeficienta od vrste trenja

2 Obraba

Pri suhem in mešanem trenju nastane pri medsebojnem drsenju dveh ploskev obraba. Obraba površin je zelo kompleksen pojav. Mehanizem obrabe pa lahko razvrstimo v:

- adhezijsko obrabo,
- abrazivno obrabo,
- tribo-kemično korozijo in
- utrujanje površine pri drsno kotalnem trenju.

Adhezijska obraba nastane pri neposrednem dotiku kristalnih struktur kovin na hrapavostnih vršičkih dotikalnih površini. Ti vršički se sprimejo. Zaradi premika pa se nastali spoj poruši in sicer na strani šibkejšega materiala pod prvotno površino. Navarek ostane privarjen na drugo površino. Poškodovani sta tako obe površini.

Na adhezijsko obrabo vplivamo z izbiro primerne para materialov. Izbiramo pare, ki se med sabo ne zavarjajo. Primeri takih parov so kaljeno jeklo s kubično kristalno strukturo in bron z heksagonalno kristalno strukturo ali kovina s keramiko ali umetno snovjo.

Prav tako vplivamo na adhezijsko obrabo, če z maščobnimi, oksidnimi ali drugimi prekrivnimi plastmi preprečimo neposreden dotik kovinskih struktur. Pri spremenjenih pogojih obratovanja pa se take prekrivne plasti lahko razkrojijo ali porušijo.

Pri velikih obremenitvah in velikih hitrostih se poviša temperatura površine, kar je lahko razlog za razkroj prekrivne plasti. Govorimo o vročem zajedanju.

Pri velikih obremenitvah in majhnih hitrostih se lahko prekrivna plast uniči zaradi plastične deformacije. V tem primeru govorimo o hladnem zajedanju.

Obe vrsti zajedanja nastaneta zelo hitro in povzročata hude poškodbe površin. Tako poškodovanih površin pogosto ne moremo na enostaven način popraviti in take strojne dele je trebazamenjati.

Abrazivna obraba nastane zaradi medsebojnega razenja trših hrapavostnih vršičkov po mehkejši površini ali pa zaradi razenja in zadiranja tujkov med obema površinama. Zaradi razenja nastanejo odkruški. Razenje in kršenje površine spreminjata obliko površine in odnašata material.

Na površini kovine se tvorijo oksidne plasti. Ta oksidna plast je trda in krhka. Že pri majhnih obremenitvah se drobi in odpade. Tako se vedno znova odpira kovinska površina in ponovno oksidira. Govorimo o tribo-kemični koroziji.

Pri kotalnem drsnem trenju imamo pogosto opraviti s kontaktnimi ponavljajočimi obremenitvami. Po določenem številu obremenitvenih ciklov se površina na kontaktnih mestih utruji. Nastanejo razpoke in odkruški. Ko tak odkrušek odpade iz površine, ostane na površini školjkasta jama. Tovrstne poškodbe imenujemo jamničenje ali pitting.

2.1 Tribološki vplivi na obrabo

Medsebojna povezanost posameznih vplivov na obrabo je shematično prikazana na sliki D6.

Z zasnovo drsnih parov in načinom mazanja je opredeljena vrsta trenja. Velikost in narava obremenitve opredeljuje vrsto obrabe.

Mazanje pomeni oskrbovanje drsnih površin z mazivom. Mazivo je lahko trdno, tekoče ali plinasto. Trdna in plinasta maziva se uporabljajo le v posebnih primerih in ekstremnih obratovalnih pogojih. Primeri so stroji v prehrabeni industriji in naprave, ki obratujejo pri zelo visokih ali nizkih temperaturah. Kot trdo mazivo se uporablja molibdenov disulfid MoS_2 in grafit.

Za mazanje pri malih drsnih hitrostih uporabljamo masti za mazanje. Delimo jih v trde in mehke. Masti za mazanje so disperzije mazalnega sredstva (mineralnega olja) v zgoščevalcih (kovinska mila).

Mineralna in sintetična olja pokrivajo največje področje potreb za mazanje drsnih površin. Za učinkovito mazanje je potrebno doseči oljni sloj med obema drsnima ploskvama in tekočinsko trenje. Na lastnosti olj za mazanje zelo vplivajo različni aditivi, ki tvorijo prekrivno plast na drsnih površinah.

V tabeli D2 je prikaz izbire mazalnega sredstva in tehnik mazanja za zobniška predležja.

Na sliki D7 je prikazana odvisnost obrabe obeh drsnih površin v odvisnosti od relativne debeline oljnega sloja λ . Specifično obrabo definiramo kot volumen v mm^3 obeh drsnih površin na enoto tornega dela, ki je izražen z J .

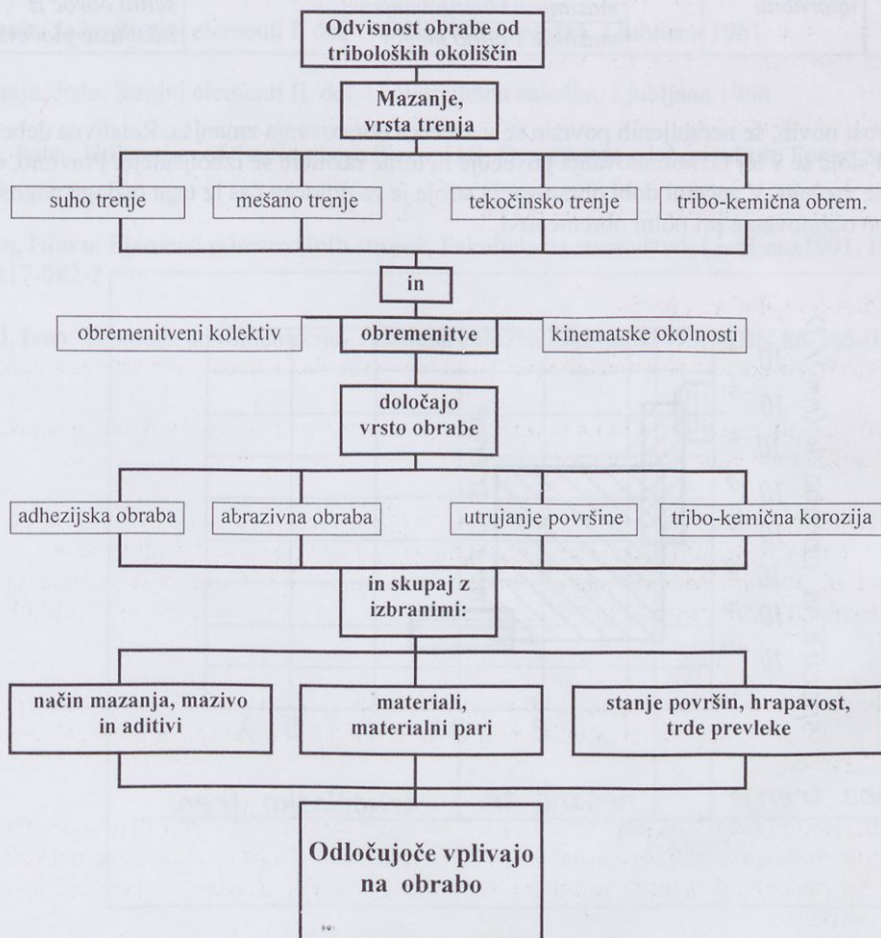
Relativna debelina oljnega sloja je določena z enačbo:

$$\lambda = \frac{h_0}{\sigma}$$

kjer je h_0 debelina oljnega sloja in σ hrapavost obeh površin. Hrapavost obeh površin določa enačba:

$$\sigma = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}$$

R_{a1} in R_{a2} sta srednje odstopanje profila obeh ploskev.



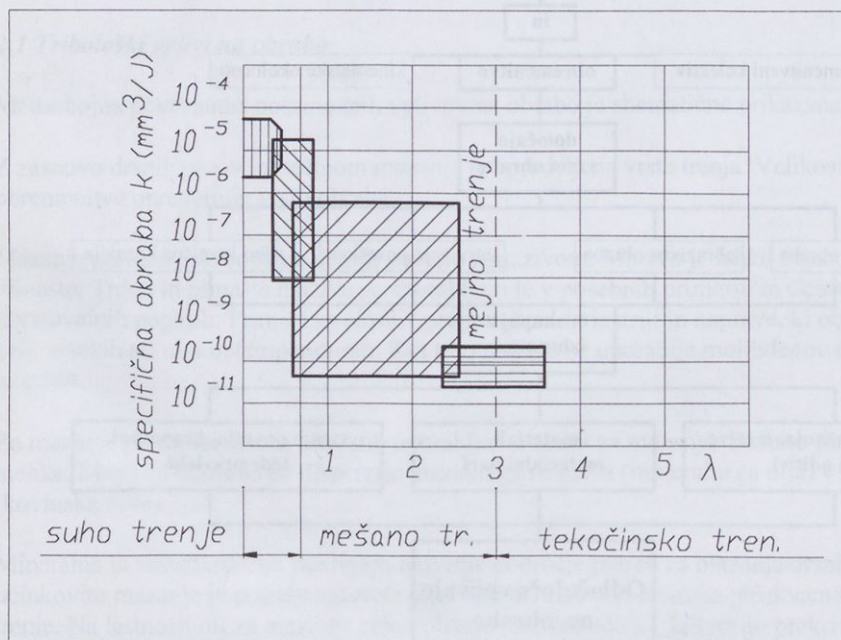
Slika D6: Pregled triboloških vplivov na obrabo

Iz slike D7 je razvidno, da je obraba majhna ali pa je sploh ni, če je relativna debelina oljnega sloja $\lambda > 3$. Ker je vrednost relativne debeline oljnega sloja odvisna od hrapavosti, sledi zaključek, da je relativna debelina oljnega sloja večja, če je hrapavost manjša. Manj hrapave površine imajo manjše trenje in obrabo.

Tabela D2: Izbira mazalnega sredstva in tehnike mazanja

hitrost (m/s)	vrsta maziva	tehnika mazanja	vrsta predležja	opomba
<2,5	trša mast za mazanje	ročno nanašanje	odprta gonila	zaščita pred dotikom
<4...6	mehka	nabrizgavanje masti	zaprta gonila v oljetesnih ohišjih	uporabimo mehko mast ali olje
<8...10	mast	mazanje v oljni kopeli		
<11	mast	globina potopitve < 6mm	zaprta gonila v oljetesnih ohišjih	Pri večjih obodnih hitrostih izdelamo ščitni obroč iz luknjaste pločevine
<25..30	ni	mazanje z vbрызgavanjem		
>25	uporabna	mazanje z oljno meglo		
>30				

Hrapavost novih, še nerabljenih površin se v začetku obratovanja zmanjša. Relativna debelina oljnega sloja se v tej fazi obratovanja povečuje in torne razmere se izboljšujejo. Pravimo, da se površine vtečejo. V začetni dobi obratovanja stroja je za določen čas iz tega razloga pogosto omejeno obratovanje pri polni obremenitvi.



Slika D7: Specifična obraba v odvisnosti od relativne debeline oljnega sloja

Literatura:

Decker, Karlheinz: Maschinenelemente, Carl Hanser Verlag, Munchen, Wien 2000, ISBN 3-446-21525-5

Ettelt, Bernhard: Sägen Fräsen Hobeln Bohren –Die Spannung von Holz und ihre Werkzeuge, DRW-Verlag Stuttgart 1987

Goglia, Vlado: Strojevi i alati za obradu drva, Šumarski fakultet Zagreb, 1994, ISBN 953-6307-00-6

Hlebanja, Jože: Strojni elementi I. del, Univerzitetna založba, Ljubljana 1961

Hlebanja, Jože: Strojni elementi II. del, Univerzitetna založba, Ljubljana 1968

Koch, Peter: Utilization of the Southern Pines, U.S. Department of Agriculture Forest Service, 1972

Muren, Hinko: Elementi odrezovalnih strojev, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana 1991, ISBN 86-7217-082-2

Prebil, Ivan: Tehnična dokumentacija, Tehnična založba Ljubljana 1995, ISBN 86-365-0176-8



NARODNA IN UNIVERZITETNA
KNJIŽNICA



00000261154

Letnik:

Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987

Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987

Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987

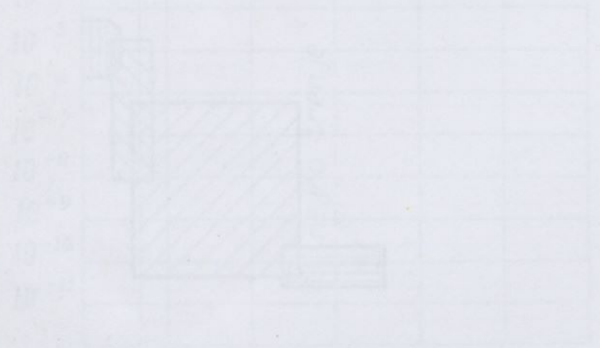
Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987

Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987

Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987

Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987

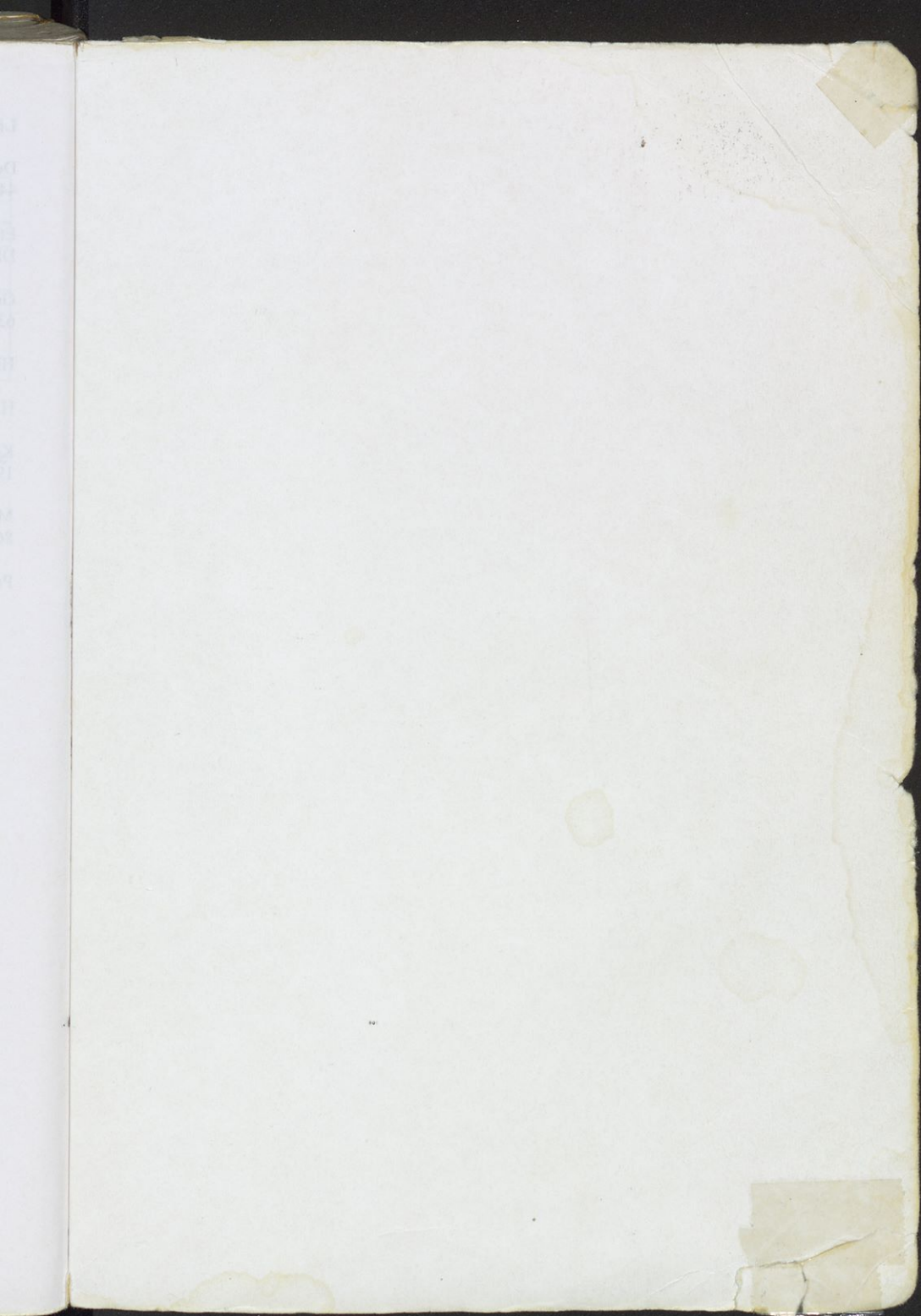
Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987



Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987

Letnik: 1987
Zvezek: 2
Letnik: 1987





NRADNA IN UNIVERZITETNA KNJIŽNICA

541 440

COBISS

ISRN 961-6144-14-6



9 789616 144148