

Za območje pregrete pare so za vrisane tlake in vrisane temperature volumni izračunani po enačbi

$$\frac{v}{\text{dm}^3/\text{kg}} = 0,343782 \frac{(T/K)}{(p/\text{bar})} \left[1 + \sqrt{1 + 2030,7 \frac{(p/\text{bar})}{(T/K)^2} \left(1 - \frac{1241,7}{(T/K)} \right)} \right]$$

entalpije po enačbi

$$\frac{i}{\text{kJ/kg}} = 189,20 + 0,141294 (T/K) + 1,04335 \cdot 10^{-3} (T/K)^2 - 6,04099 \cdot 10^{-7} (T/K)^3 + \left(\frac{\text{dm}^3/\text{kg}}{v} \right) \left(48,0 - \frac{89,4 \cdot 10^3}{(T/K)} \right)$$

ter entropije po enačbi

$$\frac{s}{\text{kJ/kg K}} = 1,1658 + 2,0867 \cdot 10^{-3} (T/K) - 9,06149 \cdot 10^{-7} (T/K)^2 + 0,0725379 \ln (T/K) + 0,0687563 \ln \left(\frac{v}{\text{dm}^3/\text{kg}} \right) - \left(\frac{\text{dm}^3/\text{kg}}{v} \right) \frac{29,8 \cdot 10^3}{(T/K)^2}$$

Eksergije so izračunane po enačbi (1). Po zgornjih enačbah sta določeni tudi že prej omenjeni entalpijska in entropijska konstanta.

Vrednosti za izohore v pregretem območju so izračunane iz enačbe za eksergijo pri različnih temperaturah, v območju mokre pare pa določimo za cele vrednosti volumnov pri raznih temperaturah suhost pare x in za natančnejše nanašanje še entalpijo $i = i' + x r$.

Z vsemi temi vrednostmi je narisana diagram e, i za R 12 (str. 108). V diagram je vrisano tudi robno merilo za določitev premice okolice pri spreminjenju temperaturi okolice. Včasih pa takšen diagram razdelimo in rišemo potem območje pregrete pare z večjim merilom za entalpije, območje mokre pare pa z manjšim merilom za entalpije in večjim merilom za eksergije. S tem se povečuje natančnost ustreznih razbirkov v odvisnosti od namena.

Literatura

- [1] M. Oprešnik: Uporabnost eksergijskega diagrama v hladilni tehniki. Stroj. V., XII (1966), št. 3, 57—62.
- [2] V. M. Brodjanskij, I. P. Iškin: Primenenije diagrammy ental'pija — eksergija dlja termodinamičeskikh rasčetov. Holodil'naja tehnika, 1962 (1), 19—24.
- [3] V. I. Kostjuk: Diagrammy i, ex dlja propana i etana. Holodil'naja tehnika, 1963 (2), 77—78.
- [4] H. Glaser: Die thermodynamische Untersuchung von Kälteprozessen mit Hilfe der technischen Arbeitsfähigkeit. Kältetechnik, 1963 (11), 344—353.
- [5] H. Glaser: Einige thermodynamische Beziehungen für die technische Arbeitsfähigkeit und ein Exergiediagramm für Kohlendioxyd. Kältetechnik, 1964 (11), 345—348.
- [6] W. Fratzscher, G. Gruhn: Die Bedeutung und Bestimmung des Umgebungszustands für exergetische Untersuchungen. Brennst.-Wärme-Kraft, 1965 (7), 337—341.
- [7] H. D. Baehr, E. Hicken: Die thermodynamischen Eigenschaften von CF_2Cl_2 (R 12) im kältetechnisch wichtigen Zustandsbereich. Kältetechnik, 1965 (5), 143—150.

Naslov avtorjev: doc. Miran Oprešnik, dipl. ing. in Leopold Kogej, dipl. ing. Fakulteta za strojništvo v Ljubljani

DK 621.979.004.1

Karakteristike in dinamični izkoristek vretenskih preš pri plastičnem preoblikovanju

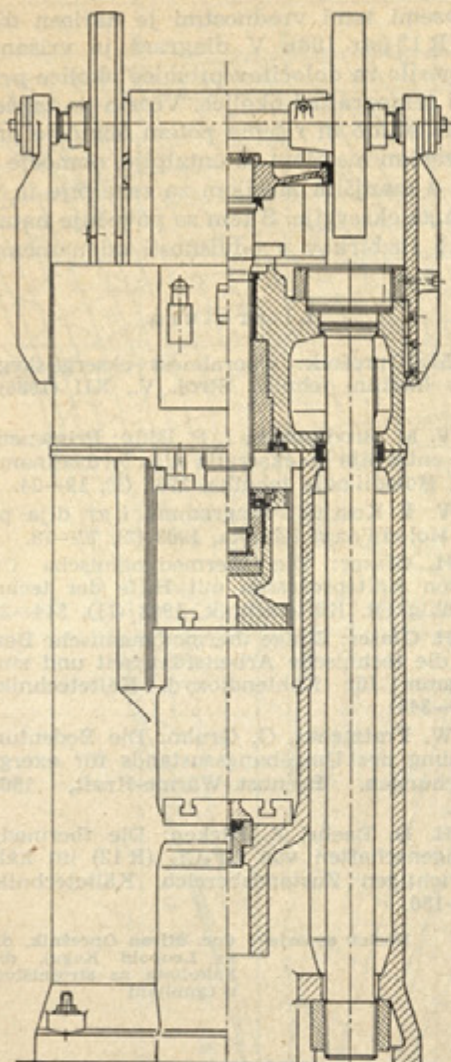
FRANC GOLOGRANC

V tehniki preoblikovanja so zelo pogosto v rabi vretenske preše, ki se po načinu delovanja bistveno razlikujejo od drugih mehaničnih preš. Glede na to, da se vztrajnik pri teh prešah ob koncu delovnega giba ustavi, se vsa njegova energija v delcu sekunde pretvori v deformacijsko delo. Po tem vidiku je torej vretenska preša podobna strojnemu kladivu. Ker pa se opira matica vijačnega vretena — razen pri preši tipa VINCENT — v zgornjo prečko, je stojalo — podobno kakor pri drugih prešah — obremenjeno na nateg. Obremenitev oziroma sila na pehalu je tem večja, čim krajša je pot, na kateri se sprost celotna energija gibajočih se mas. Zato je pri vsakem preoblikovalnem postopku pritisk pehala funkcija razpoložljive energije in delovnega giba, na katerem se opravi plastična deformacija. Ker pa so razmere med preoblikovanjem na videz zelo nejasne in nepregledne, lahko vretensko prešo kaj hitro preobremenimo, čeprav nismo povsem izkoristili razpoložljive kinetične energije vztrajnika. Na to je treba pri uporabi preše posebej paziti, če naj bo pravilno in gospodarno izkoriščena.

Konstruktivske značilnosti vretenskih preš

Poglavitna konstrukcijska posebnost vretenskih preš je vijačni pogon, pri katerem rabi za spreminjanje vrtilnega gibanja v semintjakajšnje premočrtno gibanje pehala navojno vreteno, ki se izmenoma vrti v eno in drugo smer. Na vretenu je trdno nasajen vztrajnik, ki ima pri najbolj razširjenih izvedbah torni pogon z dvema ali tremi gonilnimi koluti. Navojno vreteno je največkrat tristopenjsko in uležajeno v prečki stojala ali pa se aksialno pomika. V prvem primeru se mora aksialno pomikati matica s pehalom (preša Vincent, vretenska udarna preša), v drugem pa je matica pritrjena v stojalu in se vzdolžno premika vreteno z vztrajnikom in pehalom. Vztrajnik, ki mora za vsak delovni gib dvakrat spremeniti smer vrtenja, ima lahko namesto tornega zobniški, hidravlični ali direktni električni pogon.

Klasičen tip vretenske torne preše z dvema gonilnima kolutoma — toda v sodobni izvedbi — prikazujeta sliki 1 in 2. Tu sta torna koluta, ki imata stalno vrtilno hitrost, aksialno pomična, tako da ob dotiku z vztrajnikom zavrtita navojno vreteno zdaj

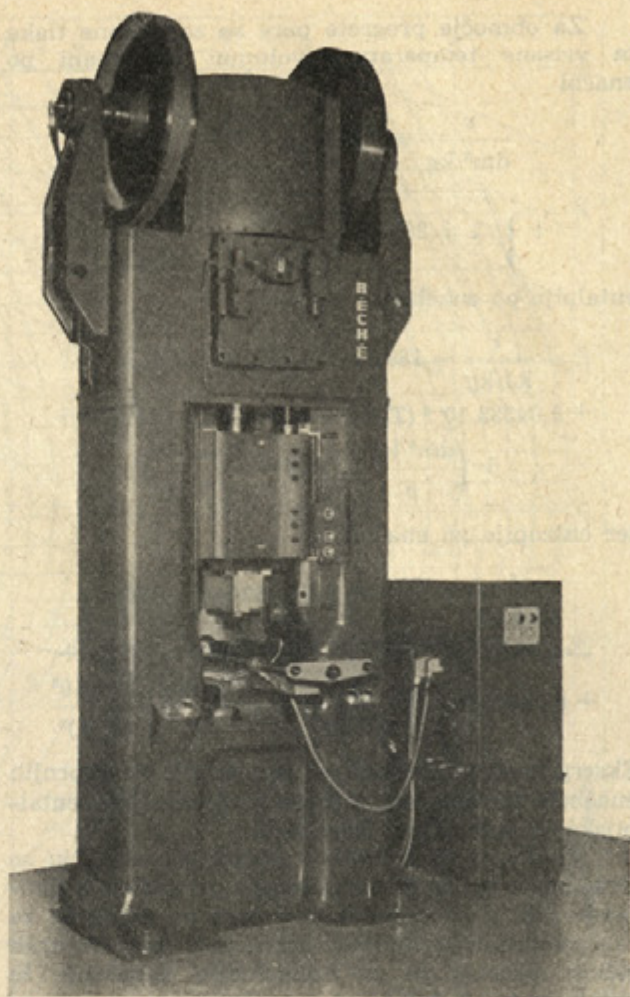


Sl. 1. Prerez vretenske torne preše SP 250, $F_1 = 250$ Mp (Bêché & Grohs)

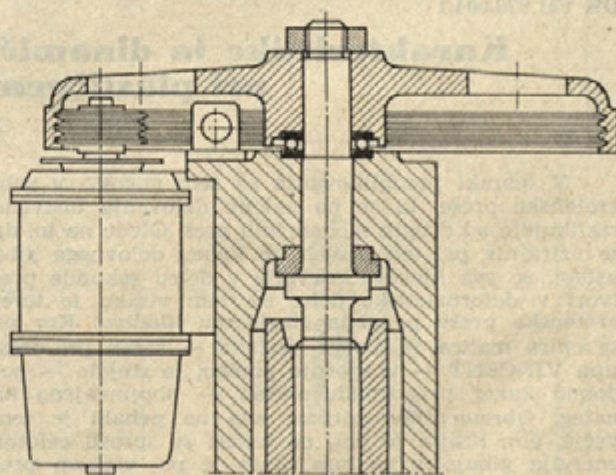
v to zdaj v drugo smer. Ker se premika vztrajnik pri gibanju navzdol k večjim polmerom gonilnega koluta, je njegovo vrtilno gibanje in s tem gibanje vretena in pehala pospešeno. Največjo hitrost doseže pehalo v trenutku, ko se dotakne orodje obdelovanca, nato pa se vztrajnik ustavi, pri čemer se njegova kinetična energija pretvori v delo. Pri povratnem gibu mora druga torna plošča zavrteti in pospešiti vztrajnik v nasprotni smeri. Ker pa se dotika vztrajnik povratnega gonilnega koluta v začetku na večjem polmeru, je relativna hitrost med njima in s tem tudi spodrsavanje zelo veliko.

Ta pomanjkljivost je deloma odpravljena pri prešah s tremi pogonskimi koluti, pri katerih rabita za povratni gib namesto ene dve manjši torni plošči, ki se vrtita v nasprotnih smereh. Tu se dotika vztrajnik spodnjega gonilnega koluta tudi v začetku povratnega giba na zelo majhnem polmeru, tako da so torne izgube znatno manjše.

Zaradi slabih lastnosti tega klasičnega pogona s frikcijskimi ploščami (veliko spodrsavanje zlasti pri povratnem gibu, slab izkoristek, velika obraba torne obloge na vztrajniku itd.), se je zelo uveljavil torni pogon z enim samim pogonskim kolutom, pri katerem je uležajeno vreteno v prečki stojala in se aksialno

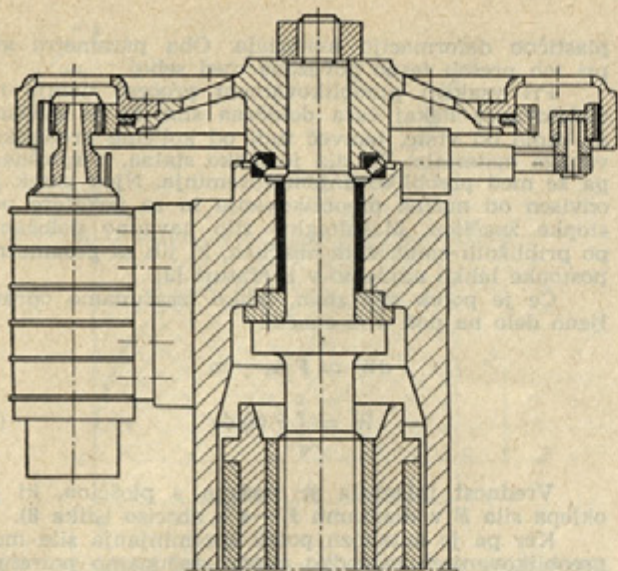


Sl. 2. Zunanji videz vretenske torne preše SP 250, $F_1 = 250$ Mp (Bêché & Grohs)

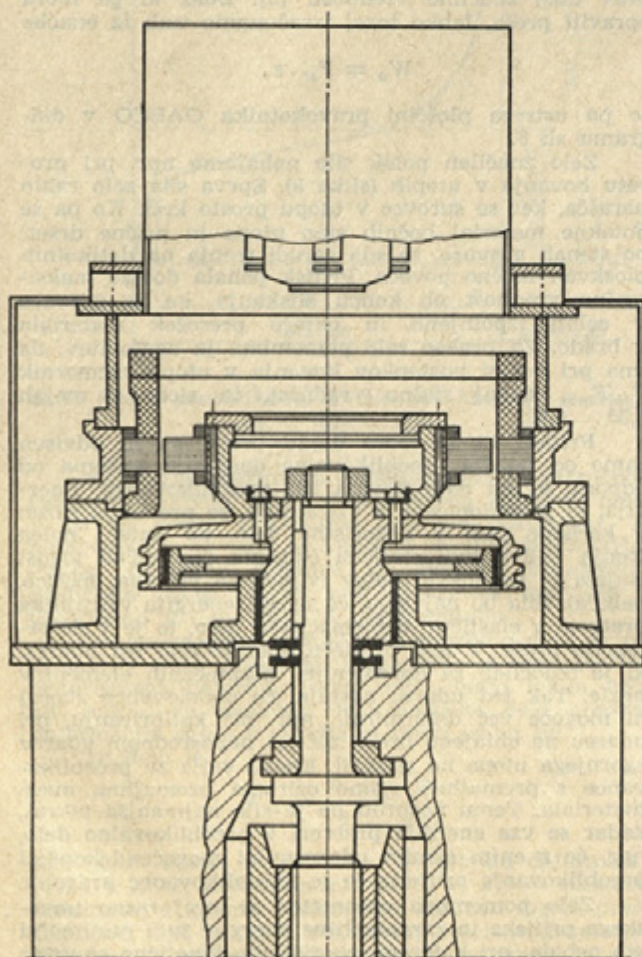


Sl. 3. Pogon vretenske preše s tornim kolesom na osi reverzirnega elektromotorja (Weingarten)

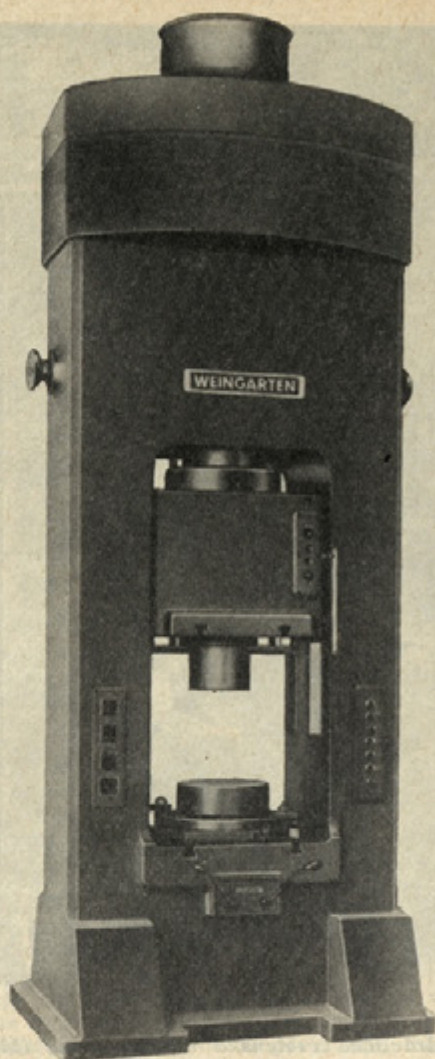
premika, matica pa je v pehalu in potuje z njim navzgor in navzdol. Vztrajnik je tudi pri teh »vretenskih udarnih prešah« nasajen na vretenu, vrtilni moment pa se prenaša nanj z notranje strani oboda



Sl. 4. Vretenska udarna preša z zobniškim pogonom (Weingarten)



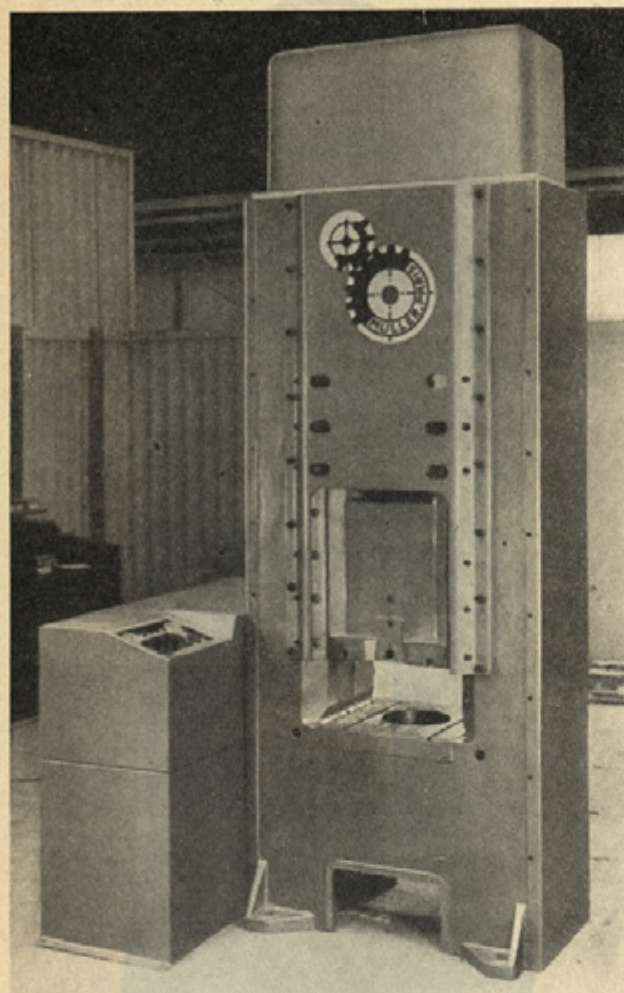
Sl. 5. Neposreden električni pogon vretenske udarne preše (Weingarten)



Sl. 6. Videz vretenske udarne preše z neposrednim pogonom vztrajnika (Weingarten)

z majhnim tornim kolesom, ki je neposredno na osi posebnega elektromotorja (slika 3). Ker se motor po vsakem gibu izklopi in spremeni smer vrtenja, je termično in mehnično precej obremenjen, kar pa ta čas ne povzroča več težav. Prednosti sodobnih reverzibilnih motorjev so prišle še bolj do veljave pri direktnem zobniškem pogonu (slika 4), kjer ima vztrajnik na obodu zobniški venec, katerega zobje se direktno ubirajo z ozobjem pastorka na osi elektromotorja. Vrtilni moment se prenaša na vztrajnik s trenjem. Zobniški venec je namreč vpet med dve torni ploskvi, ki dopuščata spodsavanje venca, vendar le pri hipnem ustavljanju vztrajnika.

Najnovejši razvoj na področju gradnje vretenskih preš je pripeljal do rešitve, ki je s kinematičnega vidika res idealna: rotor pogonskega motorja je direktno zvezan z vretenom preše, medtem ko je stator del stojala. Prerez in zunanji videz tovrstne preše prikazujeta sliki 5 in 6. Tak pogon zadovoljuje vse električne in mehnične zahteve, pri tem pa je število gibov lahko znatno večje. Med rotorjem in vztrajnikom ni več spodsavanja, možno pa je tudi precizno doziiranje energije od udarca do udarca [1].



Sl. 7. Hidravlična vretenska udarna preša (Müller & Cie., Paris) (Photo Mourette, Paris)

Pojavile pa so se tudi že hidravlične izvedbe vretenskih preš, pri katerih se zavrti vztrajnik s posebnim hidravličnim motorjem ali pa z batnim mehanizmom, ki pritiska aksialno na vreteno. Slika 7 ponazarja tak najnovejši tip hidravlične vretenske preše z dvema delovnim valjema, pri kateri je vztrajnik pod matico, neposredno nad pehalom. Tudi tak pogon ima vrsto prednosti pred klasičnim.

Karakteristika vretenskih preš

Vretenska torna preša je v splošnem zelo univerzalen preoblikovalni stroj, kakršnega lahko uporabljamo za dokaj različne tehnološke operacije pri toplem in hladnem preoblikovanju. Razen pri kovanju v utopih je koristno uporabljen za upogibanje, ravnanje, gravirno kovanje, kalibriranje, globoko vlečenje in druge postopke. Prav zaradi široke univerzalnosti pa jo lahko izkoriščamo gospodarno le, če poznamo razen zahtev, ki jih nalagajo tehnološki postopek, material ter oblika in dimenzije obdelovancev, tudi njene pglavitne konstruktivne in obratovalne značilnosti [2].

Prvi osnovni parameter je velikost imenskega pritiska, s katerim označujemo silo, ki jo morajo zdržati okvir in pogonski deli preše pri trajnem obratovanju brez nevarnosti za zlom ali nedopustne deformacije stroja in orodij. Druga izhodna karakteristika, ki je odločilna za tehnično zmogljivost in uporabnost preše, je maksimalna energija, ki jo lahko izkoristimo za

plastično deformacijo materiala. Oba parametra sta pri teh prešah tesno povezana med seboj.

Pri vsakem preoblikovalnem procesu deluje na obdelovanec nekaj časa določena sila, ki je odvisna ne samo od vrste, temveč tudi od količine preoblikovanega materiala. Ta sila je lahko stalna, v splošnem pa se med preoblikovanjem spreminja. Njen potek je odvisen od načina preoblikovanja in za nekatere postopke značilen. Maksimalno silo navadno določamo po približnih empiričnih enačbah, ki jih za posamezne postopke lahko najdemo v literaturi [3].

Če je potek sile znan, lahko izračunamo opravljeno delo na poti s iz enačbe

$$dW = F ds \quad \text{in} \\ W = \int_0^s F(s) ds \quad (1)$$

Vrednost integrala je podana s ploščino, ki jo oklepa sila F v diagramu $F-s$ z absciso (slika 8).

Ker pa je natančen potek spreminjanja sile med preoblikovanjem le redko podan, računamo potrebno deformacijsko delo največkrat kar s srednjo vrednostjo sile F na poti s

$$F_{sr} = F_{max} \cdot \kappa$$

kjer je F_{max} največja sila pri preoblikovanju, κ pa je razmernik F_{sr}/F_{max} , ki ima za posamezne postopke prav tako značilne vrednosti [3]. Delo, ki ga mora opraviti preša, lahko torej izračunamo tudi iz enačbe

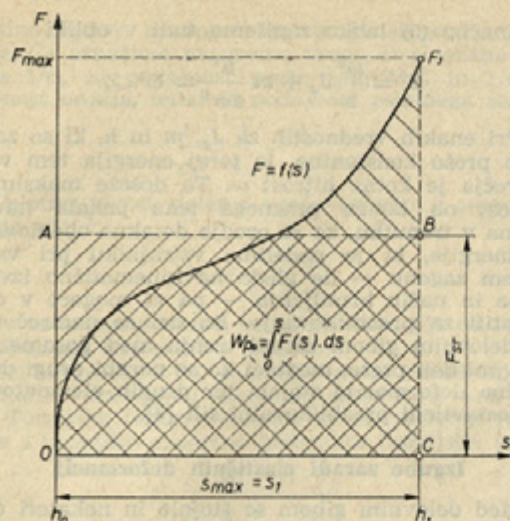
$$W_p = F_{sr} \cdot s,$$

to pa ustreza ploščini pravokotnika OABCO v diagramu sl. 8.

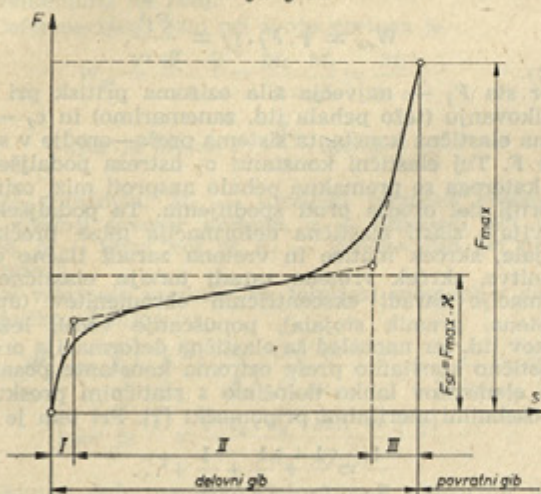
Zelo značilen potek sile nahajamo npr. pri procesu kovanja v utopih (slika 9). Sprva sila zelo rahlo narašča, ker se surovec v utopu prosto krči. Ko pa se dotakne material bočnih sten utopa in prične drseti po stenah gravure, se sila zaradi trenja na dotikalnih ploskvah močno poveča. Pritisk pehala doseže maksimalno vrednost ob koncu stiskanja, ko je gravura v celoti izpolnjena in odteče presežek materiala v brado. Za prakso zelo pomembna je ugotovitev, da ima pri večini postopkov kovanja v utopu razmernik F_{sr}/F_{max} dokaj stalno vrednost, in sicer v mejah 0,35 ... 0,40.

Pritisk, ki ga mora dajati preša, pa ni odvisen samo od poteka preoblikovalne operacije oziroma od odpora, ki ga daje kovina pri preoblikovanju. Energija, ki je nakopičena v vztrajniku, se pretvarja razen v koristno tudi v nekoristno delo, na katero poleg trenja vpliva tudi statična oziroma dinamična togost stojala in pogonskih delov (vijačnega vretena, matice, pehala). Sila bo največja, če se vsa energija vztrajnika pretvori v elastično deformacijsko delo, to je v deformacijo preše. V tem primeru dobimo zelo trd udarec, ki je odločilen za obremenitev posameznih elementov preše. Tak trd udarec nastaja, če obdelovanca skoraj ni mogoče več deformirati, npr. pri kalibriranju, pri udarcu na ohlajeno brado ali pri neposrednem udarcu zgornjega utopa na spodnji. Enako velja za preoblikovanje s premajhno višino oziroma premajhno maso materiala. Temu nasproti pa je sila najmanjša takrat, kadar se vsa energija pretvori v preoblikovalno delo, npr. če z enim samim udarcem ni mogoče dokončati preoblikovanja oziroma če je preoblikovanec prevelik.

Zelo pomemben parameter je torej razen imenskega pritiska in razpoložljive energije tudi minimalni gib pehala, pri katerem izkoriščamo kinetično energijo vztrajnika. Od dolžine delovnega giba je odvisna velikost sile, s kakršno obremenjujemo prešo. V skrajnem primeru gre namreč vsa energija v elastično deformacijo stroja.



Sl. 8. Odvisnost preoblikovalne sile F od dolžine delovnega giba



Sl. 9. Potek preoblikovalne sile pri kovanju v utopu ($\kappa = 0,35 \dots 0,40$)

Nadaljnja pomembna karakteristika je natančnost izdelave, kakršno lahko dosegamo na določeni preši, ji pa še vedno posvečamo premalo pozornosti. Ta natančnost je odvisna ne samo od pravilne geometrične oblike, natančne izdelave in montaže posameznih elementov preše, ampak tudi od njihove prožnosti in deformacij pri dinamičnih obremenitvah.

Če zanemarimo torzijsko in upogibno delo na posameznih delih preše, ki sestavljata le neznaten del nekoristnega deformacijskega dela, tedaj lahko velja kot merilo za elastično deformacijsko delo linearna deformacija preše v vertikalni smeri (slika 10).

To delo je

$$W_{es} = \frac{F \cdot f}{2} = \frac{F^2}{2 c_p}, \quad (3)$$

kjer je F — sila na pehalu, f — totalna deformacija preše v smeri delovanja sile in $c_p = F/f$ — elastična konstanta, s katero označujemo statično togost preše. Čim bolj toga je preša, tem manj deformacijske energije bo akumulirala. Pri nekaterih postopkih je sicer mogoče del te energije zopet pridobiti nazaj ter ga izkoristiti za pospeševanje vztrajnika pri povratnem gibu, za preoblikovanje pa samo tedaj, če pojema preoblikovalna sila razmeroma počasi.

Togost preše vpliva na natančnost izdelkov predvsem pri odprtih in polodprtih utopnih orodjih, kar je zelo pomembno pri kalibriranju in gravirnem kovanju, zlasti če preoblikujemo v hladnem. Končna višina (debelina) izdelka je namreč odvisna od relativne lege zgornjega orodja nasproti spodnjemu ob koncu preoblikovalne operacije. Na to najnižjo lego pehala pa vpliva tudi relativni odmik orodja zaradi elastične deformacije posameznih elementov preše, ki je pri enaki kinetični energiji vztrajnika tem večji, čim bolj elastična je preša. Tej skupni dolžini delovnega giba je treba tudi odmerjati ustrezno količino energije, ki mora biti za določen izdelek stalna in pri vsakem koristnem gibu enaka.

Ker pa je maksimalna sila pri preoblikovanju v splošnem funkcija večjega števila parametrov, ki se lahko od obdelovanca do obdelovanca spreminjajo, se z njo spreminja tudi celotna deformacija in s tem debelina izdelkov [4]. Razumljivo je, da odstopanja določenih dimenzij normalno ne smejo presegati dopustnih toleranc. Silo, ki deluje v določenem trenutku na sistem preša—orodje—obdelovanec, lahko izrazimo kot funkcijo vrste spremenljivk

$$F = f(A, h, \varphi, \dot{\varphi}, k_f, \mu, t, \dots), \quad (4)$$

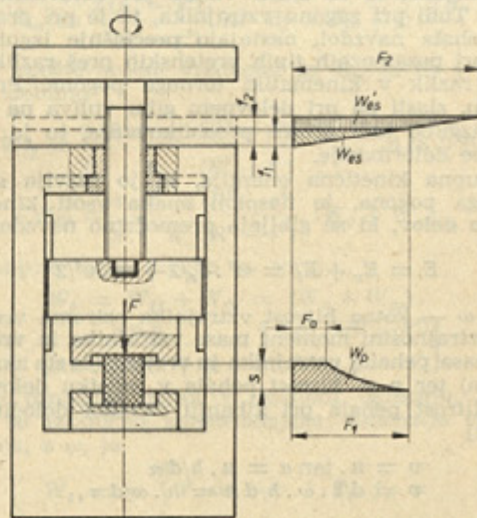
kjer so: A — tlorisna površina, h — višina preoblikovanca, φ — stopnja deformacije, $\dot{\varphi}$ — hitrost deformacije, k_f — deformacijska trdnost materiala, μ — koeficient trenja med orodjem in obdelovancem, t — temperatura obdelovanca itd.

Končna višina izkovka je pri odprtih utopnih orodjih

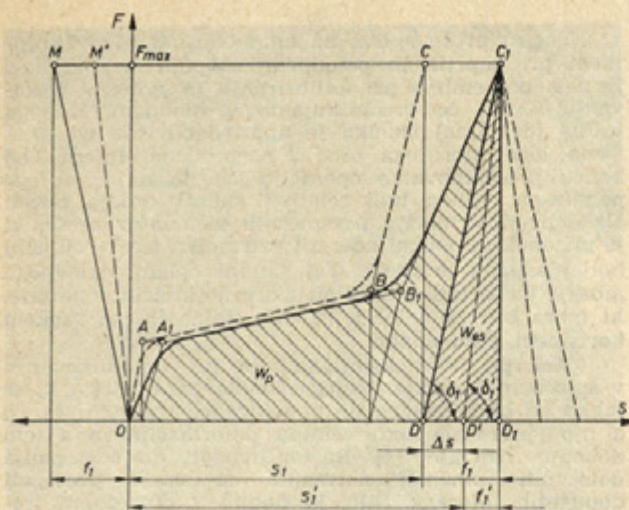
$$h = h_0 + F_1/c_1,$$

kjer pomenita h_0 teoretično višino obdelovanca, $F_1/c_1 = f_1$ pa odmik zgornjega dela orodja zaradi elastične deformacije preše. Z upoštevanjem gornjih spremenljivk je mogoče določiti tudi potrebno togost preše, kakršno narekuje zahtevana natančnost izdelkov. Vpliv elastičnosti preše na merska odstopanja pri kovanju gravur shematično prikazuje slika 11. Iz diagrama je razvidno, da je pri enaki energiji vztrajnika plastična deformacija obdelovanca večja (in s tem njegova debelina manjša), če je preša bolj toga. Odstopanja dimenzij pri preoblikovanju so seveda odvisna tudi od stalnosti volumna uporabljenih surovcev.

Pri polzaprtih utopih, kjer udarjata obe polovici orodja s čeloma skupaj, togost preše ne vpliva na na-



Sl. 10. Vpliv preoblikovalne sile na elastično deformacijo preše pri kovanju v utopu
 s — delovni gib, f_1, f_2 — elastična deformacija preše



Sl. 11. Vpliv togosti preše na dolžino delovnega giba pri kovanju v odprtem utopu

OABCD — potek preoblikovalne sile pri plastični deformaciji,

OM — diagram elastične deformacije preše,

OA1B1C1D1 — skupni diagram elastične in plastične deformacije

tančnost vertikalnih dimenzij izdelka, enako pri zaprtih utopnih orodjih, kjer so odločilne za končno višino izdelkov predvsem dimenzije surovcev [5].

Slednjič so pri vretenskih prešah pomembne še časovne značilnice, npr. maksimalno število gibov, na katero vpliva potrebna dolžina giba, ter hitrost, s katero udari pehala na obdelovanec, ki je odvisna od vrtilne hitrosti, do katere pospešujemo vztrajnik. Pri toplem preoblikovanju pa je pomembno tudi, kako dolgo se orodje v končni legi dotika obdelovanca, na kar v veliki meri vpliva tudi togost preše.

Energijske izgube pri preoblikovanju

Kakor pri vseh preoblikovalnih strojih, se pojavljajo tudi pri uporabi vretenskih preš določene energijske izgube, ki so zlasti velike pri delovnem gibu pehala. Tudi pri zagonu vztrajnika, to je pri praznem teku pehala navzdol, nastajajo precejšnje izgube, ki pa se pri posameznih tipih vretenskih preš razlikujejo zaradi razlik v kinematiki tornega pogona. Pri povratnem, zlasti pa pri delovnem gibu vpliva na energijske izgube tudi proces preoblikovanja, to je potek plastične deformacije.

Skupna kinetična energija, ki jo razvija sistem vijačnega pogona, je nasploh enaka vsoti kinetične energije delov, ki se gibljejo premočrtno navzdol:

$$E = E_p + E_t = \omega^2 \cdot J_s / 2 + m \cdot v^2 / 2 \quad (5)$$

Tu so: ω — kotna hitrost vztrajnika oziroma vretena, J_s — vztrajnostni moment mase vztrajnika in vretena, m — masa pehala, vztrajnika in vretena (če sta aksialno pomična) ter v — hitrost pehala v začetku delovnega giba. Hitrost pehala pri gibanju navzdol določimo iz razmerij

$$v = u \cdot \tan \alpha = u \cdot h / d \pi$$

$$v = d / 2 \cdot \omega \cdot h / d \pi = h \cdot \omega / \pi$$

pri čemer je h korak navoja na vretenu. Ta je odvisen od srednjega premera vretena d_{sr} in vzponskega kota vijačnice α , ki je pri vretenskih prešah navadno tri-stopenjski ($\alpha = 13 \dots 17^\circ$).

Enačbo (5) lahko zapišemo tudi v obliki

$$E = \frac{\omega^2}{2} J_s + m \frac{h^2}{4 \pi^2} = \omega^2 \cdot Z \quad (6)$$

Pri enakih vrednostih za J_s , m in h , ki so za določeno prešo konstantne, je torej energija tem večja, čim večja je kotna hitrost ω . Ta doseže maksimalno vrednost ob koncu praznega teka pehala navzdol oziroma v trenutku, ko se orodje dotakne obdelovanca.

Energije, ki jo podelimo vztrajniku pri vsakokratnem zagonu — ne glede na kinematično izvedbo pogona in način krmiljenja — pa ni mogoče v celoti izkoristiti za preoblikovanje. En del se namreč uniči med delovnim gibom zaradi trenja med posameznimi gibljivimi deli preše, medtem ko se porabi drugi del za elastično deformacijo stojala ter drugih elementov, ki so izpostavljeni preoblikovalni sili [6].

Izgube zaradi elastičnih deformacij

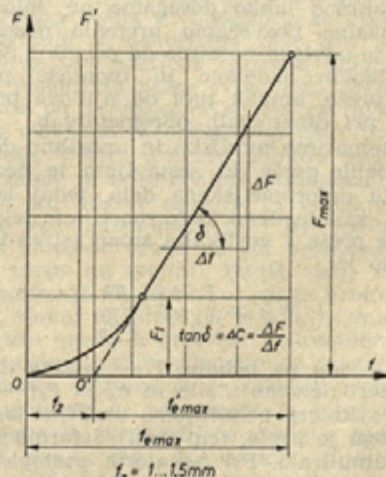
Med delovnim gibom se stojalo in nekateri drugi deli preše elastično deformirajo pod vplivom preoblikovalne sile F . Pri tem je elastično deformacijsko delo, ki ga opravi sila F v nasprotni smeri gibanja pehala

$$W_{es} = \frac{1}{2} \cdot F_1 \cdot f_1 = \frac{F_1^2}{2 \cdot c_1}$$

kjer sta F_1 — največja sila oziroma pritisk pri preoblikovanju (težo pehala itd. zanemarimo) in c_1 — celotna elastična konstanta sistema preša—orodje v smeri sile F . Tej elastični konstanti c_1 ustreza podaljšek f_1 , za katerega se premakne pehala nasproti mizi oziroma zgornji del orodja proti spodnjemu. Ta podaljšek sestavljajo zlasti elastična deformacija mize, prečke in stojala, skrček matice in vretena zaradi tlačne obremenitve, skrček vretena zaradi torzije, elastične deformacije zaradi ekscentričnih obremenitev (upogib vretena, premik stojala), popuščanje vodil, ležajev, stikov itd. ter naposled še elastična deformacija orodja. Elastično konstanto preše oziroma konstante posameznih elementov lahko določimo s statičnim preskusom s posebnimi merilnimi pripomočki [7]. Pri tem je

$$\frac{1}{c_p} = \frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_v} + \frac{1}{c_e} + \dots$$

Največkrat zadostuje, če izmerimo celotno deformacijo f_p , ki pa v začetku obremenitve ni linearna zaradi vpliva zračnosti in elastičnosti nekaterih členov (sl. 12). Pri hladnem preoblikovanju je zlasti treba upoštevati tudi togost orodja, ki je dostikrat zelo majhna in zato



Sl. 12. Značilen diagram za potek elastičnih deformacij sistema preša—orodje

odločilno vpliva na togost celotnega sistema preša—orodje. Če označimo nasprotno vrednost elastične konstante $1/c_p$ za podajnost preše [mm/Mp] in $1/c_o$ za podajnost orodja, tedaj je podajnost celotnega sistema

$$\frac{1}{c_l} = \frac{1}{c_p} + \frac{1}{c_o} \quad (7)$$

Celotna togost sistema preša—orodje v smeri delovanja sile F_l

$$c_l = \frac{c_p \cdot c_o}{c_p + c_o} \quad (8)$$

torej v nobenem primeru ne more biti večja od togosti najšibkejšega elementa v sistemu.

Pri preoblikovalni operaciji pa se zaradi hitrega ustavljanja vztrajnika elastično deformira tudi vreteno. Torzijska deformacija (= zasuk vretena) je določena s torzijsko elastično konstanto (torzijska togost)

$$c_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{G \cdot J_p}{l_v} \quad (9)$$

kjer so G — strižni modul, J_p — polarni vztrajnostni moment vretena ($d_n^4 \cdot \pi/32$) in l_v — dolžina vretena, ki je obremenjena na zvoj.

Deformacijsko delo pri zvoju vretena je

$$W_{et} = \frac{M_t \cdot \varphi}{2} = \frac{M_t \cdot M_t}{2 \cdot c_t} = \frac{M_t^2}{2 \cdot c_t} \quad (10)$$

$$\text{kjer je } M_t = F_l \cdot \frac{d_s}{2} \cdot \tan(\alpha + \varrho).$$

Tu pomenijo: M_t — torzijski moment vretena, d_s — srednji premer vretena, α — vzponski kot vijaknice, ϱ — torni kot in F_l — končno silo pri preoblikovanju.

Če vstavimo vrednost za torzijski moment v gornjo enačbo, dobimo

$$W_{et} = F_l^2 \cdot \frac{4 \cdot l_v \cdot d_s^2 \cdot \tan^2(\alpha + \varrho)}{d_n^4 \cdot G \cdot \pi} = \frac{F_l^2}{2 \cdot c_2} \quad (11)$$

$$\text{kjer je } \frac{1}{c_2} = \frac{8 \cdot l_v \cdot d_s^2 \cdot \tan^2(\alpha + \varrho)}{d_n^4 \cdot G \cdot \pi}.$$

Skupno deformacijsko delo zaradi elastičnih deformacij stojala in vretena je torej

$$W_s = W_{es} + W_{et} = \frac{F_l^2}{2 \cdot c_1} + \frac{F_l^2}{2 \cdot c_2} = \frac{F_l^2}{2} \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \right), \quad (12)$$

kjer je c_2 ustrezna računska veličina z dimenzijo elastične konstante [Mp/mm].

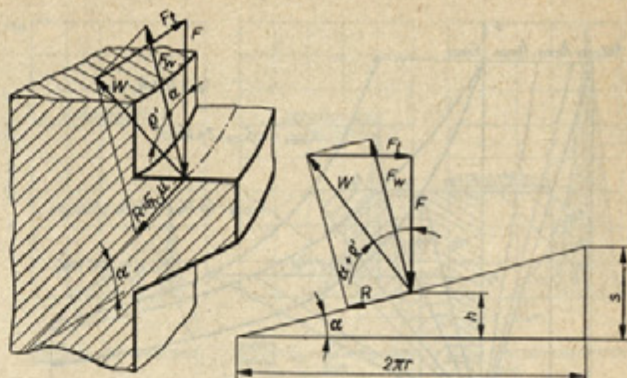
Skupna togost sistema preša—orodje je torej odvisna od togosti posameznih elementov, pri čemer velja omeniti, da je eden izmed najšibkejših členov sistema lahko prav vreteno. To potrjujejo tudi pogostni lomi tega elementa. Iz zgornje enačbe izhaja, da s še tako izdatnim povečanjem elastične konstante c_l ni mogoče bistveno popraviti celotne togosti preše, če je torzijska togost vretena in s tem vrednost faktorja c_2 majhna.

Izgube zaradi trenja

Izgube zaradi trenja nastajajo na vsej dolžini delovnega giba pehala, ki je enak linearni deformaciji obdelovanca s , kateri je superponirana še elastična deformacija preše f . Te izgube sestavljajo trenje v navoju vretena, trenje v opornem ležaju vretena ter trenje v vodilih pehala, ki ga pa pri centrični obremenitvi lahko zanemarimo [6].

Torno delo v navoju vretena določimo po sliki 13

$$W_{tl} = \int_0^u F_n \cdot \mu_v \cdot du = \int_0^{s+f} F_n \cdot \mu_v \cdot \frac{d(s+f)}{\sin \alpha} \quad (13)$$



Sl. 13. Sile na boku vijaknice in trenje v navoju vretena

Pri tem so u — dolžina drsne poti v navoju, F_n — normalna sila na boku zavojnice, μ_v — koeficient trenja med vijakom ter matico. Dalje je

$$F_n = \frac{F \cos \varrho}{\cos(\alpha + \varrho)} \quad \text{in} \quad du = \frac{d(s+f)}{\sin \alpha}.$$

Če vstavimo posamezne vrednosti v gornjo enačbo, dobimo

$$W_{tl} = \int_0^{s+f} F \cdot \frac{\cos \varrho}{\cos(\alpha + \varrho)} \cdot \mu_v \cdot \frac{d(s+f)}{\sin \alpha}$$

$$W_{tl} = \frac{\cos \varrho \cdot \mu_v}{\sin \alpha \cdot \cos(\alpha + \varrho)} \cdot \int_0^{s+f} F \cdot d(s+f) \quad (14)$$

Če še upoštevamo, da je izraz $\int_0^s F \cdot ds$ enak koristno opravljenemu delu W_p (1), tedaj dobi gornja enačba obliko

$$W_{tl} = \frac{\cos \varrho \cdot \tan \varrho}{\sin \alpha \cdot \cos(\alpha + \varrho)} \cdot (W_p + W_{es}) \quad (15)$$

Torno delo v opornem ležaju je odvisno od konstrukcijske izvedbe ležaja. Izračunajmo ga za primer, da je vreteno uležajeno v prečki stojala kakor npr. pri vretenski udarni preši (slika 3). Pri tem je

$$W_{t2} = \int_0^{\gamma} M_t \cdot \frac{d\gamma}{2} = \int_0^{\gamma} F \cdot \mu_l \cdot R_m \cdot \frac{d\gamma}{2} \quad (16)$$

$$R_m = \frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)} \quad \text{in} \quad dy = d(s+f) \cdot \frac{2\pi}{h}.$$

Z upoštevanjem vrednosti za R_m in dy v gornji enačbi dobimo

$$W_{t2} = \frac{2 \cdot 2\pi \cdot \mu_l \cdot (R^3 - r^3)}{3 \cdot h \cdot (R^2 - r^2)} \cdot \int_0^{s+f} F \cdot d(s+f)$$

$$W_{t2} = \frac{4 \cdot \pi \cdot \mu_l \cdot (R^3 - r^3)}{3 \cdot h \cdot (R^2 - r^2)} \cdot (W_p + W_{es}) \quad (17)$$

Skupne torne izgube so torej

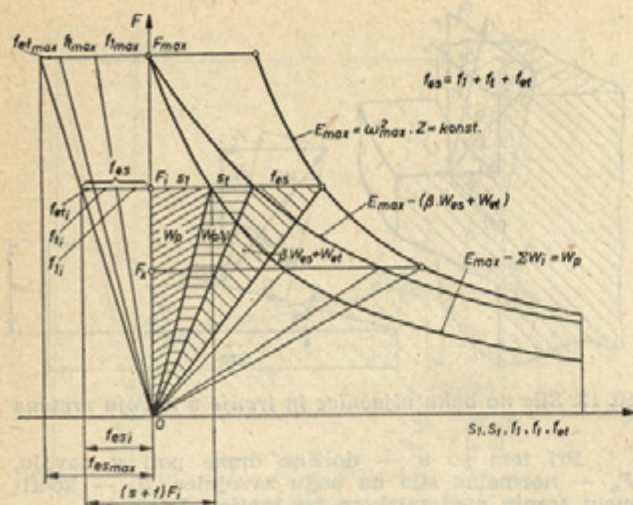
$$W_t = W_{tl} + W_{t2} = (W_p + W_{es}) \cdot \left[\frac{\sin \varrho}{\sin \alpha \cos(\alpha + \varrho)} + \frac{4 \pi \mu_l \cdot (R^3 - r^3)}{3 \cdot h \cdot (R^2 - r^2)} \right] \quad (18)$$

Če označimo izraz v oglatem oklepaju, v katerem so izključno konstrukcijske dimenzije vretena in ležaja, z ψ , je

$$W_t = \psi \cdot \int_0^s F \cdot ds + \psi \cdot \frac{1}{2} \cdot F_l \cdot f_l =$$

$$= \psi \cdot F_l \cdot s \cdot \kappa + \psi \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{F_l^2}{c_l}$$

$$W_t = \psi \cdot (W_p + W_{es}) \quad (19)$$



Sl. 14. Zveza med maksimalno energijo vztrajnika, koristnim preoblikovalnim delom ter izgubami za $E = E_{max}$ ($\kappa = 0,5$)

Če sedaj vse energije seštejemo, dobimo za potrebno energijo vztrajnika

$$E = W_p + W_{t1} + W_{t2} + W_{es} + W_{et}$$

$$E = W_p + \psi \cdot (W_p + W_{es}) + W_{es} + W_{et}$$

$$E = (1 + \psi) \cdot W_p + (1 + \psi) \cdot W_{es} + W_{et}$$

$$E = (1 + \psi) \cdot \int_0^s F(s) \cdot ds + \frac{F_I^2}{2} \cdot \left(\frac{1 + \psi}{c_1} + \frac{1}{c_2} \right) \quad (20)$$

Sedaj označimo še vrednosti v oklepajih $z, \beta = (1 + \psi)$ in

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1 + \psi}{c_1} + \frac{1}{c_2} \right),$$

tako da je potrebna energija vztrajnika

$$E = \beta \cdot \int_0^s F(s) \cdot ds + B \cdot F_I^2, \quad (21)$$

oziroma koristna energija, ki je na voljo za preoblikovanje

$$W_p = \int_0^s F(s) \cdot ds = \frac{E - B \cdot F_I^2}{\beta} \quad (22)$$

Slednjič je potrebna kotna hitrost vztrajnika

$$\omega = \frac{W_p \cdot \beta - B \cdot F_I^2}{Z} \quad (23)$$

Zvezo med potrebno energijo vztrajnika E , koristnim preoblikovalnim delom W_p ter posameznimi izgubami (W_{es} , W_{et}) shematično prikazuje slika 14. Zaradi enostavnosti in boljše preglednosti je upoštevan tak preoblikovalni postopek, pri katerem narašča sila linearno (npr. pri vtiskavanju, $F_{sr} = 0,5 \cdot F_{max}$).

Dinamični izkoristek

Z vidika optimalnega izkoriščanja vretenskih preš nas mimo celotnega energijskega izkoristika stroja predvsem zanima izkoristek pri delovnem gibu, ki pa je povsem odvisen od vrste in poteka preoblikovalne operacije. Iz enačbe (22) in diagrama na sliki 13 izhaja, da je vsakokratna energija vztrajnika E odvisna od koristne energije W_p , ki je potrebna za določeno pla-

stično deformacijo, ter od dinamičnih izgub $W_i = W_e + W_t$ pri delovnem gibu. Izkoristek pri pretvorbi energije lahko označimo tudi za udarni ali dinamični izkoristek

$$\eta_d = \frac{W_p}{E} = 1 - \frac{W_i}{E} \quad (24)$$

S pomočjo enačbe (22) dobimo

$$\eta_d = \frac{E - B \cdot F_I^2}{\beta \cdot E} = \frac{1}{\beta} \left(1 - \frac{F_I^2 \cdot B}{E} \right) \quad (25)$$

Dinamični izkoristek vretenskih preš je torej odvisen od razmerja $1/\beta$, na katero vpliva trenje v navoju in opornem ležaju vretena, ter od razmerja $F_I^2 \cdot B/E$, ki upošteva zlasti togost ter druge konstrukcijske veličine, ki so vezane na dimenzije posameznih delov preše oziroma na material, iz katerega so izdelani. Kakor vidimo, se kaže vpliv plastičnosti obdelovanca na udarni izkoristek samo v drugem členu gornje enačbe, medtem ko je prvi povsem neodvisen od sile F_I . Zato imata pri izkoriščanju preše površ skrbne obdelave vretena ter drugih tornih ploskev pomembno vlogo tudi dobro mazanje in vzdrževanje.

Iz diagrama na sliki 15 se vidi, da dinamični izkoristek močno pada z naraščanjem sile F_I in doseže vrednost nič pri popolnoma elastičnem trku obeh orodij. Takrat je

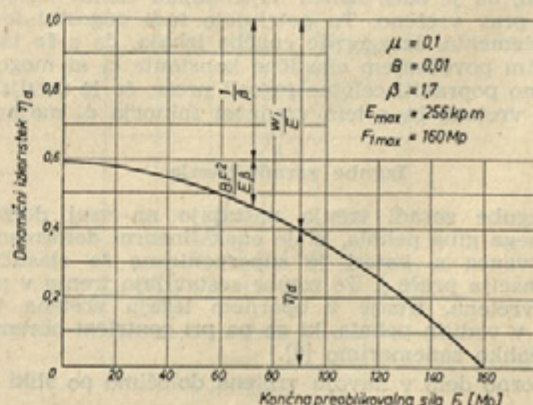
$$\eta_d = \frac{1}{\beta} - \frac{F_I^2 \cdot B}{E \cdot \beta} = 0 \quad \text{oziroma}$$

$$F_{max} = \sqrt{\frac{E_{max}}{B}} \quad (26)$$

To silo F_{max} mora preša — če nima posebne varovalne naprave — še prenesti, da bi bile ustrezne maksimalne napetosti v stojalu, prečki ter drugih konstrukcijskih delih v mejah dopustnih obremenitev. Ker se v tem primeru pretvarja celotna energija vztrajnika v torni in elastično deformacijsko delo, tako da za koristno delo ne preostane nič, je tudi ta največji možni pritisk pehala pomembna značilnica vsake vretenske preše. Odvisen je od trdnosti stojala in drugih delov ter je navadno za 20...60 % večji od imenskega pritiska.

Dinamični izkoristek pri delovnem gibu je teoretično najboljši pri skrajno mehkih udarcih, ko gre sila pri preoblikovanju proti nič. Takrat se približuje maksimalni vrednosti

$$\eta_{d max} = \frac{1}{\beta},$$



Sl. 15. Teoretičen potek udarnega izkoristka v odvisnosti od velikosti preoblikovalne sile F

ki je na splošno precej manjša od 1, če upoštevamo dejanske torne razmere vijčnega pogona. Ker pa preoblikovani material nikdar ni idealno plastičen in je dolžina delovnega giba po navadi omejena z vnaprej določeno stopnjo deformacije preoblikovanja, pri razmeroma majhnih silah ne bi mogli izkoristiti niti imenskega pritiska niti razpoložljive energije vztrajnika. Kolikšen del energije se pretvarja v koristno delo, je torej v glavnem odvisno od poteka preoblikovalne sile F in dolžine delovnega giba. Očitno je preša izkoriščena tem bolje, čim bolj se sila pri preoblikovanju približuje imenskemu pritisku (slika 16). Če je energija vztrajnika premajhna, delovni gib ne bo zadostal za želeno plastično deformacijo. Tedaj bo preša obratovala negospodarno, enako pa tudi v primeru, če je energija vztrajnika prevelika in se presežek porablja za dodatne elastične deformacije.

Najmanjši delovni gib $s = s_{min}$, pri katerem lahko izkoristimo največjo možno energijo vztrajnika $E = E_{max}$ ter imenski pritisk preše $F = F_b$, določimo za dano preoblikovalno operacijo iz enačbe

$$E_{max} = \beta \cdot F_b \cdot s_{min} \cdot \kappa + B \cdot F_b^2 \quad \text{in} \\ s_{min} = \frac{E_{max} - B \cdot F_b^2}{\beta \cdot F_b \cdot \kappa} \quad (27)$$

Brž ko je dejanska deformacija pri preoblikovanju manjša od s_{min} , bo pritisk pehala večji od imenskega pritiska F_b , medtem ko je pri enakem imenskem pritisku F_b a poljubni manjši energiji vztrajnika $E_x < E_{max}$, najmanjši dopustni delovni gib

$$s_{x min} = \frac{E_x - B \cdot F_b^2}{\beta \cdot F_b \cdot \kappa} \quad (28)$$

Po gornji enačbi lahko izdelamo za vsako prešo diagram medsebojne odvisnosti med najmanjšim delovnim gibom in kinetično energijo vztrajnika (sl. 17), ki lahko velja za različne preoblikovalne operacije oziroma razmernike $\kappa = F_{pr}/F_{max}$. Ker je analitično določanje potrebnega preoblikovalnega dela spričo številnih vplivnih veličin zelo zamotano in nezanesljivo, je priporočljivo primerjalno ugotavljanje resnične preoblikovalne energije z definiranimi orodji in preskusi [2].

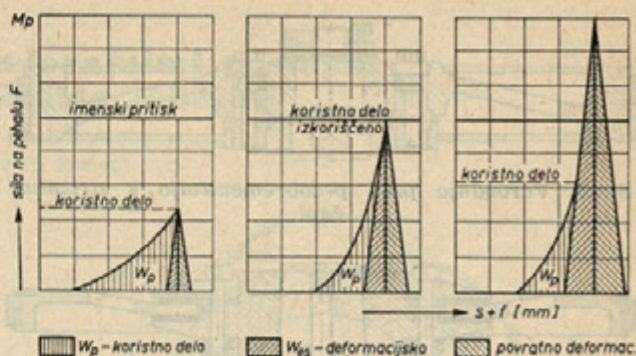
Nasploh veljata tudi za vretenske preše naslednji enačbi

$$F_s - F_p \rightarrow 0 \quad \text{in} \quad E_v - W_p \rightarrow 0, \quad (29)$$

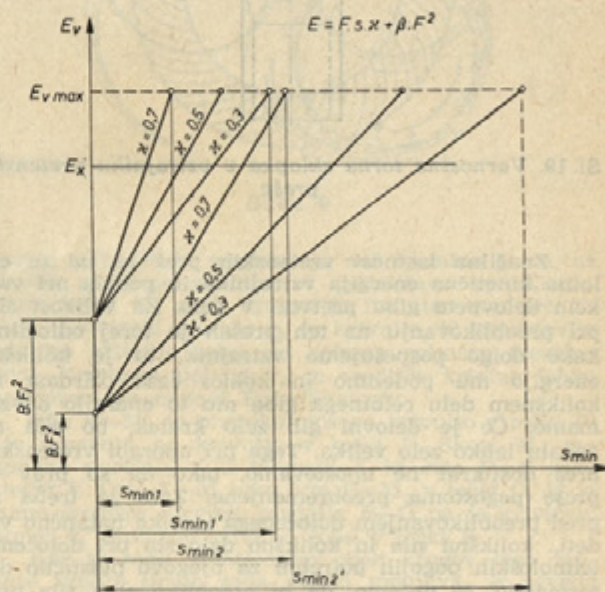
kar pomeni, da mora biti maksimalna sila, ki jo zmoro stroj, v vsakem primeru večja od največje sile, ki je potrebna za preoblikovanje. Ta presežek sile pa naj bo majhen, da ne bi bil stroj predimenzioniran in s tem predrag. Prav tako mora biti tudi kinetična energija vztrajnika vedno nekoliko večja od potrebnega deformacijskega in tornega dela. Veliki presežki pa so ne samo nezaželeni, temveč so lahko celo škodljivi, zlasti če orodja nasadajo drugo na drugo. Pravilno doziranje energije pri vsakokratnem delovnem gibu torej odločilno vpliva tudi na obremenitev in izkoriščanje vretenskih preš.

Doziranje energije in varovanje preše pred preobremenitvami

Ker se uporabljajo vretenske preše predvsem tam, kjer so potrebne ozke tolerance izdelkov, je treba odmeriti vztrajniku pri vsakem delovnem gibu natančno določeno količino energije. To dosežemo pri navadnih frikcijskih prešah z dvema ali tremi gonilnimi koluti tako, da pri zagonu prekinemo zvezo med pogonskim kolutom in vztrajnikom na določenem mestu ali po poteku določenega časa, ko je dosežena

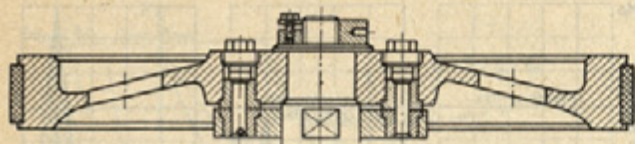


Sl. 16. Optimalno izkoriščanje vretenske udarne preše

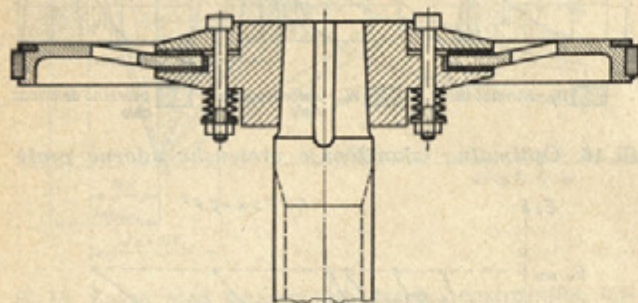


Sl. 17. Medsebojna odvisnost med energijo vztrajnika in najmanjšim delovnim gibom

ustrezna vrtilna hitrost vretena. Vendar tak način doziranja energije, ki je vezan na pot ali čas, zaradi nihanja napetosti v električnem omrežju, spremembe tornih razmer na dotikalnih ploskvah gonilnega koluta in vztrajnika, različne lege vztrajnika pri zagonu, predvsem pa zaradi subjektivnih vplivov pri krmljenju ni dovolj natančen. Zato imajo sodobne vretenske preše posebno napravo, ki meri in hkrati krmlji energijo vztrajnika. Le-ta je premo sorazmerna kvadratu hitrosti, s kakršno se giblje pehala navzdol. Naprava električno meri hitrost pehala, jo primerja z naprej določeno vrednostjo in brž ko je ta dosežena, odklopi pogon vztrajnika. Tak način doziranja omogoča tudi programsko krmljenje več zaporednih različno močnih udarcev. Lahko pa se take preše vključijo tudi v avtomatizirane obratovalne proge. Zelo natančno doziranje energije omogoča tudi merjenje in krmljenje vrtilne hitrosti vztrajnika. Poseben električni tahometer pretvarja vrtilno hitrost vretena v električno napetost, ki se elektronsko ojačuje in vodi dalje do nastavitelne napetosti releja. Ko je prej nastavljena napetost dosežena, izklopi krmlilna naprava servomotor, ki pritiska gonilni kolut ob vztrajnik ter prekine zvezo med njima. Vztrajnik se vrti z doseženo hitrostjo naprej, dokler ne udari pehala ob predmet. Po enakem postopku je mogoče krmliti tudi hitrost pehala pri povratnem gibu.



Sl. 18. Varovanje pred preobremenitvijo s strižnimi čepi



Sl. 19. Varnostna torņa sklopka v vztrajniku vretenne preše

Značilna lastnost vretenjskih preš je, da se celotna kinetična energija vztrajnika in pehala pri vsakem delovnem gibu pretvori v delo. Za velikost sile pri preoblikovanju na teh prešah je torej odločilno, kako dolgo pospešujemo vztrajnik, to je kolikšno energijo mu podelimo in koliko časa oziroma na kolikšnem delu celotnega giba mu to energijo odvezamo. Če je delovni gib zelo kratek, bo sila na pehalu lahko zelo velika. Tega pri uporabi vretenjskih preš dostikrat ne upoštevamo, tako da so prav te preše pogostoma preobremenjene. Zato je treba že pred preoblikovanjem določenega izdelka natančno vedeti, kolikšna sila in kolikšno delo sta pri določenih tehnoloških pogojih potrebni za njegovo plastično deformacijo, če nočemo, da bi preoblikovalna sila prekoračila imenski pritisk preše. Če je preoblikovalna operacija končana prej, preden se porabi celotna energija vztrajnika, se preostali del pretvori v dodatno torņo in elastično deformacijsko delo, to pa povzroča nadaljnje povečanje sile, ki lahko poškoduje prešo. Vretenjska preša za določen imenski pritisk naj bi zato imela pri hladnem preoblikovanju lažji, pri toplem preoblikovanju pa težji vztrajnik.

Ker uporabljamo vretenne preše pogostoma za preoblikovalne operacije z zelo kratkimi gibi, je zanje težko konstruirati zanesljivo varovalno napravo, ki bi preprečevala morebitne preobremenitve. Ni namreč dovolj, če v določenem trenutku prekinemo prenos sile na ogrožene dele stroja, ampak je treba tudi izčrpati odvečno energijo.

Najpreprostejši način je varovanje s strižnimi čepi v vztrajniku (sl. 18). Ti se porušijo, ko je na vretenu prekoračen določen vrtilni moment. Medtem ko se vreteno ustavi, se lahko vrtilni vztrajnik naprej, dokler se zaradi trenja na oporni plošči ne porabi preostala energija. Ker pa je zamenjava zlomljenih strižnih čepov navadno dokaj zamudna in težavna, take varovalne naprave v praksi niso ravno priljubljene, ne glede na to, da redko učinkujejo zelo natančno.

Namesto strižnih čepov so pri večjih sodobnih prešah v rabi drsne sklopke (sl. 19). Sklopka popusti, ko prekorači vrtilni moment dopustno mejo, pri čemer se presežek energije zaradi trenja pretvarja v toploto. Taka varovalna naprava ima to prednost, da ne prekinja dela in je takoj usposobljena za nadaljnje obratovanje.

Manjše vretenne preše dostikrat sploh nimajo varovalnih elementov, zato pa imajo merilno napravo, ki sproti meri elastično deformacijo stojala, iz katere je mogoče odbirati ustrezno silo na pehalu. Zaradi vztrajnosti mehanizma pa take merilne naprave niso vedno dovolj občutljive in natančne. Tudi razni elastični in hidravlični varovalni elementi nasploh niso priporočljivi, ker povečujejo podajnost celotnega sistema. Če je le mogoče, se preše gradijo tako, da zdržijo tudi trde udarce. Torej morata biti masa vztrajnika in maksimalna elastična deformacija stojala med seboj usklajeni, tako da prenaša stojalo tudi najtrše udarce, ne da bi bila na kateremkoli mestu ali delu preše prekoračena dopustna obremenitev materiala.

Pri sodobnih tornih vretenjskih prešah nahajamo še vrsto drugih naprav, ki prav tako lahko preprečujejo morebitne preobremenitve pri obratovanju. Tu je predvsem krmilna naprava, ki mora biti zanesljiva in natančna, ne glede na to, ali se vkapljanje in izklapljanje krmili mehanično, hidravlično ali elektronsko. Tudi zavora, ki ustavlja vreteno v zgornji najvišji legi pehala, mora delovati zanesljivo. Slednjic je mogoče zmanjšati nevarnost pred preobremenitvijo tudi s spremembo višine spodnjega dela orodja, ki skrajša gib, na katerem lahko pospešujemo vztrajnik.

Sklep

Kakor iz mnogih drugih strojev za plastično preoblikovanje kovin, so tudi iz klasične frikcijske preše zadnji čas razvili sodoben preoblikovalni stroj, ki je z uspehom uporaben za določene vrste preoblikovalnih operacij, za katere je značilno, da so lahko zelo natančne. Za smotno uporabo in optimalno izkoriščanje vretenjskih preš pa je treba temeljito poznati njihove konstrukcijske značilnosti in način obratovanja, zlasti sile in obremenitve, ki nastajajo pri preoblikovanju. Če upoštevamo vse te lastnosti in posebnosti, je brezhibno obratovanje in izkoriščanje zjamčeno tudi pri tej vrsti mehaničnih preš.

Literatura

- [1] Böhringer, H. — Kilp, K.: Die Entwicklung von Spindelschlagpressen. Werkstattstechnik 55 (1965) 1, str. 28/30.
- [2] Kienzle, O.: Characteristics of drop forging plant. Metal treatment 32 (1965) 242, str. 418/426.
- [3] Mäkelä, H.: Die mechanischen Pressen, C. Hanser Verlag, München, 1961.
- [4] Lanskoj, E. N.: Karakteristika točnostnih parametrov kuznečno-presovogo oborovanja. Vestnik mašinostroenja 45 (1965) 12, str. 51/56.
- [5] Seravin, F. A.: Ob opredeleni optimalni žestkosti vintovih frikcijskih presov. Kuzneč. štopov. proizvod. 1962/11, str. 17.
- [6] Wattermann, H. D.: Der Schlagwirkungsgrad in Hämmer und Schwungradspindelpressen. Industrie-Anzeiger 1963/77, str. 53/64.
- [7] Böhringer, H. — Kilp, K.: Kenngrößen von Spindelschlagpressen und ihre Messung. Werkstattstechnik 55 (1965) 4, str. 172/178.
- [8] Skelcher, H. G.: The estimation of Screw-Press Ratings and Die-clash loads, Sheet Metal Ind. 40 (1963) 439, str. 801/810.

Posnetki: Maschinenfabrik Weingarten, Weingarten/Württ.

Béché & Grohs GmbH. Hückeswagen/Rhld.

Müller & Cie, Paris 17ème.

Avtorjev naslov: doc. Franc Golobranc, dipl. ing., Fakulteta za strojništvo v Ljubljani