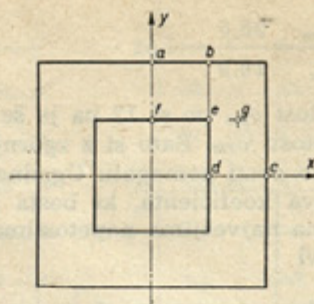


Slika 14



Slika 16

prikazani na sl. 15. Iz njih izhaja, da naraščajo vse napetosti z relativnim povečevanjem luknje, kar je samo po sebi umevno. Poudariti je treba, da sl. 15 ne daje nobenega vpogleda v potek in razdelitev napetosti po steni, temveč samo največje vrednosti. Te pa nastajajo (sl. 16):

- zunanji rob: σ_x^z med točkama a in b
 σ_y^z v točki c
- notranji rob: σ_x^z med točkama e in f
 σ_y^z v točki d
- polje stene: τ_{xy} v okolici točke g

Slika 15 rabi torej za direktno odbiranje največjih možnih koeficientov povečanja napetosti in računanja teh napetosti po enačbi.

$$\sigma_{max} = p \cdot \varphi$$

Potemtakem je lahko neposredno na uporabo konstrukterju, da si brez kakršnega koli obširnejšega računanja določa vse tiste vrednosti, ki ga v veliki večini primerov najbolj zanimajo, katerih pa drugače enostavno in hitro ne more dobiti.

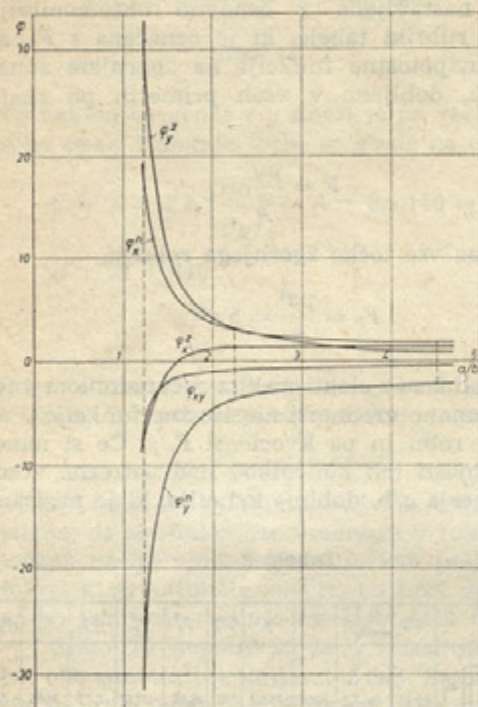
Literatura:

1. Collatz: Numerische Behandlung von Differentialgleichungen.
2. Biezeno-Grammel: Technische Dynamik.
3. Timoshenko-Goodier: Theory of Elasticity.
4. Bürgermeister: Stabilitätstheorie I.
5. Timoshenko: Theory of elastic Stability.
6. Filonenko-Boroditsch: Festigkeitslehre II.
7. Allen: Relaxation Methods.

Avtorjev naslov: mag. ing. Marko Škerlj,
Fakulteta za strojništvo
univerze v Ljubljani

na sl. 14. Z njeno pomočjo si lahko vnaprej določimo velikost γ za steno s poljubno veliko odprtino in ne glede na velikost robne napetosti F_r . Izkaže se namreč, da je razmerje med F_r in γ konstantno pri steni z danim a/b . Velikost γ je torej premo sorazmerna robni napetosti F_r .

V drugih rubrikah tabele so koeficienti povečanja napetosti, ki so povrh tega tudi grafično



Slika 15

DK 621.97:658.51

Izbira in izkoriščenje mehaničnih preš pri štancanju in hladnem preoblikovanju*

HEINRICH MÄKELT — FRANC GOLOGRANC

1. Karakteristike mehaničnih preš

V tehniki preoblikovanja so mehanične preše prav gotovo ena izmed najpomembnejših vrst preoblikovalnih strojev. V nasprotju s strojnimi kladivi jih lahko uporabljamo tudi za preoblikovanje s posrednim tlačnim učinkom. Hitrosti, s kakršnimi se premika orodje, pa so pri prešah v splošnem znatno manjše kakor pri kladivih, tako da je dinamični učinek pehala razmeroma slab.

* Članek po predavanju prof. dr. ing. H. Mäkelta na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani (1964) je dopolnil in za tisk priredil doc. ing. F. Gologranc.

Značilno za preše je, da povzročajo sile, ki nastajajo med orodjem in obdelovancem, enako velike reakcije v ustreznih delih gonila in okvira. Okvir preše mora torej zdržati celoten pritisk, ki je potreben za preoblikovanje, medtem ko pri kladivih stojalo ni neposredno obremenjeno s preoblikovalno silo. Zaradi tega so preše dražje od kladiv, so pa natančnejše in mirnejše pri obratovanju, ne potrebujejo težkih temeljev in omogočajo lažje menjavanje orodij.

Za vsako preoblikovalno operacijo je potrebna določena energija, ki jo mora oddati stroj obdelovancu. Sile in moč morajo vsak čas zadoščati, da bi lahko

stroj opravi potrebno deformacijsko delo. Veliki pritiski oziroma sile, ki nastajajo pri preoblikovanju, pa povzročajo znatne obremenitve, ki so pri prešah neprimerno večje kakor npr. rezalne sile pri obdelovalnih strojih. Zaradi tega je treba pri tej vrsti preoblikovalnih strojev računati tudi z znatno večjimi deformacijami posameznih elementov. Vsaka preša ima torej določene karakteristike, ki označujejo njene lastnosti. Te karakteristike so pomembne ne samo za konstruktorja, temveč zlasti tudi za inženirja-tehnologa.

Prva teh karakteristik je imenski pritisk, to je največji pritisk, ki ga morajo zdržati okvir in gonilni deli preše, brez nevarnosti za zlom ali nedopustne deformacije. Ta imenski pritisk rabi tudi kot osnova za preračun maksimalnega vrtilnega momenta, s katerim so obremenjeni pogonski deli preše. Ker pri ročičnem in ekscentrskem pogonu sila pehala proti spodnji mrtvi točki (SM) narašča, se vnaprej določi, od katere lege ročice je imenski pritisk na voljo.

Druga karakteristika je razpoložljiva energija, ki je pri mehaničnih prešah nakopičena kot kinetična energija v vztrajniku, pri hidravličnih prešah pa kot potencialna energija v tlačnem akumulatorju. Vsaka preša lahko odda med delovnim gibom pehala le določen del energije, ki je pri prešah z mehaničnim pogonom odvisen od dopustnega zmanjšanja vrtilne hitrosti vztrajnika. Pogonski motor navadno ni tako velik, da bi lahko v kratkem času sam oddal toliko energije. Zato je treba energijo med delom črpati iz nekega hranilnika (vztrajnika), medtem ko mora motor porabljeni del energije med praznim tekom zopet nadomestiti. V večini primerov pri isti preši ni mogoče hkrati izkoristiti največjega pritiska in celotne energije.

Tretja pomembna karakteristika je elastična konstanta, s katero označujemo statično togost preše, to je odpor proti elastični deformaciji pod vplivom določene obremenitve. Pri sistemih, ki jih veže sila, se posamezni deli preše pri preoblikovanju deformirajo, vendar se smejo te deformacije gibati samo v elastičnem območju materiala. Okvir preše in ostali deli se — podobno kakor vzmet — deformirajo premo sorazmerno s silo. Elastična konstanta preše c_s je torej razmerje med silo F_s , ki nastaja pri preoblikovanju, in ustrezno elastično deformacijo f_s stojala ter drugih delov preše, ki jih ta sila obremenjuje

$$c_s = \frac{F_s}{f_s} [\text{Mp/mm}].$$

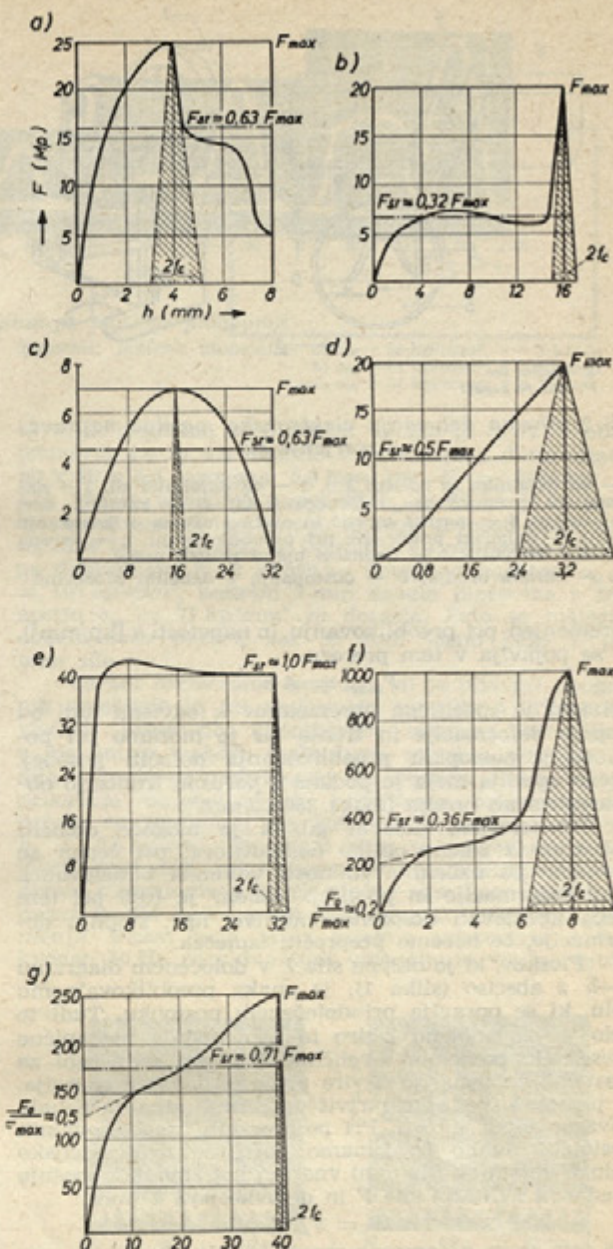
Mimo teh najvažnejših pa so za mehanične preše značilni še drugi parametri npr. gib pehala, vrtilna hitrost ročične gredi oziroma število gibov pehala ipd. Preša je lahko gospodarno izkoriščena le, če uporabljamo pravilno vrsto in velikost stroja, pri čemer pa je seveda treba upoštevati tudi zahteve, ki jih nalagajo tehnološki postopek ter material, oblika in dimenzije obdelovancev. Zato je zelo velikega pomena, če lahko po znanih karakteristikah izračunamo ali ocenimo, ali je določena preša za predvidena dela primerna ali ne.

2. Potek in merjenje sil pri preoblikovalnih postopkih

Za pravilno izbiro in izkoriščenje mehaničnih preš pri štancanju in hladnem preoblikovanju je pomembno predvsem poznavanje sil, ki nastajajo pri plastični deformaciji materiala. Te sile, ki učinkujejo na obdelovalec, orodje in stroj, so zlasti odvisne od naslednjih okoliščin:

- od vrste in trdnosti materiala,
- od oblike in dimenzij obdelovanca,
- od konstrukcije in obratovalnega stanja orodja,
- od vrste in hitrosti preoblikovalnega postopka in
- od trenja pri preoblikovanju.

Za potek sile na pehalu preše med delovnim gibom so pri različnih preoblikovalnih postopkih npr.

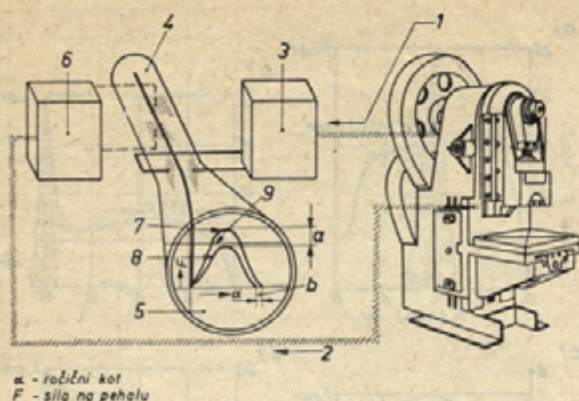


Sl. 1. Potek sile na pehalu pri različnih preoblikovalnih postopkih

a) rezanje pločevine, b) upogibanje pločevine, c) globoko vlečenje, d) vtiskavanje, e) hladno iztiskavanje, f) kovanje v utopu, g) toplo nakrčevanje.

F — pritisk pehala, h — delovni gib, F_{sr} — srednja vrednost sile F

pri rezanju, globokem vlečenju in upogibanju pločevine, vtiskavanju in hladnem iztiskavanju, pa tudi pri toplim nakrčevanju in utopnem kovanju, značilne določene oblike diagramov. Slika 1 prikazuje take diagrame, ki so narisani v merilu in upoštevajo tudi vsakokratne elastične deformacije okvira preše, pri čemer naj rabijo številčne vrednosti samo za orientacijo. Na ordinatah posameznih diagramov so nanese nastajajoče sile (pritiski) F [Mp], na abscisah pa delovne poti h [mm], vedno do spodnjega mrtvišča (SM), to je do najnižje točke delovnega giba pehala. Največjo silo oziroma pritisk na pehalu F_{max} lahko izračunamo vnaprej kot produkt prereza A [mm²] obdelovanca, ki je



Sl. 2. Shema delovanja elektronske merilne naprave za merjenje sil

1 — od dajalnika za ročni kot, 2 — od dajalnika sil, 3 — naprava za prikazovanje ročnega kota, 4 — katodna cev, 5 — zaslon, 6 — merilni mostič in ojačevalnik za prikazovanje sile, 7 — dejanski potek sile pri preoblikovanju, 8 — vzorna krivulja, 9 — dopustni mejni pritisk preše
a — obraba orodja, b — odstopanja v debelini pločevine

obremenjen pri preoblikovanju, in napetosti k [kp/mm²], ki se pojavlja v tem prerezu

$$F_{max} = Ak.$$

Pri tem je specifična obremenitev k odvisna tudi od stopnje deformacije in trenja ter jo moramo pri posameznih postopkih preoblikovanja določiti posebej. Njena zgornja meja je podana s porušno trdnostjo obdelovanca ali orodja (maks. 350 kp/mm²).

Vsakokratni delovni gib h je mogoče določiti računsko iz želene oblike obdelovanca, pri čemer se ravnamo po načelu o stalnosti volumna obdelovanca pred deformacijo in po njej. Vendar je tudi pri tem treba upoštevati določene omejitve, npr. stopnjo deformacije, če hočemo preprečiti izmeček.

Ploskev, ki jo oklepa sila F v določenem diagramu $F-h$ z absciso (slika 1), je enaka preoblikovalnemu delu, ki se opravlja pri določenem postopku. Tudi to delo je za smotno izbiro in izkoriščenje mehanične preše zelo pomembna veličina. Pri tem se porabi za elastično deformacijo okvira preše še dodatna energija, ki pa se za spodnjim mrtviščem zaradi gibanja pehala navzgor zopet sprosti. Pri posameznih preoblikovalnih postopkih lahko izračunamo potrebno deformacijsko delo W (kp m ali Mp mm) vnaprej kot zmnožek srednje vrednosti F_{sr} (Mp) sile F in delovne poti h (mm):

$$W = F_{sr} \cdot h$$

Pri tem so za posamezne preoblikovalne postopke značilne določene vrednosti za razmerja $F_{sr}/F_{max} = m$, ki so vrisane v diagramih slike 1.

Ker poteka sil pri plastičnem preoblikovanju ne moremo vselej vnaprej izračunati z zadostno natančnostjo, je treba sile meriti, podobno kakor že vrsto let merimo sile v tehniki odrezavanja. Medtem ko lahko merimo silo na pehalu pri hidravličnih prešah enostavno s tem, da odбирamo tlak olja, pa tak način merjenja pri mehaničnih prešah zaradi značilnosti delovanja ročnega ali ekscentrskega mehanizma ni možen brez nadaljnega. Tu lahko opazujemo delovanje sile samo posredno, z merjenjem deformacij na posameznih delih orodja, ogrodja preše ali pogonskega mehanizma, ki jih ta sila obremenjuje. Kot merilni pripomoček so v rabi zlasti merilni trakovi, ki jih prilepimo na posebno obremenjena mesta. Deformacije, ki nastajajo pod vplivom obremenitev, povzročajo v trakovih majhne spremembe električne odpornosti, le-te pa se prek merilnega mostiča ustrezno ojačene kažejo na kazalnem instrumentu. Ker je čas, v katerem se opravi preoblikovani postopek, pri mehaničnih prešah zelo kratek, lahko registrira potek sile samo me-

rilna naprava z veliko lastno frekvenco, npr. elektronski osciloskop.

Načelo delovanja take elektronske naprave, prirejene za merjenje sil na enostebni konzolni ekscentrski preši, je razvidno s slike 2. Odsklon elektronskega žarka na zaslonu slikovne elektronke v obeh koordinatah diagrama $F-a$ povzročata dva para kondenzatorskih plošč, od katerih je en par prek merilnega mostiča in ojačevalnika za prikazovanje sile zvezan z dajalnikom sile (merilni trak), ki je prilepljen npr. na notranji strani okvira preše. S tem, da mirujočo prešo postopoma obremenjujemo z neko primerjalno silo, ki jo povzročamo npr. s hidravličnim dvigalom, lahko poprej umerimo vertikalni odklon elektronskega žarka, ki prikazuje silo F na pehalu.

Drugi par plošč je prek naprave za prikazovanje lege ročice priključen na dajalnik ročnega kota, ki je nameščen na ekscentrski gredi. Vodoravni odklon elektronskega žarka prikazuje neposredno vrtilni kot a ročične gredi z ročico r ali pa — prek posebnega pretvornika — gib pehala h , ki ga lahko naknadno določimo računsko iz poenostavljenega razmerja

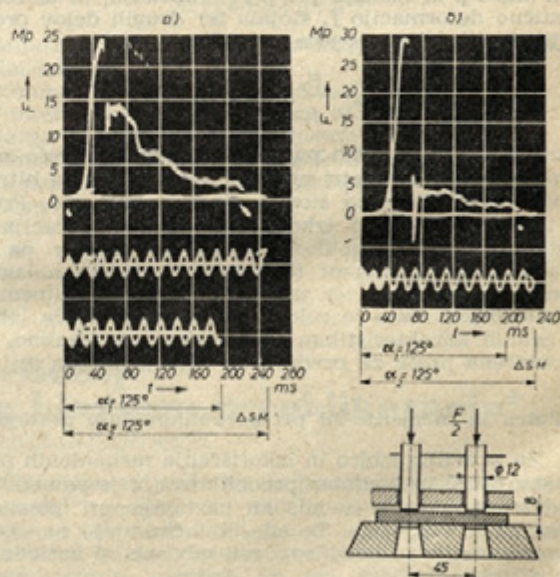
$$h = r(1 - \cos a),$$

pri čemer zanemarimo vpliv končnosti ojnice. Če dejanski potek krivulje na zaslonu slikovne elektronke v smeri sile odstopa od idealne oblike, ki jo za ta postopek določimo poprej, lahko npr. pri rezilnih orodjih za pločevino sklepamo na obrabo orodja. Hkrati lahko tudi opazimo, kdaj dejanska krivulja prekorači dopustni mejni pritisk preše. Hkrati pa spremembe širine diagrama kažejo na določena odstopanja v debelini pločevine. Normalno se pri enakih rezilnih pogojih diagram vsakega naslednjega rezilnega procesa ujema z diagramom prejšnjega.

3. Sile pri rezanju in preoblikovanju pločevine

Slika 3 prikazuje značilnosti poteka rezalne sile pri luknjanju debele pločevine za verižne lamele iz dveh različnih materialov (C.0650 in C.1730 z $\sigma_m = 64$ kp/mm² oziroma 77 kp/mm²), vendar enake debeline $s = 8$ mm, in sicer z dvopestičnim orodjem za luknjanje s premerom pestičev $d_s = 12$ mm. Za silo pri rezanju velja v splošnem

$$F = A_s k_r$$



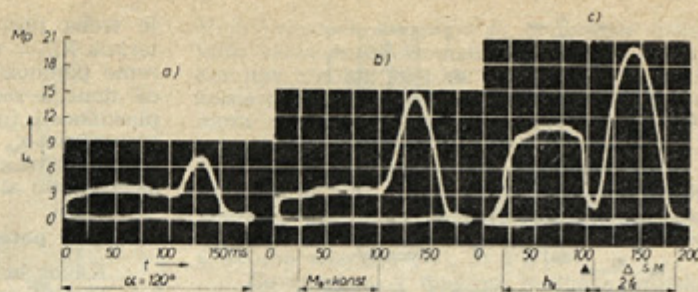
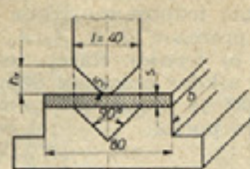
Sl. 3. Potek rezalne sile pri luknjanju verižne lamele iz mehke in trde jeklene pločevine

($F_1 = 32$ Mp, $H = 26$ mm, $n = 100$ min⁻¹, pričetek rezanja pri $a = 90^\circ$)

Material: a) C.0650, $\sigma_m = 64$ kp/mm², $s = 8$ mm, b) C.1730, $\sigma_m = 77$ kp/mm², $s = 8$ mm

$\alpha_1 = 125^\circ$ (prosti tek), $\alpha_2 = 125^\circ$ (obremenitev)

$\Delta S.M.$ — spodnje mrtvišče



Sl. 4. Potek sile pri upogibanju jeklene pločevine

(Ekscentrska preša $F_I = 32 \text{ Mp}$, $H = 45 \text{ mm}$, $n = 125 \text{ min}^{-1}$)
 Dimenzije platine: $80 \times 80 \times s \text{ (mm)}$
 ▲ — porušitev, △ — spodnje mrtvišče

Materijal: jeklena pločevina: a) $\sigma_m = 49 \text{ kp/mm}^2$, $s = 5,5 \text{ mm}$
 b) $\sigma_m = 45 \text{ kp/mm}^2$, $s = 5,8 \text{ mm}$
 c) $\sigma_m = 71 \text{ kp/mm}^2$, $s = 7 \text{ mm}$

pri čemer je rezna ploskev A_s produkt iz obsega rezila U (za dani primer $= 2\pi d$) in debeline pločevine s .

Mehkejši in bolj žilav material (slika 3 levo) potrebuje kljub manjši rezalni sili $F = 24 \text{ Mp}$ znatno večje delo (površina diagrama) kakor trda in bolj krhka pločevina s $F = 29 \text{ Mp}$ (slika 3 desno). To potrjuje tudi primerjava časov (50 Hz) za izbrano območje ročičnega kota $\alpha = 125^\circ$ pri prostem teku in pri obremenitvah, iz katerih izhajajo ustrezne spremembe vrtilne hitrosti vztrajnika preše. Tako torej izhaja sprva presenetljiva ugotovitev, da se trše jeklo lažje luknja kakor mehkejša. Kakor kaže oblika izpadlega čepka, je to povezano s procesom porušitve materiala pri luknjanju. Pri C.0650 imamo očitno opravo z drsnim zlomom, ki je povezan s plastično deformacijo in utrditvijo materiala, medtem ko se pri jeklu C.1730 kaže bolj čist ločilni lom. V teh okoliščinah lahko vpliva na velikost rezalne sile tudi hitrost, s katero udarja rezilni pestič na pločevino. V danem primeru, pri katerem je ročični kot v trenutku dotika $\alpha = 90^\circ$ in nastavljeni gib pehala $H = 26 \text{ mm}$, dobimo pri vrtilni hitrosti $n = 100 \text{ min}^{-1}$ hitrost orodja $v = 8 \text{ m/min}$. Pri tem ugotovljeni strižni trdnosti obeh materialov $k_s = 40$ in 48 kp/mm^2 sta precej manjši kakor vrednosti, izmerjeni pri enakih preskusnih pogojih na hidravličnem trgalnem stroju z zelo majhno hitrostjo pestiča, praktično pri $v = 0$ ($k'_s = 47$ oziroma 58 kp/mm^2).

Na obeh oscilogramih lahko nadalje vidimo, da je spodnje mrtvišče (SM) gibanja pehala proti koncu zarisovanja posebej zaznamovano z majhno črtico, ki jo povzroči ustrezen električni impulz, ne pa pritisk pehala. To olajšuje vrednotenje diagramov za potek sil pri izrezovanju, luknjanju ali globokem vlečenju, kjer navadno ni mogoče brez nadaljnega razločitve položaja diagramskih krivulj nasproti spodnjemu mrtvišču.

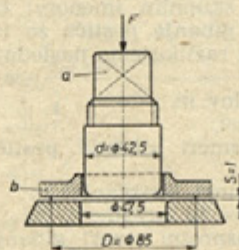
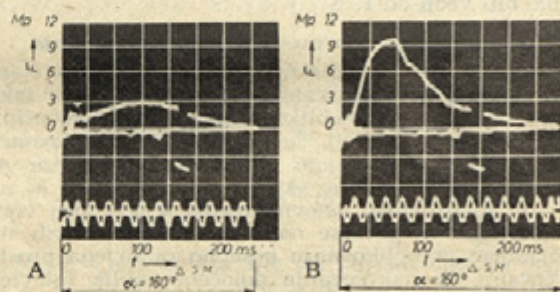
Temu nasproti so postopki, pri katerih nastaja končni pritisk v SM, nedvoumno karakterizirani. Posebno jasno prikazujejo to posnetki o procesu upogibanja jeklene pločevine pod kotom 90° na sliki 4, kjer največja sila vedno sovпада s SM. Slika ponazarja v bistvu samo učinek sile na okvir preše, ko upogibni pestič z upognjencem vred nasede na steno matrice. Porast in padec te končne sile dajeta torej skupaj dvojno celotno elastično deformacijo $2f_c$. Velikost sile je razen od debeline pločevine odvisna samo od pristavitve upogibnega pestiča k matrici. Iz tega izhaja, da že samo s pristavljanjem pehala v takih in podobnih primerih npr. pri vtiskavanju prešo prav lahko preobremenimo ali polomimo.

Ne glede na velikost končne sile kažejo vsi trije posnetki (slika 4) z različno debelino pločevine in različno trdnostjo v območju čistega upogiba (delovni gib h_c) skoraj enakomeren potek upogibne sile F oziroma upogibnega momenta

$$M_b = F \frac{l}{4} = c \frac{\sigma_m b s^2}{4} \text{ (kp mm)},$$

ki velja približno za plastični upogib ($c = 1$). V obeh primerih 4a in 4b dobimo v pločevini z dimenzijami $80 \times 80 \times 5,5$ oziroma $5,8 \text{ mm}$ pri $F = 3000 \text{ kp}$ in $l = 40 \text{ mm}$ upogibne napetosti $\sigma_m = 50$ in 44 kp/mm^2 , ki skoraj natanko ustrezajo natezni trdnosti obeh materialov ($\sigma_m = 49$ oziroma 45 kp/mm^2). Za primer na sliki 4c pa dobimo pri $F = 10500 \text{ kp}$ upogibno napetost $\sigma_m = 107 \text{ kp/mm}^2$, kakršni 7 mm debela pločevina s trdnostjo $\sigma_m = 71 \text{ kp/mm}^2$ ni dorasla. Zato se material obdelovanca poruši, kar se tudi jasno kaže v poteku sile.

Zaradi razmeroma majhnih sil je bila pri upogibnih preskusih in pri nadaljnjih, na sliki 5 prikazanih vlečnih preskusih uporabljena ustrezno občutljiva, z merilnimi trakovi prepleljena merilna doza, ki je bila nameščena neposredno na pestiču. Slika 5 levo prikazuje najprej potek pritiskanja pnevmatičnega držala na pločevino, na katerega je deloval nadtlak $p_a = 2,5 \text{ kp/cm}^2$. Na desni sliki je prikazan celoten vlečni postopek, pri katerem je kompresijski krivulji držala superponiran potek vlečne sile. Lego spodnjega mrtvišča SM lahko zopet spoznamo iz ustreznega znamenja. Razen tega je iz časovne primerjave s frekvenco 50 Hz razvidno tudi zmanjšanje vrtilne hitro-



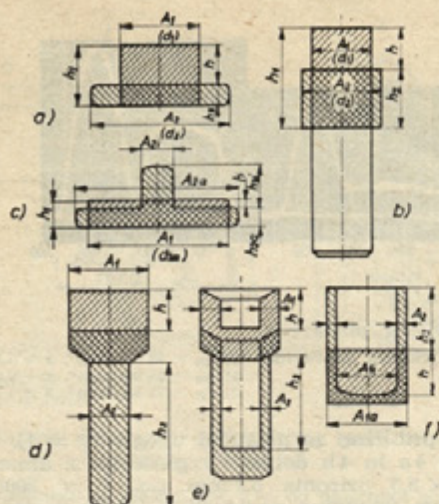
Sl. 5. Potek sile pri globokem vlečenju jeklene pločevine

(Ekscentrska preša $F_I = 32 \text{ Mp}$, $H = 80 \text{ mm}$, $n = 115 \text{ min}^{-1}$)
 Orodje s pnevmatičnim držalom (b) in merilno dozo (a) na vlečnem pestiču

A) pritisk pnevmatičnega držala, tlak $p_a = 2,5 \text{ kp/cm}^2$

B) celotni pritisk pri vlečenju

Materijal: jeklena pločevina $\sigma_m = 48 \text{ kp/mm}^2$, debelina pločevine $s = 1 \text{ mm}$, koristno vlečno razmerje $\beta_k = D/d = 2$
 △ S. M. — spodnje mrtvišče



Sl. 6. Deformacije pri nakrčevanju in iztiskavanju

a — prosto nakrčevanje, b — lokalno nakrčevanje, c — prečno iztiskavanje čepkov, d — istosmerno iztiskavanje polnih delov, e — istosmerno iztiskavanje votlih delov, f — protismerno iztiskavanje (brizganje)

sti vztrajnika pri procesu globokega vlečenja. Čista vlečna sila znaša maksimalno približno $F_v = 9500 - 2500 = 7000$ kp. Zanj lahko zapišemo pri koristnem vlečnem razmerju $\beta = D/d = 2$:

$$F_v = \pi (d + s) s k_v = A_v k_v,$$

kjer je D premer prireza in d srednji premer vlečenja.

Pri dimenzijah, kakršne podaja slika 5, je največja natezna obremenitev v prerezu A_v vlečenja: $k_v = z \sigma_m = 51$ kp/mm², ki približno ustreza natezni trdnosti $\sigma_m = 48$ kp/mm² uporabljene jeklene pločvine. Majhno povečanje vlečnega razmerja β je v tem primeru povzročilo, da se je pri neznatno večji vlečni sili odrgalo dno vlečenja med vlečenjem. Faktor z , ki je odvisen od vlečnega razmerja β , praktično torej ne sme biti večji od 1.

4. Sile pri postopkih masivnega preoblikovanja

Povrh doslej obravnavane uporabe preš za štančanje oziroma preoblikovanje pločvine je prav tako pomembno tudi hladno oblikovanje masivnih kovinskih delov na prešah (slika 6). Tu se dimenzije obdelovanca povečujejo ali zmanjšujejo od prvotnega prereza A_1 surovca na končni prerez A_2 oziroma od višine h_1 na h_2 — po opravljenem delovnem gibu h . Pri prvi vrsti postopkov gre za procese nakrčevanja, od katerih sta pri hladnem preoblikovanju posebno razširjena prosto nakrčevanje in nakrčevanje določenih oblik (glavic). Postopke, pri katerih se prerez med preoblikovanjem zmanjšuje, lahko zajamemo s skupnim imenom: iztiskavanje. Tu lahko po smeri gibanja pestiča za iztiskavanje in obliki obdelovanca razlikujemo naslednje postopke:

- iztiskavanje polnih profilov in
 - iztiskavanje votlih profilov,
- pri katerih teče material v smeri gibanja pestiča (istosmerno iztiskavanje) ter
- iztiskanje z dviganjem snovi (brizganje) in
 - prečno iztiskavanje čepkov in izrastkov,
- pri katerih teče material v nasprotni smeri gibanja pestiča (protismerno iztiskavanje).

V rabi so tudi kombinacije teh postopkov. Pri iztiskavanju votlih profilov, pri katerem se dno obdelovanca ne preoblikuje, so v rabi vnaprej oblikovani surovci. V vseh ostalih primerih imajo surovci obliko ploščice ali odrezka profilne palice.

Pri vnaprejšnjem izračunu preoblikovalne sile

$$F_n = A_2 k_D \text{ pri nakrčevanju in}$$

$$F_{iz} = A_1 k_D \text{ pri iztiskavanju}$$

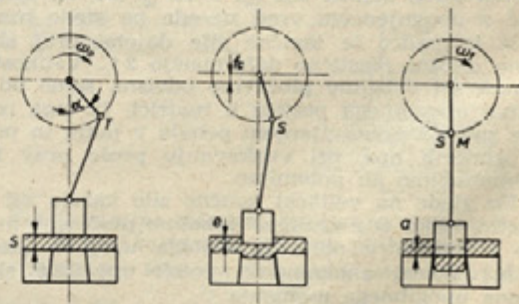
je treba poznati specifični deformacijski odpor materiala $k_D = n \sigma_m$. Pri tem je faktor n , s katerim moramo pomnožiti natezno trdnost materiala σ_m , odvisen od danega razmerja prereзов $q = A_2/A_1$ in pogojev plastičnosti (utrditev in trenje). Razen tega vrednost zmnožka $n \sigma_m$ ne sme nikdar presežati dopustne tlačne obremenitve orodja, ki je okrog 350 kp/mm², ker bi sicer pestič ali matrica počila.

5. Vpliv poteka sile na ekscentrsko ali rolično prešo

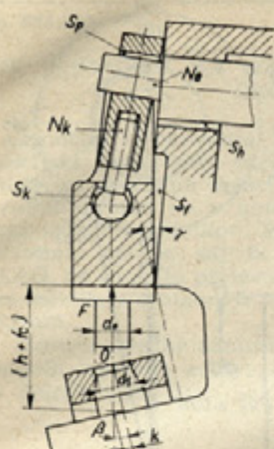
Kakor je bilo že omenjeno, povzroča sila, ki deluje pri preoblikovalnem procesu na pehalo, hkrati tudi elastično deformacijo f_c preše, ki je sestavljena iz deformacije okvira samega in deformacij pogonskega mehanizma. Posledica tega je, da se npr. pri rezanju premakne os rolične gredi (slika 7). Ko se na pehalu pritrjeni rezilni pestič pri določenem roličnem kotu α v legi ročice T dotakne pločvine z debelino s , prične krivulja, ki prikazuje potek sile, naraščati. Do trenutka, ko doseže sila v legi ročice S največjo vrednost (F_{max}), je prodiral pestič v pločvino plastično do globine e . Hkrati se je premaknila os rolične gredi za f_c navzgor. Ko se material pretrga, se sila hipoma zmanjša, sproščeno deformacijsko delo in nadaljnji gib pestiča do spodnjega mrtvišča pa potisneta izrezani čep v rezilno ploščo do globine a . Ob koncu delovnega procesa se zmanjša tudi kotna hitrost rolične gredi od ω_0 na ω_1 . Ker preostane glede na še potrebno rezalno delo dosti precejšen višek prostega deformacijskega dela, se preša — kakor vemo — strese, to pa povzroča širjenje ropota. V takih primerih je smotrno postaviti prešo na elastične elemente, ki dušijo vibracije.

Učinek celotne deformacije f_c , ki jo povzroča obremenitev pri enostebni odprti ekscentrski preši, prikazuje slika 8. Deformacija okvira sama povzroča, da se odprtina, ki obdaja delovni prostor in ima prvotno višino h , razširi. Pri tem se nagneta površina mize in vodilo pehala drug proti drugemu za kot napačnosti γ . Ta pa se lahko z zvračanjem pehala v vodilu zmanjša. Nasprotno se pojavlja v orodju v odvisnosti od lege ravnine učinkovanja, ki leži pri rezilnih orodjih npr. v ravnini pločvine, poleg preostalega kota napačnosti β navadno še določen premik k , in sicer na površini mize med osjo rezilnega pestiča, ki je pritrjen na pehalu, in osjo rezilne plošče, ki leži na mizi. Pri tem postane zrak med rezili $d_1 - d_0$ neenakomeren, kar ima za posledico povečano obrabo rezilnih robov. S tem se tudi občutno zmanjša obstojnost orodij. Zato je treba vztrajati pri odprtih (konzolnih) prešah pri tem, da sta okvir (ogrodje) in pogonski mehanizem kolikor mogoče toga. Ostale deformacije in premiki, ki so prikazani na sliki 8, vplivajo le na višinsko lego pehala in jih lahko odpravimo z vrtenjem vretena dvodelne ojnice ter uravnoteženjem pehala. To velja posebno tudi za dvostebne preše z zaprtim okvirom (oblika O), pri katerih pri centrični obremenitvi ni napak zaradi zvračanja in premikov.

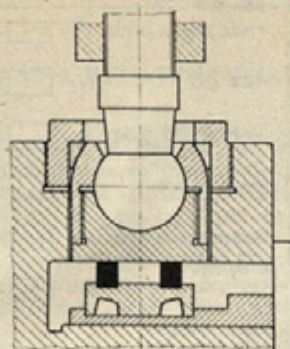
Zlasti pri uporabi orodij, s kakršnimi se izkorišča končni pritisk pehala ob koncu giba, to je v spodnjem mrtvišču (SM), kakor npr. pri upogibanju ali vtiska-



Sl. 7. Rolični kot, lega pehala in premik osnega središča ekscentrske gredi pri rezanju



Sl. 8. Deformacije in premiki v stožalu in pogonskem mehanizmu preše



Sl. 9. Varovalni obroč v pehalu preše

vanju, je zelo lahko mogoče preobremeniti okvir in pogonski mehanizem mehanične preše. Te preobremenitve lahko preprečujemo z raznovrstnimi varovalnimi elementi. Omejevalniki vrtilnega momenta navadno nimajo želenega uspeha, ker pri ročnih in ekscentričnih prešah zaradi posebne karakteristike mejnega pritiska ravno v bližini mrtvišča gibanja pehala ne učinkujejo. Druga možnost je omejitev pritiska ob koncu giba, neposredno v območju njegovega nastanka, kar se največkrat izvede v pehalu. Pritisk se omeji tako, da pri preobremenitvi popusti določen prenosni člen v smeri delovanja sile. Za ta namen se uporablja npr. kaljen strižni obroč z lomilno školjko, ki sta nameščena na posebnem drsniku v pehalu preše pod premakljivim ponvastim vložkom za ojnico (slika 9). Taka zveza je pri normalnih obremenitvah dovolj toga. Lomilno školjko, ki je izdelana iz sive litine ali jekla, obremenjuje na zunanjem in notranjem obodu dotikalne ploskve strižni obroč in je dimenzionirana tako, da jo le-ta pri določenem prekoračenju dopustne obremenitve hipoma prestriže. S tem je prenos sile pehala prekinjen in kroglasta ponev za ojnico se zaradi izreza na spodnji strani lomilne školjke lahko prosto giblje na preostalem delu poti do konca giba.

6. Izkoriščenje imenskega pritiska in razpoložljive energije

Vpliv poteka preoblikovalne sile na ročni pogon mehanične preše naj bo obrazložen na primeru protismernega iztiskavanja (slika 10). Zaradi poenostavitve bomo vpliv končnosti ojnice tj. razmerje $\lambda = r/l$ zanemarili, ker je tudi dejansko, zlasti pri prešah s spodnjim pogonom, zelo majhen. Delovno območje na ročnem krogu z radijem r sega pri gibu pehala navzdol navadno od kota $\alpha = 90^\circ$ do spodnjega mrtvišča (SM), da se dajo obdelovanci snemati z orodja. Ta kot ustreza torej spodnji polovici (50 %) celotnega giba $H = 2r$. Po kinematičnih razmerah pri ročnem pogonu je pri navadni izvedbi pogonskih mehanizmov za izkoristljivost sile na pehalu $F = F_i/2 \cdot \sin \alpha$ odločilna krivulja mejnih pritiskov F_{mej} (slika 10, desno). Zato je na začetku delovnega območja, torej pri $\alpha = 90^\circ$ oziroma pri gibu $h = 0,5H$, na voljo le 50 % imenskega pritiska F_i . Se le na razmeroma majhnem končnem delu poti $h_{30} = 0,067H$ ali $1/15H$, ki ustreza koristnemu vrtilnemu kotu $\alpha_k = 30^\circ$ pred spodnjim mrtviščem, lahko izkoristimo imenski pritisk preše F_i stodstotno. Kakor nakazuje nadaljnji potek mejne krivulje, obstaja v tem območju hkrati nevarnost za preobremenitev preše, in sicer tedaj, če ni znana potrebna sila za preoblikovanje oziroma pri neustreznem obratovanju.

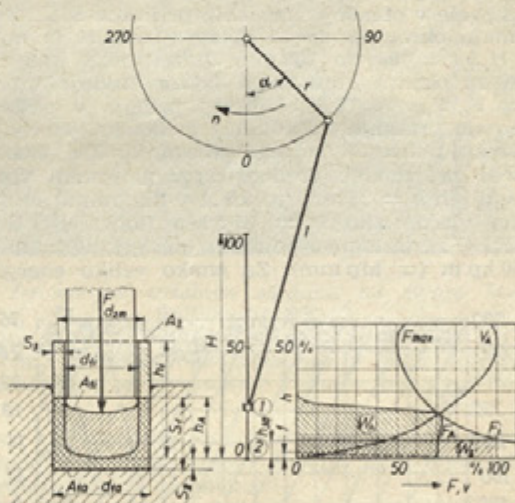
Mejo imenskih pritiskov F_i je mogoče držati le s takimi varovalnimi elementi, ki reagirajo zelo hitro kakor npr. lomilna školjka. Produkt $F_i \cdot h_{30} = W_s$ (pravokotna ploskev na sliki 10 desno) pomeni energijo, ki jo mora oddajati vztrajnik in jo je mogoče izkoristiti pri stalnem obratovanju preše z ustrezno sinhronim avtomatičnim transportom obdelovancev v orodje. Pri obratovanju s posameznimi gibi, pri katerem se vlagajo in snemajo obdelovanci drug za drugim v poljubnih časovnih presledkih, lahko približno računamo z dvojno energijo ($W_p = 2W_s$).

Ce vnesemo v diagram mejnega pritiska (slika 10 desno) dejanski poti h_A ustrezen potek sile pri preoblikovanju, npr. pri protismernem iztiskavanju, morata biti izpolnjena dva pogoja, če hočemo preprečiti preobremenitev preše pri posamičnem obratovanju:

1. Maksimalni pritisk ne sme na nobenem mestu prekoračiti krivulje mejnih pritiskov.

2. Ploskev v diagramu, s katero je označeno potrebno preoblikovalno delo $W_A = m F_A h_A$ (faktor srednje vrednosti $m \sim 1$) ne sme biti večja od razpoložljive energije preše $W_p = 2W_s$ pri obratovanju s posamičnimi gibi.

Pri tem ni upoštevan tisti del energije, ki ga povzroča elastična deformacija preše pri obremenitvi, ki pa je pri postopkih iztiskavanja navadno majhen. Določen vpliv na preoblikovalni proces ima tudi hitrost pehala v , s katero pestič pri gibanju pehala navzdol teoretično zadeva obdelovance. Odvisna je od celotnega giba H in vrtilne hitrosti ročice n ter doseže največjo vrednost (100 %) pri polovičnem gibu H ($h = 0,5H$).

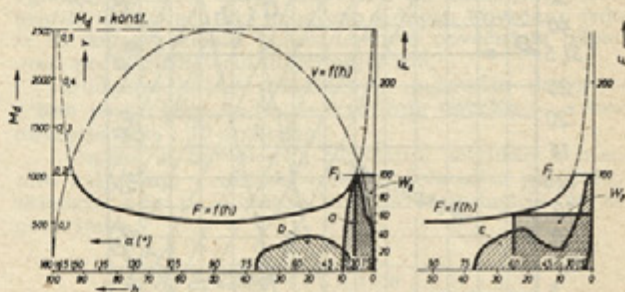


Sl. 10. Vpliv poteka sile pri iztiskavanju na pogon ročnice preše

F — pritisk pehala, v — hitrost pehala

1)

2)



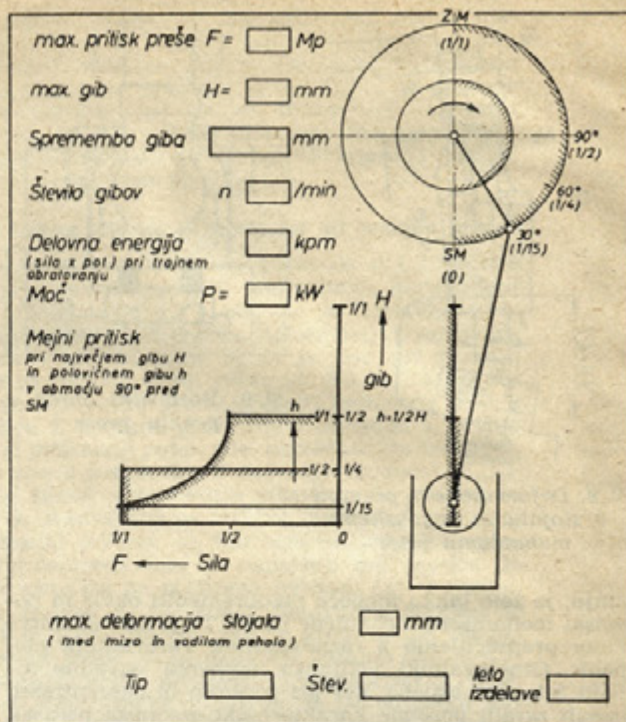
a - rezanje, b - globoki vlek, c - upogibanje

Sl. 11. Potek sile na pehalu in izkoriščenje preše pri stalnem in prekinjenem obratovanju

Pri $h_{30} = 0,067 H$ se pri navadnem ročičnem mehanizmu zmanjša šele na polovico (50 %), medtem ko je ob koncu giba pehala (SM) nič.

Mejno krivuljo pritiskov preše, ki izhaja iz konstantnega vrtilnega momenta na ročični gredi $M_d = (F_i/2) r$, je treba v enakem smislu upoštevati tudi pri postopkih štancanja (slika 11). Za kritje potrebnega dela mora biti vsekakor na voljo zadostna energija W_s oziroma $W_p = 2 W_s$, ki je odvisna od načina obratovanja (stalno ali prekinjevano). Preša bo npr. pri rezanju pločevine (slika 11-1) racionalno izkoriščena tedaj, če v diagramu a nastajajoča rezalna sila dosega imenski pritisk F_i , hkrati pa se porablja celotna energija, ki je na voljo pri stalnem obratovanju (pravokotna ploskev W_s in površina diagrama a sta tedaj enaki). Temu nasproti pa pri diagramu za globoko vlečenje b mejni pritisk ni izkoriščen, kljub temu, da je poraba energije enaka. Pri diagramu c za upogibanje (slika 11-2), zopet naraste sila na koncu stiskanja do imenskega pritiska F_i , hkrati pa se tudi povsem porabi razpoložljiva energija W_p , ki je pri prekinjevanem obratovanju večja. Po meritvah ali računski določitvi poteka sil pri preoblikovanju si lahko ustvarimo sliko o stopnji izkoriščenja preše, če je znana njena karakteristika.

Za izbiro pravilne velikosti preše v enaki izvedbi glede na izkoriščenje pritiska in energije rabi nomogram na sliki 12, ki ponazarja zvezo med preoblikovalno silo oziroma imenskim pritiskom F_i , delovnim gibom h ter porabo energije oziroma razpoložljivo energijo W . Nomogram velja za serijsko izdelane ročične in ekscentrske preše v območju imenskih pritiskov 50 ... 500 Mp, ki imajo okrog 75 do 25 gibov v minuti in največji gib $H_{max} = 90$ do 200 mm. Razen tega ima nomogram za osnovo konstanten faktor srednje vrednosti $m = F_{st}/F_{max} = 0,63$, kakršen prihaja v poštev pri štancanju, rezanju pločevine, globokem vlečenju in upogibanju brez končnega stiskanja. Če smo npr. določili za izhodne vrednosti pri globokem vlečenju delovni gib $h = 25$ mm (točka A v diagramu) in maksimalno vlečno silo $F = 31,5$ Mp (točka B), dobimo v točki C za ta namen potrebno energijo $W = m F h = 50$ kpm (= Mp mm). Za enako veliko energijo bi



Sl. 13. Tablica podatkov za standardne preše

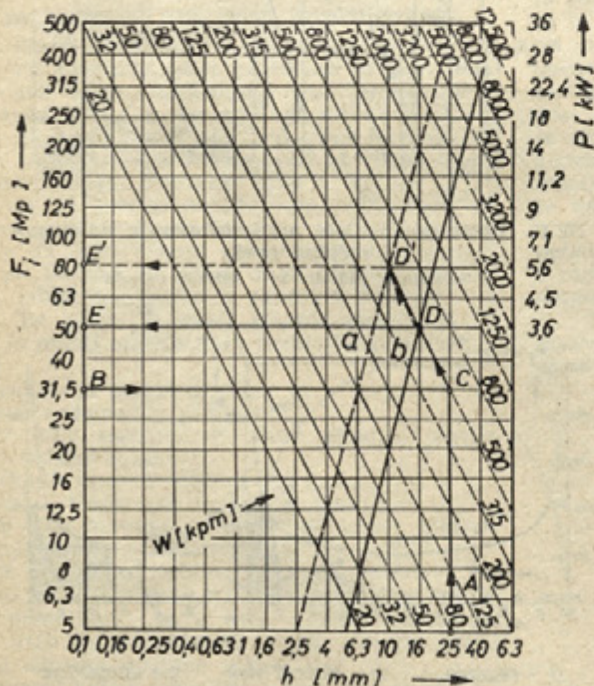
v skladu z vrisanimi mejnimi črtami potrebovali pri prekinjevanem obratovanju prešo z imenskim pritiskom 50 Mp (črta C—D—E), pri stalnem obratovanju pa celo z 80 Mp (črta C—D'—E'). V obeh primerih imenskega pritiska preše ni mogoče povsem izkoristiti, kar se pri globokem vlečenju tudi pogosto dogaja. Z razpoložljivo energijo W_s pri stalnem obratovanju, ki jo lahko odberemo na črtkani mejni liniji ter z danim številom gibov n_h , lahko končno določimo za vsakokratno velikost preše (imenski pritisk F_i) potrebno moč pogonskega motorja iz enačbe

$$P_m = \frac{W_s \cdot n_h \cdot 1}{102 \cdot 60 \cdot \eta} [\text{kW}],$$

pri čemer računamo z izkoristkom $\eta = 0,75$ (desna lestvica nomograma).

Za praktično uporabo preše je torej pomembno, da imamo zmeraj pri roki njene karakteristike. Zato naj bi izdelovalci serijskih preš navajali te podatke tudi na tipski tablici (slika 13). Mimo tega mora biti pri ekscentrskih prešah s prestavljivim gibom pehala navedena tudi velikost spremembe giba. Za doslej obravnavano krivuljo mejnih pritiskov, ki je narisana tudi na tablici podatkov, je vedno odločilen največji nastavljeni celotni gib pehala H . Vendar imajo preše s spremenljivim gibom še drugo značilno, in sicer premočrtno mejo pritiskov, namreč pri polovičnem gib $h = H/2$, ki je prav tako lahko razvidna iz tablice. Tu je potem pri polovičnem gib, torej že pri 90° — legi ročice, na voljo celoten imenski pritisk, ki ga v tem primeru lahko izkoriščamo po celotnem delovnem območju. To prihaja predvsem v poštev pri obrezovanju brade, kjer se proces rezanja pomakne nazaj proti sredini giba, da bi mogel rezilni pestič seči do ustrezne globine v odprtini rezilne plošče. Zmanjšanje giba ima za posledico tudi manjše hitrosti pehala, medtem ko ne vpliva na razpoložljivo energijo in pogonsko moč.

(Konec prihodnjič)



Sl. 12. Izkoriščenje energije ekscentrske preše pri trajnem in prekinjevanem obratovanju