



evropský
sociální
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Konstrukce tvářecích strojů

Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium

ZČU v Plzni 2014

Doc. Ing. Milan Čechura, CSc.

Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.

Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.

Vydala Západočeská univerzita v Plzni, 2015.

ISBN 978-80-261-0513-8

Obsah

Konstrukce tvářecích strojů	1
Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium	1
ZČU v Plzni 2014	1
Předmluva.....	5
1 Historický vývoj tvářecích strojů	7
1.1 Závěrem.....	16
2 Základní pojmy z oblasti tváření	19
2.1.1 Základní zákony tváření.....	23
3 Energetická bilance a technologická účinnost pracovního cyklu	29
3.1 Energetická bilance.....	29
3.1.1 Účinnost pracovního cyklu.....	31
3.1.2 Teorie o využití energie výrobním strojem	33
4 Požadavky kladené na tvářecí stroje a jejich vlastnosti	36
4.1 Technické požadavky	36
4.1.1 Výkonnost.....	36
4.1.2 Přesnost výroby.....	36
4.1.3 Provozní spolehlivost a trvanlivost	37
4.1.4 Snadnost obsluhy a ovládání.....	38
4.1.5 Bezpečnost.....	38
4.1.6 Statická tuhost.....	39
4.1.7 Možné způsoby ovlivnění tuhosti stroje	42
4.1.8 Dynamická stabilita.....	45
5 Základní dělení tvářecích strojů	48
5.1 Podle druhu pohybu výstupního členu stroje	48
5.2 Podle charakteristických parametrů stroje.....	48
5.2.1 Porovnání bucharu a lisu z energetického hlediska.....	51
5.2.2 Dělení tvářecích strojů dle konstrukčního provedení.....	51
5.3 Rámy tvářecích strojů	52
5.3.1 Materiál rámu.....	52
5.3.2 Dělení rámu tvářecích strojů dle jejich uspořádání.....	53
5.3.3 Dělení rámu tvářecích strojů podle jejich výrobní technologie	54
5.3.4 Přístupnost pracovního prostoru stroje	54
6 Základní obecné výpočty	56
6.1 Uzavřený, tvarově symetrický, centricky zatížený rám.....	56
6.1.1 Volby průřezu profilů.....	56
6.1.2 Pevnostní kontrola	57
6.1.3 Stanovení celkové deformace a tuhosti rámu lisu	60
6.2 Otevřený stojan	61
6.2.1 Stojan s přímou stojinou	61

6.2.2	Stojan s lomenou stojinou	63
6.2.3	Vliv deformace stojanu na prováděnou technologii.....	63
7	Pohony tvářecích strojů.....	67
7.1.1	Základní dělení.....	67
7.2	Akumulátory energie používané u tvářecích strojů.....	68
7.3	Akumulátory mechanické – setrvačnickové (kinetické)	68
7.4	Akumulátory hydraulické (statické)	72
7.4.1	Závažový akumulátor	72
7.4.2	Pružinový akumulátor	73
7.4.3	Plynový hydraulický akumulátor	74
7.5	Odběrový diagram.....	78
7.6	Přímý pohon mechanických lisů.....	79
7.6.1	Aktuální výkon	80
7.6.2	Motory pro přímý pohon	81
7.6.3	Prívod energie pro přímý motor.....	81
7.6.4	Účinnost systému.....	82
8	Hydraulické lisy	85
8.1.1	Základní principy hydrauliky	85
8.1.2	Základní dělení hydraulických lisů	86
8.1.3	Technologické zdůvodnění používání hydraulických lisů	86
8.1.4	Základní technické parametry hydraulického lisu	87
8.2	Hydraulické lisy kovací.....	88
8.2.1	Zařízení pro zpětný zdvih pohyblivé traverzy lisu CKV.....	90
8.3	Hydraulické lisy vytlačovací.....	90
8.3.1	Lisy pro přímé vytlačování.....	91
8.3.2	Lisy pro nepřímé vytlačování.....	92
9	Mechanické lisy - klikové.....	95
9.2	Pohon klikových lisů.....	96
9.2.1	Řešení klikového mechanismu s nekonečně dlouhou ojnicí.....	97
9.2.2	Kinematika klikového mechanismu	98
9.2.3	Rozklad sil na klikovém mechanismu bez uvažování pasivních odporů 101	
9.2.4	Rozklad sil na klikovém mechanismu s uvažováním pasivních odporů	104
9.3	VÝSTŘEDNÍKOVÉ LISY	105
9.4	KLIKOVÉ LISY.....	106
10	Reference	108

Předmluva

Předkládaný text slouží jako výukový podklad pro obor konstrukce výrobních strojů vyučovaný na Katedře konstruování strojů na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

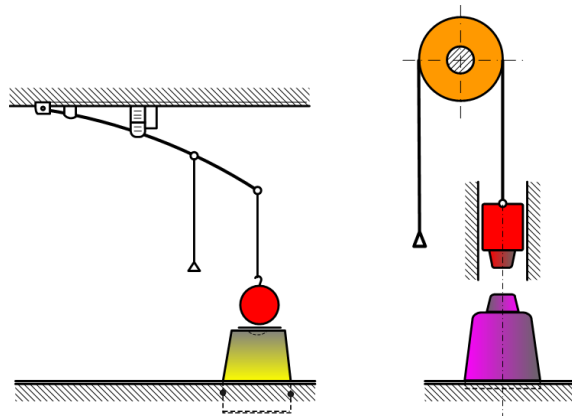
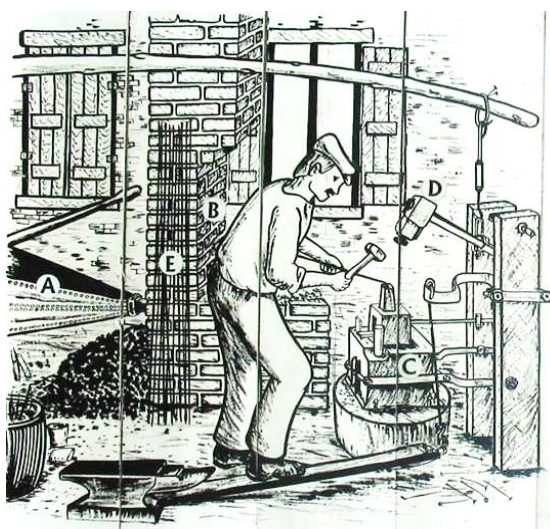
Kapitola 1 - Historický vývoj tvářecích strojů

1 Historický vývoj tvářecích strojů

Vývoj tvářecích strojů je nerozlučně spjat s vývojem poznání lidské společnosti. Jakmile lidstvo poznalo možnosti využití kovů, začal člověk postupně rozvíjet i hutní technologie (kování a slévání). Vývoj se ubíral od nejjednodušších metod ručního kování s využitím lidské síly, přes primitivní padací buchary, kde je využívána pro tváření kinetická energie padajícího beranu. První zmínky o zpracování železa ručním kovářským kovářím pochází již od Homéra (druhá polovina 8. stol. př. Kr.)

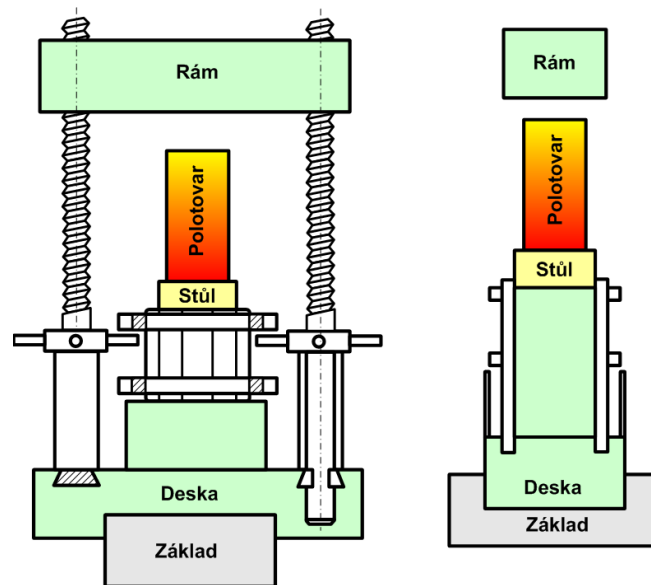


Obrázek 1 Řecký bůh ohně a kovářství Héfaistos – patron kovářského řemesla (1)



Obrázek 2 Jednoduché buchary (mechanická kladiva) používané pro tváření kovů na ruční a nožní pohon

V období přibližně kolem počátku našeho letopočtu se v Řecku začíná využívat šroubu, jako pohonného mechanismu u lisů, konstruovaných nejprve pro lisování vinné révy a olivového oleje.



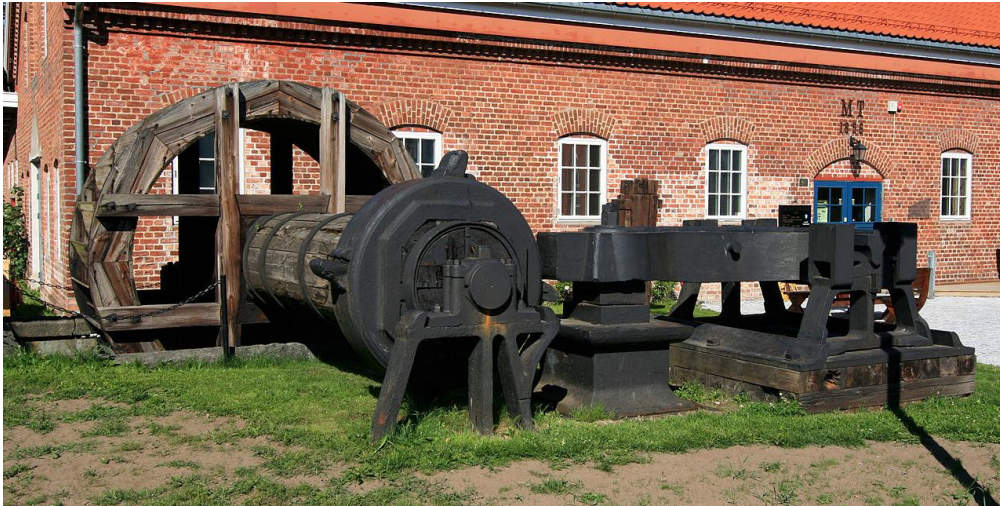
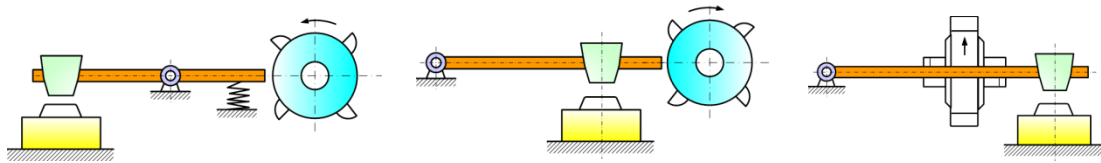
Obrázek 3 Dvou vřetenový lis na lisování olivového oleje

V pozdější době se vřetenové lisy začínají využívat jako lisy tiskařské (v 15 století vynalezen J. Gutenbergem) a jako lisy na ražbu mincí (dochovány náčrty Leonarda da Vinci z období kolem roku 1500).

Později, kdy byla potřeba tvářet stále hmotnější kusy, začíná být využívána pro pohon tvářecích mechanismů energie vody. Tam, kde jsou příhodné podmínky, začínají vznikat již ve 14. století ve střední Evropě železářské vodní hamry.



Obrázek 4 Buškův hamr u Trhových Svinů - vodní hamr z 18. stol., funkční technická památka (2)



Obrázek 5 Různé způsoby pohonu vodních hamrů (3)

K dalšímu kvalitativnímu rozvoji bucharů došlo až při zavedení parních a později elektrických pohonů.

Počátkem 16. století byla prvně popsána válcovna železného plechu v norimberské železárně. Bylo zde využíváno vodní síly. Vodní kolo pohánělo pomocí ozubeného soukolí dva pracovní válce válcovací stolice. O technologii válcování se ve svých studiích ovšem již dříve zmiňuje Leonardo da Vinci - navrhl ručně ovládanou válcovací stolicí pro válcování olova používaného na zasklívání oken a pro válcování polotovarů pro ražení mincí.



Obrázek 6 Leonardo da Vinci (1452 – 1519) (4)

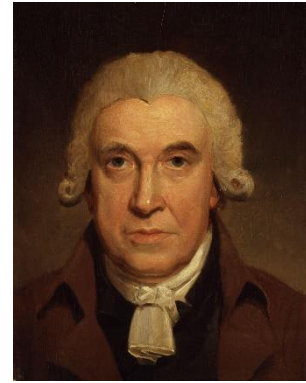
V období průmyslové revoluce dochází v Anglii ke zdokonalení a dalšímu rozvoji válcovacích strojů. Např. v roce 1728 zavedl John Payne s majorem Hanburym techniku válcování železného plechu a roce 1754 Henry Cort zavedl techniku válcování profilového železa (použil profilové válce ve válcovací stolici).

Další kvalitativní pokrok v konstrukci tvářecích strojů nastal se zavedením parního pohonu. Začátkem 18. století (1712) sestrojil anglický kovář a vynálezce Thomas Newcomen se svým společníkem Thomasem Saverym, vycházejí z poznatků Denise Papina, atmosférický parní stroj pro čerpání vody z dolů. Jeho stroj byl vzorem pro pozdější dílo Jamese Watta.

Ruční a vodní pohon dosavadních tvářecích strojů je postupně nahrazován pohonem parním.



Obrázek 7 Denis Papin, (1647 – 1712), francouzský matematik (5)

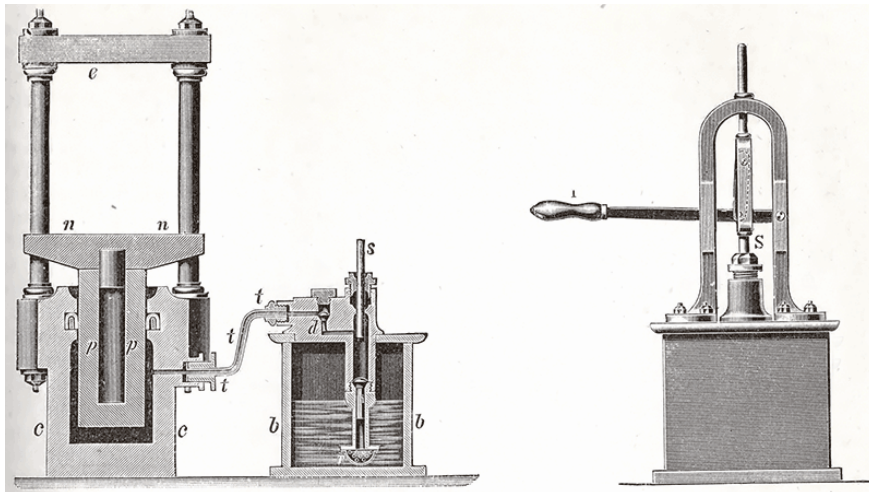


Obrázek 8 James Watt, (1736 – 1819), anglický mechanik, fyzik a vynálezce prvních parních strojů (6)

Koncem 18. století již jsou uváděny do provozu válcovací stolice na parní pohon. První válcovna v českých zemích byla vybudována v železárnách v Ondřejovicích u Jeseníku v roce 1820.

Do poloviny 19. stol. všechny válcovací stolice pracovaly pouze se dvěma válci - DUA

Koncem 18. století sestrojil Angličan Joseph **Bramah** první hydraulický lis poháněný ručním čerpadlem. V roce 1795 si nechává dílo patentovat. Při návrhu tohoto zařízení vycházel J. Bramah ze známých zákonitostí uvedených Blaise **Pascalem**.



Obrázek 9 Hydraulický lis na ruční pohon J. Bramaha (7)

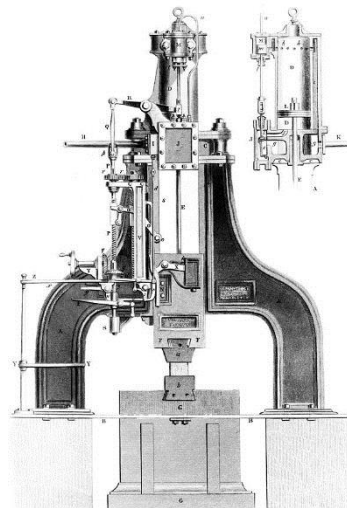


Obrázek 10 Blaise Pascal, (1623 – 1662), „rovnoměrné šíření tlaků v kapalinách“, Francouzský matematik, fyzik, filosof (8)



Obrázek 11 Joseph Bramah, (1748 – 1814), Anglický vynálezce (9)

Na základě rozvoje lodní dopravy na počátku 19. století a tím potřeby velkých zaoceánských lodí vzniká opět potřeba výroby velkých komponent těchto parníků. Například při výrobě parníku GREAT BRITAIN konstruktéra I. K. Brunela vyvstala potřeba vyrobit mohutný lodní hřidel o průměru 0,914 [m] (byly vykovány jednotlivé části a sestaveny dohromady). Výroba pomocí dosavadních technik ručního kování, válcování a lití byla nemyslitelná. Na základě těchto požadavků byl navržen James Hallem **Nasmythem** v roce 1839 padací buchar u kterého mnoho tun vážící beran byl zvedán parním strojem a následně volně padal na tvářený polotovar. Největší význam mělo toto zařízení při užití techniky zápusťového kování. Buchar byl instalován a provozován v továrně Schneider-Creusot.

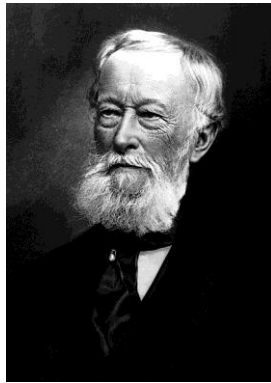


Obrázek 12 James Hall Nasmyth, (1808 - 1890), Anglický inženýr a vynálezce (vlevo); Nasmythův parní buchar, kresba z roku 1843 (vpravo) (10)

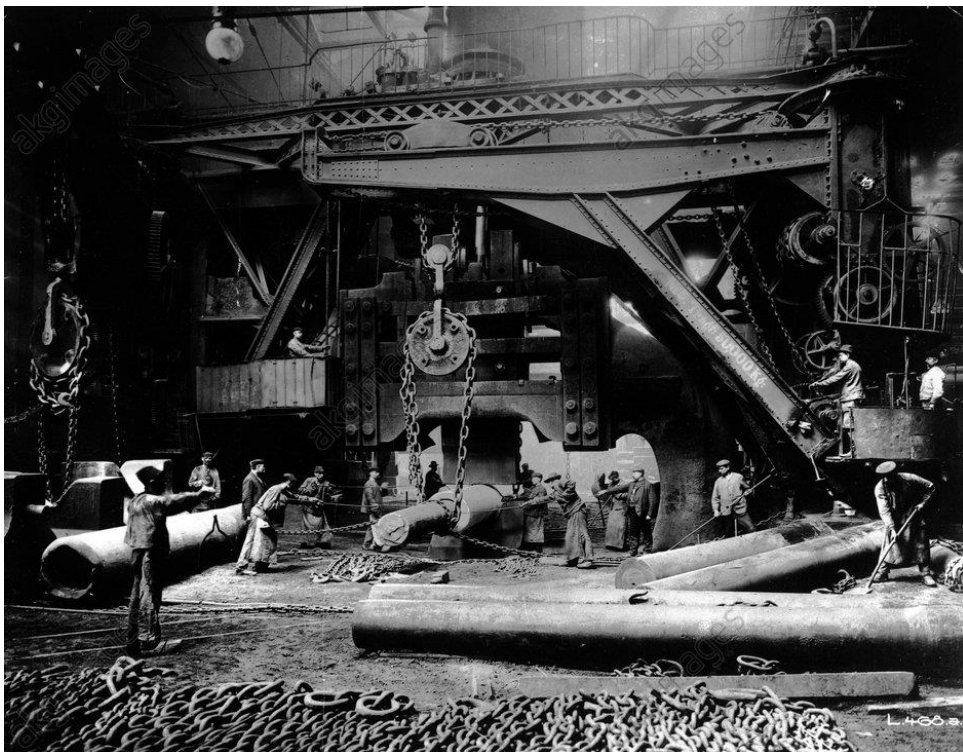
Na základě pronikání oceli do stavby lodí v Británii vyvstal také požadavek na výrobu velkého množství tlustých a velkorozměrných plechů. V polovině 19. století belgický inženýr Bernard **Lauth** sestrojil válcovací stolicí tzv. „Lauthovo trio“.

Rozvoj zbrojařského průmyslu zapříčinil další rozvoj v oblasti tvářecích strojů. Essenský podnikatel Alfred **Krupp** uvedl do provozu v roce 1861 velký parní buchar „Fritz“, který byl v této době považován za technický div. Beran o hmotnosti 30[t] (později dokonce 50[t]) byl zvedán parním mechanismem a také pád beranu byl urychlován

pomocí páry. Buchar sloužil po dobu neuvěřitelných 50 let.



Obrázek 13 Alfred Krupp, (1812-1887), Německý podnikatel v oblasti těžkého strojírenství (11)



Obrázek 14 Parní buchar „FRITZ“ v provozu (11)

V 19. stol. je vynalezen spalovací (A. Otto, R. Diesel) a elektrický motor schopný provozu (1834 M. H. Jacobi). Tyto vynálezy se projevily také ve stavbě tvářecích strojů. Následuje zdokonalování pohonných mechanismů a především řídicích systémů.



Obrázek 15 Nikolaus August Otto, (1832 – 1891), německý konstruktér a vynálezce, patentován první čtyřtákní motor v roce 1877 (12)

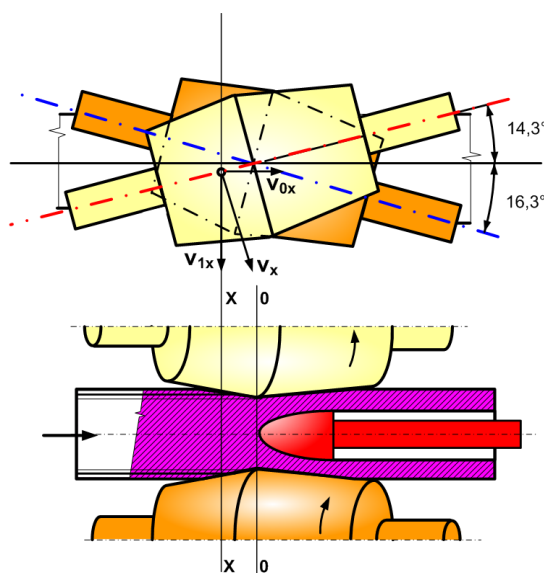


Obrázek 16 Rudolf Diesel, (1858 – 1913), německý konstruktér a vynálezce, patentován Dieselův motor v roce 1892 (13)



Obrázek 17 Moritz Hermann Jacobi, (1801 – 1874), německý a ruský fyzik a inženýr (14)

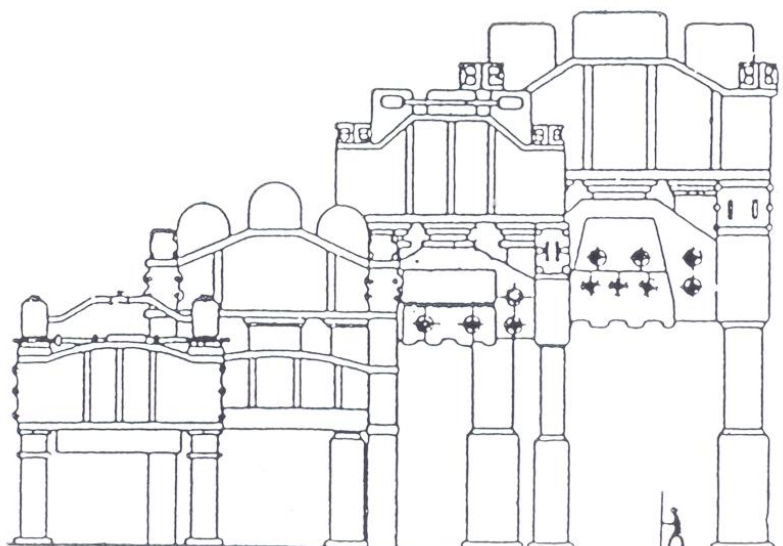
Koncem 19. století dochází také k výraznému posunu v oblasti válcování bezešvých trub. V roce 1856 si britský inženýr Archibald Broomann nechal patentovat válcovací stroj pro výrobu bezešvých tenkostěnných trub. V této oblasti se do historie nesmazatelně zapsali také bratři Reinhard a Max Mannesmannové. V roce 1885 získali patent na výrobu bezešvých trubek válcováním dvojicí šikmo uložených válců.



Obrázek 18 Výroba bezešvých trubek válcováním dvojicí šikmo uložených válců (fa. Mannesmann)

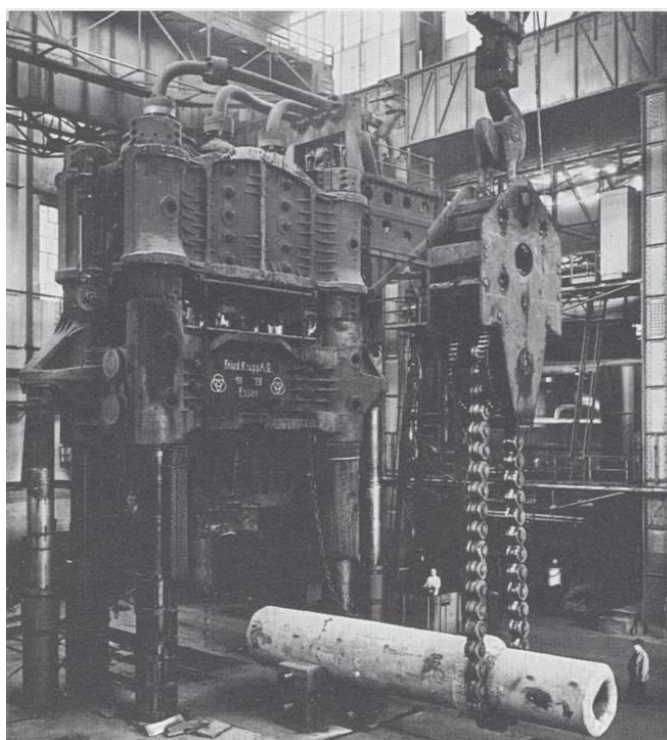
Následně v roce 1887 firma Mannesmann koupila Chomutovské železářny, a v roce 1889 bratři Mannesmannové vynalezli poutnickou stoličnici pro výrobu bezešvých tenkostěnných trubek.

Přelom 19. a 20. století je poznamenán značným rozvojem v konstrukci hydraulických lisů.



Obrázek 19 Těžké hydraulické lisy v období 1890 - 1932

V roce 1928 fa. KRUPP v Essenu postavila největší hydraulický kovací lis na světě o pracovní síle 150 [MN] (15000 [t]) - jednalo se o svislý hydraulický kovací lis s horním pohonem a třemi pracovními hydraulickými válci. Zařízení bylo konstruováno pro výrobu vysokotlakých nádob pro chemický průmysl. Tvářeny byly ocelové bloky do hmotnosti 300 [t].



Obrázek 20 Největší hydraulický kovací lis 150 MN v té době na světě vyrobený firmou KRUPP – 1928 (11)

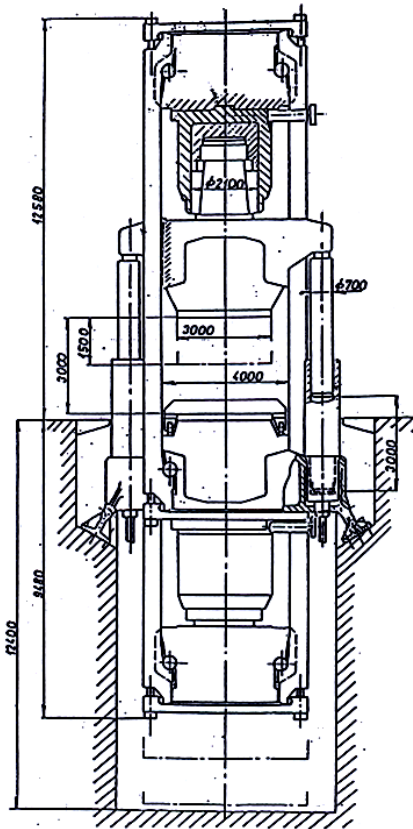
V roce 1951 byl v Německu postaven hydraulický lis o síle 300 [MN]. Později byly provedeny modely lisů o síle 500 a 750 [MN].

Jako reakce a Německý lis, byl v roce 1955 v USA postaven hydraulický lis pro zápuskové kování LOEWY 500 MN. Jeho pohon je realizován devíti válci o průměru cca 1,2 m. Lis slouží pro potřeby leteckého a zbrojařského průmyslu.



Obrázek 21 Hydraulický lis pro zápustkové kování LOEWY 500 MN (15)

V letech 1971 až 1973 byl na bývalé Vysoké škole strojní a elektrotechnické - VŠSE (předchůdce Západočeské univerzity v Plzni), Fakultě strojní ve spolupráci s TS Škoda Plzeň proveden konstrukční návrh lisu o síle 1000 [MN], při tlaku pracovní kapaliny 50 [MPa]. Toto konstrukční řešení bylo realizováno firmou Uralmaš v Rusku, avšak při použití pracovního tlaku 32 [MPa] a celkové pracovní síle 750 [MN].



Obrázek 22 Konstrukční návrh hydraulického kovacího lisu o jmenovité síle 1000[MN] provedený na Fakultě strojní, katedře konstruování strojů, na bývalé VŠSE v Plzni

V současné době si hydraulické lisy vydobily monopolní místo, v některých technologiích jsou zcela nezastupitelné. Zvláště pokud se jedná o kování velice rozměrných a hmotných výkovků. Konstrukční se zabývali myšlenkami na zkonstruování lisů o pracovní síle až 5000 [MN]. Limitující v současné době není ale velikost hydraulického lisu, i když konstrukce takto velkých lisů mají svá specifika, ale zhotovení potřebně velkého polotovaru (ingotu), ze kterého je výrobek kován.

1.1 Závěrem

Z předcházejícího je zřejmé, veškerý pokrok a vývoj tvářecích strojů, tak jako i ostatních strojů je dán společenskou poptávkou, a objednávkou. Na základě toho nejdříve dochází k navrhování nejvhodnějšího technologického zpracování výrobku, a v návaznosti na to k návrhu zařízení, které by mělo být schopno uvedenou technologii realizovat. Často se však stává, že v dané historické době technika není na takové výši, aby bylo možno požadavky technologie splnit (limitovaná hmotnost ingotů, nedostatečné energetické manipulační a dopravní prostředky, atd.) a proto každému historickému období jsou charakteristické takové výrobní prostředky, které odpovídají stavu rozvoje a poznatkům stávající lidské generace.

Jak je dále z předcházejícího patrné, přístup ke konstrukci tvářecích strojů se v průběhu vývoje lidské společnosti mění. Nejprve se člověk snažil zvládnout technickou stránku navrhovaného zařízení. Snažil se navrhnout takové konstrukční řešení, aby stroj vykonával to, co od něj požadoval. Teprve následně si konstruktér začíná všímat dalších věcí, dnes pro zdárný prodej strojů samozřejmých, jako je např. bezpečnost práce, ergonomie, design, hygiena, ekologie. S kvalitativním rozvojem elektrických, hydraulických a pneumatických pohonů, včetně moderních řídicích systémů a nových

tvářecích technologií, dochází i ve vývoji tvářecích zařízení ke značným kvalitativním změnám.

Pracoviště se postupně začínají mechanizovat a v pozdější době automatizovat. Tvářecí stroje se stávají součástí automatizovaných technologických pracovišť.

Většinou již nejsou navrhovány jednotlivé tvářecí stroje, ale kompletní tvářecí systémy (multitechnologická centra), pokud možno plně automatizované.

Kapitola 2 - Základní pojmy

2 Základní pojmy z oblasti tváření

(16)

Výrobní stroje zpracovávají materiál nebo polotovary do jeho objemu a tvaru bez změny podstaty hmoty.

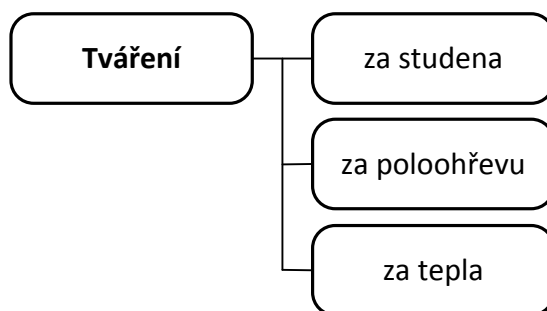
Hlavními představiteli výrobních strojů jsou: - Obráběcí stroje
- Tvářecí stroje

Obráběcí stroj je výrobní stroj, který dává výrobku žádaný geometrický tvar a jakost povrchu oddělováním materiálu ve formě třísek rezným nástrojem.

Tvářecí stroj – strojní zařízení, které zpracovává materiál tvářením nebo stříháním za studena nebo za tepla mechanickým přetvořením

Tváření – výrobní proces, při němž se mění tvar zpracovávaného materiálu působením vnější síly

Mechanickým přetvořením je myšleno také dělení materiálu stříháním, lámáním, případně drcením.

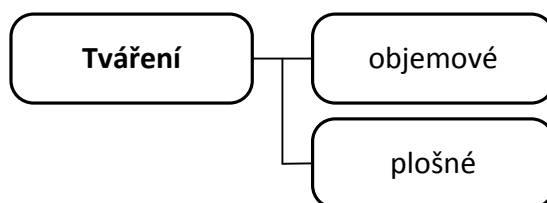


Obrázek 23 Dělení tváření podle teploty materiálu

Tváření za studena (platí především pro Fe a jeho slitiny) je definováno jako tváření pod rekrystalizační teplotou materiálu, přibližně odpovídá hodnotě pod 30% teploty tání tvářeného materiálu. Ve většině případů se zvyšují mechanické vlastnosti a klesá tažnost. Výhodou je vysoká přesnost tváření, kvalita povrchu a zlepšování vlastností zpevněním. Nevýhodou je nutnost použít velkých tvářecích sil.

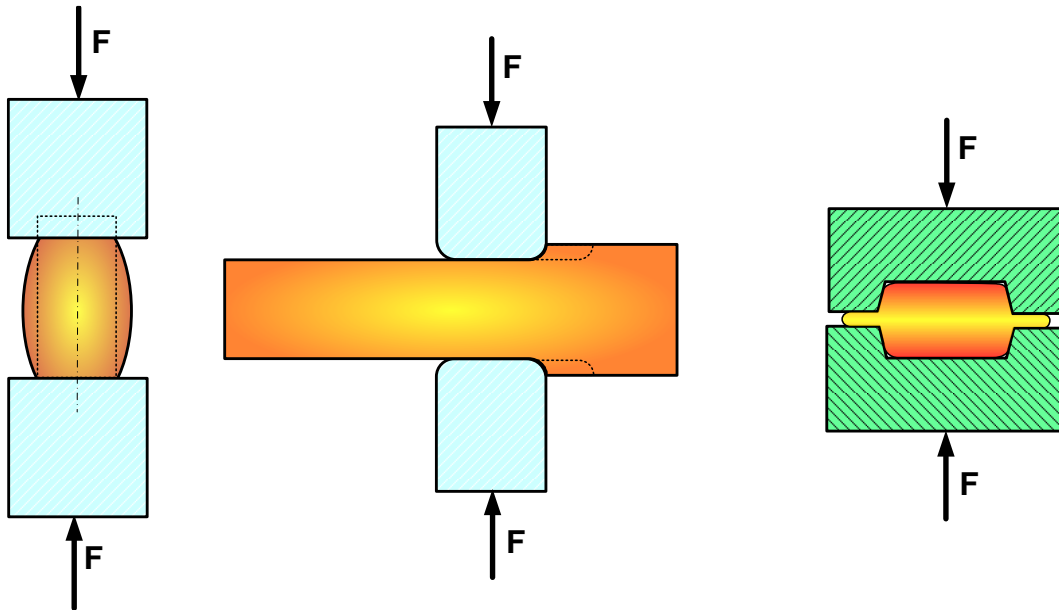
Tváření za poloohřevu představuje kompromis mezi tvářením za studena a za tepla.

Tváření za tepla probíhá nad rekrystalizační teplotou tvářeného materiálu, dochází k rekrystalizaci. Výhodou je, že k tváření stačí síly až desetkrát menší, než u tváření za studena. Nevýhodou je povrch nekvalitní vlivem okujení.



Obrázek 24 Dělení tváření podle technologických skupin

Tváření objemové je charakteristické tím, že deformace nastává ve směru všech tří os souřadného systému. Nejčastější způsoby jsou válcování, kování (zápustkové, volné), protlačování, vytlačování, tažení, a další.

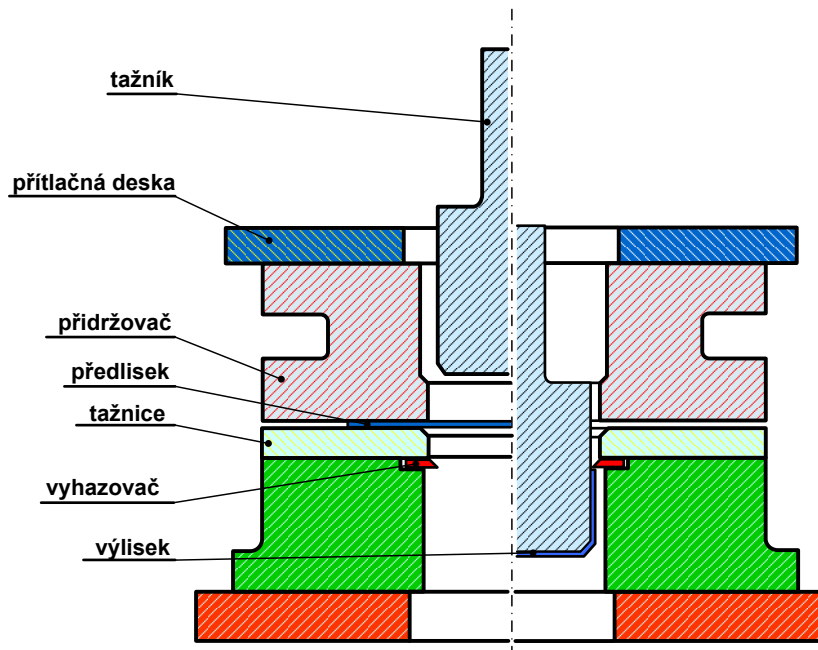


Obrázek 25 Grafické znázornění typických příkladů objemového tváření (vlevo: pěchování; uprostřed: prodlužování; vpravo: zápusťkové kování)



Obrázek 26 Příklad produktu objemového tváření - zápusťkové kování (17)

Tváření plošné je charakteristické tím, že převládají deformace ve dvou osách souřadného systému. Nejčastější způsoby jsou tažení, ohýbání a stříhání.



Obrázek 27 Příklad plošného tváření – tažení kalíšku



Obrázek 28 Příklad produktu plošného tváření (18)

Tvárnost (elasticita) – schopnost materiálu nevratně měnit tvar bez makroskopického porušení.

Přetvárná pevnost σ_p [Pa] - jedná se o napětí, při kterém dojde ke tváření materiálu (vzájemný pohyb částic při velmi malých rychlostech, pohybu nebrání žádné vnější síly (neuvažuje se tření); teoretická hodnota). Je přibližně rovna mezi kluzu materiálu. U všech kovů se mění s teplotou – pro čisté kovy platí, že čím vyšší teplota, tím je nižší přetvárná pevnost.

Přetvárný odpor K_d [Pa] - odpor, který klade materiál při tváření. Je větší než přetvárná pevnost a to hlavně o odpory vzniklé třením materiálu o povrch nástroje a o odpory vznikající při větších rychlostech tváření.

Závisí na:

- tvářecí teplotě t (°C) – $t \uparrow K_d \downarrow$

- poměrné rychlosti tváření – $\varphi' \uparrow K_d \uparrow$
- velikosti tření mezi nástrojem a tvářeným materiálem – $f \uparrow K_d \uparrow$
- stavu napjatosti v materiálu
- stupni deformace
- rozměru a tvaru tvářeného materiálu

Pro jednoduchou tvářecí operaci pěchování válečku lze přetvárný odpor vyjádřit například dle **Siebelova vztahu**:

$$K_d = \sigma_p \cdot \left(1 + \frac{f}{3} \cdot \frac{d}{h}\right) \quad [MPa]$$

Kde:

f – součinitel tření mezi tvářeným materiálem a nástrojem (pro ocel 0,3 až 0,5)

d – průměr pěchovaného válečku [m]

v – výška pěchovaného válečku [m]

Tabulka 1 Přetvárný odpor oceli při různých teplotách a různé poměrné rychlosti tváření (19)

Přetvárný odpor oceli při různých teplotách a různé poměrné rychlosti tváření																		
Typické druhy ocelí	Rovina	Pěchova-cí poměr (obr.1) h_0/h_1	Přetvárný odpor v N/mm ² (Mpa)															
			900°C				1000°C				1100°C				1200°C			
			Poměrná rychlost tváření φ 1/s															
			1,5	8	40	100	1,5	8	40	100	1,5	8	40	100	1,5	8	40	100
Uhlíková ocel 0,15% C	I	1,1	121	140	160	180	100	120	135	152	75	90	115	120	55	70	90	102
	II	1,35	168	185	210	240	131	154	175	190	97	12	146	155	70	83	117	130
	III	1,65	173	200	225	232	130	165	188	208	72	125	155	168	60	76	125	138
	IV	2	150	205	213	258	115	167	195	220	85	123	158	170	55	90	120	140
Uhlíková ocel 0,56% C	I	1,1	140	160	210	240	102	122	160	185	80	95	122	143	60	72	87	120
	II	1,35	173	205	250	280	125	145	187	212	95	120	145	165	65	86	110	132
	III	1,65	175	210	250	286	120	159	195	215	90	120	150	170	65	90	118	140
	IV	2	160	195	240	283	110	160	196	215	80	112	149	176	60	85	120	140
Slitínová ocel 0,15% C 0,59% Cr 2,45% Ni 0,59% Mo	I	1,1	152	185	220	265	200	230	270	315	130	160	220	245	85	115	160	188
	II	1,35	145	192	232	273	212	255	305	354	143	163	238	164	92	125	168	195
	III	1,65	140	185	22	265	265	200	240	296	355	140	230	262	84	125	165	192
	IV	2	130	160	192	251	180	220	280	355	125	152	216	253	80	120	158	180

Měrný přetvárný odpor p - má především praktický význam. Jde o hodnoty přímo naměřené na tvářecích strojích (měří se síla a průmět dotykové plochy nástroje kolmý na výslednici sil). Z těchto hodnot se vypočte průměrný tlak mezi nástrojem a tvářeným materiálem:

$$p = \frac{F}{S} \quad [MPa]$$

F - naměřená síla (N)

S - kolmý průmět dotykové plochy nástroje s tvářeným kusem (mm^2)

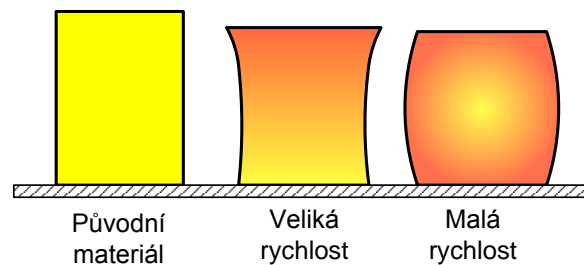
Poměrná rychlost tváření φ' - rychlost deformace tvářeného materiálu (není totožná s rychlostí nástroje!). Je dána poměrem rychlosti nástroje (v) k výšce pěchovaného kusu (h).

$$\varphi' = \frac{v}{h} \quad [s^{-1}]$$

Tabulka 2 Směrné hodnoty počáteční rychlosti nástroje a poměrné rychlosti tváření

Druh stroje	Rychlost nástroje [m/s]	Poměrná rychlost tváření [1/s]
hydraulické lisy	nízká rychlost (lisovací): 0,025 až 0,25	0,01 až 10
klikové a výstředníkové lisy	zvýšená rychlost (lisovací): 0,3 až 1	4 až 25
buchary	běžná rychlost (kovací): 4 až 8	40 až 160
buchary se zvýšenou rychlostí úderu	zvýšená rychlost (kovací): 20 až 40	160 až 640

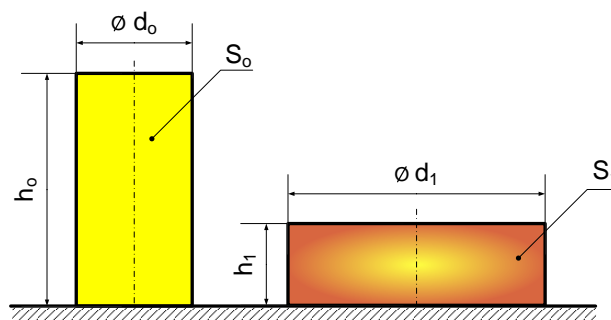
Rychlosti nástroje do $250 [m \cdot s^{-1}]$ jsou **vysoké** a větší než $250 [m \cdot s^{-1}]$ se nazývají **explozivní**.



Obrázek 29 Vliv poměrné rychlosti tváření na tvar materiálu

Pěchovací poměr (stupeň prokování):

- poměr výšky pěchovaného polotovaru před a po pěchování: $\frac{h_0}{h_1}$

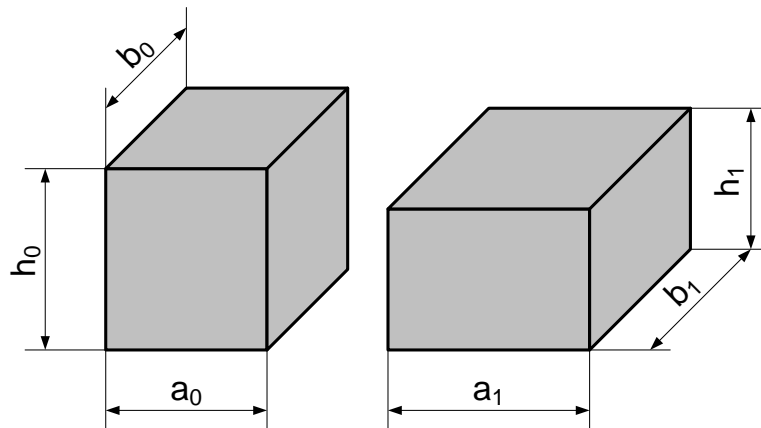


Obrázek 30 Tváření polotovaru před a po deformaci pěchováním

2.1.1 Základní zákony tváření

1. Zákon konstantního objemu: objem materiálu před a po tváření je stejný ($V_0 = V_1$)

$$a_0 \cdot b_0 \cdot h_0 = a_1 \cdot b_1 \cdot h_1 \rightarrow 1 = \frac{a_1}{a_0} \cdot \frac{b_1}{b_0} \cdot \frac{h_1}{h_0} = \alpha \cdot \beta \cdot \gamma$$



Obrázek 31 Rozměry výrobku před a po tváření

2. Zákon odtoku materiálu: při tváření teče materiál cestou nejmenšího odporu

Tvářecí síla - F_0 [N]

Jedná se odporovou sílu působící na nástroj ve směru proti jeho pohybu. Za klidu je tvářecí síla v rovnováze s aktivní silou pohonu (F), kterou působí nástroj (výstupní člen stroje) na tvářené těleso.

$$F_0 = K_d \cdot S$$

K_d ... přetvárný odpor tvářeného materiálu

S ... průmět dotykové plochy nástroje, kolmý k hlavní ose tváření

K_d a S se mění v závislosti na dráze nástroje. Tvářecí síla se v průběhu tváření mění.

$$K_{d0} = f[d_0, h_0, t_0] \rightarrow F_0 = K_{d0} \cdot S_0$$

$$K_{d1} = f[d_1, h_1, t_1] \rightarrow F_1 = K_{d1} \cdot S_1$$

$$F_1 > F_0$$

Derivace tvářecí síly podle dráhy nástroje vyjadřuje odpor tvářeného materiálu proti plastické deformaci – tuhost tvářeného materiálu. Maximální velikost síly je u mechanických a hydraulických lisů omezena velikostí tzv. **jmenovité síly lisu** F_j [N].

Jmenovitá síla lis - F_j [N]

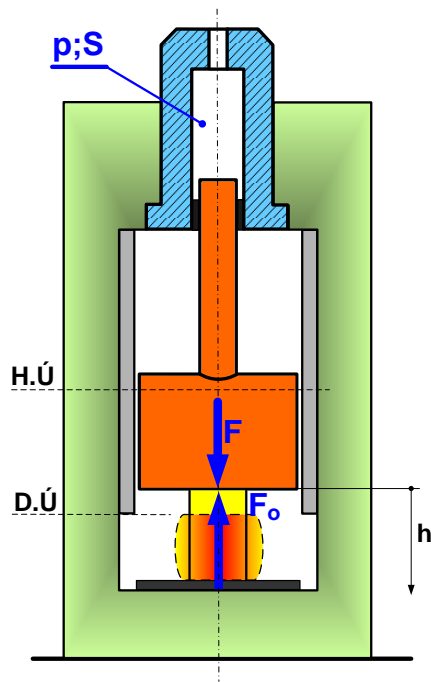
Jedná se o maximální dovolenou sílu, kterou může výstupní člen tvářecího stroje působit prostřednictvím nástroje na tvářený kus.

Jmenovitá práce lisu - E_j [J]

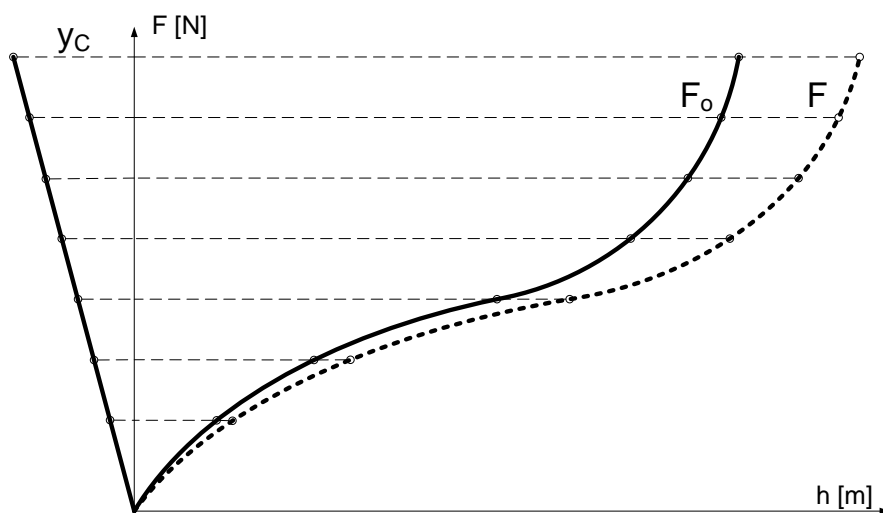
Maximální množství energie, které je schopen výstupní člen stroje přeměnit na užitečnou práci.

Síla pohonu - F [N]

Jedná se o sílu, která je na stroji vyvozena příslušným pohonným mechanismem. Například u hydraulického lisu je dána plochou pracovního plunžru (S) a velikostí pracovního tlaku (p).



Obrázek 32 Hydraulický lis s označením síly pohonu F a tvářecí síly F_o .



Obrázek 33 Průběh síly pohonu (F) a tvářecí síly (F_o) u hydraulického lisu s ohledem na pružné deformace pracovního prostoru stroje, kde h je velikost dráhy výstupního členu stroje a y_c je celková deformace pracovního prostoru stroje

Tvářecí charakteristika

Jedná se o charakteristiky jednotlivých tvářecích pochodů realizovaných na tvářecích strojích. Popisuje závislost tvářecí síly na dráze výstupního členu tvářecího stroje, která je přibližně totožná s velikostí plastické deformace tvářeného tělesa. Matematické vyjádření této závislosti tvářecí síly na zdvihu činného členu tvářecího stroje není dobře možné, proto se obvykle zjišťuje experimentálně. Analyticky ji lze poměrně jednoduše vyjádřit pro technologickou operaci pěchování zkušební válečku:

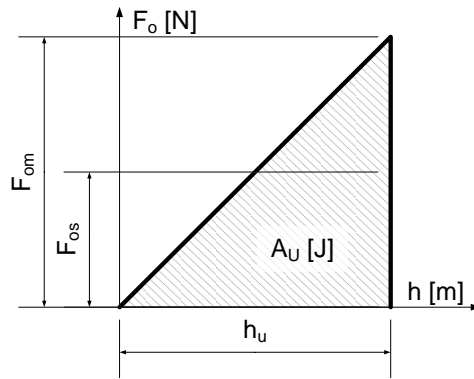
$$F_o(h) = \left(1 + \frac{f}{3} \cdot \frac{d}{(l-h)}\right) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot R_e \quad [N]$$

f ... součinitel tření mezi nástrojem a tvářeným polotovarem [1],

l ... délka tvářeného polotovaru [mm],

d ... průměr tvářeného polotovaru [mm],

h ... dráha výstupního členu tvářecího stroje [mm].



Obrázek 34 Idealizovaná tvářecí charakteristika technologické operace

A_U ... užitečná práce (J)

F_o ... tvářecí síla (N)

F_{om} ... maximální hodnota tvářecí síly (N)

F_{os} ... střední hodnota tvářecí síly (N)

h ... dráha výstupního členu tvářecího stroje (mm)

h_u ... užitečný zdvih výstupního členu tvářecího stroje (mm)

Stupeň vyplnění tvářecí charakteristiky (K_v) – jedná se o poměr využití pracovní kapacity stroje, dané užitečným zdvihem (h_u) a maximální hodnotou tvářecí síly (F_{om}), a mezi skutečně využitou prací, danou plochou pod křivkou průběhu pracovní síly (A_U),

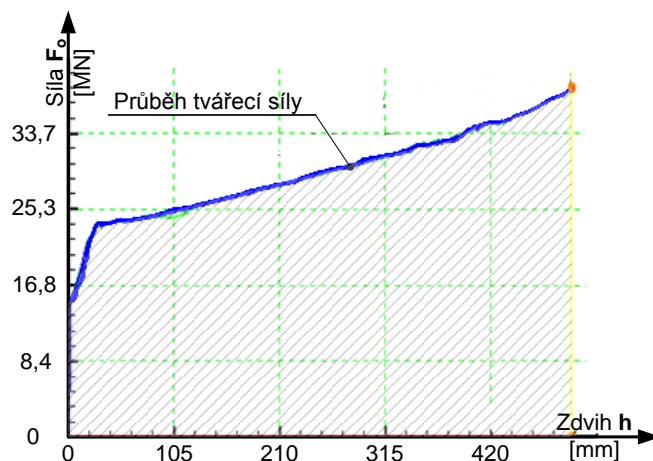
$$K_v = \frac{A_U}{F_{om} \cdot h_u}$$

- lze stanovit také jako poměr mezi střední tvářecí silou a maximální tvářecí silou.

$$K_v = \frac{F_{os}}{F_{om}}$$

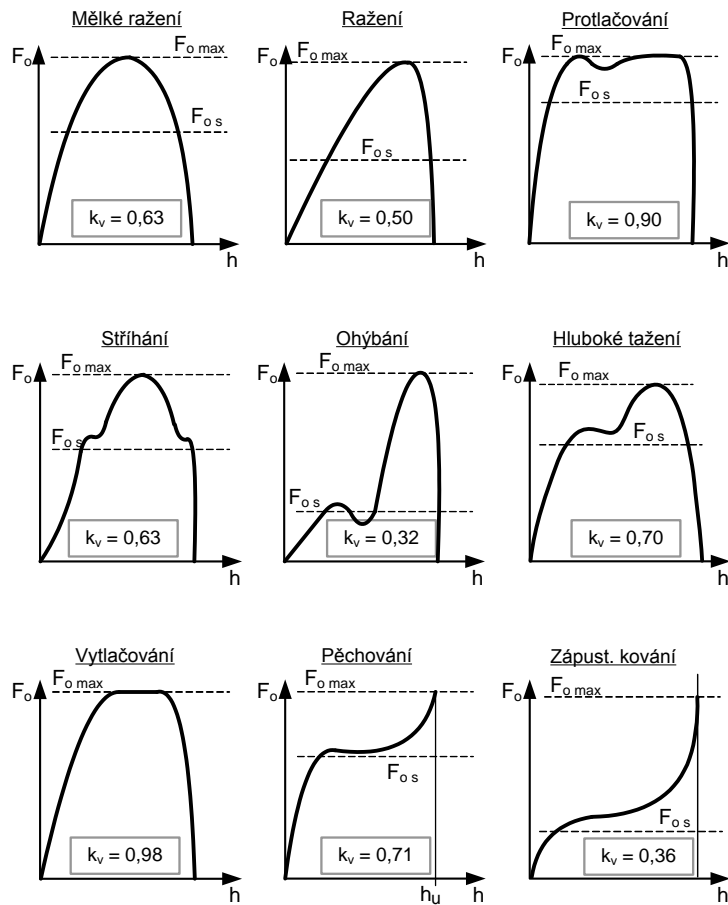
Pro střední tvářecí sílu tedy platí:

$$F_s = k_v \cdot F_{max}$$



Obrázek 35 Konkrétní příklad průběhu tvářecí charakteristiky prodloužení (výsledek simulace tváření)

Konkrétní příklady:



Obrázek 36 Příklady tvářecích charakteristik typických tvářecích operací

Kapitola 3 – Energetická bilance

3 Energetická bilance a technologická účinnost pracovního cyklu

3.1 Energetická bilance

Rovnice energetické bilance popisuje celkovou práci potřebnou pro realizaci technologické operace.

$$A_c = A_u + A_z \pm A_d \pm A_g \pm A_a + A_{pm}$$

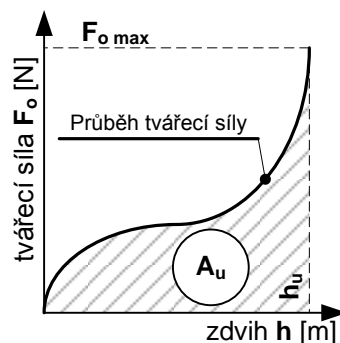
Celková práce A_c

Celková práce A_c na výstupním hřídeli motoru, potřebná ke zdárnému vykonání jednoho pracovního cyklu (realizaci příslušné technologické operace).

Užitečná práce A_u

Jedná se o práci všech užitečných sil, z nichž podstatnou složku tvoří tvářecí síly. Je dána plochou tvářecí charakteristiky. Obecně se jedná o práci plastických deformací tvářeného tělesa. Analyticky ji lze orientačně určit užitečnou tvářecí práci:

$$A_u = \int_0^{h_u} F_o(h) \cdot dh = k_v \cdot F_o \max \cdot h_u$$



Obrázek 37 Grafické znázornění užitečné práce A_u

Ztrátová práce A_z

Jedná se o práci třecích sil, která je potřebná k překonání všech odporů proti pohybu. Tuto práci je možné vyjádřit (na základě předpokladu nezávislosti odporů proti pohybu na zatížení) jako násobek celkové práce:

$$A_z = \xi \cdot A_c$$

Kde ξ ... ztrátový součinitel, který je menší než 1.

Práce pružných deformací A_d

Jedná se o práci pružných deformací všech členů stroje, kde podstatnou složkou část tvoří je deformační práce jeho pracovního prostoru stroje.

$A_d = 0$ za předpokladu, že všechny členy stroje jsou dokonale tuhé

$A_d > 0$ práce je akumulována v jednotlivých zatížených členech

$A_d < 0$ práce uvolněná při odlehčení dříve zatížených členů – vrací se z části zpět do pracovního cyklu jako užitečná práce a z části představuje uvolněnou nevratnou energii, která se přeměňuje v teplo, hluk, chvění.

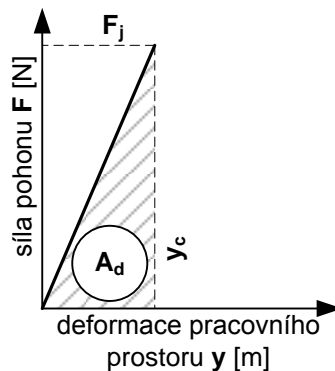
A_d se akumuluje v pracovním prostoru zařízení při stoupající síle jako energie:

$$A_d = \frac{1}{2} \cdot F \cdot y_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{k_c}$$

Kde y_c ... celková deformace pracovního prostoru stroje [m]

k_c ... celková tuhost pracovního prostoru stroje [$N \cdot m^{-1}$]

F ... síla pohonu [N]



Práce tíhových sil A_g

Jedná se o práci všech tíhových sil členů pohonu.

Práce dynamických sil A_a

Jedná se o práci dynamických sil a momentů vznikajících v pohyblivých členech pohonu v důsledku změn jejich kinetické energie (rozběh, brzdění, ...). Tuto práci je nutno do stroje dodat při rozběhu na urychlení všech pohybujících se částí stroje.

Práce pomocných mechanismů A_{pm}

Jedná se o další práce, které se v návrhu pohonu mohou vyskytnout, například se jedná o práce podavačů, vyhazovačů, vyvažovačů, přenášečích ústrojí polotovarů a jiných pomocných mechanismů, jejichž pohon je odvozen od hlavního pohonu stroje.

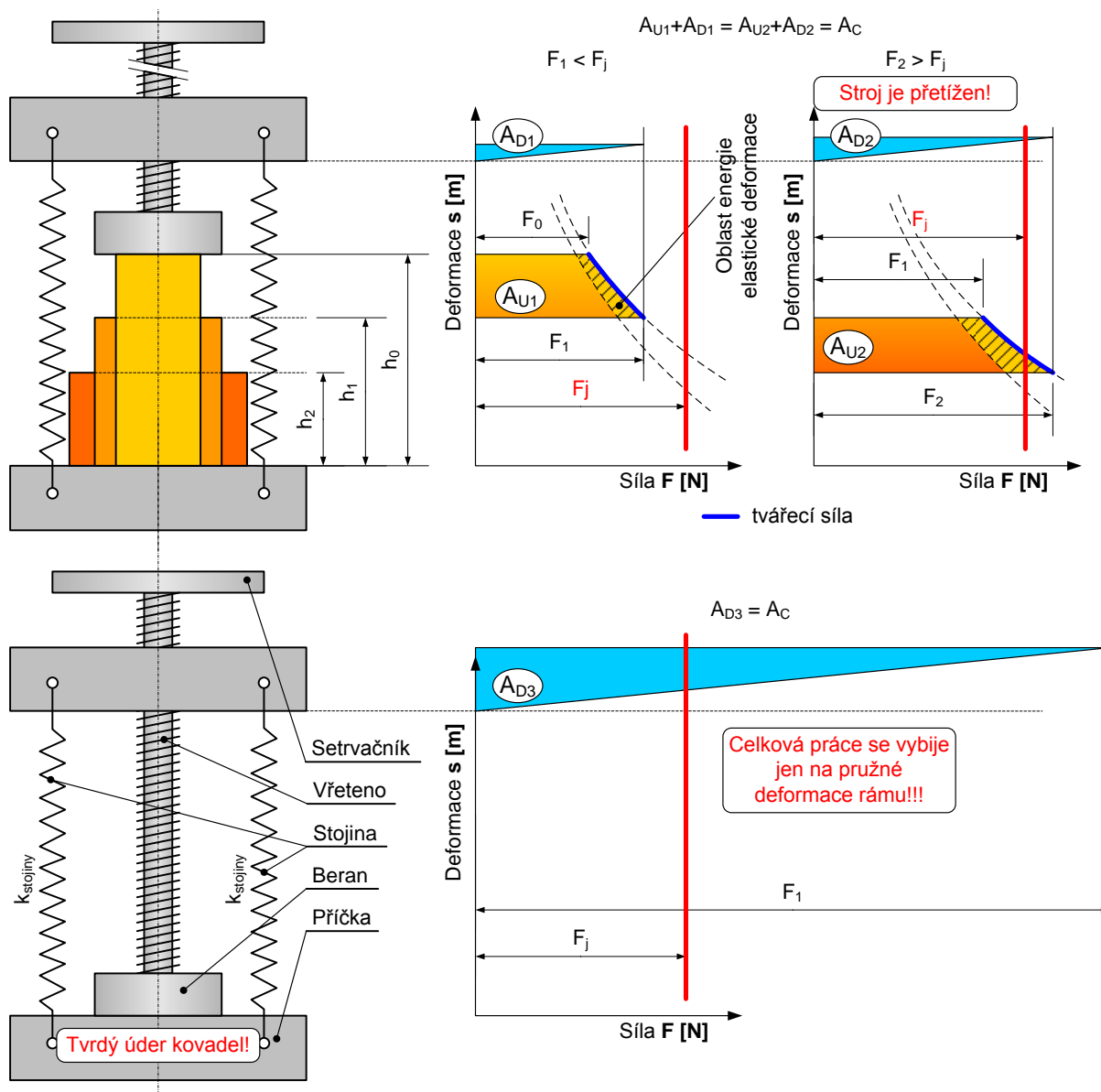
Případ pro pouze jeden uzavřený pracovní cyklus

Předpoklady:

- Práce A_g a A_a se uvažují v průběhu jednoho pracovního cyklu za nulové
- Práce pružných deformací A_d je nevratná

Na základě výše uvedeného bude celková práce potřebná k vykonání pracovního cyklu: Můžeme energetickou bilanci uvažovat ve tvaru:

$$A_c = A_u + A_z + A_d$$



Obrázek 38 Grafické vyjádření energetické bilance na vřetenovém lise bez uvažování pasivních odporů

Kontrola lisu na tvrdý ráz – bez uvažování pasivních odporů

$$A_c = \underbrace{A_u}_0 + A_d \rightarrow A_c = A_d$$

$$A_c = A_d = \frac{1}{2} \cdot F_{max} \cdot y_{C \text{ stroje}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_{max}^2}{k_{C \text{ stroje}}}$$

$$F_{max} = \sqrt{2 \cdot A_c \cdot k_{C \text{ stroje}}}$$

Nutné pojištění stroje proti přetížení (možnost destrukce stroje) - snadná a rychlá výměna pojistek proti přetížení.

3.1.1 Účinnost pracovního cyklu

Technologická účinnost pracovního cyklu

Při stanovení technologické účinnosti jednoho pracovního cyklu vycházíme z níže uvedeného vztahu: Předpoklady:

- Práce A_g a A_a se uvažují v průběhu jednoho pracovního cyklu: $A_g = 0$, $A_a = 0$

- Práce pružných deformací A_d je nevratná

Na základě výše uvedeného bude celková práce potřebná k vykonání pracovního cyklu:

$$A_c = A_u + A_z + A_d$$

Účinnost pohonu η_z

Charakterizuje odpory proti mezi motorem a výstupními členy stroje.

$$\begin{aligned} A_c &= A_u + \xi \cdot A_c + A_d \\ A_c(1 - \xi) &= A_u + A_d \\ (1 - \xi) &= \eta_z = \frac{A_u + A_d}{A_c} < 1 \end{aligned}$$

Pracovní účinnost η_p

Charakterizuje ztráty vznikající pružením jednotlivých členů pohonu.

$$\eta_p = \frac{A_u}{A_u + A_d}$$

Celková technologická účinnost stroje η_c

Je dána součinem účinnosti pohonu a účinnosti pracovní a je vyjádřena výsledným vztahem:

$$\eta_c = \eta_z \cdot \eta_p = \frac{A_u + A_d}{A_c} \cdot \frac{A_u}{A_u + A_d} = \frac{A_u}{A_c}$$

Celkovou technologickou účinnost tvářecího stroje je možno, s využitím výše uvedeného, vyjádřit pomocí tuhosti stroje (k_{str}) a tvářeného polotovaru (k_p). Pokud neuvažujeme pasivní odpory, výsledný vztah bude:

$$\eta_c = \frac{A_u}{A_c} = \frac{1}{1 + \frac{1}{2 \cdot k_v} \cdot \frac{k_p}{k_{str}}}$$

Pokud tento vztah odvodíme pro technologickou operaci ražení, která je popsána přibližně trojúhelníkovou tvářecí charakteristikou (stupeň vyplnění tvářecí charakteristiky $k_p = \frac{1}{2}$), celková technologická účinnost bude vyjádřena vztahem:

$$\eta_c = \frac{A_u}{A_c} = \frac{1}{1 + \frac{k_p}{k_{str}}}$$

Z tohoto vztahu je patrné že bychom měli usilovat o to, aby stroj vykazoval tuhost (k_{str}) co možná největší a tvářený polotovar (k_p) co nejmenší.

Celková technologická účinnost navrženého tvářecího stroje by měla být větší než 60%.

V praxi je nutno při stanovení celkové tuhosti stroje přihlížet k technologické operaci, která je na něm realizována. Pokud se staví například stroj na ražení mincí, deformace tvářeného polotovaru je velice malá, vykazuje vysokou tuhost. Proto i stroj musí vykazovat vysokou tuhost, abychom dosáhli požadované technologické účinnosti. Pokud je konstruován například stroj na hluboké tažení, kde je velká deformace polotovaru (malá tuhost polotovaru), můžeme si dovolit také stroj o nižší tuhosti. Proto se tvářecí stroje ve většině případů navrhují pro jednotlivé konkrétní technologie.

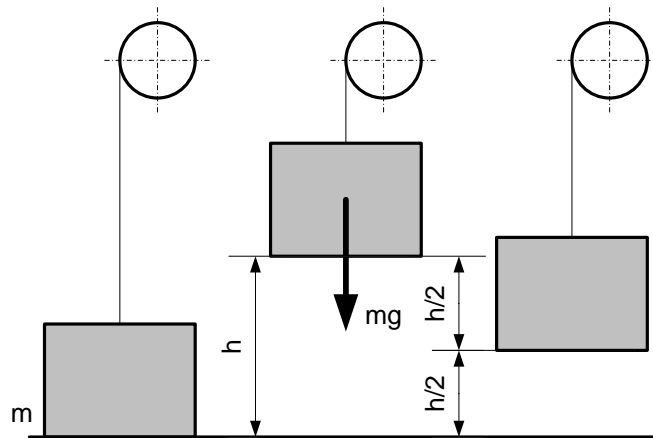


Obrázek 39 Lis pro ražení mincí Coin Press No. 1 (vlevo) (20) a lis na výrobu rozměrných dílů CTUA (vpravo) (21)

$$\eta_c = \eta_z \cdot \eta_p = \frac{A_u + A_d}{A_c} \cdot \frac{A_u}{A_u + A_d} = \frac{A_u}{A_c}$$

3.1.2 Teorie o využití energie výrobním strojem

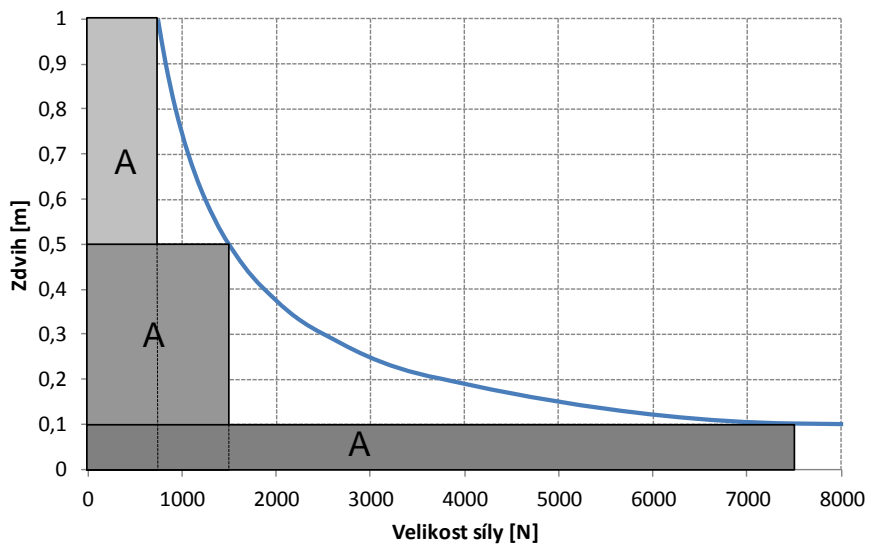
Při návrhu tvářecích strojů, především lisů a bucharů, je nutné si uvědomit níže uvedené závislosti mezi silou, dráhou a prací. Především to, že síla a práce jsou veličinami navzájem svázanými třetí veličinou, kterou je dráha.



Obrázek 40 Těleso o hmotnosti „m“ zavěšené na laně

Jestliže bude těleso o hmotnosti $m = 75\text{kg}$ zavěšeno na laně, bude na lano působit tahová síla o velikosti $F_0 = 750\text{N}$. V tomto případě se práce nekoná.

Zvedneme-li těleso do výšky $h = 1\text{ m}$ vykoná se práce $A = 750\text{J}$. Chceme-li následně tuto práci vyvodit na poloviční dráze $h/2 = 0,5\text{m}$, musíme zvětšit původní sílu $F_0 = 750\text{N}$ na dvojnásobek: $F_1 = 1500\text{N}$. V praxi to znamená, že čím je menší plastická deformace tvářeného kusu při dané konstantní velikosti energie pohonného mechanismu, tím je větší potřebná síla. Nastává nebezpečí poškození nástrojů a v neposlední řadě i strojů.



Graf 1 Závislost síly F na dráze h při konstantní velikosti práce A

U padacích bucharů je tato energie akumulována v padajícím beranu a u mechanických lisů v setrvačnicku. U bucharů se při tváření předá veškerá akumulovaná energie a u mechanických lisů jen její potřebná část (nesmí dojít k přetížení pohonu).

Kapitola 4 - Požadavky kladené na tvářecí stroje a jejich vlastnosti

4 Požadavky kladené na tvářecí stroje a jejich vlastnosti

Kromě progresivního konstrukčního návrhu jednotlivých komponent a vykazovaných špičkových technologických parametrů musí stroj vykazovat i dokonalé řešení z hlediska ergonomického, estetického, psychologicko-sociologického a ekologického. Potom bude tento nový výrobní stroj konkurenceschopný na domácích i světových trzích.

- **Ergonomická hlediska** – jedná se především o uživatelskou přívětivost, komfort obsluhy a hygienu, tj. čistitelnost zařízení. Ergonomie humanizuje techniku tím, že klade důraz na antropocentrický přístup k řešení výrobních a řídicích systémů.
- **Psychologicko-sociologická hlediska** – přizpůsobení stroje člověku z pohledu psychického. Jedná se, kromě jiného, o morální životnost zařízení a o vytvoření trvalých emotivních vazeb uživatele k výrobku.
- **Estetická hlediska** – do této oblasti patří, kromě jiného, tvarová jednota, barevnost, výrobní provedení, jednota konstrukčního a tvarového řešení a vztah k trendům světového vývoje. Designér, průmyslový výtvarník, se musí spolupodílet při navrhování příslušného zařízení již při jeho projektech, v prvních etapách vývoje, aby mohl estetická kritéria začlenit jako nedílnou součást konstrukčního návrhu.
- **Ekologická hlediska** – jedná se například o energetickou a materiálovou náročnost, rizika ohrožení životního prostředí, využití recyklovaných materiálů a fyzickou životnost zařízení. Na toto hledisko je v poslední době kladen stále větší důraz – v EU se řeší problematika ECOdesignu.
- **Marketingová hlediska** – kromě výše uvedeného je také nutné se zaměřit na ekonomičnost konstrukce a provozu tvářecích strojů.

4.1 Technické požadavky

4.1.1 Výkonnost

Závisí na druhu technologické operace a je ovlivněna technologickou úrovní zařízení.

- Potom u většiny lisů a bucharů bude základním měřítkem výkonnosti – **počet výlisků (výkovek) za jednotku času**.
- U válcovacích zařízení je základním měřítkem výkonnosti – **hmotnost vyválcovaného materiálu za jednotku času při dané redukci**.
- U technologické operace stříhání – **velikost střížné plochy za čas jednoho pracovního cyklu**.
- U volného kování na bucharu je možno stanovit výkonnost – **práce vykonaná při maximálním počtu úderů za jednotku času**.

Možnosti zvyšování výkonnosti:

Dokonalé časové využití pracovního cyklu – zkracování hlavního času (pracovního)
– zkracování časů vedlejších

Toto je možné realizovat - zaváděním kontinuálních (nevratných) výrobních metod
- u mechanických lisů zvyšováním otáček pohonného hřídele
- u hydraulických lisů zvyšováním rychlosti pohyblivé

traverzy

4.1.2 Přesnost výroby

Jedná se o schopnost stroje přesně vyrábět. Nepřesnost stroje se projeví odchylkou

výrobku od jeho teoretického bezchybného modelu. Smyslem je především zredukovat co nejvíce dokončovacích operací.

Přesnost výroby je obecně ovlivněna

- přesností relativní dráhy výstupního členu
- geometrickou přesností činných ploch
- vlastnostmi výchozího polotovaru
- technologickými vlivy

Přesnost tvářecího stroje se posuzuje v zatíženém i nezatíženém stavu.

Duhy přesností výrobního stroje

a) geometrická – vyjadřuje odchylky rozměrů, tvaru a vzájemné polohy těch částí a skupin výrobního stroje, které určují polohu a relativní dráhu nástrojů a výrobku, nebo relativní dráhu činných členů stroje. Tato přesnost se zjišťuje v nezatíženém stavu stroje dle platných norem.

b) kinematická – vyjadřuje chyby ve vazbě pohybů v důsledku výroby a montáže jednotlivých částí stroje. Jsou ovlivňovány jednotlivé kinematické řetězce pro pracovní pohyby jednotlivých uzlů výrobního stroje.

c) nastavení nástroje – na tuto přesnost má vliv:

- velikost nejmenší možné dráhy přestavení (kroku) nástroje (tzn. citlivost nastavení)

- vůle v měřícím a pohybovém mechanismu

- dynamické vlastnosti pohybového mechanismu

d) pracovní – zkouší se na vzorovém výrobku, u kterého se proměřují tvar, rozměry a vzájemná poloha ploch. Na pracovní přesnost má vliv především:

- druh zatížení (dílcí poddajnosti výrobního stroje)

- teplota (tepelné dilatace jednotlivých částí výrobního stroje)

4.1.3 Provozní spolehlivost a trvanlivost

Stroj musí být funkčně nezávadný a mít minimální poruchovost.

Spolehlivost

Vlastnost výrobku, nebo jeho součásti (prvku) zajišťující plnění jeho předepsaných funkcí a závisící na:

- bezporuchovost

- životnost

- udržovatelnost výrobku a jeho součástí

Kvantitativní ukazatel spolehlivosti výrobních strojů a zařízení jsou:

- doba bezporuchového chodu (provozu)

- pravděpodobnost poruchy

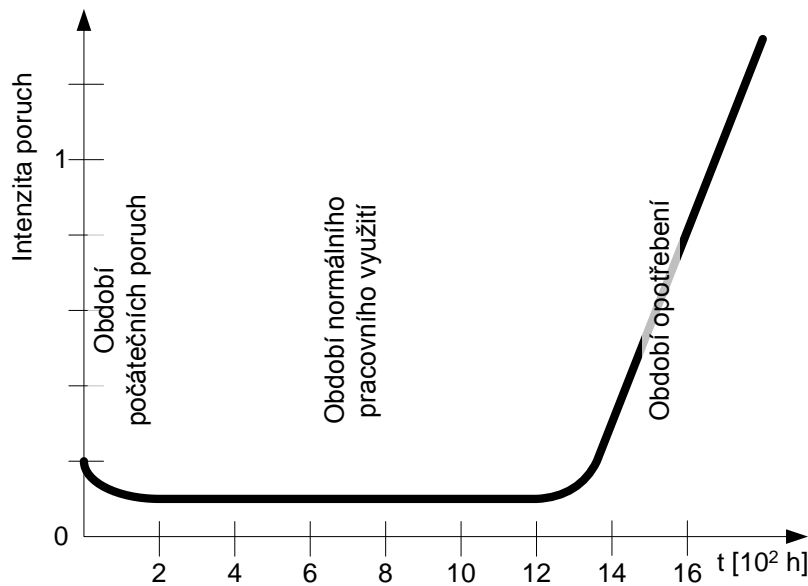
- funkce spolehlivosti

- hustota poruch

- intenzita či nebezpečí poruchy

- střední doba mezi poruchami

Poruchu může zavinit - nesprávná konstrukce, materiál, nesprávné tepelné zpracování, nesprávný provoz stroje, špatná údržba.



Obrázek 41 Vanová křivka – charakteristický průběh intenzity poruch v rozsahu celého provozního života systému

Bezporuchovost

Vlastnost výrobku zachovat schopnost provozu v předepsaných režimech a stanovených provozních podmínkách.

Životnost

Vlastnost výrobku po dlouhou dobu (s možnými přestávkami v práci) zachovat schopnost provozu v předepsaných režimech a stanovených provozních podmínkách až do zničení nebo jiného mezního stavu výrobku.

Udržovatelnost

Vlastnost výrobku spočívající v přizpůsobitelnosti k obnově normálního stavu (funkce) výrobku a k udržení technické životnosti výrobku předcházením vad a poruch, jejich zjišťováním a odstraňováním.

Trvanlivost (technická životnost)

Jedná se o celkovou délku bezporuchového chodu (provozu) výrobku za dobu jeho používání až do zničení nebo dosažení jiného mezního stavu.

4.1.4 Snadnost obsluhy a ovládání

Musí být zajištěna snadná a jednoduchá obsluha stroje. Ovládáním strojů nazýváme působení na parametry výrobního stroje s cílem vytvořit konečné dílo.

Výsledek: dosáhnout požadovaný tvar, rozměr, kvalitu.

Při konstrukci maximálně dodržovat ergonomická hlediska.

Řízení – je cílevědomá činnost, při které se hodnotí a zpracovávají informace, podle nichž se stroje ovládají tak, aby bylo dosaženo požadovaného cíle. Řízení známe ruční (člověk) a automatické (bez zásahu člověka).

Řízení stroje musí být

- jednoduché a snadné
- rychlé
- spolehlivé
- bezpečné

4.1.5 Bezpečnost

- pro člověka
- pro stroj

Na každém tvářecím stroji musí být zákonem předepsaná ochranná zařízení, která

zabezpečují jednak bezpečnost provozu stroje, tak bezpečnost obsluhy. Je nutno dbát především na spolehlivou funkci spojky a brzdy, která uvádí do chodu a zastavuje pohybující se část stroje (beran, traverza). Řízení spojky musí být chráněno pojistkou proti zopakování zdvihu. Všechna nebezpečná místa na stroji, včetně jeho pracovního prostoru, musí být zabezpečena proti možnému úrazu.

4.1.6 Statická tuhost

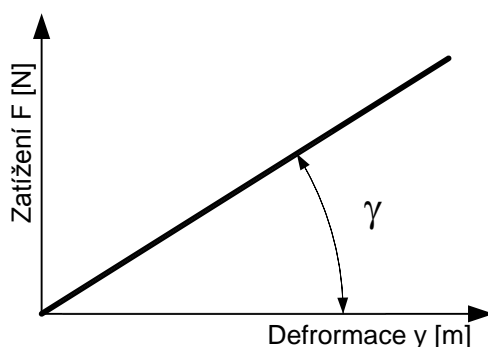
Kritérium pro návrh tvaru a rozměrů většiny součástí tvářecích strojů je jejich maximální pružná deformace. Měřítkem odolnosti proti pružným deformacím je tzv. **tuhost**.

Jedná se především o tuhost

- tvářeného polotovaru
- nástrojů
- pracovního prostoru stroje

Pružnost (elasticita) tělesa – $k [N \cdot m^{-1}]$ – jedná se o takovou schopnost tělesa, že po odstranění vnějšího zatížení se vrátí do původního stavu. Významnou materiálovou konstantou charakterizující pružné chování tělesa je modul pružnosti $E [Pa]$.

Tuhost tělesa – jedná se o odolnost tělesa proti jeho pružné deformaci způsobené vnějším zatížením. Pohybujeme-li se v mezích Hookova zákona, platí, že díl či tuhost součásti se při změně velikosti vnějšího zatížení nemění, je konstantní.



Obrázek 42 Závislost vnější zátěžné síly na deformaci zatíženého tělesa v mezích platnosti Hookova zákona

Tuhost je zde dána tangentou úhlu, který svírá charakteristika statické tuhosti (přímková závislost mezi vnějším zatížením a deformací, vycházející teoreticky z počátku souřadného systému) od deformační osy.

$$k = \operatorname{tg} \gamma = \text{konst}$$

Převrácenou hodnotou tuhosti je **poddajnost**.

Příklady možného rozdělení tuhostí:

1) podle druhu zatížení

- **tuhost v posunutí** $k = \frac{F}{y}$

Kde $F [N]$ je vnější síla a $y [m]$ je velikost deformace zatíženého tělesa.

Přestože výpočetní vztah pro tuhost obsahuje sílu a deformaci, tak tuhost není na těchto hodnotách závislá – viz následující dosazení pro tah/tlak.

- Vstupní předpoklady
 - Hookův zákon $\sigma = E \cdot \varepsilon$
 - Poměrné prodloužení $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$
 - Napětí v tahu/tlaku $\sigma = \frac{F}{S}$

Kde

- $\sigma [Pa]$ je normální napětí
- $\varepsilon [1]$ je poměrné prodloužení

- $S [m^2]$ je plocha průřezu kolmého na směr zatížení

- Sloučením Hookova zákona a stanovení napětí získáme:

$$E \cdot \varepsilon = \sigma = \frac{F}{S} \rightarrow F = \frac{E \cdot \varepsilon}{S}$$

- Úpravou vztahu poměrného prodloužení získáme:

$$\varepsilon = \frac{y}{l_0} \rightarrow y = \varepsilon \cdot l_0$$

- Dosazením do obecného vztahu tuhosti získáme:

$$k = \frac{F}{y} = \frac{\frac{E \cdot \varepsilon}{S}}{\varepsilon \cdot l_0} = \frac{E}{S \cdot l_0}$$

- **tuhost v natočení** $k = \frac{M}{\varphi}$

Kde $M[Nm]$ je zátěžný moment a $\varphi[rad]$ je velikost deformace v natočení zatíženého tělesa.

2) Podle způsobu zatížení

- **tuhost statická**

- **tuhost dynamická**

3) Podle toho, k čemu je vztažena příslušná deformace

- **tuhost absolutní** (deformace se uvažuje vzhledem k základu)

- **tuhost relativní** (deformace se vztahuje k jiné části zařízení)

- **tuhost dílčí** (tuhost jedné součásti stroje – např. tuhost rámu, ojnice, kliky, ...)

- **tuhost celková** (tuhost stroje jako celku)

Pro stanovení celkové tuhosti stroje je nutné vytvořit výpočtový model, kde jsou nahrazeny jednotlivé komponenty stroje pomocí pružin, které jsou řazeny sériově a paralelně. Potom se na základě níže uvedených vztahů stanoví z jednotlivých dílčích tuhostí celková tuhost.

a) pro sériové řazení pružin, kde k je celková tuhost a $k_{1...n}$ jsou jednotlivé dílčí tuhosti.

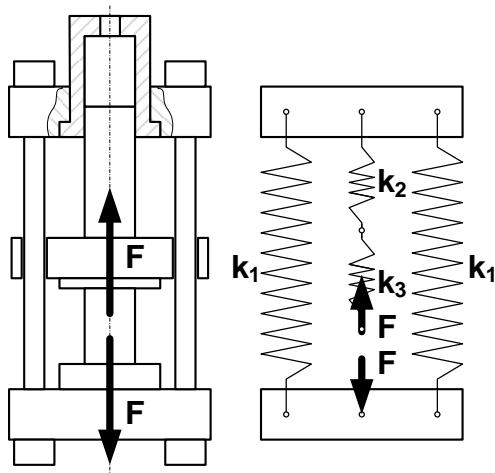
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \dots + \frac{1}{k_n} = \sum \frac{1}{k_i}$$

b) pro paralelní řazení pružin, kde k je celková tuhost a $k_{1...n}$ jsou jednotlivé dílčí tuhosti.

$$k = k_1 + \dots + k_n = \sum k_i$$

Příklad:

Stanovení celkové tuhosti hydraulického lisu. Traverzy uvažovány jako nekonečně tuhé.

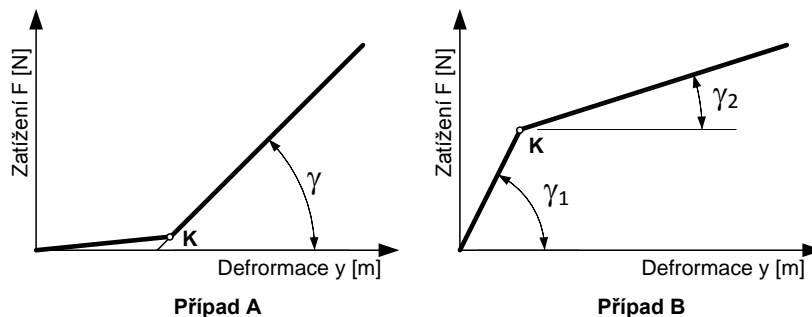


Obrázek 43 Hydraulický lis CKV a jeho výpočtový modelk

Celková tuhost rámu lisu potom bude $k_c = 2 \cdot k_1 + \frac{k_2 \cdot k_3}{k_2 + k_3}$

Kde k_1 je tuhost sloupu lisu
 k_2 je celková tuhost hydraulického pohonu
 k_3 je celková tuhost nástroje

Příklady některých skutečných charakteristik statické tuhosti pracovního prostoru tvářecího stroje:



Obrázek 44 Příklady skutečných charakteristik statické tuhosti pracovního prostoru tvářecího stroje (Případ A reprezentuje postupné vymezování vůlí v kinematickém řetězci stroje při jeho zatížení až do bodu K. Případ B prezentuje charakteristiku předepnutého spoje (například sloupu a traverzy), kde od bodu zlomu dochází k poklesu tuhosti vlivem odlehnutí spojovaných částí.)

Styková tuhost

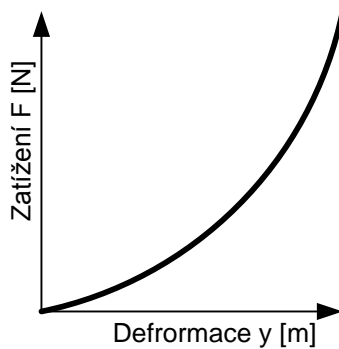
Závislost mezi vnějším zatížením a deformací je nelineární, neboť se týká plastických deformací makronerovností, posléze mikronerovností, spojovaných součástí. (například u předepjatého spoje dochází po určité době ke ztrátě předpětí a předepjatý spoj se musí dotáhnout).

Stykovou tuhost je možné vyjádřit jako poměr diferenciálního přírůstku tlaku ve stykové oblasti dp k diferenciálnímu přírůstku deformace stykových ploch (dy):

$$k_s = \frac{dp}{dy}$$

Styková tuhost závisí na:

- Drsnost stykových (kontaktních) ploch
- Velikost předpětí
- Velikost stykových (kontaktních) ploch



Obrázek 45 Charakteristika stykové tuhosti

4.1.7 Možné způsoby ovlivnění tuhosti stroje

Při navrhování jednotlivých komponent tvářecího troje je nutné si uvědomit, čím je možno tuhost zařízení ovlivnit. Jedná se především o:

1) Geometrií součásti

Možnost ovlivnění tuhosti stroje geometrií součásti je možné prezentovat na vybraných průřezích nosníků. Nosníky jsou srovnány z hlediska jejich vhodnosti k namáhání ohybem nebo krutem.

KVADRATICKÉ MOMENTY PRŮŘEZU - J_s [cm ⁴]		■
MOMENTY TUHOSTI V KRUTU - J_k [cm ⁴]		■
u všech průřezů $S = 100$ cm ²		
	$J_s = 800$ $J_k = 1600$	
	$J_s = 2420$ $J_k = 4840$	
	$J_s = 4030$ $J_k = 8060$	
	$J_s = 108$	
	$J_s = 834$ $J_k = 1400$	
	$J_s = 3330$ $J_k = 680$	
	$J_s = 16000$ $J_k = 143$	
	$J_s = 5710$	

Obrázek 46 Srovnání průřezů z hlediska jejich vhodnosti k namáhání ohybem nebo krutem

2) Uložením součásti

Ohybová tuhost nosníku roste lineárně s parametry α , E , J a klesá s třetí mocninou délky nosníku l

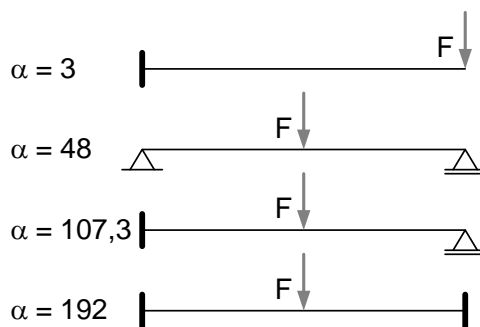
$$k = \frac{\alpha \cdot E \cdot J}{l^3}$$

Kde: součinitel zahrnující vliv uložení nosníku

E modul pružnosti materiálu nosníku [Pa]

kvadratický moment průřezu nosníku [m^4]

délka nosníku [m]



Obrázek 47 Různé způsoby ukotvení nosníku zatíženého osamělou silou

3) Materiálem součásti

Je charakterizováno materiálovými konstantami, jako jsou:

- **Modul pružnosti v tahu** - E [Pa] - je pro daný materiál konstantní v oblasti pružných deformací (platnost Hookova zákona) a je závislý na teplotě.
- **Poissonovo číslo** - μ [1] - je pro daný materiál konstantní v oblasti pružných deformací.
- Součinitel teplotní roztažnosti - α [$^{\circ}C^{-1}$]

Při výběru vhodného konstrukčního materiálu je nutno přihlídnout ještě k níže uvedeným veličinám, jako jsou:

- Mez pevnosti materiálu (mez kluzu, mez únavy), bezpečnost proti plastickým deformacím
- Měrná hmotnost materiálu
- Modul pružnosti materiálu v tahu a ve smyku
- Tlumení materiálu – dynamické chování
- Součinitel tření, tvrdost (tření a velikost opotřebení vodících ploch)
- Minimální vnitřní pnutí – geometrická stabilita
- Součinitel tepelné roztažnosti
- Součinitel přestupu tepla – termoplastické chování

Tabulka 3 Orientační hodnoty materiálových konstant pro některé vybrané materiály

materiál	modul pružnosti v tlaku E [x 10 ⁵ MPa]	Poissonovo číslo μ	součinitel tepelné rotažnosti α [x 10 ⁻⁶ K ⁻¹]
nikl	2,1	0,3	13
ocel	2,1	0,3	12
platina	1,9	0,39	9
měď	1,15	0,36	14
mosaz	0,99	0,36	18
zinek	0,91	0,27	36
zlato	0,78	0,3	14
stříbro	0,75	0,38	20
hliník	0,72	0,35	23
cín	0,43	0,33	27
olovo	0,21	0,52	29
sklo	0,7	0,25	5 - 8
litina	0,7 - 1,6	0,25 - 0,27	9
konstrukční beton	0,15 - 0,4	0,13	10 - 14

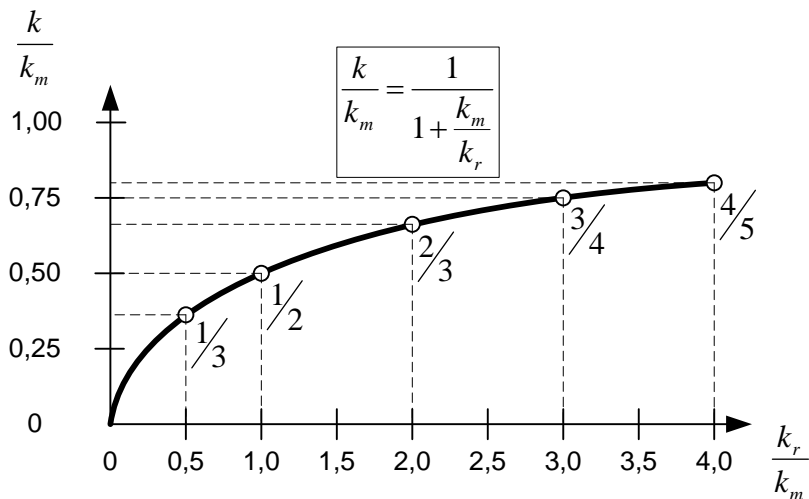
Z výše uvedené tabulky je jasné, že například ocel má oproti šedé litině cca dvojnásobný modul pružnosti. Na základě toho, že velikost deformace součásti je úměrná velikosti modulu pružnosti jejího materiálu, vychází součást konstruovaná z ocelolitinou menší než součást ze šedé litiny při zachování jejich stejné tuhosti.

Kromě výše uvedeného mají na volbu materiálu nepochybně vliv také výrobní a ekonomická hlediska, jako jsou: cena materiálu, způsob průmyslové výroby, zpracování a technologie svařování nebo lití.

Několik poznámek závěrem k tuhosti tvářecích strojů:

- Tvářecí stroje konstruované pro technologické operace, při nichž dochází k velkým zdvihům nástroje (velký užitečný zdvih – malá tuhost tvářeného polotovaru) a tvářecí síla zatěžuje souměrně pracovní prostor, mohou mít relativně nižší tuhost pracovního prostoru než stroje, které pracují s malým užitečným zdvihem (vysoká tuhost tvářeného kusu).
- S rostoucí tuhostí pracovního prostoru roste i technologická mechanická účinnost stroje (při konstantní tuhosti tvářeného kusu).
- U málo tuhých strojů nastává přičení pohyblivých částí, čímž tření kapalinné přechází v tření polosuché, nebo až suché, tím se zhoršuje hodnota součinitele tření a vznikají větší energetické ztráty.
- Přílišné pružení pracovního prostoru má za následek prodloužení relativní dráhy výstupního členu stroje, s čímž je spojen nárůst ztrátové práce.
- Tuhost komponent stroje má cenu zvyšovat jen do určité meze a to dotud, pokud přírůstek celkové tuhosti pracovního prostoru zařízení, daný zvýšením dílčí tuhosti rámu, bude se zřetelem ke hmotnosti a celkovým rozměrům rámu ještě ekonomicky únosný.

Např. u klikového lisu se na celkové deformaci pracovního prostoru stroje podílí jedinou třetinou rám a dvěma třetinami klikový mechanismus (kliková hřídel, ojnice, beran). Z klikového mechanismu je nejméně tuhá kliková hřídel, následuje ojnice a nejtěžší je beran.



Obrázek 48 Poměrná tuhost k/k_m pracovního prostoru v závislosti na poměrné tuhosti k_r/k_m rámu (stojanu) klikového lisu

Kde k_m ... tuhost klikového mechanismu

tuhost pracovního prostoru lisu

k_r ... tuhost rámu (stojanu) lisu

Pro velikost tuhosti pracovního prostoru stroje je možno obecně napsat vztah:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_r} + \frac{1}{k_m}$$

Tuhost pohonného mechanismu, v případě klikového mechanismu, je možné vyjádřit jako:

$$\frac{1}{k_m} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i}$$

Kde k_i jsou jednotlivé dílčí tuhosti klikového mechanismu (kliková hřídel, beran, ...).

Tuhost pohonného mechanismu k_m je limitována nejméně tuhým členem soustavy, na jehož návrh se musí konstruktér především zaměřit (obvykle se jedná o klikovou hřídel).

Vliv tuhosti pracovního prostoru stroje na průběh síly vyvozené příslušným pohonným mechanismem:

Vlivem pružení pracovního prostoru stroje dochází k vzájemnému posuvu průběhu tvářecí síly a síly vyvozené pohonným mechanismem.

Závěrem je možno konstatovat, že při návrhu stroje je nutné dbát toho, aby bylo dosaženo co největší tuhosti stroje, hmotnost stroje byla, pokud možno, minimální, energetická bilance pracovního cyklu byla co největší a zároveň bylo dosahováno požadované přesnosti výrobku a životnosti nástrojů.

4.1.8 Dynamická stabilita

Kmitání a chvění výrobního stroje je jev škodlivý, avšak někdy neoddělitelně spjatý s jeho chodem, neboť jednotlivé součásti strojů jsou pružné.

Rázy a chvění, které jsou nevyhnutelně spjata s prací některých tvářecích strojů, je třeba izolovat od okolí vhodným uložením stroje na základ (převážně buchary), neboť se jinak přenášejí do okolí.

Škodlivost kmitání se projevuje především ve vlastní výrobě snížením přesnosti a jakosti povrchu výrobku a nevyhnutelně i snížením výrobnosti.

U tvářecích strojů, kde obvykle dochází k impulsivnímu odběru energie, se pracuje s velkými tvářecími silami a dochází k častým rázům. Materiál stroje nevysoce namáhán,

v některých případech až na mez pevnosti. Výsledkem toho se často vyskytují enormní opotřebení a někdy i poruchy způsobené únavou materiálu. Tyto poruchy lze eliminovat správným nadimenzováním jednotlivých komponent stroje. Kromě tohoto je nutné vybavit stroj pojistným zařízením proti jeho přetížení.

Dále je nutno dbát i na další požadavky, jako jsou například:

- **UNIFIKACE**
- **STAVEBNICOVÉ (MODULÁRNÍ) ŘEŠENÍ**
- **TECHNOLOGIČNOST KONSTRUKCE**
- **FLEXIBILITA PROVOZU**
- **VYUŽÍVÁNÍ MODERNÍCH MATERIÁLŮ v konstrukci**
- **MECHANIZACE (AUTOMATIZACE) PROVOZU**

Kapitola 5 - Základní dělení tvářecích strojů

5 Základní dělení tvářecích strojů

(16)

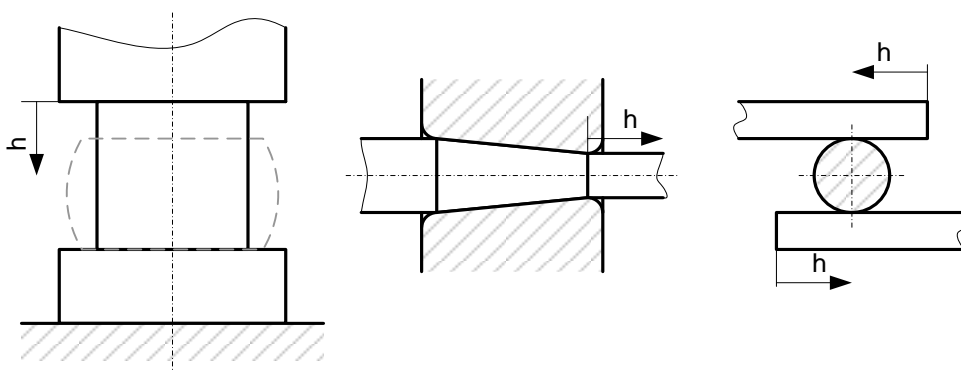
Tvářecí stroje lze dělit podle různých hledisek – např.:

- Podle základního technologického určení

- a) buchary
- b) lisy
- c) válcovací stroje
- d) ostatní (stroje na dělení materiálu, drtiče ...)

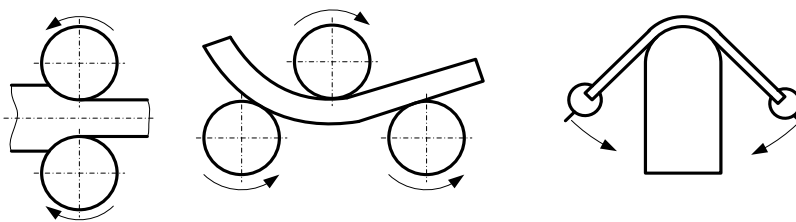
5.1 Podle druhu pohybu výstupního členu stroje

- a) Tvářecí stroje s přímočarým pohybem výstupního členu (lisy, tažné stroje, válcovací stroje, buchary)



Obrázek 49 Příklad (zleva) pěchování, tažení, válcování mezi deskami (příčné klínové válcování)

- b) Tvářecí stroje s nepřímocharým pohybem výstupního členu (zakružovací stroje, válcovací stroje, stroje pro ohyb ohýbací stroje)

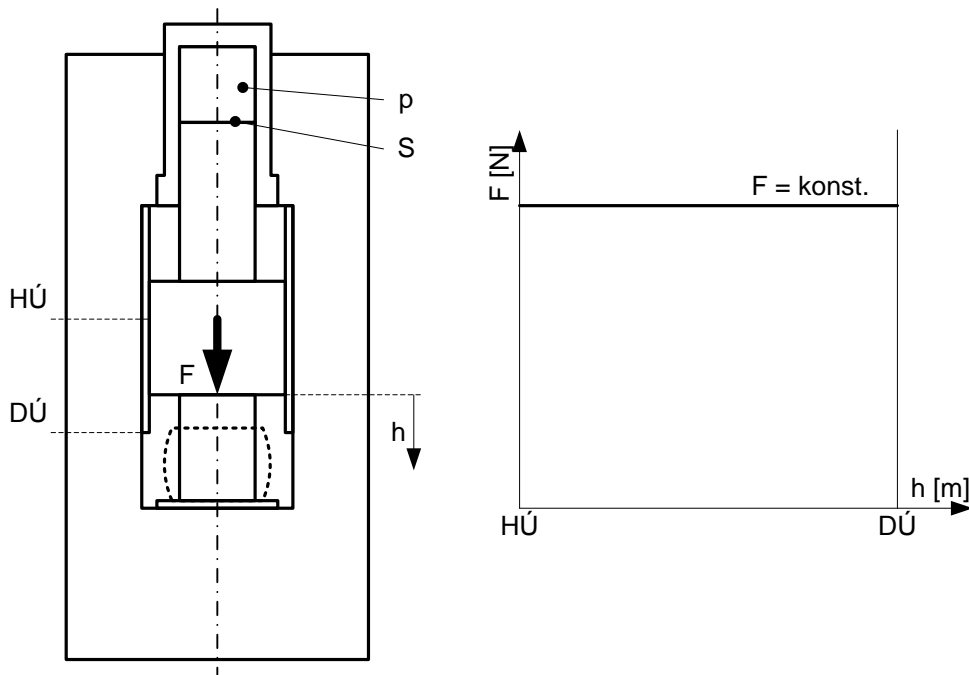


Obrázek 50 Příklad (zleva) válcování, zakružování, ohýbání

5.2 Podle charakteristických parametrů stroje

- a) Stroje omezené silou - velikost pracovní síly není závislá na velikosti zdvihu výstupního členu

U této kategorie strojů je možno dosáhnout konstantní pracovní síly na jejich výstupním členu. Síla na výstupním členu stroje je konstantní. Typickým příkladem je hydraulický lis, který při konstantním tlaku v pracovním hydraulickém válci (válních) může vyvodit konstantní jmenovitou sílu v průběhu celého zdvihu.



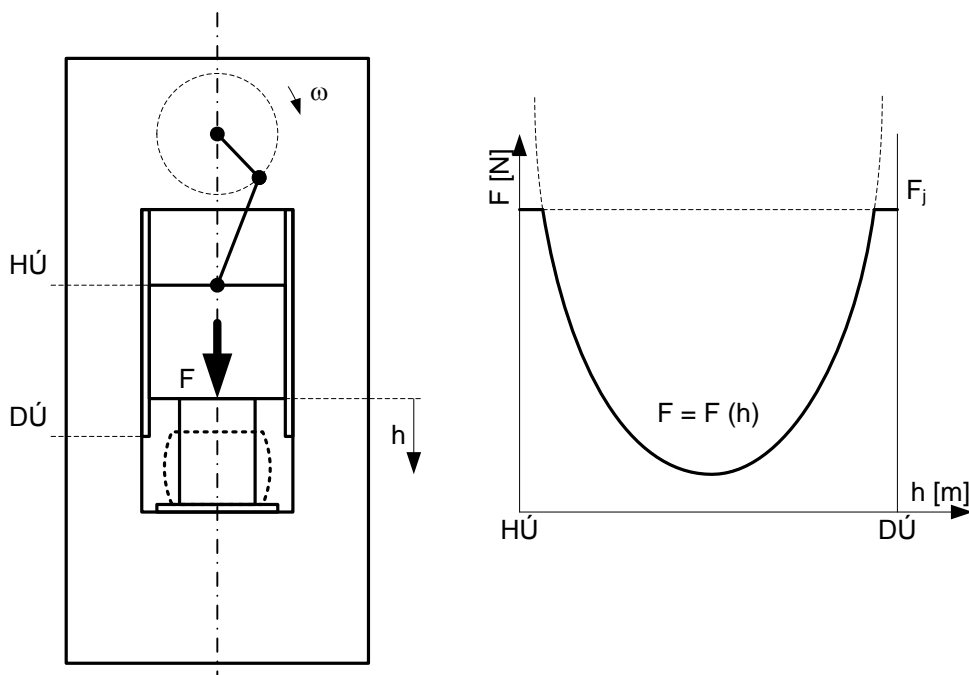
Obrázek 51 Stroj omezený silou – základním představitelem je hydraulický lis (kde p je tlak, S je plocha

Pracovní síla hydraulického lisu F [MN] je vyvozena tlakem p [MPa] hydraulického média na plochu průřezu plunžru (nebo pístu) S [m²].

$$F = S \cdot p$$

b) Stroje omezené zdvihem - velikost pracovní síly je závislá na poloze výstupního členu

Síla na výstupním členu stroje je závislá na poloze pohonného mechanismu. Typickým příkladem je klikový lis.



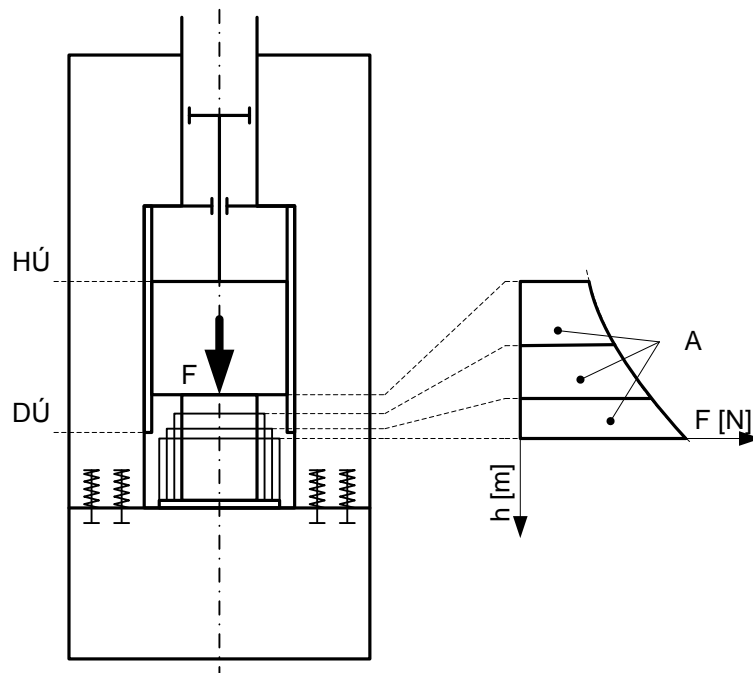
Obrázek 52 Stroj omezený zdvihem - základním představitelem je klikový lis

Síla klikového lisu F [MN] je převodovou funkcí klikového mechanismu i [α] transformována z konstantního momentu na klice M [Nm]. Síla na výstupním členu

klikového lisu je dána:

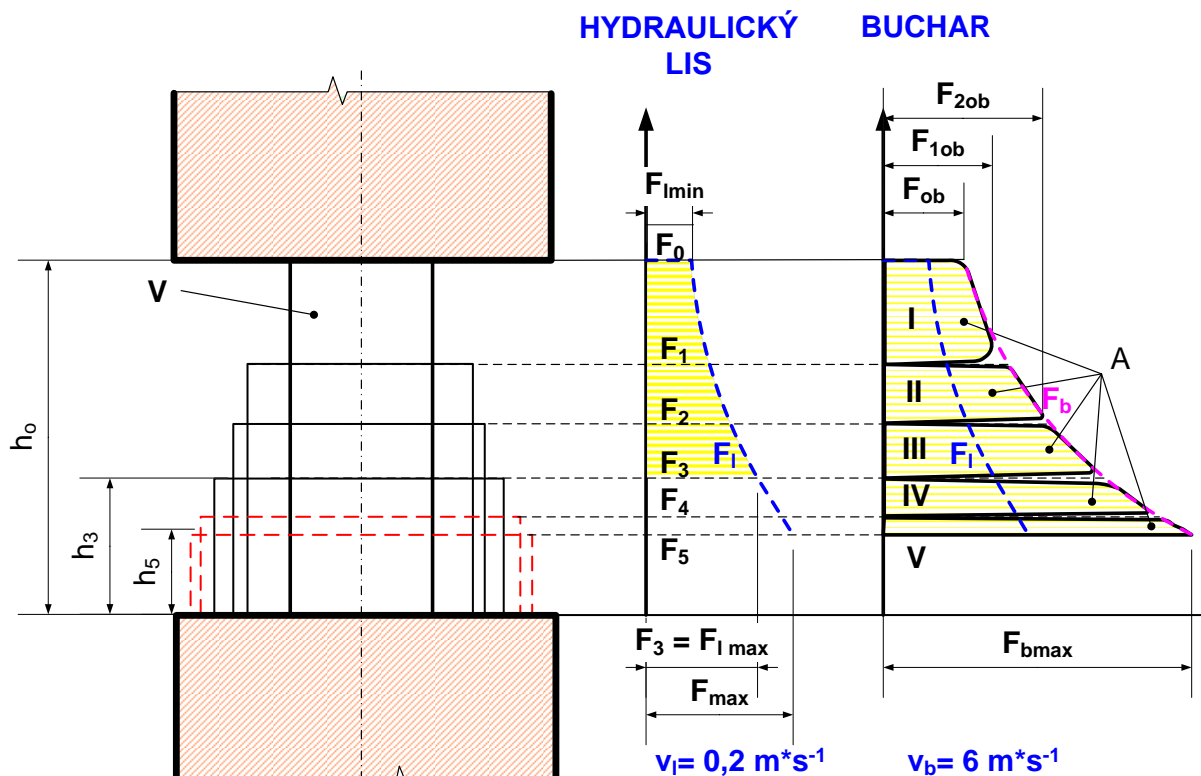
$$F = \frac{M}{i}$$

c) Stroje omezené velikostí využitelné energie - Typickým příkladem jsou především buchary. Během tváření je přenos energie mezi zdrojem a výstupním členem zpravidla přerušen. Kinetická energie padajícího beranu je přeměněna na deformační energii tvářeného kusu



Obrázek 53 Stroj omezený velikostí využitelné energie – základním představitelem je padací buchar

5.2.1 Porovnání bucharu a lisu z energetického hlediska



Obrázek 54 Porovnání bucharu a lisu z energetického hlediska – při tváření na bucharu potřebujeme až o 1/3 větší práci než na lisu na přetvoření stejného kusu

Síla na lise je omezena silou F_{lmax} , proto je polotovár na lise přetvořen pouze na výšku h_3 v rámci jednoho zdvihu. Na bucharu je každým úderem (zdvihem) předána práce A . Proto je na bucharu možné přetvořit polotovár na menší výšku, než na lise s tím, že s narůstajícím odporem narůstá velikost síly a klesá tak přírůstek přetvoření.

Zvětšená práce u bucharů je způsobena nutností překonávat na každý úder pružnou deformaci. Větší rychlost tváření na bucharu způsobuje větší hodnotu přetvárného odporu a ztráty zvětšené o pasivní odpory při opakovaných úderech.

Podle tvářecích charakteristik technologických operací možnosti použití

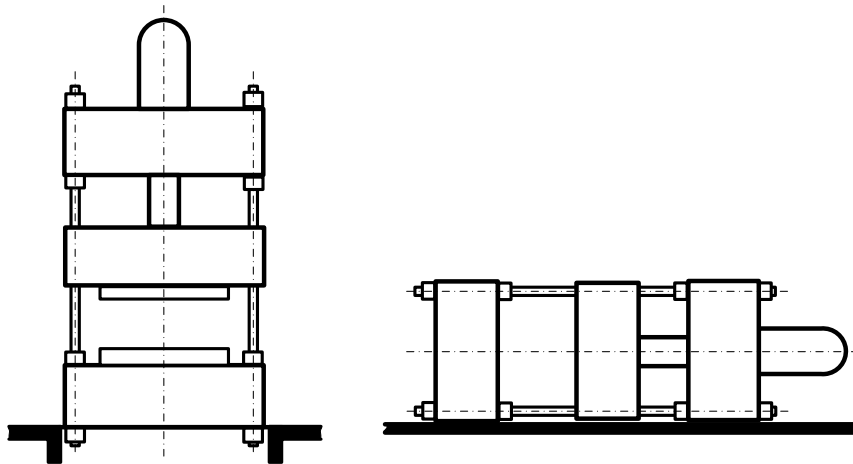
- univerzální
- jednoúčelové

Výběr možných technologických operací, které lze realizovat na tvářecích strojích

- Objemové tváření – do této oblasti patří například volné a zápusťkové kování ...
- Plošné tváření – do této oblasti patří například tažení, ohýbání ...
- Dělení materiálu
 - stříhání
 - lámání
 - drcení

5.2.2 Dělení tvářecích strojů dle konstrukčního provedení

- Stroje horizontálního provedení
- Stroje vertikálního provedení



Obrázek 55 Horizontální a vertikální konstrukce hydraulického lisu

Podle druhu rámu stroje:

- Podle druhu pohonu
 - a) Stroje s přímým pohonem
 - b) Stroje s nepřímým pohonem
 - c) Multiplikátorový
 - Podle umístění pohonu (u vertikálního provedení)
 - a) stroje s horním pohonem
 - b) stroje se spodním pohonem

5.3 Rámy tvářecích strojů

5.3.1 Materiál rámu

Výběr vhodného materiálu pro konstrukci je ovlivněn mnoha parametry:

- Druh namáhání (tah, tlak, krut, kombinované namáhání...) pro které je navržený materiál vhodný.
- Mez pevnosti materiálu (mez kluzu, mez únavy) - bezpečnost proti plastickým deformacím.
- Jak odolává materiál cyklickému zatěžování, únava materiálu.
- Měrná hmotnost materiálu.
- Modul pružnosti v tahu materiálu (E).
- Modul pružnosti ve smyku materiálu (G).
- Tlumící účinky materiálu - dynamické chování.
- Součinitel tření, tvrdost (tření a velikost opotřebení pokud se jedná o vodící plochy).
- Velikost vnitřního pnutí v součásti - geometrická stabilita.
- Součinitel tepelné roztažnosti.
- Součinitel přestupu tepla - termoelastické chování (nutnost chlazení apod.).

Kromě výše uvedeného mají na výběr vhodného materiálu nepochybně vliv také výrobní a ekonomická hlediska:

- Cena materiálu
- Možnosti průmyslové výroby
- Možnosti zpracování
- Technologie svařování nebo lití (s litím spojená výroba forem)

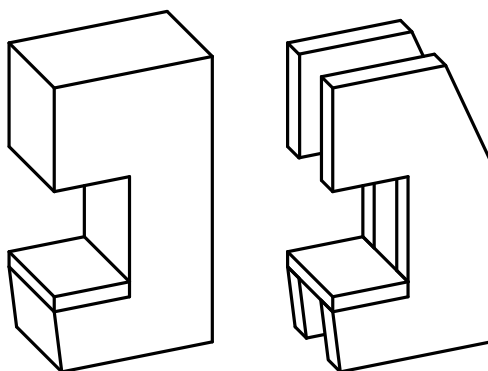
- Možnost ekologické likvidace

Tabulka 4 Mechanické vlastnosti vybraných konvenčních a kompozitních materiálů

	konstrukční ocel	šedá litina	hliník	Konstrukční beton	polymerbeton	Oxidová keramika Al ₂ O ₃	Kompozit s epoxid. pryskyřicí - uhlíkové vlákno HM, vyztužení II	Kompozit s epoxid. pryskyřicí - uhlíkové vlákno HT, vyztužení II	Kompozit s epoxidovou pryskyřicí, skelné vlákno, vyztužení II
Měrná hmotnost [kg/m ³]	7850	7200	2700	2300	2300 - 2400	4000	1600	1600	2000
Modul pružnosti [GPa]	210	80-140	70	45	40	40	360	144	40
Pevnost v tahu [MPa]	250- 1500	400	500	0,8-5	X.15	30	1200	2400	1000
Pevnost v tlaku [MPa]	200- 1200	1000		50	100-120	150	450	450	450
Součinitel teplotní vodivosti [W/mK]	45	50	220	1,5	1,3-2	30	50	10	0,4
Měrná tepelná kapacita [J/kgK]	50	50	90	100	100	90	100	100	1,2
Teplota tání [°C]	1500	1200	660	600	120	2000	200 (s termoplasty až 400)		

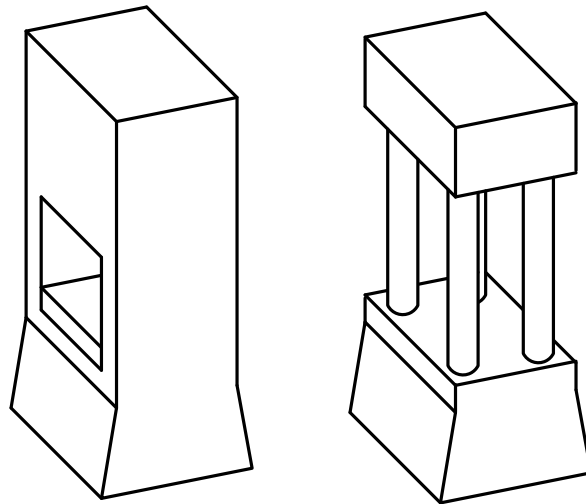
5.3.2 Dělení rámců tvářecích strojů dle jejich uspořádání

- Horizontální
- Vertikální
- Kombinované
- Otevřené rámy („C“ rámy)



Obrázek 56 Otevřené rámy - jedno- a dvojstojanový

- Uzavřené rámy („O“, „A“ rámy)



Obrázek 57 Uzavřené rámy – stojanové a sloupové

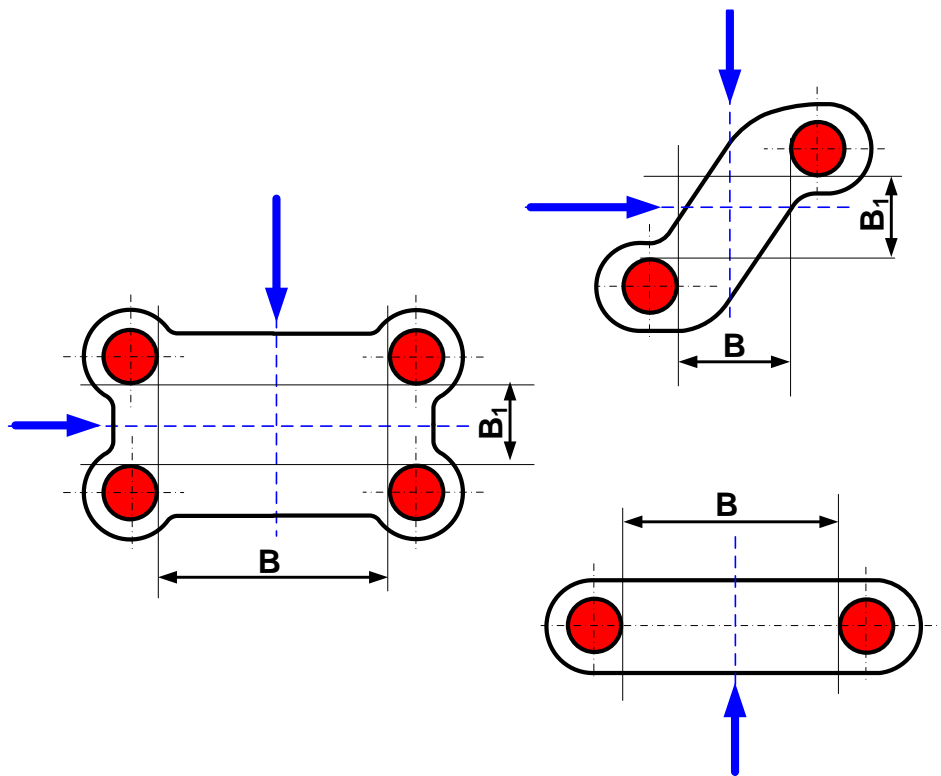
5.3.3 Dělení ráků tvářecích strojů podle jejich výrobní technologie

- Ráky vyráběné z jednoho kusu
- Ráky dělené (předepjaté, skládané, ...)

Obojí předcházející může být buď:

- Ráky svařované – válcované a kované profily, odlévané části
- Ráky odlévané – litá ocel, litina, konstrukční beton, kompozit, ...

5.3.4 Přístupnost pracovního prostoru stroje



Obrázek 58 Vyznačení přístupnosti do pracovního prostoru čtyřsloupového a dvousloupových ráků

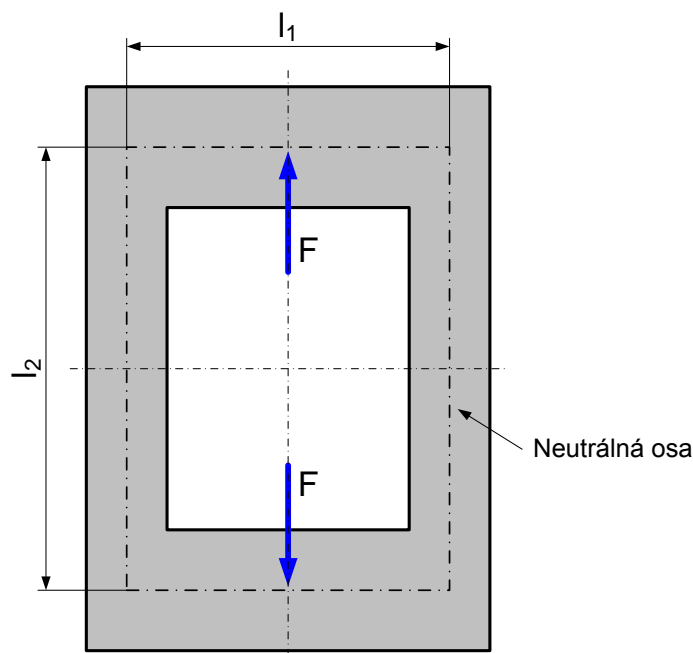
Kapitola 6 - Základní obecné výpočty

6 Základní obecné výpočty

(16), (22)

6.1 Uzavřený, tvarově symetrický, centricky zatížený rám

Výpočet uzavřeného, symetrického, symetricky zatíženého rámu reprezentuje zjednodušení běžného uzavřeného rámu tvářecích strojů (typicky lisů, válcovací stolice). Zjednodušení spočívá především v symetrii rozměrů rámu. Tento výpočet je vhodné použít pro prvotní rozměrový návrh rámu stroje.



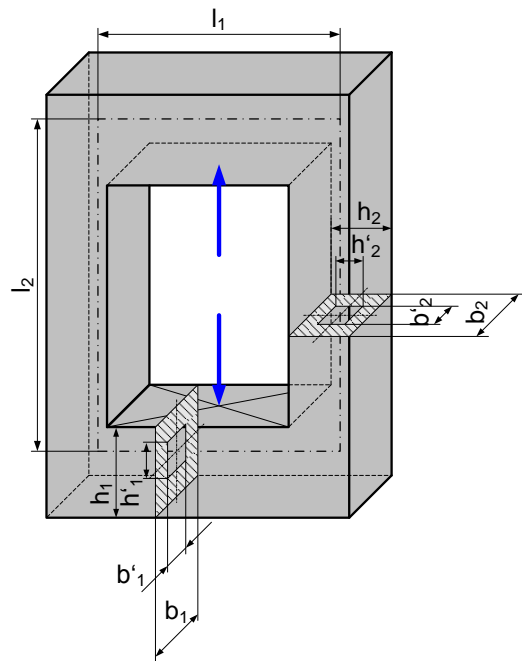
Obrázek 59 Zjednodušený model rámu

Index „1“ bude dále spojován s rozměry příčky a index „2“ s rozměry stojiny.

Na předchozím obrázku (Obrázek 59) je ve vnějším obrysu rámu vyznačena neutrálná osa profilu (osa procházející těžištěm profilu těžišti všech průřezů příček a stojin), která je dále využita pro zjednodušený výpočet. Je vytvořen výpočtový model rámu stroje. Na počátku návrhu nejsou rozměry neutrálné osy profilu zpravidla známy, spíše bývají zadány požadavky na vnitřní prostor rámu. Vychází z technologických a konstrukčních požadavků.

6.1.1 Volby průřezu profilů

Profily příčky a stojiny jsou obvykle uvažovány jako duté, obdélníkové profily.



Obrázek 60 Zjednodušený model rámu v axonometrickém pohledu s vyznačením tvarů průřezů

Rozměry průřezů jsou voleny. Pro další výpočty je nutné určit:

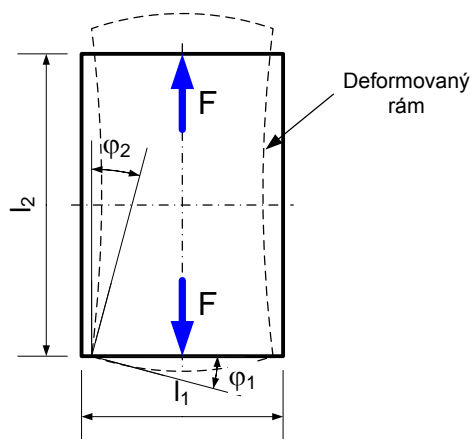
- Plocha průřezu $S_1 = b_1 \cdot h_1 - b'_1 \cdot h'_1$
- Kvadratický moment průřezu $J_1 = \frac{1}{12} (b_1 \cdot h_1^3 - b'_1 \cdot h_1'^3)$
- Průřezový modul v ohybu $W_1 = \frac{2 \cdot J_1}{h_1}$

Stejně platí i pro stojiny (h_2, b_2)

6.1.2 Pevnostní kontrola

Pro provedení pevnostní kontroly jsou hledána maximální napětí v konstrukci, která se následně porovnávají s dovolenými hodnotami (vychází z mechanických hodnot konkrétního materiálu a zvolené míře bezpečnosti).

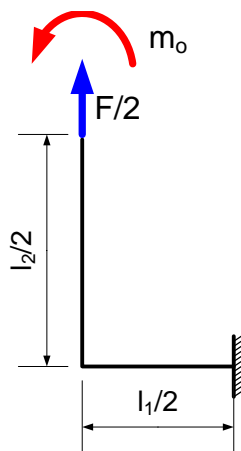
Výpočtový model rámu stroje: Pro výpočet je uvažován model ve formě neutrálné osy.



Obrázek 61 Výpočetní model je tvořen neutrálnou osou, naznačen deformovaný tvar, zakótovány úhly natočení profilu v rohu

Jelikož se jedná o uzavřený obrazec, jde o staticky neurčitou úlohu. S výhodou lze využít symetrie a řešit pouze čtvrtinu rámu úlohu jako $\frac{1}{4}$ původního. Pro rovnováhu oddělené

části rámu musí být připojeny v místě řezu vnitřní staticky neurčitě silové účinky (jedná se o vnitřní staticky neurčitý moment M_0). Protože došlo k rozdělení celistvého tvaru, který je nově zakřiveným prutem na jednom konci vetknutém, musí být model doplněn deformační podmínkou v místě volného konce (vnitřní moment m_0).



Obrázek 62 Výpočetní model ¼ rámu včetně zatížení

Velikost vnitřního, staticky neurčitého, momentu m_0 určíme s použitím **Vereščaginovy Vereščaginovy podmínky**, dle které zůstává pravý úhel v rozích rámu před zatížením a po zatížení zachován, tedy:

$$\varphi_1 = \varphi_2$$

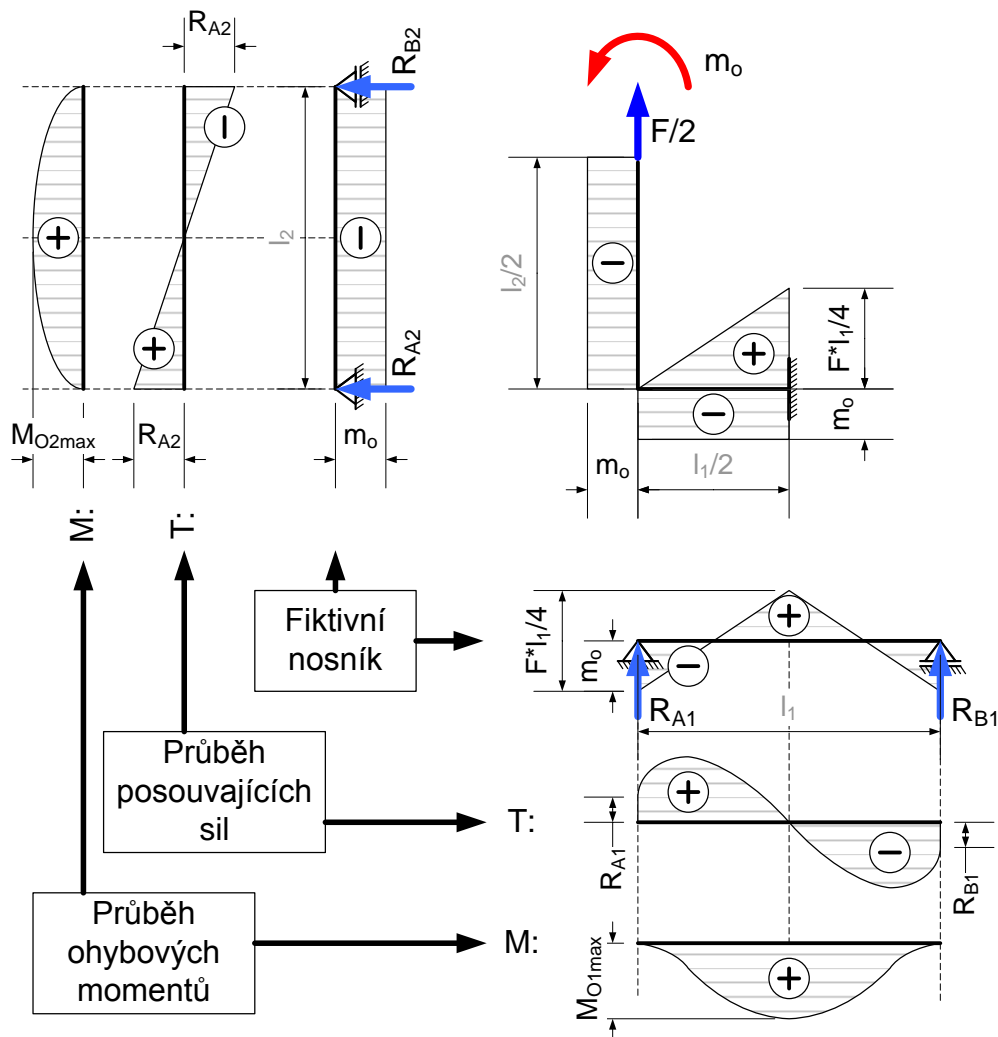
Pro stanovení velikostí úhlů natočení je nutné vyjádřit průběhy ohybových momentů okolo nosníků. Využijeme **Mohrovu metodu** (využívá derivačně-integrační závislosti mezi zatížením, vnitřními silami a deformacemi).

Postup:

- 1) Stanovit průběh momentů na daném nosníku
- 2) Sestrojit fiktivní nosník k danému nosníku
- 3) Fiktivní nosník zatížit momentovou plochou původního

4) Průhyb je poté $y = \frac{\bar{M}}{E \cdot J} y = \frac{\bar{M}}{E \cdot J}$ kde \bar{M} je ohybový moment

5) Pootočení je poté $\varphi = \frac{\bar{T}}{E \cdot J} \varphi = \frac{\bar{T}}{E \cdot J}$ kde \bar{T} je posouvající síla



Obrázek 63 Rozložení průběhu ohybového momentu okolo nosníku včetně přípravy fiktivních nosníků

Pro konkrétní hodnoty natočení nosníků tedy platí:

- Nosník 1 v místě působení reakce R_{A1} nebo R_{B1}

$$\varphi_1 = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot R_{A1} = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{F \cdot l_1^2}{16} - m_o \cdot \frac{l_1}{2} \right)$$

- Nosník 2 v místě působení reakce R_{A2} nebo R_{B2}

$$\varphi_2 = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot R_{A2} = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \left(m_o \cdot \frac{l_2}{2} \right)$$

Z Vereščinovy podmínky lze poté určit velikost vnitřního, staticky neurčitého momentu m_o :

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_2 \\ \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{F \cdot l_1^2}{16} - m_o \cdot \frac{l_1}{2} \right) &= \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \left(m_o \cdot \frac{l_2}{2} \right) \\ \frac{F \cdot l_1^2}{16 \cdot J_1} - \frac{m_o \cdot l_1}{2 \cdot J_1} &= \frac{m_o \cdot l_2}{2 \cdot J_2} \\ m_o &= \frac{F \cdot l_1}{8 \cdot J_1} \cdot \frac{1}{\frac{l_1}{J_2} \cdot \frac{l_2}{l_1} + 1} \end{aligned}$$

Výpočet maximálního napětí v příčce

Příčka je zatížena kombinací ohybu a smyku. Protože se jedná o normální a tečné napětí, je nutné provést výpočet redukovaného napětí.

Ohybový moment v příčce je:

$$M_{o1} = \frac{F \cdot l_1}{4} - m_o$$

Ohybové napětí v příčce potom je:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}}$$

Smykové napětí v příčce potom je:

$$\tau_{s1} = \frac{F}{2 \cdot S_1}$$

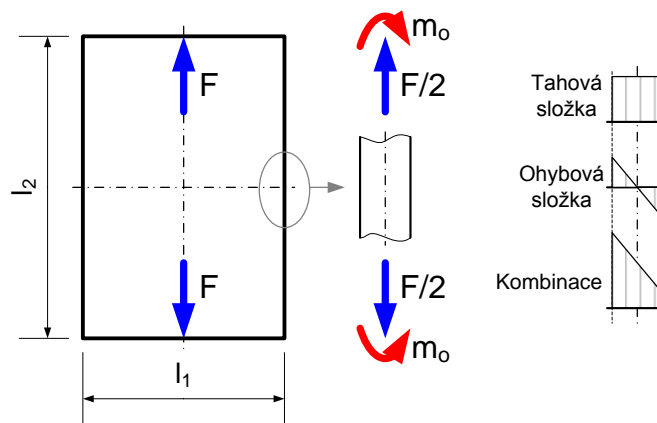
Redukované napětí lze například získat pomocí vztahu:

$$\sigma_{red1} = \sigma_{o1} + \tau_{s1}$$

Výpočet maximálního napětí ve stojně

Stojina je zatížena kombinací tahu a ohybu. Maximální napětí je pak na vnitřní straně stojiny, kde dochází k součtu normálního napětí od tahu i ohybu (oboje ve směru podélné osy stojiny).

Ohybový moment ve stojně je právě roven staticky neurčitému momentu m_o .



Obrázek 64 Namáhání stojina rámu

Maximální napětí ve stojně potom bude:

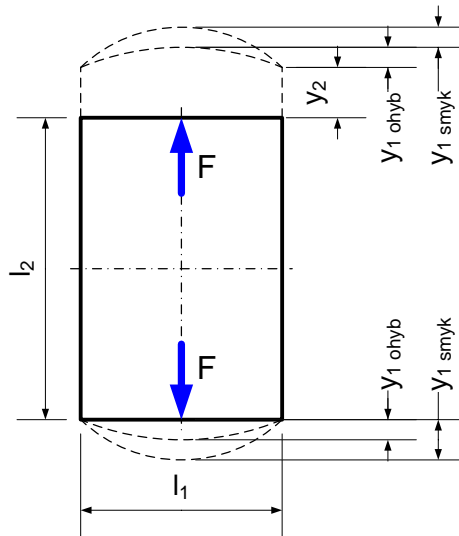
$$\sigma_{2max} = \sigma_{t2} + \sigma_{o2} = \frac{F}{2 \cdot S_2} + \frac{m_o}{W_{o2}}$$

U stojiny i příčky se kontroluje **stupeň využití materiálu**, který by se neměl mezi stojinou a příčkou příliš lišit a měl by dosahovat minimální hodnoty 50%. Stupeň využití materiálu je počítán jako poměr napětí v nosníku vůči dovolenému napětí zvoleného materiálu takto:

$$n_1 = \frac{\sigma_{red1}}{\sigma_{D1}} \cdot 100$$

6.1.3 Stanovení celkové deformace a tuhosti rámu lisu

Deformace se stanovují pro jednotlivé nosníky rámu pouze ve směru působení pracovní síly.



Obrázek 65 Vyobrazení hledaných deformací ve vertikálním směru

- Průhyb příčky od ohybu:

$$y_{1 \text{ ohyb}} = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(\left(\frac{F \cdot l_1^2}{16} - m_o \cdot \frac{l_1}{2} \right) \cdot \frac{l_1}{2} + m_o \cdot \frac{l_1^2}{8} - \frac{F \cdot l_1^3}{96} \right)$$

$$= \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{F \cdot l_1^3}{48} - m_o \cdot \frac{l_1^2}{8} \right)$$

- Průhyb příčky od ohybu

$$y_{1 \text{ smyk}} = \beta \cdot \frac{F \cdot l_1}{G \cdot S_1}$$

- Prodloužení stojiny od tahu:

$$y_2 = \frac{F \cdot l_2}{2 \cdot E \cdot S_2}$$

- Celková deformace rámu je poté:

$$y_c = 2 \cdot (y_{1 \text{ ohyb}} + y_{1 \text{ smyk}}) + y_2$$

- Tuhost rámu je:

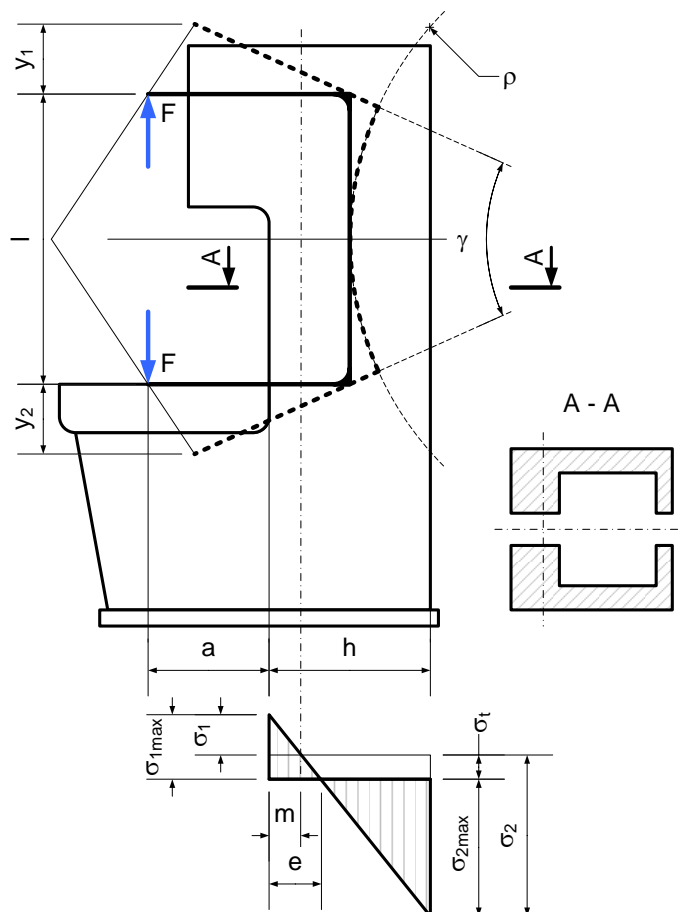
$$k_c = \frac{F}{y_c}$$

6.2 Otevřený stojan

Při výpočtu otevřených stojanů se využívá někdy teorie přímých a křivých prutů (podle tvaru stojanu). Neutrálná osa průřezu nosníků je rovinná křivka s průřezy souměrnými k rovině osy.

6.2.1 Stojan s přímkou stojinou

Tvar stojanu lze přibližně uvažovat jako přímý nosník s dokonale tuhým stolem.



Obrázek 66 Výpočet otevřeného stojanu s přímou stojinou

Zakřivení neutrálné osy ohybu:

$$\rho = \xi \cdot \frac{E \cdot J}{M}$$

Kde: ξ je součinitel tvaru stojanu ($0,7 \div 1,3$)

E je modul pružnosti v tahu

J je kvadratický moment průřezu stojiny

M je ohybový moment stojiny k její střednici

Ohybový moment způsobující zakřivení stojiny:

$$M = F \cdot (a + m)$$

Úhel rozevření je potom:

$$\gamma = \frac{L}{\rho} = \frac{L + y_1 + y_2}{\rho + a + e}$$

Celková deformace bude:

$$y = y_1 + y_2 = \frac{L \cdot (a + e)}{\rho}$$

Tuhost stojanu:

$$k_r = \frac{F}{y} = \frac{F \cdot \rho}{L \cdot (a + e)} = \xi \cdot \frac{E \cdot J}{L \cdot (a + e) \cdot (a + m)}$$

Poloha neutrálné osy bude:

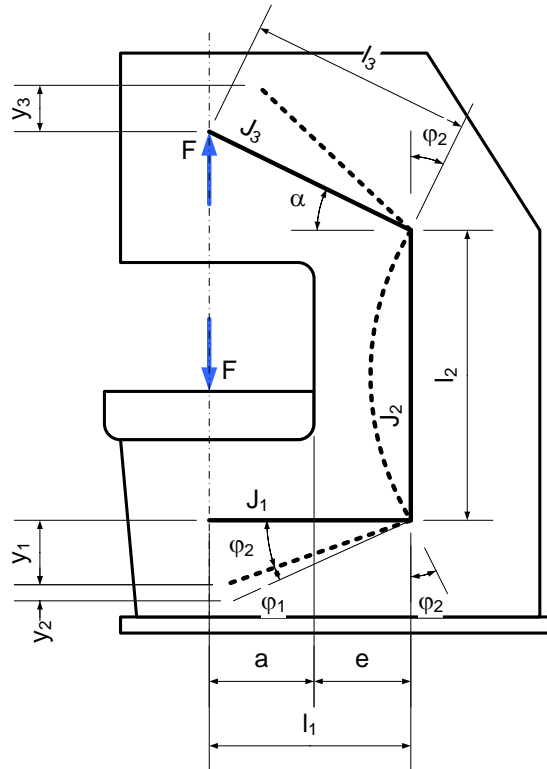
$$e = h \cdot \frac{\sigma_t + \sigma_1}{\sigma_1 + \sigma_2} = h \cdot \frac{\sigma_{1 \max}}{\sigma_{1 \max} + \sigma_{2 \max}}$$

Jednotlivá napětí jsou:

$$\sigma_t = \frac{F}{S}; \sigma_1 = \frac{M \cdot m}{J}; \sigma_2 = \frac{M \cdot (h - m)}{J}$$

6.2.2 Stojan s lomenou stojinou

Stojan lze nahradit lomeným prutem na střednici průřezů s kvadratickými momenty J_1, J_2, J_3 , J_1, J_2 a J_3 .



Obrázek 67 Výpočet otevřeného stojanu s lomenou stojinou

Relativní deformace mezi horní a spodní částí stojanu je dána superpozicí dílčích deformací a posunutí stolu, stojiny a horní lomené části. Uvažována je deformace způsobená ohybem a tahem:

$$y_1 = \frac{F \cdot (a + e)^3}{3 \cdot E \cdot J_1}$$

$$y_2 = \frac{F \cdot l_2}{E \cdot S_2}$$

$$y_3 = \frac{F \cdot l_3^3}{E \cdot J_3} \cdot \cos^2 \alpha + \frac{F \cdot l_3}{E \cdot S_3} \cdot \sin^2 \alpha$$

Tomu odpovídají úhlová natočení:

$$\varphi_1 = \frac{F \cdot (a + e)^2}{2 \cdot E \cdot J_1}; \varphi_2 = \frac{F \cdot (a + e) \cdot L_2}{2 \cdot E \cdot J_2}$$

Relativní deformace je:

$$y = y_1 + y_2 + y_3 + l_1 \cdot \varphi_2 + l_3 \cdot \varphi_2 \cdot \cos \alpha$$

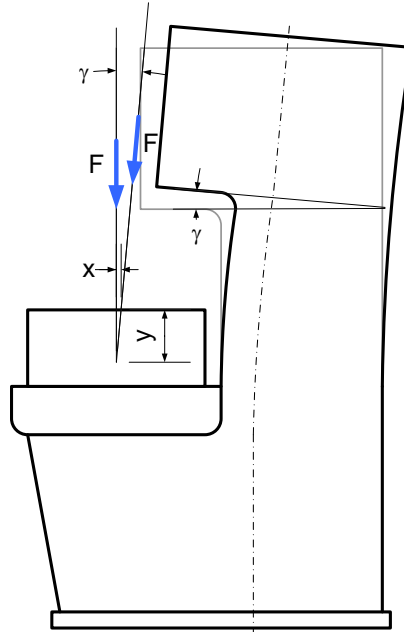
Celkové natočení je:

$$\varphi = \varphi_1 + 2 \cdot \varphi_2$$

6.2.3 Vliv deformace stojanu na prováděnou technologii

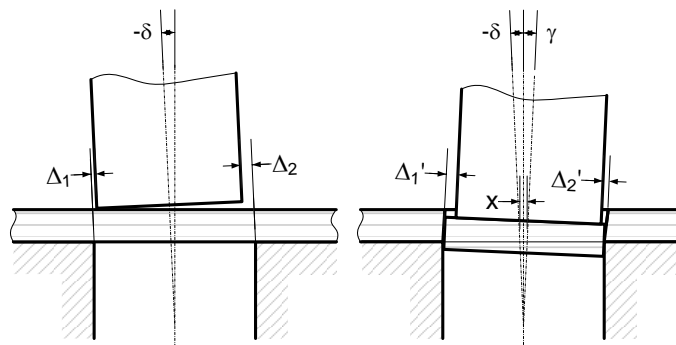
(23)

Hlavním důvodem pro poměrně vysokou tuhost tvářecích strojů je požadavek na přesnost výrobku i při kolísání tvářecí síly. Pro vyvození síly na tvářecích strojích je nutné zatížit celý silový řetězec dílů stroje. Protože nástroje pracují vůči sobě s poměrně vysokou přesností, je požadována co nejmenší celková deformace stroje. Velmi důležitá je úhlová deformace pracovního prostoru hlavně u lisů, neboť upínací plochy nástrojů na stole a beranu se sešikmí.



Obrázek 68 Znárodnění zešikmení osy beranu vůči stolu vlivem celkové deformace

Boční posunutí nástrojů $x = y \cdot \tan \gamma$ způsobuje poškození nástrojů, snižuje jejich životnost a zhoršuje kvalitu výlisků. Na lisech s vyložení se proto v záporném úhlu $-\delta$ úmyslně sešikmují upínací plochy na stole a na beranu tak, aby při zatížení stroje a jeho úhlovém vychýlení upínacích ploch nástrojů. Platí tedy, že celková vůle v nástrojích musí být větší než boční přesunutí nástrojů.



Obrázek 69 Úmyslné zešikmení nástroje pro potlačení vlivu bočního posunutí nástrojů

Tabulka 5 Dovolené úchytky rovnoběžnosti upínacích ploch nástrojů [mm]

zatěžování	"C" stojan	"O" stojan
bez zatížení	na šířku (zleva doprava) 0,015/100 na hloubku (zepředu dozadu) 0,030/100	0,015/100
osové zatížení F_j	na šířku 0,04/100 na hloubku 0,20/100	0,025/100
mimostředné zatížení v 1/4 hloubky a 1/4 šířky stolu silou 1/4 F_j	na šířku 0,20/100 na hloubku 0,10/100	0,05/100

Kapitola 7 – Pohony tvářecích strojů

7 Pohony tvářecích strojů

(16)

Všechny tvářecí stroje využívají ke své práci systémů, které jsou schopny:

- **akumulovat energii a v požadovaném okamžiku ji vhodně uvolnit** za účelem provedení požadované technologické operace a správně ji přeměnit na práci plastických deformací tvářeného kusu. Toto je v praxi realizováno pomocí různých druhů akumulátorů energie.

- **znásobit vhodným mechanismem hnací sílu** tak, aby její charakteristika v každém okamžiku kopírovala s co nejmenším přebytkem a s co největší přesností průběh tvářecí síly potřebné pro provedení technologické operace.

Čím je větší odchylka tvářecí síly a síly pohonu během procesu tváření, tím jsou větší energetické ztráty.

Je teoreticky i prakticky dokázáno, že čím rychleji na tvářecím stroji tváříme, tím je větší energetická náročnost pro vytvoření stejného výrobku. Toto souvisí s mechanikou procesu, jmenovitě s dynamickými účinky, které vznikají při tváření.

7.1.1 Základní dělení

- Podle **zdroje energie**

- a) Přímé
- b) Nepřímé (pohon s akumulací energie)

- Podle **druhu energetického zdroje**

- a) Elektrické
- b) Hydraulické
- c) Pneumatické
- d) Kombinované

Při **návahu pohonu** je nutné provést:

- Důkladnou analýzu energetických a silových požadavků na příslušnou technologickou operaci
- Bilanci potřeb pro překonávání energetických ztrát technologického zařízení, mimo jiné také:
 - pro běh stroje naprázdno
 - případné pomocné operace

Na **energetickou bilanci pracovního cyklu** má vliv:

- Úroveň konstrukčního návrhu stroje (např. použitý poháněcí mechanismus, zvolený druh pohonu, ...)
- Kvalita provedení vlastního stroje (např. způsoby uložení jednotlivých mechanismů, vodící plochy, způsoby opracování jednotlivých činných ploch, mazání, ...)

Tvářecí stroje **využívají** ke své práci **možností**:

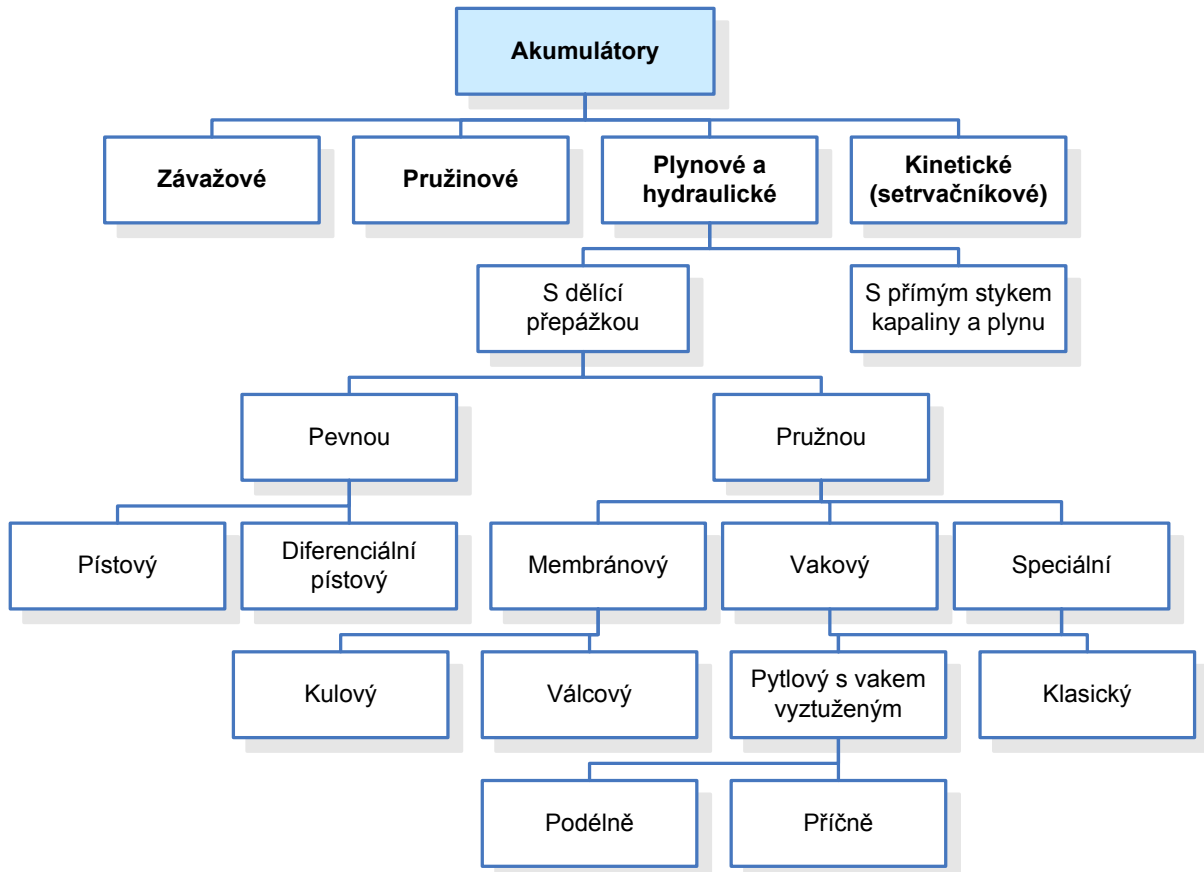
- Akumulovat energii a v požadovaném okamžiku ji vhodně uvolnit - za účelem provedení požadované technologické operace a správně ji přeměnit na práci na plastickou deformaci. Toto se v praxi realizuje pomocí různých druhů akumulátorů.

AKUMULÁTORY: - mechanické (setrvačníky)
 - hydraulické (akumulace tlakové kapaliny
 zajišťované pneumaticky nebo mechanicky)

- elektrické (baterie, kondenzátory)

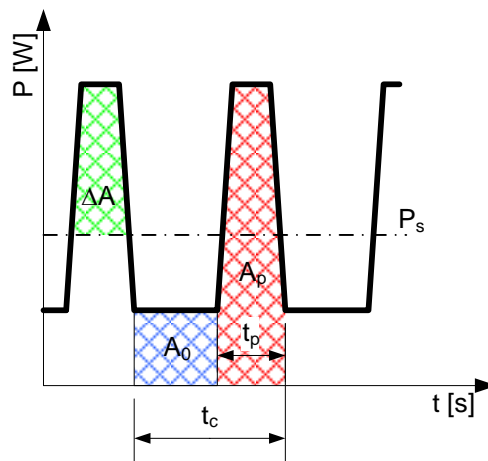
- Znásobit vhodným způsobem sílu - tak, aby její velikost v požadovaném okamžiku technologické operace s co nejmenším přebytkem a s co největší přesností kopírovala velikost a průběh síly potřebné pro provedení technologické operace.

7.2 Akumulátory energie používané u tvářecích strojů



Obrázek 70 Základní rozdělení akumulátorů

7.3 Akumulátory mechanické – setrvačnickové (kinetické)



Obrázek 71 Odběrový diagram setrvačnickového pohonu

Kde:

A_0 ... práce při chodu naprázdno,
 A_p ... práce potřebná pro tváření,
 P_s ... střední výkon,
 t_c ... čas cyklu,
 t_p ... čas potřebný pro tváření.

Střední výkon P_s lze stanovit jako:

$$P_s = \frac{A_0 + A_p}{t_c} = \frac{\int_0^{t_c-t_p} P(t) \cdot dt + \int_{t_c-t_p}^{t_c} P(t) \cdot dt}{t_c}$$

Při zařazení akumulátoru je pohonný motor potom dimenzován na výše vyjádřený střední výkon.

$$A_p = A_s + \Delta A$$
$$A_s = P_s \cdot t_c$$

Kde:

A_s ... je práce potřebná pro jeden cykl.

Energie setrvačnicku při běhu naprázdno

Jestliže budou otáčky setrvačnicku naprázdno n_1 , bude energie v něm akumulovaná:

$$A_1 = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_1^2$$

Po zatížení otáčky setrvačnicku poklesnou na n_2 a energie předaná setrvačnickem bude:

$$\Delta A = \frac{1}{2} \cdot J \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

Poměrný pokles otáček setrvačnicku (skluz):

$$v = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Na základě výše uvedeného potom bude energie předaná setrvačnickem:

$$\Delta A = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_1^2 \cdot \left(1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}\right) = A_1 \cdot v \cdot (2 - v) = A_1 \cdot z$$

Kde:

z ... stupeň využití setrvačnicku

$$z = v \cdot (2 - v)$$

Kapacita setrvačnicku je největší množství energie, které lze setrvačnicku během pracovního cyklu odejmout:

$$\Delta A = A_1 \cdot z_m$$

$z_m = 1$... při konstrukčním uspořádání, kdy je možno setrvačnick odpojit od motoru pomocí spojky,

$z_m = 0,25 \div 0,5$... při konstrukčním uspořádání, kdy setrvačnick nelze odpojit,

$z_m = 0,25$... nepřetržitý chod,

$z_m = 0,5$... chod s přestávkami.

Nerovnoměrnost chodu setrvačnicku

$$\kappa = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_s}$$

Příklad návrhu setrvačnicku vřetenového lisu z energetické bilance pracovního

cyklu

Z energetické bilance pracovního cyklu odvodte vztah pro hmotový moment setrvačnosti setrvačnicku vřetenového lisu pro technologickou operaci ražení (přibližně trojúhelníková tvářecí charakteristika).

Energetická bilance jednoho pracovního cyklu: $A_c = A_u + A_z + A_d$

Jednotlivé práce ve výše uvedeném vztahu jsou vyjádřeny v kapitole „Energetická bilance pracovního cyklu“.

Práce užitečná pro technologickou operaci ražení: $A_u = \frac{1}{2} \cdot F_j \cdot h_u$

Práce ztrátová: $A_z = \xi \cdot A_c$

Práce pružných deformací pracovního prostoru stroje: $A_d = \frac{1}{2} \cdot F_j \cdot y_c$

Kde:

F_j ... jmenovitá síla lisu;

h_u ... užitečný zdvih výstupního členu stroje (přibližně úměrný velikosti plastické deformace tvářeného kusu);

y_c ... velikost celkové pružné deformace pracovního prostoru stroje.

Po dosazení do základní rovnice bude:

$$A_c = A_u + \xi \cdot A_c + A_d$$
$$A_c = \frac{A_u + A_d}{1 - \xi} = \frac{\frac{1}{2} \cdot F_j \cdot h_u + \frac{1}{2} \cdot F_j \cdot y_c}{\eta_{vř} \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_v} = \frac{F_j}{2 \cdot \eta_{vř} \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_v} \cdot (h_u + y_c)$$

Kde:

$\eta_{vř}$... účinnost vřetene;

η_{pl} ... účinnost patního ložiska;

η_v ... účinnost vedení.

Energie pohybujících se hmot (A) na vřetenovém lisu (kde značnou část představuje energie setrvačnicku) musí být rovna nebo větší než A_c , která je odvozena výše.

$$A \geq A_c$$

Kinetickou energii pohybujících se hmot (jedná se o složený pohyb z rotace a posuvu) je možno vyjádřit:

$$A = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2$$

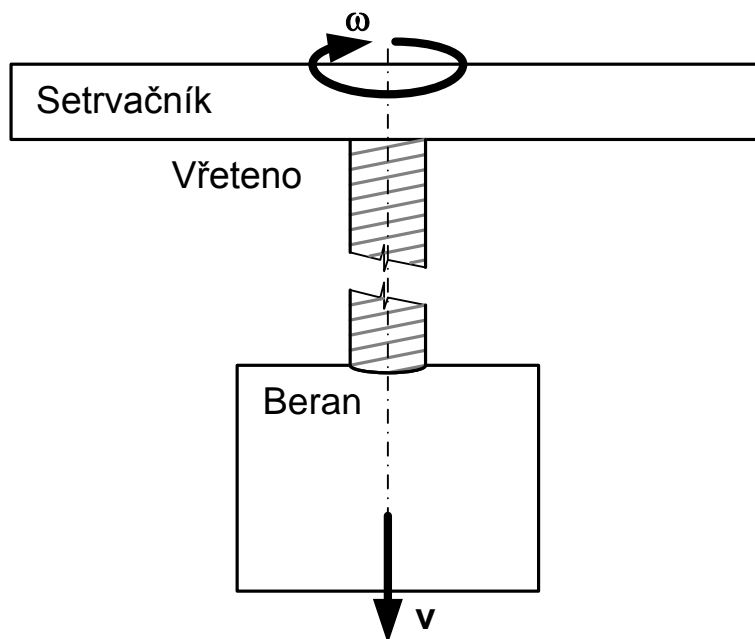
Kde:

m ... hmota pohybujících se částí vřetenového lisu [kg];

v ... posuvová rychlost pohybujících se částí na lisu [$m \cdot s^{-1}$];

I ... hmotový moment setrvačnosti setrvačnicku [$kg \cdot m^2$];

ω ... úhlová rychlost setrvačnicku [$rad \cdot s^{-1}$].



Obrázek 72 Komponenty vřetenového lisu konající pohyb rotační a posuvný

Potom platí:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \geq A_c$$

Dle praktických zkušeností možno brát:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = 0,05 \cdot A_c$$

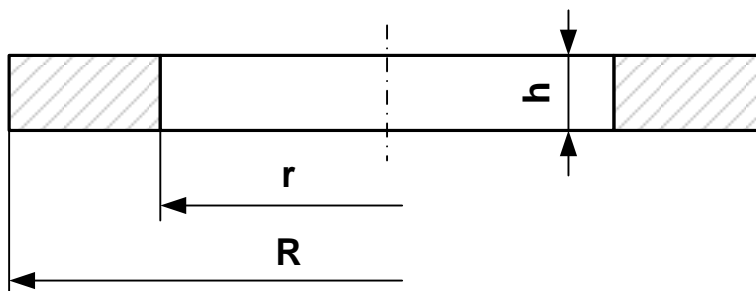
$$0,05 \cdot A_c + \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \geq A_c$$

$$I \geq \frac{(1 - 0,05)}{\omega^2} \cdot A_c$$

$$I \geq \frac{(1 - 0,05)}{\omega^2} \cdot \frac{F_j}{2 \cdot \eta_{vř} \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_v} \cdot (h_u + y_c)$$

Tímto jsme obdrželi vztah pro výpočet hmotového momentu setrvačnosti setrvačnicku vřetenového lisu. Rozměry setrvačnicku dostaneme, když vypočtený hmotový moment setrvačnosti položíme rovný hmotovému momentu setrvačnosti navrženého setrvačnicku:

$$I_{setr} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R^2 + r^2)$$



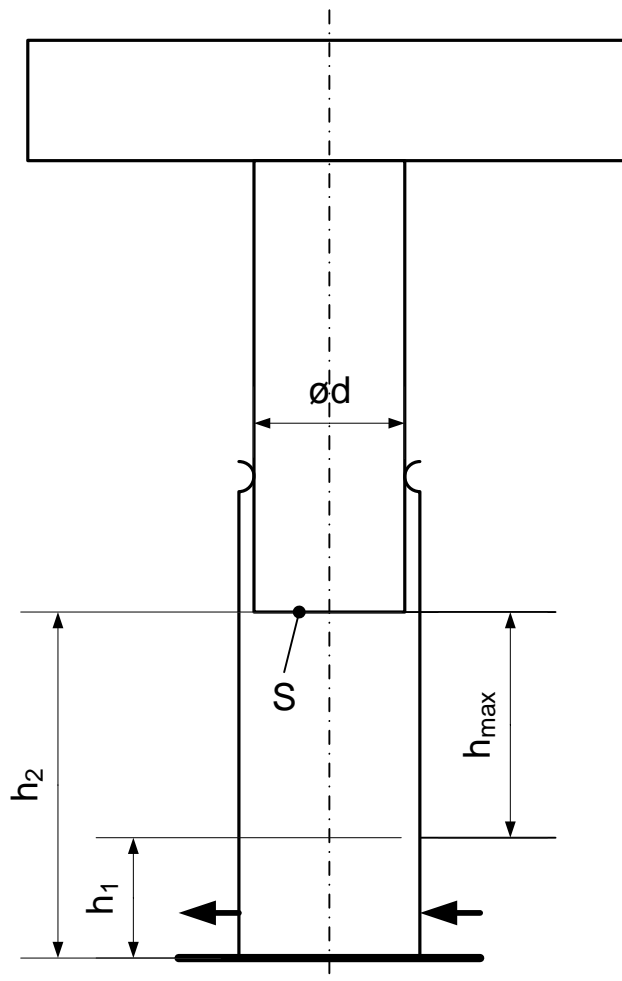
Obrázek 73 Prsteneček setrvačnicku vřetenového lisu

7.4 Akumulátory hydraulické (statické)

7.4.1 Závažový akumulátor

Patří k nejstarším typům. Vyskytuje se již jen u starých zařízení. Byl prvním typem vysokotlakého akumulátoru.

Byl používán především u strojů s velkou pracovní rychlostí, kde nedocházelo k náhlým prudkým změnám v odběru kapaliny (velké pohybující se hmoty - při rychlé změně vznik tlakového rázu, nutné aby rychlost poklesu pístu byla max. $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a hydraulický obvod byl vybaven pojistným ventilem).



Obrázek 74 Schéma závažového akumulátoru

Výhody:

- neměnná charakteristika: $p = f(v)$
- odebraný tlak kapaliny je konstantní (nezávisí na velikosti odebraného objemu)
- umožňuje dodat větší množství kapaliny při vysokém tlaku (1000 až 1500 l při tlaku 20 až 30 MPa)

Nevýhody:

- velké rozměry a hmotnost (může být instalován pouze vertikálně a jeho výška může dosahovat 5 až 10m)

Základní rovnice závažového akumulátoru:

a) Užitečný objem akumulátoru

$$V_a = S \cdot h_{max}$$

b) Změna pracovního tlaku akumulátoru v závislosti na odběru

$$p = \frac{m \cdot g}{S} = konst$$

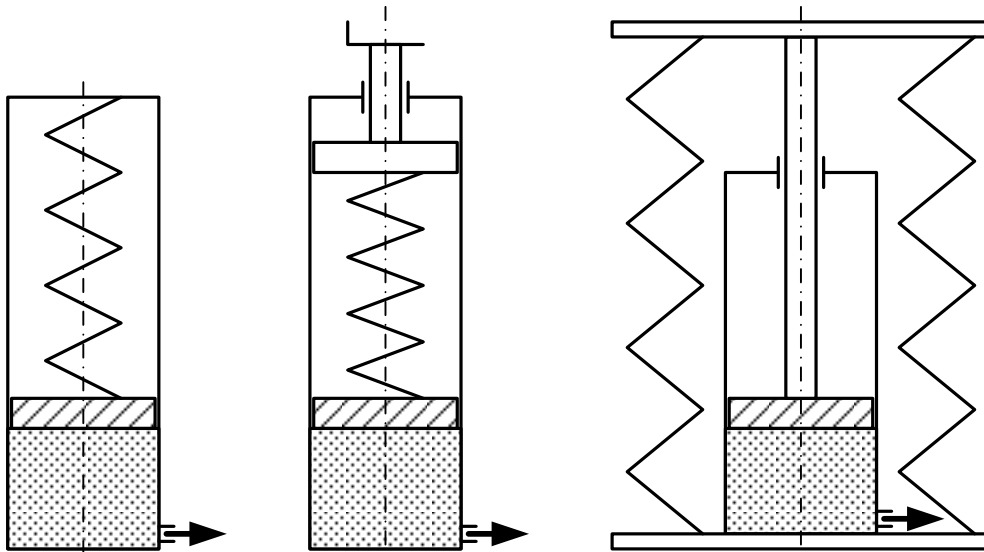
c) Velikost akumulované energie

$$E = m \cdot g \cdot h_{max}$$

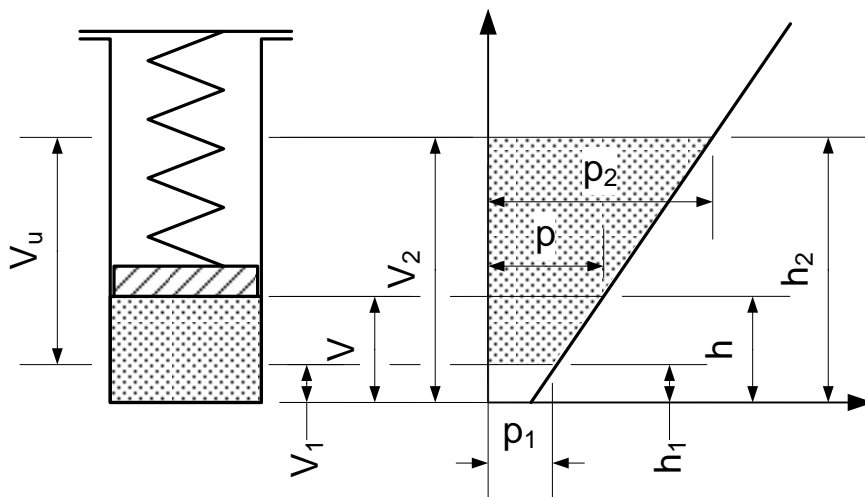
d) Účinnost akumulátoru

$$\eta = 0,65 \div 0,85$$

7.4.2 Pružinový akumulátor



Obrázek 75 Některá možná provedení pružinových akumulátorů



Obrázek 76 Charakteristika pružinového akumulátoru

Tlak kapaliny je funkcí stlačení pružiny: $p \neq konst$

Výhody:

- výrobně jednoduchý

Nevýhody:

- únava pružin (změna charakteristiky pružiny během provozu)

Nevýhodné vyrábět tyto akumulátory s užitečným objemem větším než 10(l) a pro pracovní tlaky vyšší než 7 (Mpa).

Základní rovnice pružinového akumulátoru

a) Užitečný objem akumulátoru

$$V_u = S \cdot h_{max}$$

Kde maximální zdvih pístu:

$$h_{max} = \frac{(p_2 - p_1) \cdot S}{k}$$

Užitečný objem bude:

$$V_u = \frac{(p_2 - p_1) \cdot S^2}{k}$$

b) Změna pracovního tlaku

$$p = \frac{F}{S} = \frac{k \cdot h}{S} = \frac{k \cdot V}{S^2}$$

Při odběru objemu kapaliny:

$$\Delta V = S \cdot \Delta h$$

Poklesne tlak kapaliny o:

$$\Delta p = \frac{k \cdot \Delta h}{S} = \frac{k \cdot \Delta V}{S^2}$$

Při poklesu tlaku:

$$p_2 - p_1 = \Delta p = p_2 \cdot (0,1 \div 0,2)$$

Bude tuhost pružiny:

$$k = \frac{\Delta p \cdot S^2}{V_u} = \frac{(0,1 \div 0,2) \cdot p_2}{h_2 - h_1}$$

Při zanedbání tření a setrvačné síly pístu je tlak kapaliny v akumulátoru lineárně závislý na odběru.

c) Velikost akumulované energie

$$E = \frac{p_2 \cdot V_u}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_1}{p_2}\right) = \frac{p_1 \cdot V_u}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_2}{p_1}\right)$$

7.4.3 Plynový hydraulický akumulátor

Pracuje na pneumaticko-hydraulickém principu. Má poměrně dlouhou životnost, je spolehlivý a neškodí mu náhlý odběr energie.

Použití akumulátoru umožní volit zdroj tlaku (hydrogenerátor a jeho poháněcí elektromotor) s nižšími parametry a nižším výkonem - energetické úspory. Velikost akumulátoru stanovíme z odběrového diagramu hydraulického obvodu. Používá se především tam, kde se jedná o dodávky velkých objemů kapalin o vysokém tlaku (např. nepřímý pohon hydraulických lisů, zdroj vody o vysokém tlaku pro ostřík okují u válcovacích tratí).

Funkce akumulátoru

- akumulace tlakové energie
- kryje objemové ztráty - kompenzuje úniky
- zvláštní zdroj energie
- kompenzátor tepelné roztažnosti

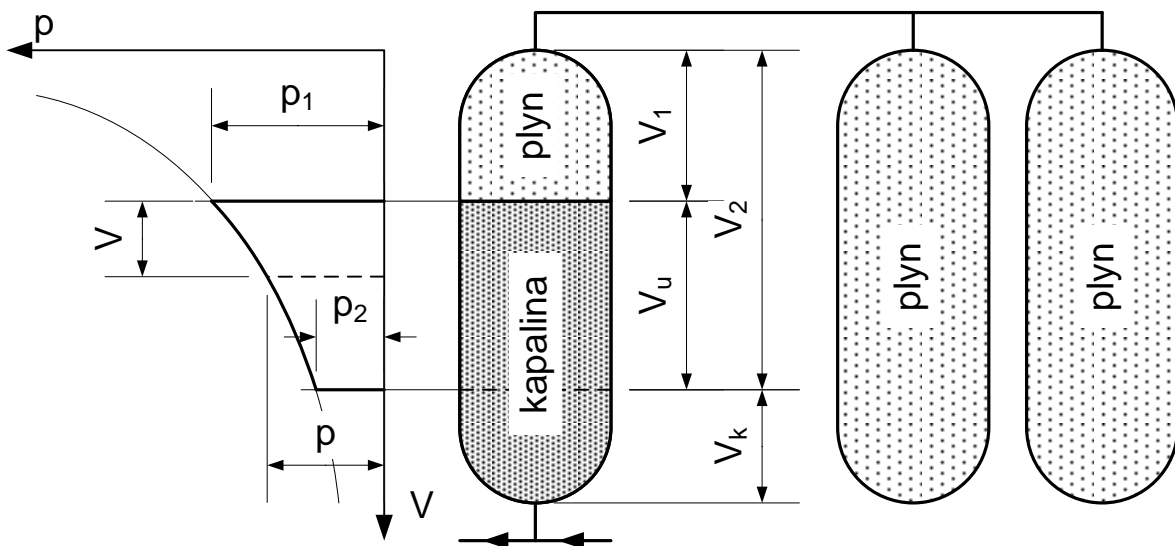
- vyrovnání nerovnoměrnosti v odběru kapaliny
- nouzový zdroj energie
- pohlcování přebytečné energie
- zajištění vratného pohybu
- dávkovač kapaliny
- tlumič rázů a pulsací
- přenos tlakové energie mezi dvěma médii

Z konstrukčního hlediska je možno tyto akumulátory dělit na:

- **plynové hydraulické akumulátory s přímým stykem kapaliny a plynu.**

Je-li pracovním médiem olej, nesmí se používat vzduch, ale některý inertní plyn - většinou dusík.

- **plynové hydraulické akumulátory s nepřímým stykem kapaliny a plynu (s dělicí přepážkou).**



Obrázek 77 Plynový hydraulický akumulátor s přímým stykem kapaliny a plynu. Ocelová nádoba s kulovými dny. V_1 a V_2 jsou objemy plynu před a po odběru kapaliny, V_u je užitečný objem akumulátoru a V_k je kritický objem akumulátoru.

Základní rovnice plynového akumulátoru

Počítáme s tím, že kapalina je nestlačitelná. Stlačuje a rozpíná se plyn. Vycházíme ze stavové rovnice plynu:

$$p \cdot V^n = konst$$

a) Izotermická změna stavu plynu: $n = 1$

Blíží se izotermické změně, jde-li o pomalé děje (obvykle plnění akumulátoru).

b) Adiabatická (polytropická) změna stavu plynu: $n = 1,4$

Jedná-li se o rychlé děje (obvykle odběr kapaliny).

Obecně platí:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n \rightarrow V_2^n = \frac{p_1}{p_2} \cdot V_1^n$$

$$V_u = V_2 - V_1 \rightarrow V_u = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_1 - V_1$$

$$V_u = V_1 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Přípustný pokles tlaku v akumulátoru se většinou připouští 10%.

Poměrný pokles tlaku:

$$\begin{aligned} v_p &= \frac{p_1 - p_2}{p_1} = \frac{\Delta p}{p_1} < 1 \\ v_p = 1 - \frac{p_2}{p_1} &\rightarrow \frac{p_2}{p_1} = 1 - v_p \rightarrow \frac{p_1}{p_2} = \frac{1}{1 - v_p} \\ v_p &\approx 0,1 \\ 1 - 0,1 &= \frac{p_2}{p_1} = 0,9 \end{aligned}$$

Potom užitečný objem vyjádřený pomocí poměrného poklesu tlaku v akumulátoru:

$$V_u = V_1 \cdot \left[\left(\frac{1}{1 - v_p} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Užitečný objem akumulátoru:

a) izotermická změna

$$V_u = V_1 \cdot \left[\frac{p_1}{p_2} - 1 \right]$$

b) adiabatická změna

$$V_u = V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Kapacita setrvačníku:

Jestliže Δp dosahuje velmi malých hodnot, potom je možno psát:

$$\begin{aligned} \Delta A &\approx \Delta V \cdot p_s \\ p_s &= \frac{p_1 + p_2}{2} \end{aligned}$$

kde (p_s) je střední tlak v průběhu odběru kapaliny z akumulátoru

$$\begin{aligned} \frac{p_1 - p_2}{p_1} = v_p &\rightarrow p_2 = (1 - v_p) \cdot p_1 \\ p_s &= \frac{p_1}{2} \cdot (1 + 1 + v_p) = \frac{2 - v_p}{2} \cdot p_1 \end{aligned}$$

Potom bude:

a) pro izotermickou změnu

$$\Delta A = \Delta V \cdot p_s = \frac{v_p}{1 - v_p} \cdot V_1 \cdot \frac{2 - v_p}{2} \cdot p_1 = p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{v_p}{2} \cdot \frac{2 - v_p}{1 - v_p} = A \cdot z_p$$

b) pro polytropickou změnu

$$\begin{aligned} \Delta A = \overline{\Delta V} \cdot p_s &= \left[\left(\frac{1}{1 - v_p} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \cdot V_1 \cdot \frac{2 - v_p}{2} \cdot p_1 = p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{1}{1 - v_p} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \cdot \frac{2 - v_p}{2} \\ &= A \cdot \overline{z_p} \end{aligned}$$

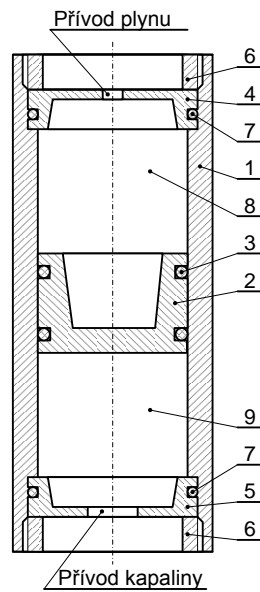
Kde: $v_p \approx 0,1$

$$n = 1,4$$

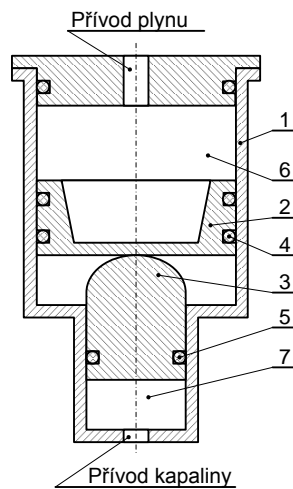
$$z_p = 0,106$$

$$\bar{z}_p = 0,08$$

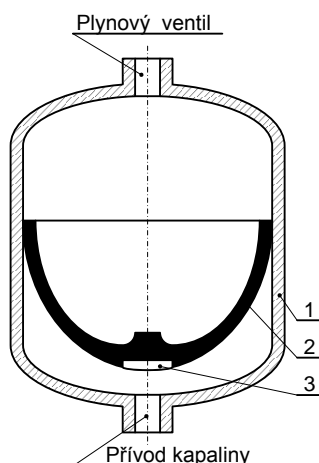
Příklady některých konstrukčních variant plynových hydraulických akumulátorů s odděleným stykem kapaliny a plynu:



Obrázek 78 Pístový akumulátor [1] těleso akumulátoru; 2) píst oddělující pracovní kapalinu a plyn; 3) těsnění pístu; 4) dna akumulátoru; 6) matice; 7) utěsnění dna akumulátoru; 8) plyn; 9) kapalina] (16)



Obrázek 79 Diferenciální pístový akumulátor [1] těleso akumulátoru; 2) pracovní píst akumulátoru; 3) hydraulický plunžr; 4) těsnění pracovního pístu akumulátoru; 5) těsnění plunžru; 6) plyn; 7) kapalina] (16)



Obrázek 80 Membránový akumulátor válcový [1] těleso akumulátoru; 2) pružná membrána; 3) talířový ventil]

7.5 Odběrový diagram

Při návrhu nepřímého, akumulátorového pohonu je nutné vycházet z odběrového diagramu pracovního cyklu. V principu se jedná o zaručení dodávky určitého objemu pracovní kapaliny v požadovaném časovém intervalu tak aby byl zaručen pracovní cyklus.

a) Idealizovaný odběrový diagram tlakové kapaliny hydraulickým lisem s přímým pohonem (např. vytlačovací lisy CXT).

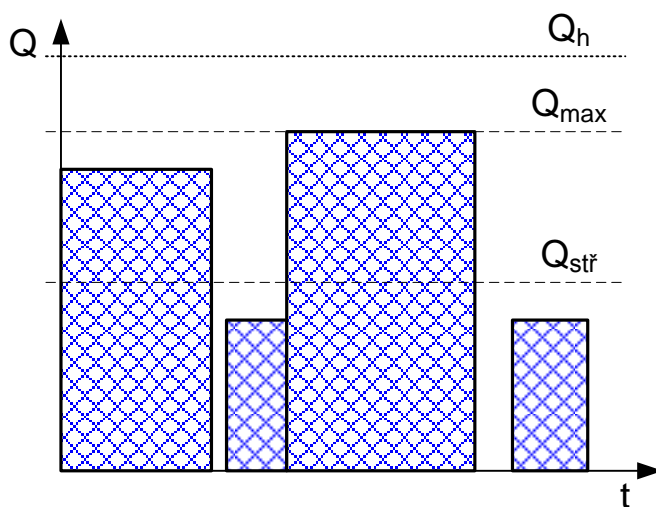
Na odběrovém diagramu je znázorněn pracovní cyklus, který se skládá ze čtyř operací s různými odběry pracovní kapaliny v různých časech.

Obecně se přímý pohon používá tam, kde jsou malé rozdíly mezi maximálním a minimálním odebíraným výkonem. Pohonný hydrogenerátor je v tomto případě dimenzován dle maximálního odebíraného výkonu:

$$Q_h \approx 1,2 \cdot Q_{max}$$

Aby byl zaručen bezproblémový chod lisu potom hydrogenerátor, musí dodat cca 1,2x větší výkon než vyžaduje hydromotor.

$$Q_h > Q_{max} > Q_{stř}$$



Obrázek 81 Idealizovaný odběrový diagram tlakové kapaliny hydraulickým lisem s přímým pohonem

Q_h - výkon dodávaný hydrogenerátorem

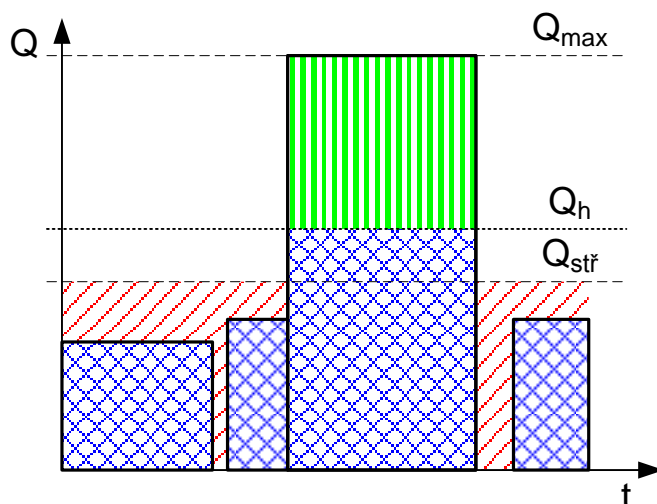
Q_{max} - maximální odebíraný výkon hydromotorem při pracovním cyklu
 $Q_{stř}$ - střední výkon odebíraný hydromotorem při pracovním cyklu

b) Idealizovaný odběrový diagram tlakové kapaliny hydraulickým lisem s nepřímým (akumulátorovým) pohonem (např. kovací lisy CKV, CKW)

Používá se tam, kde jsou velké rozdíly mezi maximálním a minimálním odebíraným výkonem při pracovním cyklu. Pohonný hydrogenerátor je navrhován dle středního odebíraného výkonu.


$$Q_h \approx 1,2 \cdot Q_{stř}$$

Aby byl zaručen bezproblémový chod lisu potom hydrogenerátor, musí dodat cca 1,2x větší výkon než je střední výkon příslušného pracovního cyklu.



Obrázek 82 Idealizovaný odběrový diagram tlakové kapaliny hydraulickým lisem s nepřímým pohonem

Plochy označené  vyjadřují výkon, který je odebírá z akumulátoru.

Plochy označené  vyjadřují výkon, který je dodáván hydrogenerátorem do akumulátoru.

7.6 Přímý pohon mechanických lisů

(24)

V předchozích kapitolách je popsán rozdíl mezi nepřímým (akumulátorovým) a přímým pohonem převážně hydraulických lisů. U lisů mechanických (klikový a vřetenový) je typický pohon s akumulací energie (setrvačnick), protože odběr energie je obvykle výrazně špičkový. Špičkový odběr energie znamená vysoce výkonný elektromotor pohonu a problematickou akumulaci energie.

Přímý pohon u mechanických lisů přináší nové možnosti. Mezi stěžejní výhody přímého pohonu patří možnost rozšíření technologického využití strojů. Konkrétně se jedná o aplikaci přesného řízení rychlosti výstupních členů.

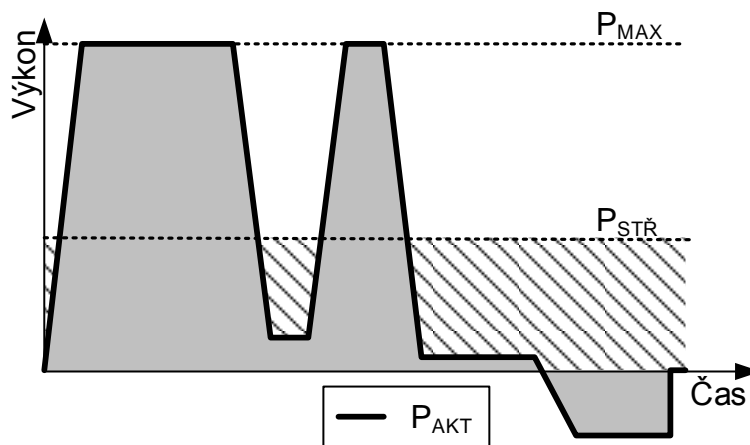
Naopak mezi nevýhody patří podstatně dražší a několikanásobně těžší motory, které musejí pro stejnou technologii disponovat několikanásobně vyšším výkonem (nebo alespoň točivým momentem). Cena motorů je vyšší i z důvodu jiné konstrukce (jedná se o synchronní mnoha pólové motory oproti běžným asynchronním).

Přímý pohon lze proto chápat jen jako rozšíření možností tvářecích strojů, nikoliv jako náhradu stávajících akumulátorových pohonů. V současném stavu vývoje pohonných

motorů lze konstatovat, že přímého pohonu lze použít pouze v omezených případech, především pak pro malé tvářecí jednotky.

Přímý pohon mechanických lisů je navázán na vývoj v oblasti speciálních momentových motorů a výkonové řídicí elektroniky. Speciální momentové pomaluběžné elektromotory (obvykle zvané TORQUE MOTORY).

Pro potřeby pohonu mechanických lisů je za „přímý pohon“ akceptována i varianta s vloženým převodem, protože požadované otáčky výstupního členu jsou příliš nízké v porovnání se schopnostmi motorů.



Obrázek 83 Průběh spotřeby energie

(P_{AKT} je průběhu aktuální výkonové spotřeby, P_{MAX} je špičkový výkon motoru přímého pohonu a $P_{STŘ}$ je výkon motoru akumulátorového pohonu)

Na předchozím obrázku (Obrázek 83) je zobrazen příklad průběhu aktuální výkonové spotřeby stroje P_{AKT} (silná čára) pro provedení technologické operace. V případě využití akumulátorového pohonu musí být zdroj energie pro dobíjení akumulátoru minimálně rovný průměru aktuální energetické spotřeby (většinou se počítá s + 20% rezervou). Takový výkon reprezentuje příčka $P_{STŘ}$. Pro případ přímého pohonu musí být motor schopen dodávat energii o větším než maximálním, špičkovém výkonu P_{MAX} . Protože by dodávka extrémních výkonů byla spojena s extrémními motory, fungují přímé pohony tak, že pro vyvození extrémního točivého momentu (nebo finální výstupní síly) připouští snížení rychlosti otáčení. Vztah mezi rychlostí, silou a výkonem platí a je popsán následujícím jednoduchým vztahem:

$$P = F \cdot v = M \cdot \omega$$

U pohonu mechanických lisů můžeme předpokládat, že extrémní točivý moment bude nutné vyvodit jen v minimální části pracovního zdvihu.

7.6.1 Aktuální výkon

Ze vztahu $P = F \cdot v = M \cdot \omega$ lze snadno spočítat aktuální výkon, který není v průběhu zdvihu konstantní. Výkon je závislý na druhu pohonu a na průběhu tvářecí síly během užitečného zdvihu.

Za předpokladu, že uvažujeme vřetenový lis, kterému je dodávána energie setrvačnickem až do úplného zastavení (vyčerpání energie) a průběh tvářecí síly je lineární od minimální na počátku operace po maximální na jejím konci, můžeme aktuální rychlost výstupního členu lisu stanovit jako:

$$v_x = v_o \cdot \sqrt{\frac{E_0 - \frac{1}{2} \cdot \frac{h^2 \cdot F_j}{h_u}}{E_0}}$$

Kde: v_o ... je počáteční rychlost výstupního členu

h ... je aktuální pracovní zdvih

h_u ... je užitečný pracovní zdvih

F_j ... je jmenovitá síla

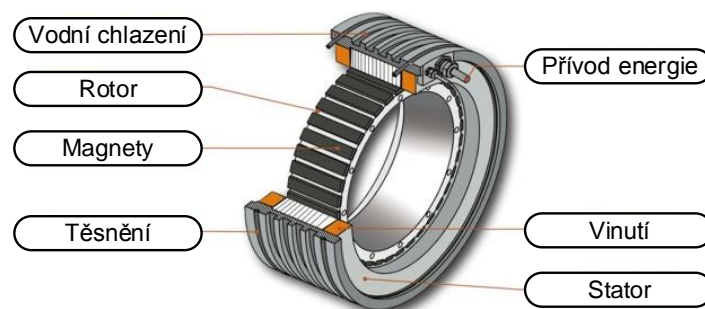
E_0 ... je počáteční energie setrvačníku

Rozdíl v přímém a nepřímém pohonu je skryt především v požadavcích na motor pohonu. U nepřímého pohonu, je výkonem motoru dobíjen akumulátor téměř konstantně – výkon je dodáván rovnoměrně. Naopak u přímého pohonu je z motoru pohonu výkon odebírán prakticky jen v okamžiku aktuální potřeby tvářecích operací – výkon je dodáván špičkově. Protože je ale práce (energie) potřebná pro tvářecí operaci pro oba pohony totožná, je zcela zřejmé, že maximální výkon motoru přímého pohonu bude výrazně vyšší.

7.6.2 Motory pro přímý pohon

Pro potřeby přímého pohonu byly vyvinuty speciální motory, tzv. TORQUE.

Torque motory jsou zvláštní třída bezkartáčových střídavých servomotorů s permanentními magnety běžně označované jako servomotory s permanentními magnety, nebo bezkartáčové DC motory. Vzhledem k tomu, že užitečné zatížení je přímo spojeno s rotorem motoru bez použití přenosového prvku, jsou Torque motory klasifikovány jako vhodné pro přímé pohony.



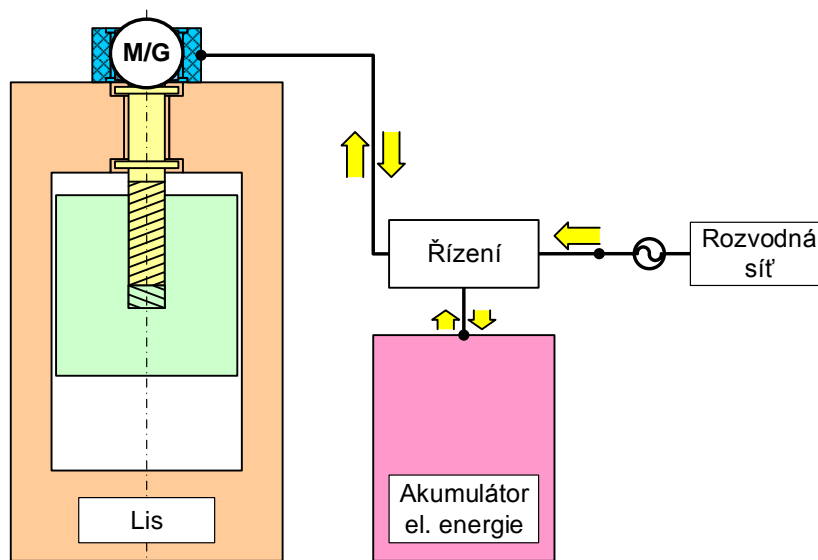
Obrázek 84 Příklad Torque motoru

Stejně jako u lineárních motorů, Torque motory jsou typem "bezrámového" motoru. To znamená, že motor nezahrnuje skříň, ložiska, zpětno-vazebné zařízení. Tyto komponenty mohou být stavitelem stroje zvoleny a optimalizovány pro požadované výkony, nebo zakoupeny jako součást sestavy.

Torque motory produkují vysoký točivý moment při střední rychlosti, nebo když je motor v klidu, nebo pozastaven. Na rozdíl od tradiční jednotky, je velikost Torque motoru závislá pouze na momentu a ne na výkonu.

7.6.3 Přívod energie pro přímý motor

Z předchozího je zřejmé, že motorem přímého pohonu je energie odebírána nárazově. Odebírat takto relativně velkou energii ze sítě provozovatel rozvodné sítě nepovolí. Proto je napojení takového stroje k síti podmíněno použitím zařízení, které umožní odebírání špičkového výkonu za podmínky rovnoměrného dobíjení energií.



Obrázek 85 Schéma připojení přímého pohonu

Takovým zařízením může být elektrický kondenzátor, ovšem o přiměřené kapacitě. Přiměřenou kapacitou je myšlena energie rovnající se alespoň energii potřebné pro jeden zdvih (v uvažovaném příkladu se jedná o min. 30 kJ). Takto velké kondenzátory se vyrábějí pod označením „kapacitní zásobníky“ (capacitor banks) – jedná se o vysokonapěťové kapacitory používané k napájení špičkových odběrů pulzního charakteru (elektromagnetické tváření, pulzní lasery, ...).

Další možností, které se využívá pro uskladnění energie, je setrvačnickový akumulátor. K akumulaci energie se využívá mechanický setrvačník, který je napojen na motor-generátor. Protože u strojů je nutné uvažovat i s brzděním motorem, je motor pohonu také motor-generátorem.

7.6.4 Účinnost systému

Jako jedna z předností přímého pohonu je udávána jeho vyšší účinnost (nižší energetické ztráty), protože dochází k odstranění spojky a brzdy a naopak je využívána rekuperace energie. Konkrétní porovnání ale neexistuje, nebo není veřejně dostupné.

Určitou představu o účinnosti pohonu je možné si vytvořit na základě popisu pohonů, tedy toho, co se děje s energií mezi rozvodnou sítí a excentrovou hřídelí.

Ztráty konvenčního pohonu

Konvenční pohon se skládá z asynchronního motoru (pro kovací lis 25 MN cca 150 kW), který může být napájen přes frekvenční měnič. Účinnost takového motoru se pohybuje v závislosti na jeho otáčkách cca okolo 92% (25). Samotná účinnost měniče může být až 98%. Na konkrétním lise je dále použit převod klínovým řemenem, jehož účinnost je přibližně 96% (26). Samotný setrvačník je umístěn na samostatné předlokové hřídeli uložené na valivých ložiskách, jejichž účinnost se udává okolo 99%. Následuje převod ozubenými koly, jehož účinnost je udávána minimálně na 98%. Následujícím členem pohonu je spojka. Spojka je místem, kde dochází k výrazným ztrátám energie daných prokluzem při sepnutí. Protože je velikost ztráty závislá na mnoha parametrech, nelze ji jednoduše vyjádřit konkrétním procentem účinnosti. Obdobně, jako spojka, je obtížně popsatelná i brzda, která zastavuje pohybující se mechanismus v horní úvrti.

Ztráty přímého pohonu

Přímý pohon se skládá ze speciálního momentového motoru (torque motor), jehož udávaná účinnost při jmenovitých otáčkách a výkonu je 96% (27), při jiných, než jmenovitých otáčkách, ale bude účinnost nižší. Tento motor je ale napájen řídicí

jednotkou, která se skládá z měniče napětí a usměrňovače, jejichž účinnosti jsou cca 98% a 99%. Za motorem je již umístěn převod ozubenými koly a planetová převodovka s účinnostmi minimálně 98% a 97% (28). Samotný pohon je tedy účinnější. Když se ale do pohonu připočte i vliv nutné akumulace energie, celková účinnost bude nižší.

V případě využití superkondenzátoru je nutné počítat s jejich životností cca 1 milion nabíjecích cyklů s účinností nabíjení i vybíjení v rozmezí 88-98%.

Akumulace v setrvačnicku je spojena s nasazením dalšího výkonného motor/generátoru s nutností uvažování účinnosti jeho i řídicí elektroniky jak při vybíjení, tak při nabíjení. Nezanedbatelné jsou i ztráty odporem ve vedení. Dostatečně výkonné setrvačnický jsou komerčně dostupné, největší komerčně používaný setrvačnick poskytuje kolem 1,6MW po dobu 10s (29).

Celková účinnost takového pohonu tedy také nebude moc vysoká.

Kapitola 8 - Hydraulické lisy

8 Hydraulické lisy

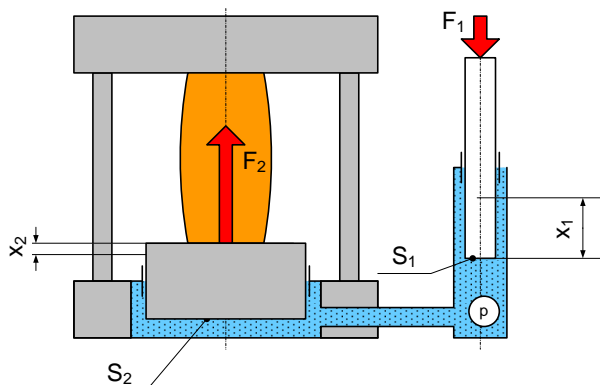
Lis, u něhož je pracovní síla na beranu nebo pohyblivé traverze vyvozena hydraulickým převodem tlakové energie pracovní kapaliny z energetického zdroje (čerpadla, akumulátoru).

Hydraulické lisy jsou pro některé technologie zcela nezastupitelné, zvláště pokud se jedná o kování velice rozměrných a hmotných výkovek. Limitující v současné době není velikost hydraulického lisu, ale zhotovení potřebně velkého polotovaru (ingotu), ze kterého je výkovek vykován.

8.1.1 Základní principy hydrauliky

Využívání kapalin k pohonům nebo ovládání strojů je výhodné, protože vlastnosti kapalin, jako jsou jejich malá stlačitelnost, rychlost šíření vzruchu a další, velmi dobře odpovídají moderním požadavkům výrobních strojů.

U strojů jsou pro násobení síly nebo akumulaci energie využívány zákony hydromechaniky. Hydraulické lisy používají především principu **Pascalova zákona**. Tento zákon pojednává o rovnoměrném šíření tlaku v kapalinách všemi směry.



Obrázek 86 Princip hydraulického lisu (Pascalův zákon)

Hydraulický převod je popsán následujícími rovnicemi:

$$F_1 = S_1 \cdot p$$

$$F_2 = S_2 \cdot p$$

Potom platí:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{S_1 \cdot p}{S_2 \cdot p} = \frac{S_1}{S_2}$$

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{S_2}{S_1}$$

Tohoto principu se využívá při potřebě vyvodit velké síly.

Základem výpočtu hydraulických pohonů jsou **rovnice kontinuity** (průtoku):

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = \dots = S_n \cdot v_n = Q$$

kde $v_1, v_2 \dots v_n$... rychlosti proudu kapaliny v jednotlivých průřezech
Bernoulliho rovnice pro stacionární proudění ideální kapaliny:

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + h_1 = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_2 + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}$$

kde $S_1, S_2 \dots S_n$... plochy jednotlivých průtočných průřezů

$v_1, v_2 \dots v_n$... rychlosti proudu kapaliny v jednotlivých průřezech

p_1, p_2 ... tlaky kapaliny v jednotlivých průřezech

h_1, h_2 ... nivelační výšky jednotlivých průřezů

ρ ... hustota kapaliny

g ... gravitační zrychlení

Δp ... tlaková ztráta vyjadřující ztrátu přenosem energie mezi dvěma průřezy S_1 a S_2

Je-li první průřez u hydrogenerátoru a druhý u hydromotoru, pak platí pro hydraulický tlak na pístu hydromotoru:

$$p_2 = p_1 + \overbrace{\rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2)}^{\text{tíhový člen}} + \overbrace{\frac{\rho}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2)}^{\text{rychlostní člen}} - \Delta p$$

Pro pohon hydraulických lisů platí, že jak tíhový (druhý člen), tak i rychlostní (třetí) člen jsou proti hydrostatickému tlaku p_1 při výpočtu statické síly zanedbatelné. Pak platí:

$$p_2 = p_1 - \Delta p$$

Ztráty v přenosu energie jsou dány úbytkem tlaku p v důsledku odporu kapaliny proti proudění, objemovými ztrátami kapaliny v důsledku deformací potrubí a válců, v důsledku stlačitelnosti pracovní kapaliny a v důsledku netěsností.

8.1.2 Základní dělení hydraulických lisů

- Dle **celkového uspořádání**

a) vertikální konstrukce (s horním nebo spodním pohonem)

b) horizontální konstrukce

- Dle **použitého pohonu**

a) s přímým pohonem

b) s akumulátorovým pohonem

- Dle **technologického použití**

a) kovací b) tažné c) vytlačovací a pro protlačovací d) dílenské

e) razicí f) na zpracování odpadu g) na tváření plastů ...

- Dle **konstrukce rámu**

a) s uzavřeným „O“ rámem

b) s otevřeným „C“ rámem

- Dle **technologie**

a) objemové tváření b) vytlačování c) plošné tváření d) montážní a rovnací

e) zpracování kovových třísek, odpadů a prášků

8.1.3 Technologické zdůvodnění používání hydraulických lisů

- Možnost dosažení konstantní pracovní síly po celém zdvihu výstupního členu
- Možnost dosažení vysokých pracovních sil (až stovky MN)
- Možnost plynulé regulace rychlosti výstupního členu v průběhu zdvihu

Tabulka 6 Příklad rychlostí hydraulického lisu

Rychlost pracovní (tváření)	cca $0,02 \div 0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost přejížděcí	cca $0,6 \div 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Rychlost zpětná	cca $0,4 \div 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

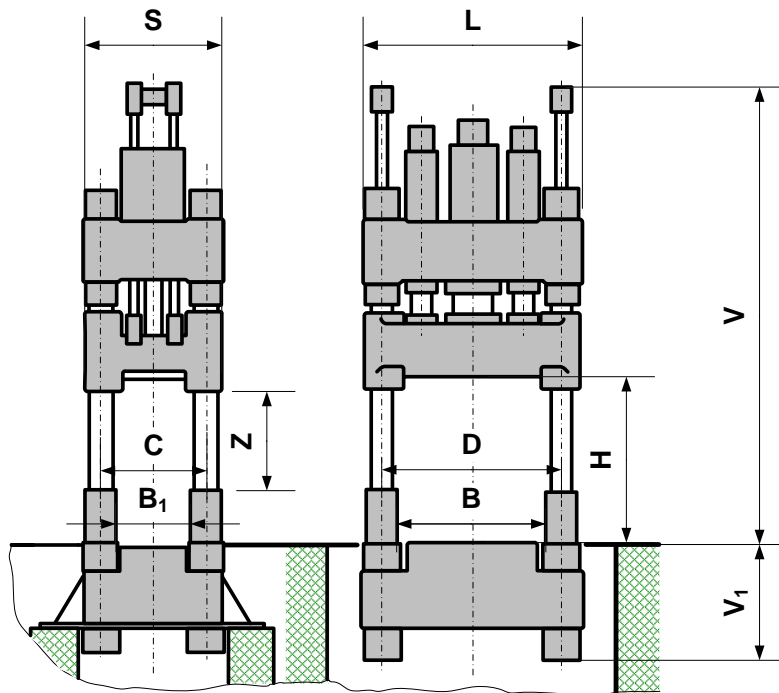
- Možnost regulace velikosti zdvihu v libovolném místě celkového zdvihu, tím je eliminována velikost deformace pracovního prostoru lisu. Není proto nutná tak vysoká tuhost stroje jako u klikových lisů.

- Možnost automatizace celého pracovního cyklu. Možnost elektronicky řízené regulace velikosti tlaků a průtoků v kterémkoliv okamžiku – integrated electronic control. Maximální zjednodušení hydraulického systému použitím řízeného hydrogenerátoru a řídicí elektronické karty.
- S použitím moderních hydraulických systémů možnost zvyšovat počet zdvihů. U kovacích lisů je možné dosáhnout počet zdvihů cca $80 \div 120 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ (hodnota běžná u klikových lisů).
- Možnost řízení vyrovnání naklopení pohyblivé traverzy.
- Snadná reverzace výstupního členu.
- Nižší tuhost než u mechanických lisů.
- Nízká hlučnost provozu.
- Velká životnost stroje a jeho snadná údržba (výměna těsnění popřípadě vedení).
- Široká technologická použitelnost.

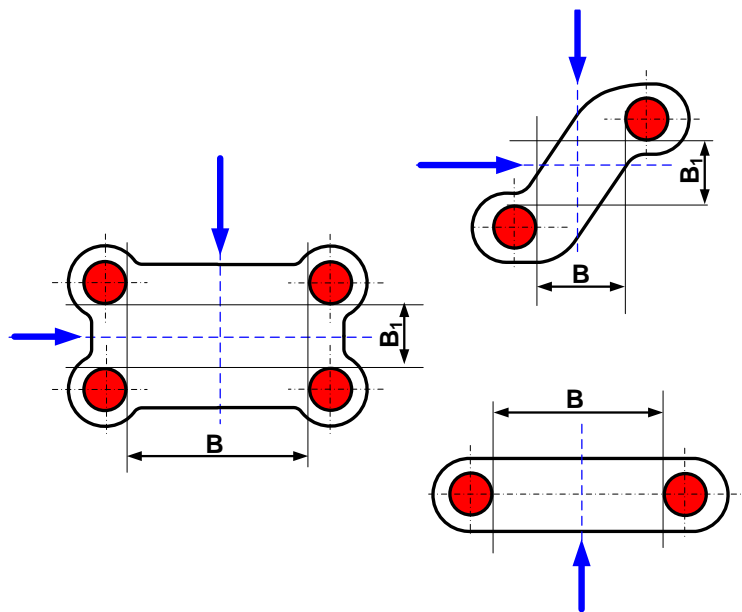
8.1.4 Základní technické parametry hydraulického lisu

Demonstrováno na kovacím lisu CKV.

F_j	Jmenovitá síla lisu	Dána průměrem pracovního plunžru/ů a velikostí provozního tlaku kapaliny
F_{zp}	Zpětná síla	Obvykle $F_{zp} = (0,05 \div 0,15) \cdot F_j$
p	Maximální tlak provozní kapaliny	
Z	Zdvih	Největší možná dráha pohyblivé traverzy
H	Otevření lisu	Největší možná vzdálenost upínacích ploch
B, B_1	Průchod	Nejmenší vzdálenost vnitřních ploch sloupů nebo stěn stojanů v podélné nebo příčné ose lisu
C, D	Rozteč sloupů	Vzdálenost os sloupů v podélném nebo příčném směru
S	Délka	Největší rozměr lisu zleva doprava
L	Šířka	Největší rozměr lisu zepředu dozadu
V	Výška lisu nad podlahou	
V_1	Výška lisu nebo jeho zařízení pod úrovní podlahy	
V_2	Hloubka základu	
I, I_1		Půdorysné rozměry základu lisu v podélné ose lisu
J, J_1		Půdorysné rozměry základu lisu v příčné ose lisu



Obrázek 87 Základní rozměry hydraulického kovacího lisu

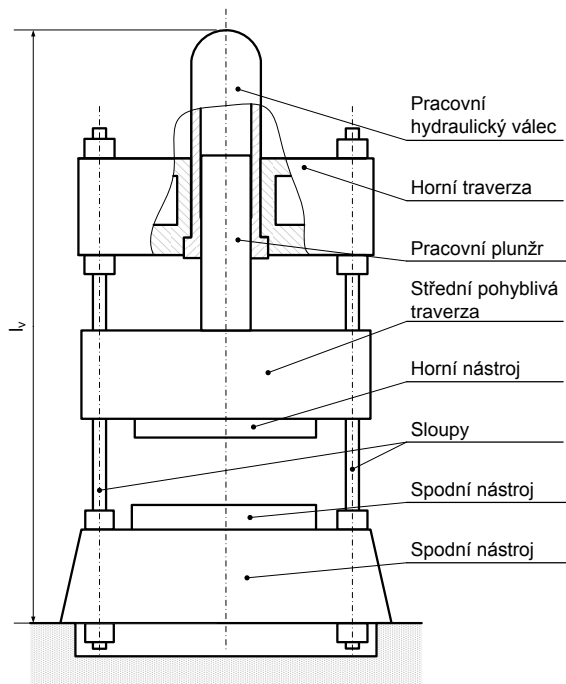


Obrázek 88 Rozměry hydraulického lisu v půdorysu

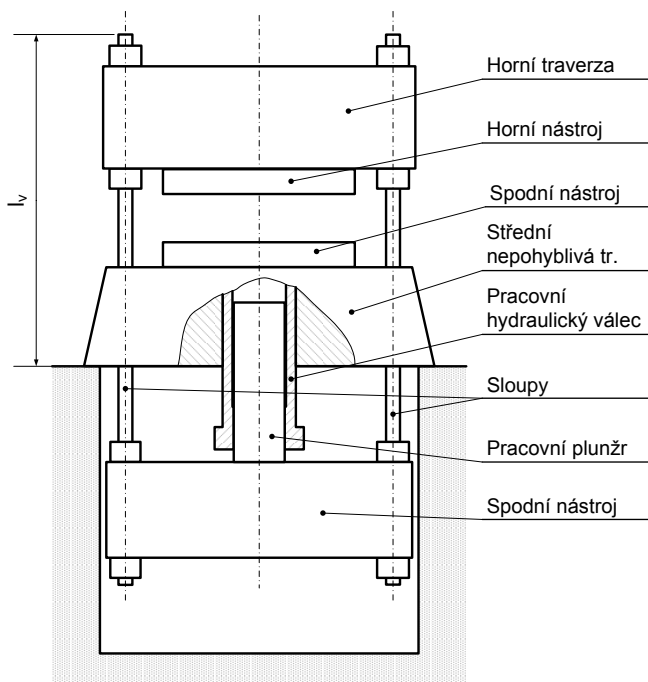
8.2 Hydraulické lisy kovací

Hydraulické lisy kovací dále dělíme na:

- a) pro volné kování
- b) pro zápustkové kování

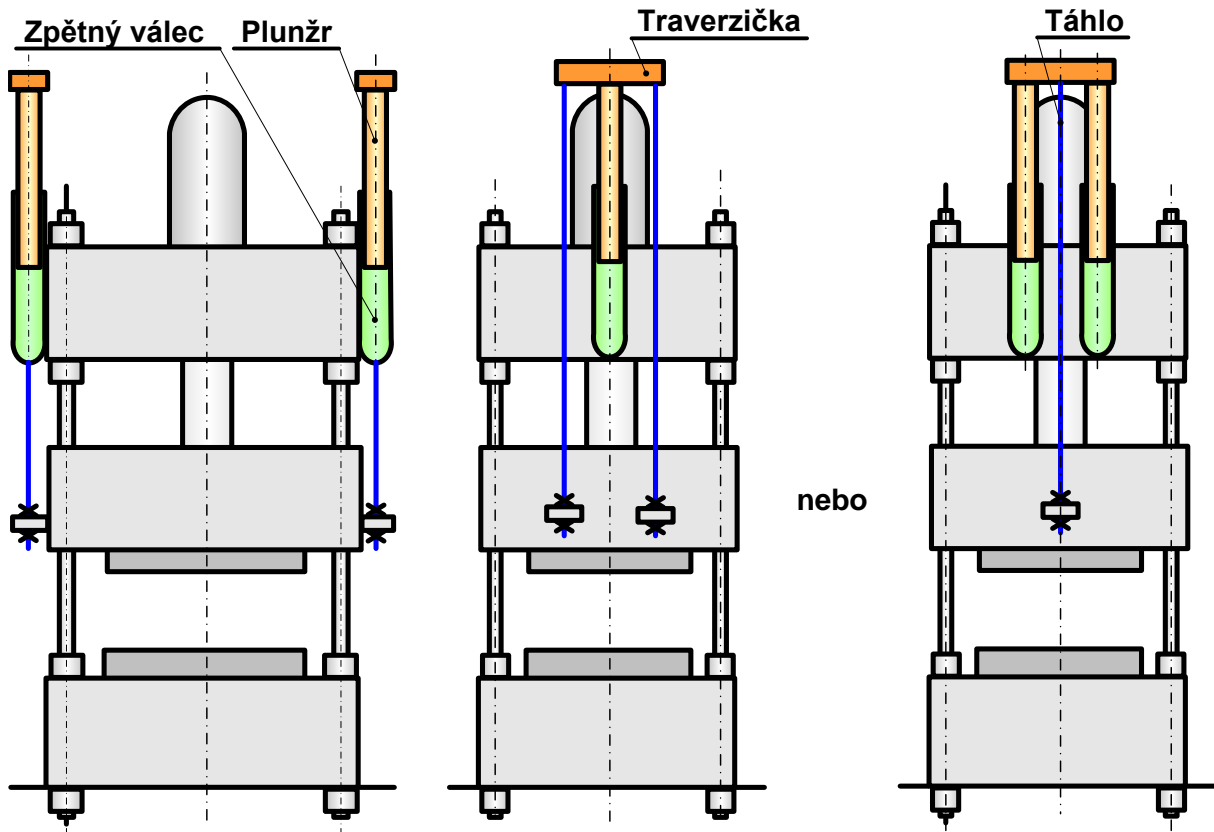


Obrázek 89 Schéma vertikálního provedení hydraulického lisu s horním pohonem (vlevo) a čtyřsloupový hydraulický kovací lis s horním pohonem TS Plzeň a.s. (vpravo) (30)



Obrázek 90 Schéma vertikálního provedení hydraulického lisu se spodním pohonem (vlevo) a dvousloupový hydraulický kovací lis se spodním pohonem ŽĎAS a.s. (vpravo) (31)

8.2.1 Zařízení pro zpětný zdvih pohyblivé traverzy lisu CKV



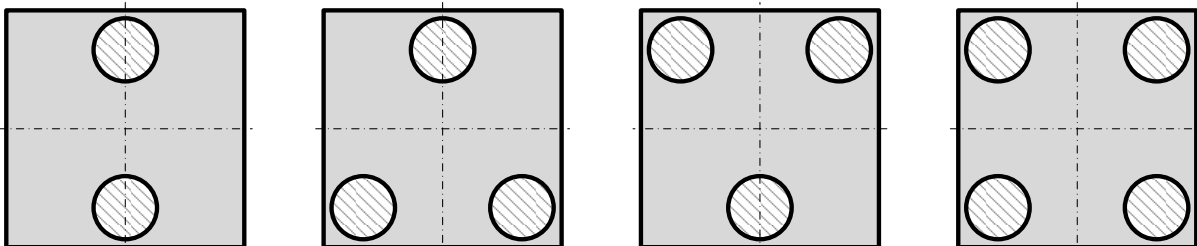
Obrázek 91 Dvě konstrukční varianty pomocí zpětných válců umístěných na horní traverze lisu a táhlo

8.3 Hydraulické lisy vytlačovací

Tyto lisy jsou konstruovány buď pro přímé, nebo nepřímé vytlačování. Mohou být vertikálního nebo horizontálního provedení. Rám Horizontálních vytlačovacích lisů může být dvousloupový, tříslopcový (uspořádaný do „A“ nebo do „V“) nebo čtyřsloupový.

Možné dělení dle jejich konstrukčního řešení:

- a) **horizontální** - dvousloupové
- tříslopcové (do "A" nebo do "V")
- čtyřsloupové

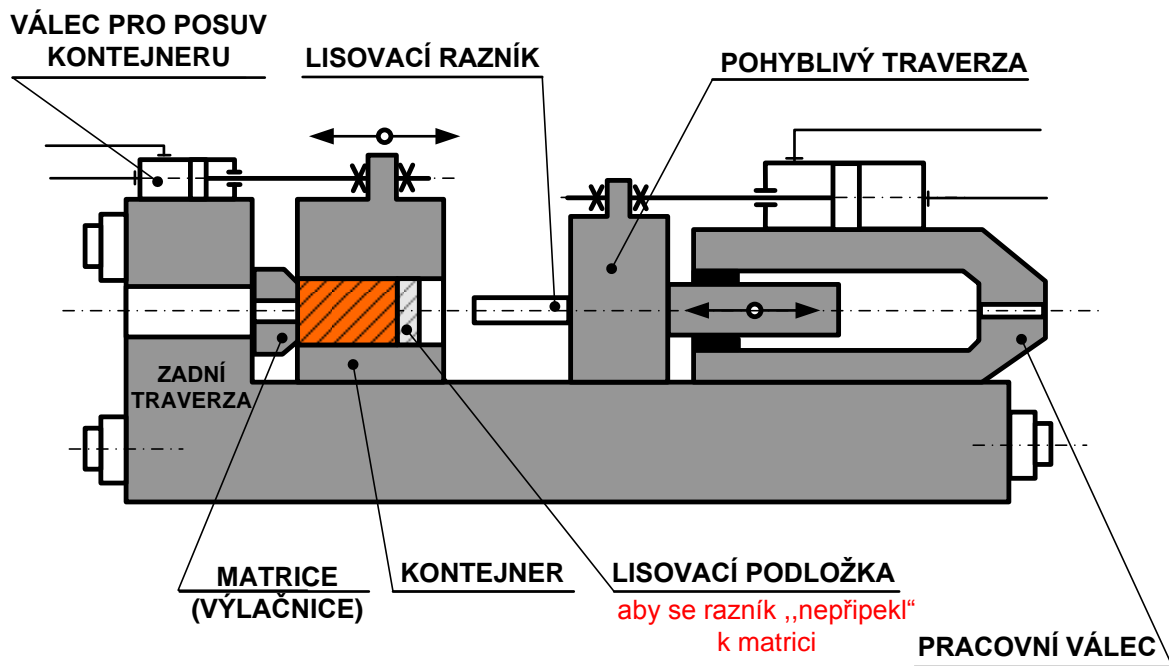


Obrázek 92 Konstrukce vytlačovacího lisu – (zleva) dvousloupová, tříslopcová A, tříslopcová B, čtyřsloupová

b) vertikální

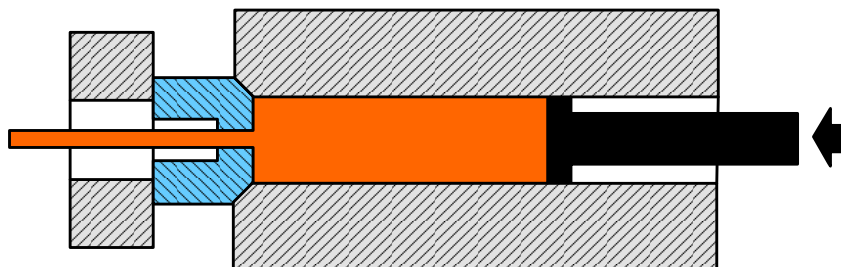
Tyto lisy mohou být konstruovány jak pro přímé tak pro nepřímé vytlačování.

8.3.1 Lisy pro přímé vytlačování

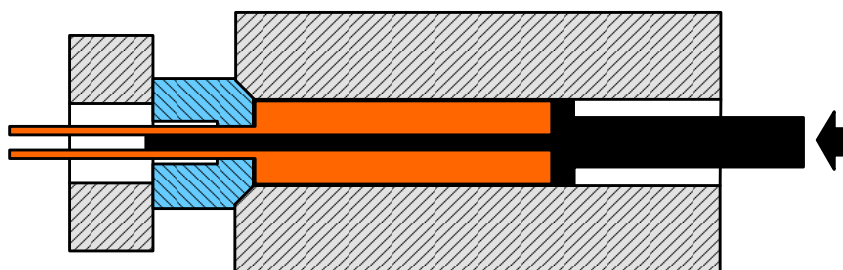


Obrázek 93 Hydraulický horizontální vytlačovací lis pro přímé vytlačování

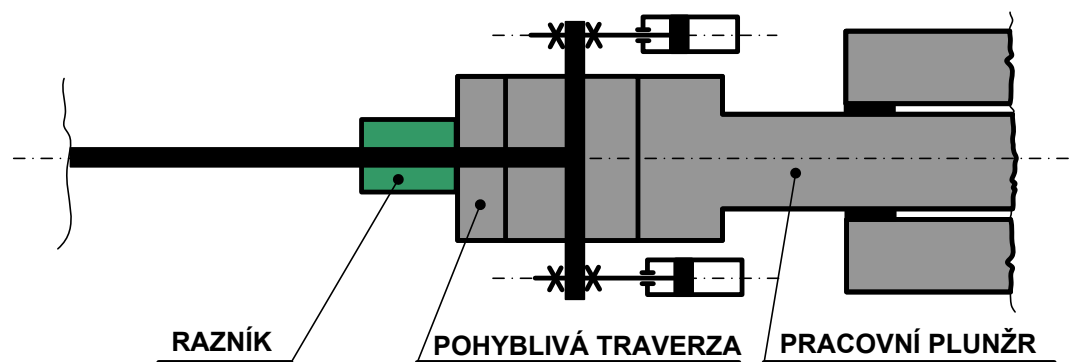
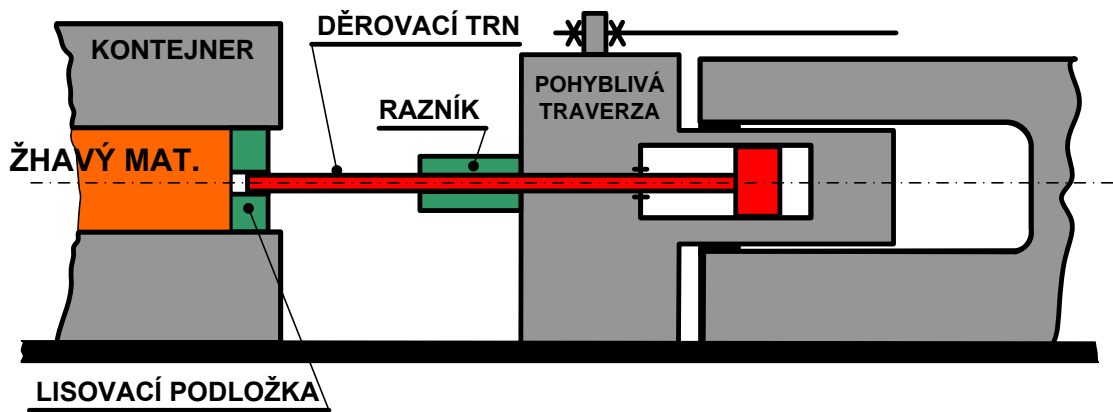
Žhavý materiál se vloží do kontejneru a za ním se vloží lisovací podložka. Lisovacím razníkem se následně materiál napěchuje tak, až zaplní prostor kontejneru. Po zaplnění kontejneru děrovací trn proděruje napěchovaný materiál a zastaví se před maticí. V dalším trn stojí a razník se pohybuje dopředu, čímž před sebou vytlačuje materiál. Vzniká dutý profil kalibrovaný děrovacím trnem a maticí.



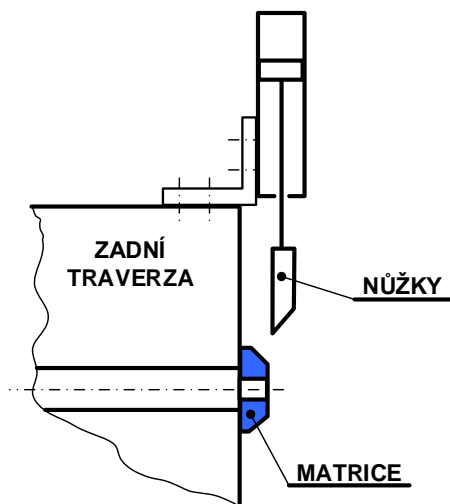
Obrázek 94 Schéma přímého vytlačování



Obrázek 95 Schéma přímého vytlačování dutého profilu



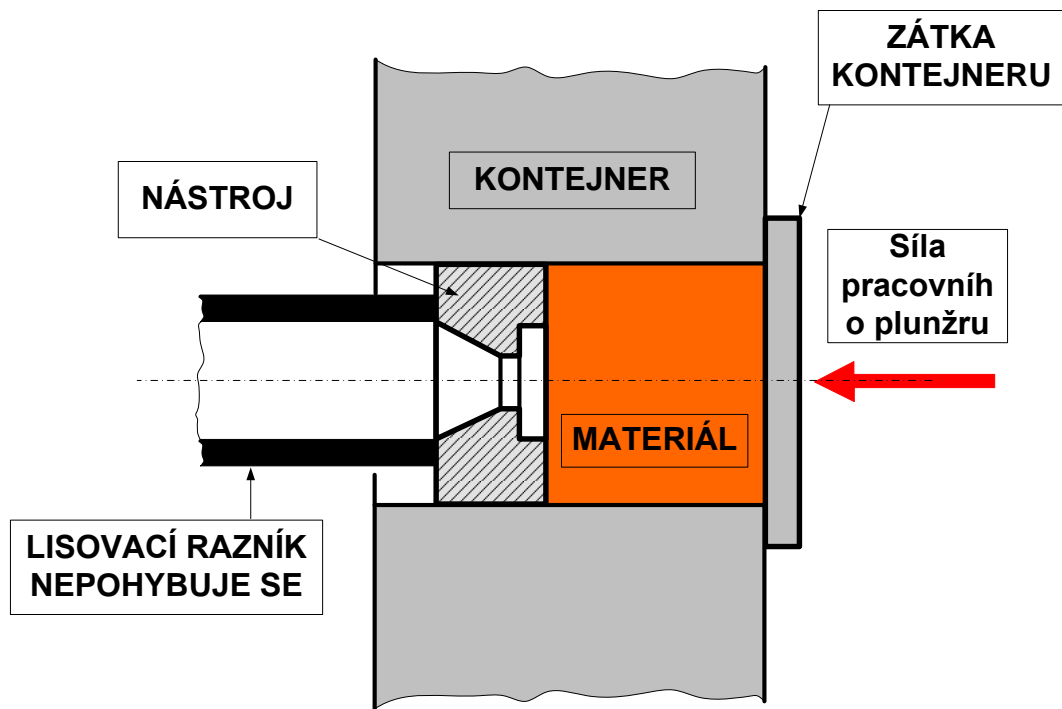
Obrázek 96 Schéma pohonu děrovacího trnu



Obrázek 97 Zařízení pro ustřížení nevylišaného materiálu

8.3.2 Lisy pro nepřímé vytlačování

Pracovní plunžr tlačí na zátku kontejneru a tím tlačí kontejner s materiálem na matici, která je umístěna na lisovacím trnu. Materiál je nabírán maticí opřeno o dutý razník a vytéká dutým razníkem.



Obrázek 98 Schéma nepřímého vytlačování

Kapitola 9 - Mechanické lisy - klikové

9 Mechanické lisy - klikové

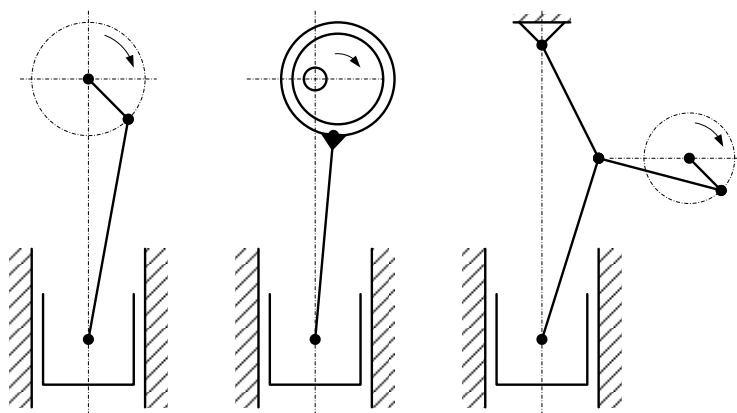
U těchto lisů je síla, která je k dispozici na výstupním členu klikového mechanismu (beranu lisy) závislá na velikosti jeho zdvihu (na úhlu natočení kliky).

9.1 Konstrukce lisů

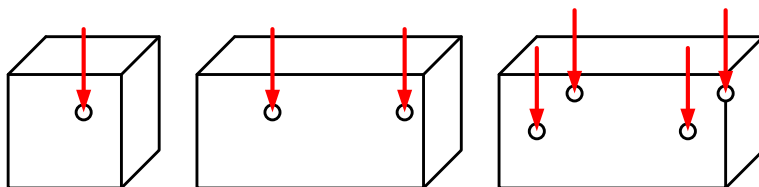
Základní rozdělení:

a) podle použitého mechanismu pro přenos síly

- klikové lisy - jednobodové
 - vícebodové - dvoubodové
 - čtyřbodové
- výstředníkové lisy - s podélným uspořádáním výstředníkového hřídele
 - s příčným uspořádáním výstředníkového hřídele
- kolenové lisy



Obrázek 99 Schématické znázornění mechanismů pro přenos síly (zleva: klikový lis; výstředníkový lis; kolenový lis)



Obrázek 100 Schématické znázornění beranů lisů (zleva: jednobodový, dvoubodový a čtyřbodový)

b) podle počtu využitelných mechanismů

- jednočinné
- dvojčinné

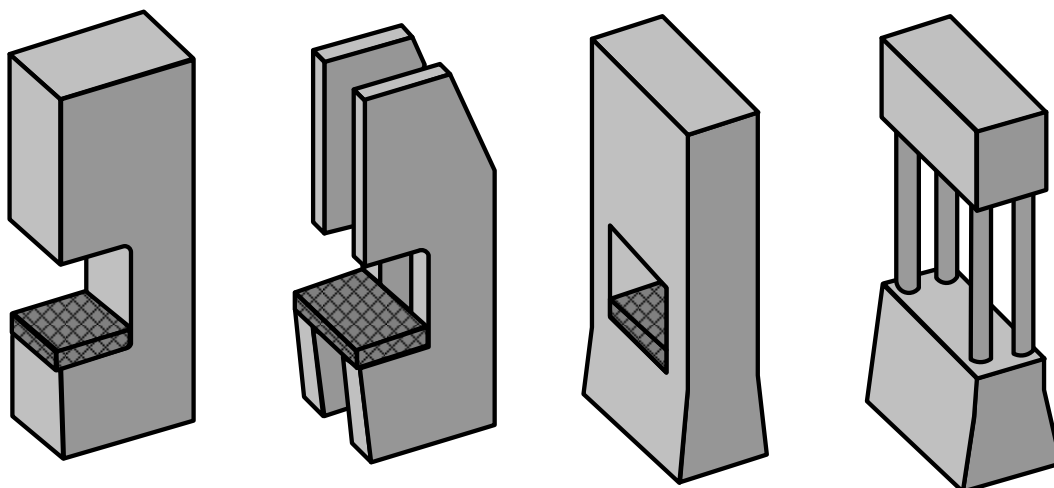
c) podle velikosti jmenovité síly

- lehké (do jmenovité síly 0,5 MN)
- střední (jmenovitá síla od 0,5 do cca 5 MN)
- těžké (jmenovitá síla větší než cca 5 MN)

d) podle tvaru stojanu

- jedno stojanové otevřené („C“ stojan)
- dvou stojanové otevřené („CC“ stojan)
- dvou stojanové uzavřené („O“ stojan)
- sloupové konstrukce

- ostatní



Obrázek 101 Schématická znázornění tvaru stojanu (zleva: jednostojanový otevřený; dvoustojanový otevřený; dvojestojanové uzavřené; sloupové)

e) podle pracovního určení

- univerzální
- speciální (konstruované pro jedinou technologickou operaci)
- jednoúčelové (konstruované pro stejné technologické operace a stejné výrobky)

9.2 Pohon klikových lisů

Pro tyto mechanické lisy je příznačné, že:

- zdvih beranu je zcela určitý
- velikost práce, kterou stroj vykoná při jednom pracovním zdvihu, je dána kinetickou energií setrvačnicku (v případě setrvačnickového pohonu)
- největší přípustná síla na výstupním členu stroje je dána pevností jednotlivých konstrukčních uzlů zařízení

U těchto mechanických lisů, na rozdíl od bucharu nebo vřetenového lisu kde se využije k tváření polotovaru celá energie pohybujících se hmot, se využije pouze část energie nashromážděné v pohybujícím se beranu, odpovídající poklesu otáček setrvačnicku. Setrvačnick je zařazen mezi elektromotor pohonu a klikovou hřídel. Energie se odebrává jen během pracovní části zdvihu beranu, při otočení klikové hřídele o jmenovitý úhel α_j .

Úhly α_j je závislý na technologickém využívání stroje a pohybuje se v těchto mezích (23):

- | | |
|------------------------------------|------------------------------------|
| • Svislé a vodorovné kovací lisy | $\alpha_j \sim 5 \div 7^\circ$ |
| • Výstředníkové lisy (přes 1,6 MN) | $\alpha_j \sim 20^\circ$ |
| • Výstředníkové lisy (do 1,6 MN) | $\alpha_j \sim 30^\circ$ |
| • Univerzální lisy | $\alpha_j \sim 20 \div 30^\circ$ |
| • Tažné lisy | $\alpha_j \sim 45 \div 90^\circ$ |
| • Tabulové nůžky | $\alpha_j \sim 120 \div 135^\circ$ |

Práce předaná setrvačnickem při poklesu otáček bude:

$$A = \frac{1}{2} \cdot J \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2) = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \frac{4 \cdot \pi^2}{60^2} \cdot (n_1^2 - n_2^2) = \frac{\pi^2}{60^2} \cdot m \cdot R^2 \cdot (n_1^2 - n_2^2)$$

J - hmotový moment setrvačnosti setrvačnicku [$kg \cdot m^2$]

n_1 - otáčky setrvačníku při dosednutí výstupního členu zařízení na tvářený kus [min^{-1}]
 n_2 - otáčky setrvačníku po vykonání pracovním zdvihu (po dokončení tváření) [min^{-1}]
 R - poloměr setrvačníku [m]

Z výše uvedeného vztahu je patrné, že při určitém setrvačníku (poloměr „ R “ a jeho hmotnost „ m “ jsou konstantní) je práce závislá na rozdílu kvadrátů otáček před a po pracovním zdvihu.

Pokles úhlové rychlosti setrvačníku závisí na povoleném poklesu otáček elektromotoru, na čase pro dobití energie do setrvačníku, tedy na čase cyklu.

Poměrný pokles úhlové rychlosti:

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} \cdot 100$$

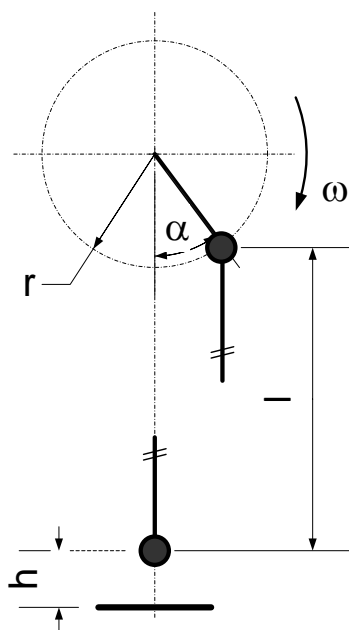
Poměrný pokles úhlové rychlosti se pohybuje v těchto mezích (23):

- Tvářecí automaty $\delta \sim 2 \div 8 \%$ $t_{cyklu} \sim t_{zdvihu}$
- Výstředníkové, tažné lisy $\delta \sim 10 \div 15 \%$ $t_{cyklu} \sim (1,5 \div 3)t_{zdvihu}$
- Kovací lisy $\delta \sim 20 \div 25 \%$ $t_{cyklu} \sim (4 \div 6)t_{zdvihu}$

Rychlost, při které se výstupní člen dotkne tvářeného materiálu, je závislá na tom, jaké části zdvihu použijeme pro práci. Ke konci zdvihu klesne rychlost na nulu. U kovacích lisů je tato dosedací rychlost cca $0,6 \div 1,2 [m \cdot s^{-1}]$.

9.2.1 Řešení klikového mechanismu s nekonečně dlouhou ojnicí

Nejsnazším řešením klikového mechanismu je **klikový mechanismus s nekonečně dlouhou ojnicí** (ojnice brána jako nekonečně dlouhá vůči klice mechanismu) :



Obrázek 102 Schéma klikového mechanismu s nekonečně dlouhou ojnicí

Zdvihová funkce dle obrázku:

$$h = r \cdot \cos \alpha$$

Rychlost beranu lisu:

$$v = \frac{dh}{dt} = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha$$

Zrychlení beranu lisu:

$$a = \frac{dv}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha$$

Převodová funkce:

$$\frac{dh}{d\alpha} = r \cdot \sin \alpha$$

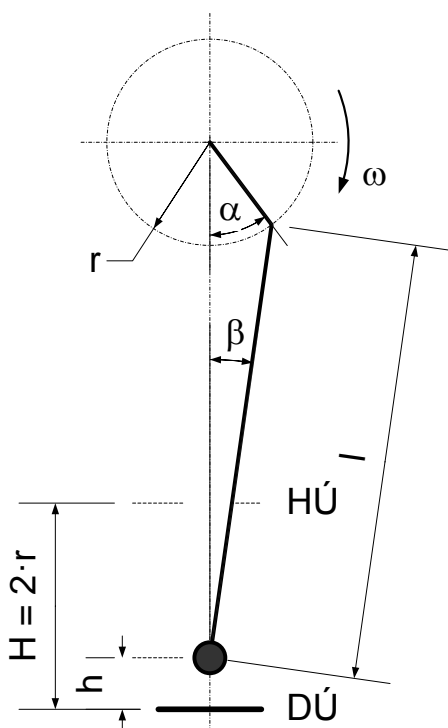
Potom, na základě výše uvedeného, vztah mezi pracovní silou na beranu lisu a momentem na klice klikového mechanismu bude:

$$M \cdot d\alpha = F \cdot dh \rightarrow M = F \cdot \frac{dh}{d\alpha} \rightarrow M = F \cdot r \cdot \sin \alpha$$

9.2.2 Kinematika klikového mechanismu

Jedním z nejvíce rozšířeným pohonným mechanismem mechanických lisů je **klikový mechanismus**. Tento mechanismus převádí rotační pohyb klikového hřídele od motoru na posuvný pohyb výstupního členu lisu (beranu, traverzy).

Klikový mechanismus:



Kde r – poloměr kliky [m]

l – délka ojnice [m]

h – obecný zdvih [m]

α – úhel natočení kliky měřený od DÚ [°]

β – úhel odklonu ojnice [°]

Je definován tzv. **klikový poměr** λ – charakteristický bezrozměrný parametr klikového mechanismu, který je dán jako:

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

Klikový poměr λ se pohybuje v následujících mezích (32):

- Univerzální klikové a výstředníkové lisy (střední zdvihy) 0,08 ÷ 0,14
- Univerzální klikové a výstředníkové lisy (dlouhé zdvihy) 0,15 ÷ 0,2
- Tažné lisy 0,18 ÷ 0,3

- Automaty se spodním pohonem 0,05 ÷ 0,08
- Výstředníkové kovací lisy 0,15 ÷ 0,3
- Razicí lisy 0,12 ÷ 0,3
- Automaty pro pěchování za studena 0,1 ÷ 0,2

Výpočet je možno provést zjednodušeně bez uvažování pasivních odporů, nebo přesněji s jejich uvažováním.

Zdvihová funkce klikového mechanismu

$$h = f(\alpha)$$

Zdvihová funkce je stanovena z geometrie klikového mechanismu:

$$h = r + l - (r \cdot \cos \alpha + l \cdot \sin \beta)$$

Aby platilo $h = f(\alpha)$, je nutné odstranit úhel odklonu ojnice. Z geometrie mechanismu platí:

$$r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta \rightarrow \sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \alpha \rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin^2 \alpha}$$

Výraz s odmocninou lze s dostatečnou přesností nahradit prvními dvěma členy Binomické věty:

$$\cos \beta = 1 - \frac{\left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2}$$

Potom bude výsledný vztah pro zdvihovou funkci klikového mechanismu:

$$h = r \cdot \left(1 - \cos \alpha + \lambda \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{2}\right)$$

Následně je možno vyjádřit **obecnou rychlost a zrychlení** na beranu (derivací zdvihové funkce).

$$v = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha\right)$$

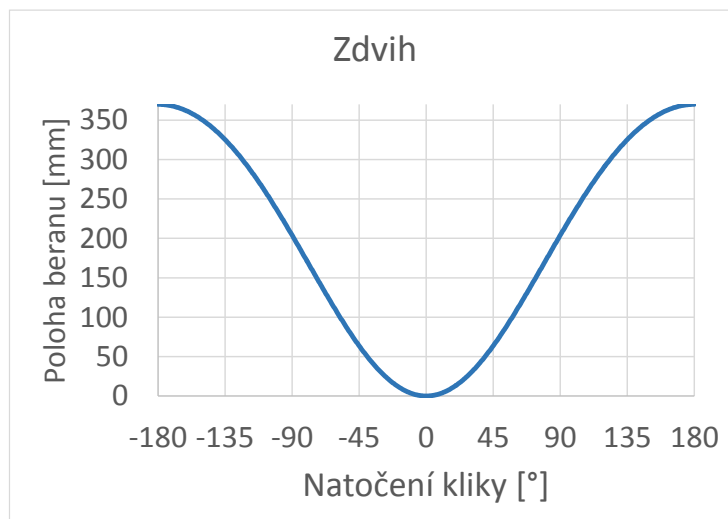
$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

Protože poměr r/l je obvykle velmi malý (neboli $\lambda \rightarrow 0$) je možno při přibližném výpočtu níže uvedený výraz položit rovný nule. Výše uvedené vztahy pro dráhu, rychlost a zrychlení můžeme zjednodušit:

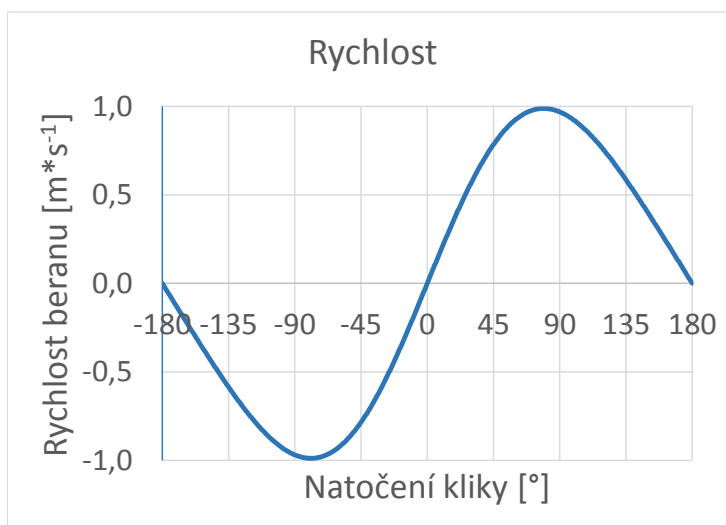
$$h \approx r \cdot (1 - \cos \alpha)$$

$$v \approx r \cdot \omega \cdot \sin \alpha$$

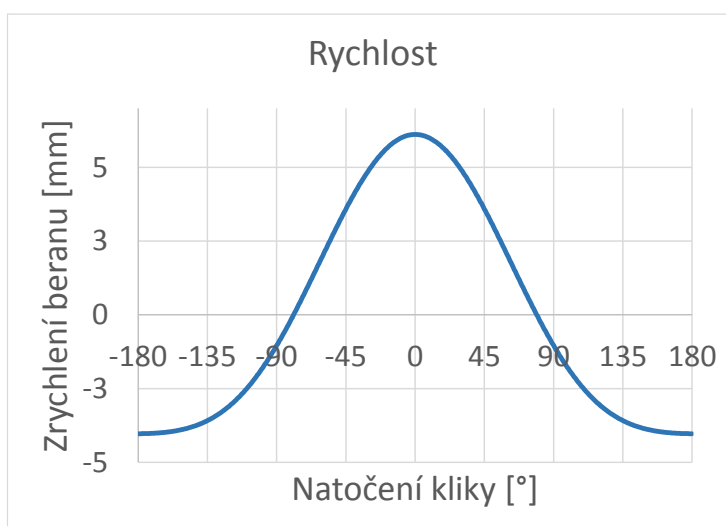
$$a \approx r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha$$



Obrázek 103 Příklad průběhu zdvihu na klikovém lise



Obrázek 104 Příklad průběhu rychlosti beranu na klikovém lise

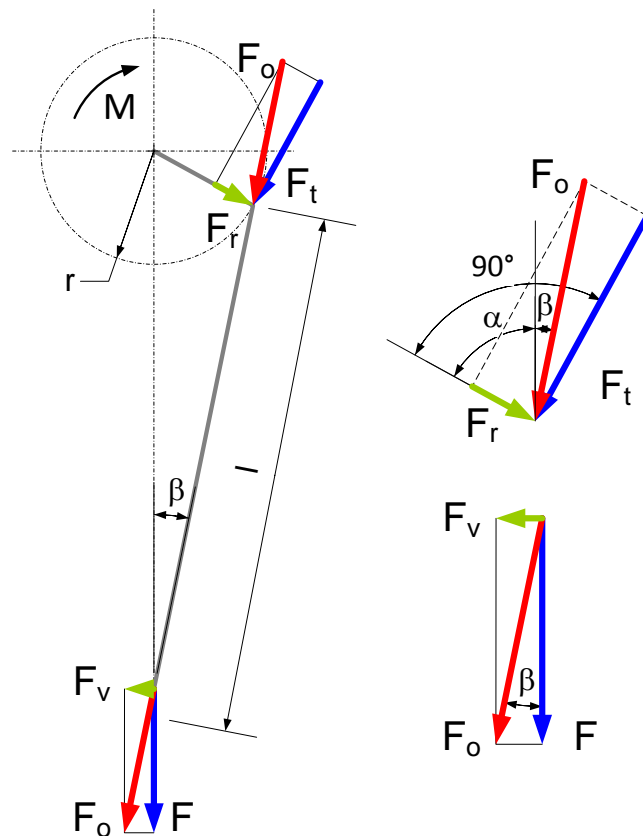


Obrázek 105 Příklad průběhu zrychlení beranu na klikovém lise

Derivací zdvihové funkce podle úhlu natočení kliky obdržíme **převodovou funkci**.

$$i(\alpha) = \frac{dh}{d\alpha} = r \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot 2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \right) = r \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

9.2.3 Rozklad sil na klikovém mechanizmu bez uvažování pasivních odporů



Obrázek 106 Rozklad sil na klikovém mechanizmu bez uvažování pasivních odporů

Kde F - pracovní síla

F_o - osová síla v ojnici

F_v - síla působící do vedení

F_t - tečná síla na klice

M - moment na klikové hřídeli

r - poloměr kliky

l - délka ojnice

α - úhel natočení kliky před spodní úvratí

β - úhel odklonu ojnice

Velikosti jednotlivých sil na klikovém mechanizmu

Na klice mechanizmu platí:

$$F_o = \frac{F_t}{\sin(\alpha + \beta)}$$

Z rovnováhy sil na beranu lisu platí:

$$F = F_o \cdot \cos \beta \rightarrow \frac{F_t \cdot \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}$$

$$F_t = \frac{F \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = \frac{F \cdot (\sin \alpha \cdot \cos \beta + \cos \alpha \cdot \sin \beta)}{\cos \beta} = F \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta)$$

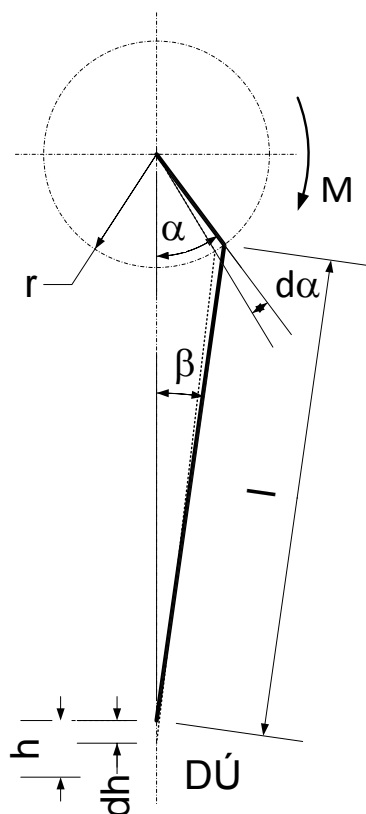
U většiny lisů platí, že $\sin \alpha \gg \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta$, proto je možno pro informativní výpočet velikosti tečné síly na klice klikového mechanizmu použít vztahu:

$$F_t = F \cdot \sin \alpha$$

Potom moment na klice bude:

$$M = F_t \cdot r$$

Vztah mezi momentem na klice a pracovní silou na výstupním členu klikového mechanismu obdržíme z rovnosti diferenciálních prací na klice a beranu mechanismu. Toto je proveditelné pro menší počty zdvihů, kdy je možno zanedbat vliv dynamických sil a momentů. Potom při konstantním točivém momentu na klice klikového mechanismu bude síla na beranu funkcí převodu:



Obrázek 107 Diferenciální natočení kliky vyvolá diferenciální posuv beranu klikového mechanismu

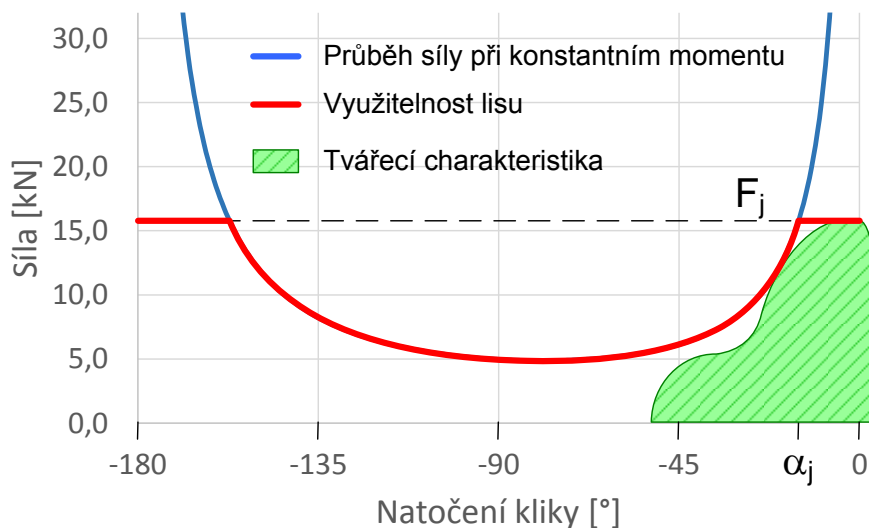
$$F \cdot dh = M \cdot da$$

$$F = M \cdot \frac{da}{dh} \rightarrow F = \frac{M}{r \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right)} = \frac{M}{\text{převodová funkce}}$$

Z tohoto vztahu je možno vyjádřit velikost momentu na klice klikového mechanismu bez uvažování pasivních odporů:

$$M = F \cdot r \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

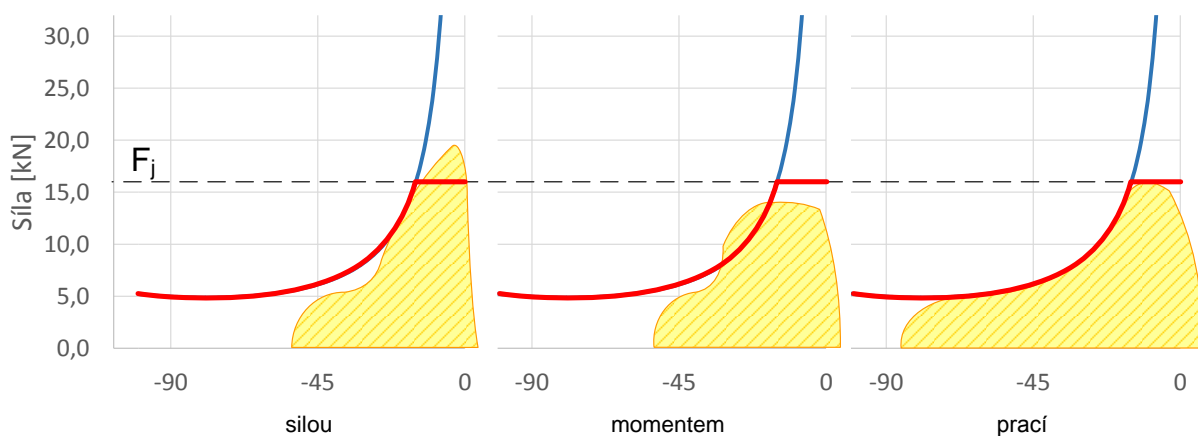
Z výše uvedeného je možné sestavit zátěžnou charakteristiku klikového mechanismu, tj. grafickou závislost síly pohonu na výstupním členu klikového mechanismu (na beranu lisu) v závislosti na úhlu natočení kliky.



Obrázek 108 Zobrazení průběhu pracovní síly na beranu lisu v závislosti na úhlu natočení kliky při konst. momentu na klice ($M = \text{konst.}$), využitelnosti lisu a příkladu optimální tvářecí charakteristiky

Průběh síly na beranu lisu při konstantním momentu (Obrázek 108) určuje silovou využitelnost klikového pohonu lisu, kde technologický průběh síly nesmí křivku překročit. V případě překročení je pohon přetěžován.

První možností přetížení lisu je **přetížení silou**. Takový stav nastává v případě, že je lisem vyvozena technologická síla vyšší, než je jmenovitá síla lisu, přestože síla leží pod křivkou danou konstantním momentem. Tento stav může nastat například vložením chladnějšího (než uvažovaného) polotovaru do zápustky. Pohon stroje takovou silou bez obtíží vyvodí, proto je nutno jej chránit například pomocí hydraulické pojistky umístěné mezi ojnicí a beranem lisu.



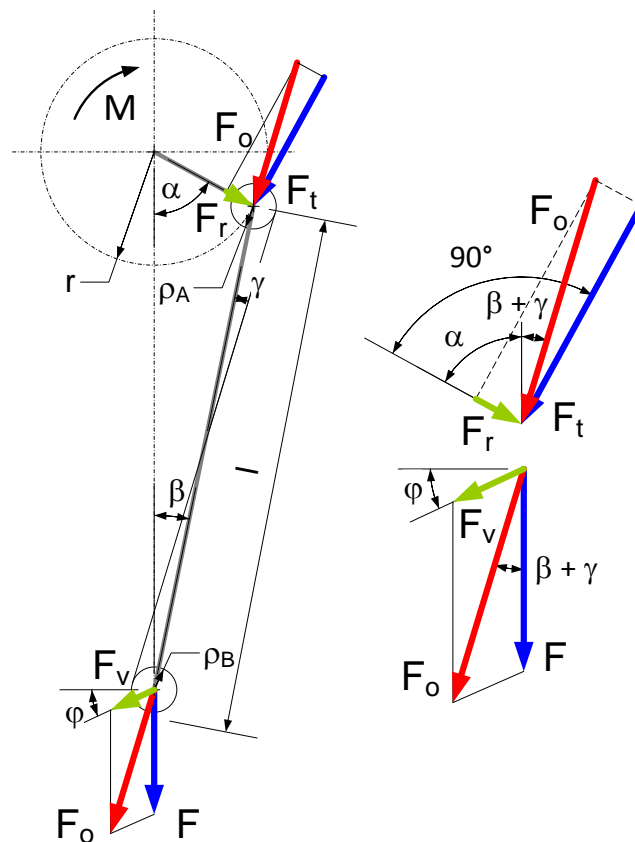
Obrázek 109 Možná přetížení klikového lisu

Další možností je **přetížení momentem**. Takový stav nastává v případě, že je překročena křivka daná konstantním momentem, přestože nemusí být překročena jmenovitá síla lisu. Tento stav může nastat nevhodnou volbou technologie, nebo nastavením stroje. Pohon stroje takovou silou bez obtíží vyvodí (vyvodí vyšší moment), proto je nutno jej chránit například pomocí kluzné spojky umístěné na klikové hřídeli.

Poslední možností je **přetížení prací**. Takový stav nastává v případě, že je technologií využita větší práce, než pro jakou je stroj navržen, přestože nemusí být překročena jmenovitá síla lisu ani překročena křivka daná konstantním momentem. Tento stav může nastat nevhodnou volbou technologie. Pohon stroje takovou prací bez obtíží přenesou,

proto je nutno jej chránit například kontrolou zabudovanou do řídicího systému stroje.

9.2.4 Rozklad sil na klikovém mechanismu s uvažováním pasivních odporů



Obrázek 110 Rozklad sil na klikovém mechanismu s uvažováním pasivních odporů

Kde F - pracovní síla

F_o - osová síla v ojnici

F_v - síla působící do vedení

F_t - tečná síla na klice

M - moment na klikové hřídeli

r - poloměr kliky

l - délka ojnice

α - úhel natočení kliky před spodní úvratí

β - úhel odklonu ojnice

γ - odklon nositelky síly v ojnici

φ - třecí úhel (vedení beranu)

ρ_A - poloměr třecí kružnice v čepu beranu

ρ_B - poloměr třecí kružnice v čepu kliky

Velikosti jednotlivých sil na klikovém mechanismu

Pro odklon nositelky síly v ojnici platí:

$$\gamma = \arcsin \frac{\rho_A + \rho_B}{l}$$

Na klice mechanismu platí:

$$F_o = \frac{F_t}{\sin(\alpha + \beta + \gamma)}$$

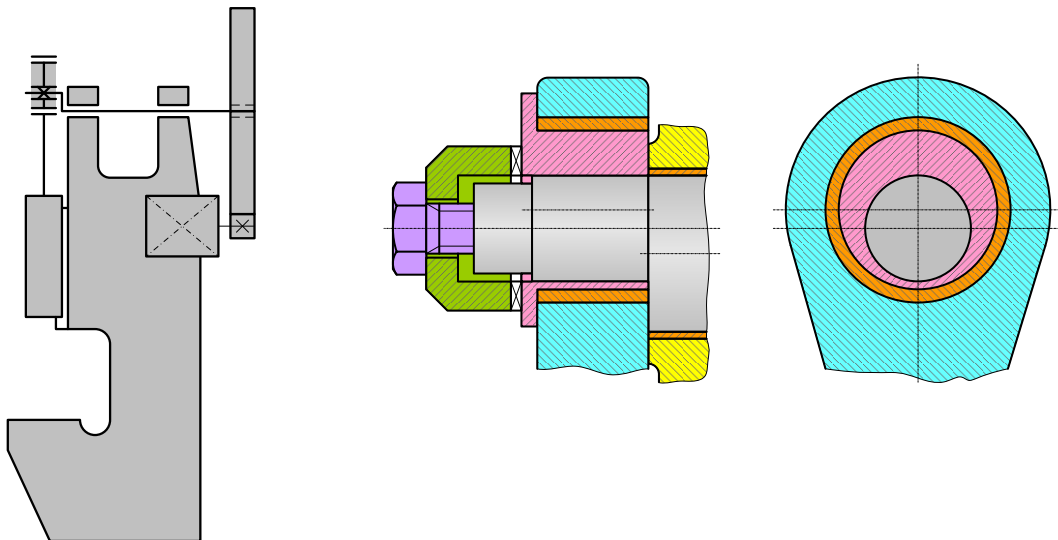
Z rovnováhy sil na beranu lisu platí:

$$F = F_0 \cdot \frac{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}{\cos \varphi}$$

9.3 VÝSTŘEDNÍKOVÉ LISY

Výstředníkové lisy je možno použít na technologické operace mělké tažení, ohýbání, stříhání, protlačování a ražení. Výstředníkové lisy středních velikostí jsou vhodné pro ostříhování výkovek.

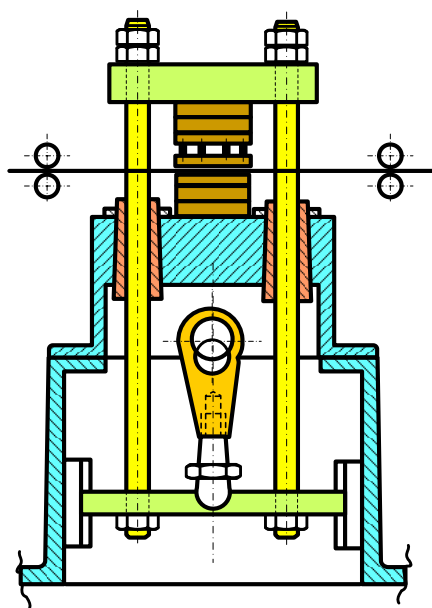
K přenosu síly od pohonu je použito výstředníkového mechanismu, tj. výstředníkové hřídele, ojnice a beranu. Ojnice je relativně krátká a celistvá. Zdvih beranu je nastavitelný pomocí natáčení výstředníkového pouzdra.



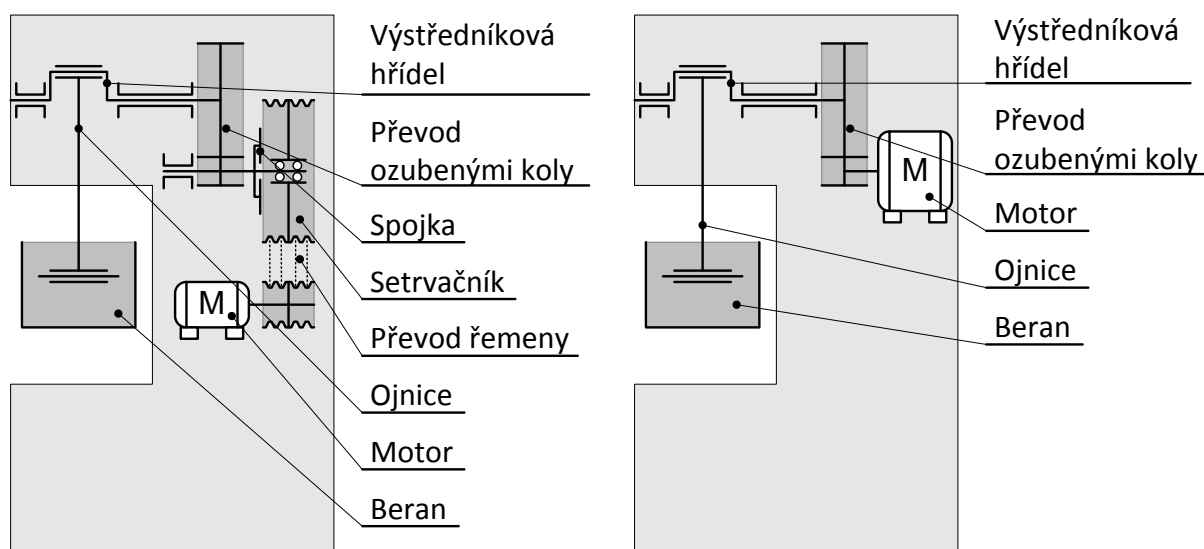
Obrázek 111 Kinematické schéma výstředníkového lisu (vpravo) a výstředníkové pouzdro pro změnu zdvihu beranu (vlevo)

Podle umístění pohonu:

- výstředníkové lisy s horním pohonem
- výstředníkové lisy se spodním pohonem



Obrázek 112 Výstředníkový lis se spodním pohonem a příčně uspořádaným výstředníkovým hřídelem



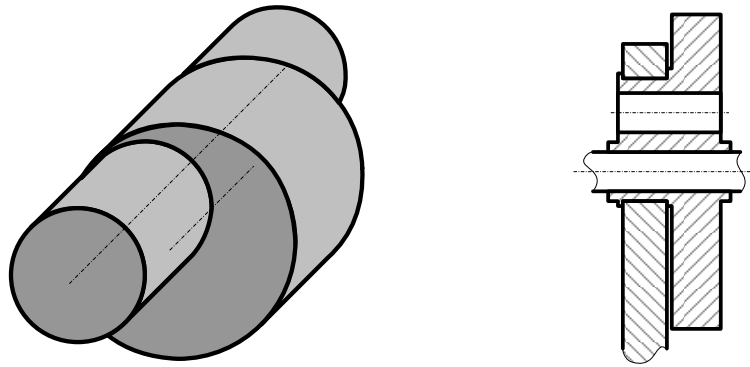
Obrázek 113 Kinematická schémata pohonu lisů (vlevo: standardní pohon s akumulátorem energie (setrvačnickem) a vpravo: přímý pohon momentovým motorem)

9.4 KLIKOVÉ LISY

K přenosu síly od pohonu na tvářený materiál je použit klikový mechanismus. Klikové lisy jsou určeny pro stříhání, ohýbání, mělké tažení, protlačování za studena a za tepla, ražení, kování a ostříhování.

V porovnání z výstředníkovými lisy **mají konstantní zdvih beranu.**

Obvyklé konstrukční provedení: elektromotorem je přes klínové řemeny poháněn setrvačnick s vestavěnou spojkou a dále přes ozubené převody klikový hřídel (klikové kolo) klikového mechanismu.



Obrázek 114 Schematické znázornění klikové hřídele (vlevo) a klikového kola s ojnicí (vpravo)

Spojka se používá především lamelová třecí pneumaticky ovládaná.

Brzda obvykle lamelová třecí, vodou chlazená, jejíž činnost je spřažena s činností spojky.

Změnou poloměru klikového hřídele a počtu zubů klikového kola se docílí požadovaných velikostí lisu a požadovaného počtu zdvihů beranu.

10 Reference

1. **Wikipedia Commons.** Hefajstos. <http://pl.wikipedia.org/>. [Online] 2008. http://pl.wikipedia.org/wiki/Hefajstos#mediaviewer/Plik:Hephaistos_Thetis_at_Kylix_by_the_Foundry_Painter_Antikensammlung_Berlin_F2294.jpg.
2. **Kubeš, Zdeněk.** Hamr. <http://cs.wikipedia.org/>. [Online] 2007. <http://cs.wikipedia.org/wiki/Hamr#mediaviewer/Soubor:Bu%C5%A1k%C5%AFv-hamr-u-Trhov%C3%BDch-Svin.jpg>.
3. **Wikipedia Commons.** Power hammer. <http://en.wikipedia.org/>. [Online] 2008. http://en.wikipedia.org/wiki/Power_hammer#mediaviewer/File:Fritz%C3%B8e_forging_hammer.jpg.
4. **Pixbay.** Leonardo Da Vinci Sculptor Renaissance Inventor. *pixbay.com*. [Online] 2013.
5. **Wikipedia Commons.** Denis Papin. *wikipedia.org*. [Online] 2005. http://en.wikipedia.org/wiki/Denis_Papin#mediaviewer/File:Denis_Papin.jpg.
6. **Howard, Henry.** James Watt by Henry Howard. *wikipedia.org*. [Online] 1797. http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/2/2c/James_Watt_by_Henry_Howard.jpg.
7. **Wikipedia Commons.** Bramahsche Presse. *wikipedia.org*. [Online] 2007. http://fr.wikipedia.org/wiki/Joseph_Bramah#mediaviewer/Fichier:Bramahsche_Presse.png.
8. —. Blaise Pascal. *wikipedia.org*. [Online] 2012. http://en.wikipedia.org/wiki/Blaise_Pascal#mediaviewer/File:Blaise_pascal.jpg.
9. —. Joseph Bramah. *wikipedia.org*. [Online] 1778.
10. —. James Hall Nasmyth. *wikipedia.com*. [Online] http://en.wikipedia.org/wiki/James_Nasmyth.
11. —. Alfred Krupp. *wikipedia.org*. [Online] 2010. http://cs.wikipedia.org/wiki/Alfred_Krupp#mediaviewer/Soubor:Alfred_Krupp.jpg.
12. —. Nicolaus August Otto. *wikipedia.org*. [Online] 2004. http://en.wikipedia.org/wiki/Nikolaus_Otto#mediaviewer/File:Nicolaus-August-Otto.jpg.
13. —. Rudolf Diesel. *wikipedia.org*. [Online] 1883. http://cs.wikipedia.org/wiki/Rudolf_Diesel#mediaviewer/Soubor:Diesel_1883.jpg.
14. —. Moritz Hermann von Jacobi. *wikipedia.org*. [Online] 1856. http://de.wikipedia.org/wiki/Moritz_Hermann_von_Jacobi#mediaviewer/Datei:Moritz_Hermann_von_Jacobi_1856.jpg.
15. **Loewy.** LOEWY 500MN. *flickr.com*. [Online] 2009. <https://www.flickr.com/photos/27929729@N06/3756662315/in/photostream/>.
16. **Staněk, Jiří.** *Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje*. Plzeň : ZČU v Plzni, 2001. ISBN 80-7082-738-6.
17. **Wikipedia Commons.** Klika - postup. *wikipedia.org*. [Online] 2011.
18. **Thomasnet.** How To Prevent Wrinkling During Deep Drawing. *Thomasnet.com*. [Online] [Citace: 10. 07 2013.] <http://www.thomasnet.com/articles/custom-manufacturing-fabricating/wrinkling-during-deep-drawing>.
19. **Kováč, Andrej a Jenkut, Milan.** *Tvárníacie stroje*. Bratislava : Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978.
20. **Prostockdetectors.** Who the heck is Ehrich Weiss? Accident Claims Club Members. *THE SCOOP & THE BUCCANEER*. [Online] [Citace: 10. 07 2013.] <http://www.prostockdetectors.com/april07.html>.

21. **ŽĎAS.** Lisy na výrobu rozměrných dílů CTUA. ŽĎAS. [Online] [Citace: 10. 07 2013.] <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=55>.
22. **Lausová, Lenka.** Stanovení přetvoření ohýbaných nosníků - Mohrova metoda. Ostrava : VSB. stránky <http://fast10.vsb.cz/lausova/Mohrova%20metoda-cviceni.pdf>.
23. **Kamelander, Ivan.** *Tvářecí stroje I.* Brno : VUT, 1989. 80-214-1037-10.
24. **Hlaváč, Jan, Čechura, Milan a Staněk, Jiří.** Přímý pohon v konstrukci tvářecích strojů. *Kovárenství.* 2012, 44, stránky 93-96.
25. **Siemens, AG.** Main motors. [Online] 2010. [Citace: 20. 02 2014.] http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/pm21/chapters/cat_pm-21-ch05_2011_en.pdf.
26. **TYMA CZ, s.r.o.** Účinnost řemenových převodů a její zvýšení. *TYMA CZ.* [Online] [Citace: 20. 02 2014.] <http://www.tyma.cz/caste-dotazy/ucinnost-remenu/>.
27. **OSWALD ELEKTROMOTOREN, GMBH.** Torquemotoren: Drehstrom-Synchron-Motoren. [Online] 2013. [Citace: 20. 02 2014.] http://www.oswald.de/files/baureihe_tf_02.pdf.
28. **Střední průmyslová škola strojnická.** Ozubené převody. [Online] [Citace: 20. 02 2014.] http://www.spssol.cz/~vyuka/UCITELE/JA/sps2/M0022_ozubene_prevody_distančni_t_ext.pdf.
29. **Dvořák, Petr, Bača, Petr a Pléha, David.** Akumulace elektřiny. *TZB-info.* [Online] 2001-2014. [Citace: 20. 02 2014.] <http://oze.tzb-info.cz/7435-akumulace-elektriny>.
30. **TS Plzeň.** Hydraulické lisy CKV. *tsplzen.cz.* [Online] 2009. <http://www.tsplzen.cz/cz/hydraulicke-lisy-ckv.asp>.
31. **ŽĎAS.** Kovací lisy. *zdas.cz.* [Online] 2010. http://www.zdas.cz/cs/user_img/7/16/0_26_2294.jpg.
32. **Staněk, Jiří.** *Základy stavby výrobních strojů - tvářecí stroje.* Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2001.
33. **SCHULER.** Technik. *schulergroup.com.* [Online] https://www.schulergroup.com/technologien/produkte/progdiexpressen_mechanisch/Technik/index.html.

Konstrukce tvářecích strojů

Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium

Doc. Ing. Milan Čechura, CSc.

Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.

Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.

Vydavatel: Západočeská univerzita v Plzni, Univerzitní knihovna
Odd. vydavatelství a tiskových služeb
Univerzitní 8, 306 14 Plzeň
tel.: 377 631 951
e-mail: vydavatel@vyd.zcu.cz

Vyšlo: březen 2015
Vydání: první
Počet stran: 109

Nositelé
autorských práv: autoři
Západočeská univerzita v Plzni



INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Poděkování

Investice do rozvoje vzdělávání.

Tato skripta jsou spolufinancována Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky v rámci projektu č. CZ.1.07/2.2.00/28.0206 „Inovace výuky podpořená praxí“.

Tato skripta jsou spolufinancována Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky.