

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Možná konstrukční řešení hydraulického lisu a způsobu regulace
naklopení pohyblivé traverzy lisu

Autor: **David KABÍČEK**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.**

Akademický rok 2016/2017

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **David KABÍČEK**
Osobní číslo: **S13B0069K**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Možná konstrukční řešení hydraulického lisu a způsobu regulace naklopení pohyblivé traverzy lisu**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Představte historický vývoj v oblasti hydraulických kovacích lisů. Provedte řešení současného stavu (konstrukce, výroba, technické parametry). Provedte výpočty základních konstrukčních uzlů hydraulického kovacího lisu, stanovte jejich technologické využití. Rozeberte možné způsoby regulace naklopení pohyblivé traverzy lisu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Historie hydraulických kovacích lisů, rešerše současného stavu
2. Základní rozdělení a parametry hydraulických kovacích lisů
3. Základní výpočty, technologické využití hydraulických kovacích lisů
4. Možná konstrukční řešení regulace naklopení pohyblivé traverzy
5. Zhodnocení výsledků práce, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů tvářecí stroje.. Plzeň: Ediční středisko ZČU, 2004*

ČECHURA, M., STANĚK, J. *Tvářecí stroje hydraulické lisy.. Plzeň: Ediční středisko ZČU, 1999*

RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje. Základy výpočtů a konstrukce.. Plzeň: Ediční středisko ZČU, 1982*

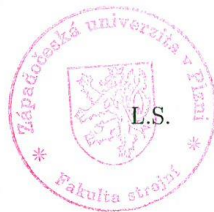
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2016**
Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kabíček	Jméno David	
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Staněk, CSc.	Jméno Jiří	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	MOŽNÁ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ HYDRAULICKÉHO LISU A ZPŮSOBU REGULACE NAKLOPENÍ POHYBLIVÉ TRAVERZY LISU		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	54	TEXTOVÁ ČÁST	54	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p style="text-align: center;">ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením a způsobem zachycení naklopení pohyblivé traverzy lisu. Navržení možných variant, následném vybrání nejvhodnější varianty spojený s návrhem, výpočtem a kontrolou navržené varianty</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Hydraulika, lis, rám, moment, zachycení, traverza, zatížení, napětí, návrh, excentricita</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Kabíček	Name David		
FIELD OF STUDY	„Design of Power Machines and Equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Staněk, CSc.	Name Jiří		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	POSSIBLE CONSTRUCTION SOLUTIONS FOR HYDRAULIC PRESS AND METHOD OF REGULATION OF MOVABLE TRAVERSE			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	54	TEXT PART	54	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis deals with the design solution and the way of capturing the tilting of the movable crosspiece of the press. Designing possible variants, then selecting the most suitable variant associated with the design, calculation and control of the proposed variant
KEY WORDS	Hydraulics, press, frame, torque, interception, traverse, load, stress, design, eccentricity

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Doc. Ing. Jiřímu Staňkovi, CSc., za trpělivé vedení, věnovaný čas, cenné rady a připomínky, které mi pomohly k vypracování této práce

Obsah

Obsah.....	1
1 Úvod	2
2 Historie hydraulických lisů, rešerše současného stavu	2
2.1 Historie lisů.....	2
2.2 Rešerše současného stavu.....	5
2.3 Rešerše výrobců hydraulických kovacíh lisů	5
2.4 Dostupné technologie na hydraulických kovacíh lisech	11
3 Základní rozdělení a parametry hydraulických kovacíh lisů	12
3.1 Základní rozdělení hydraulických lisů.....	12
3.2 Technické parametry hydraulického lisu.....	13
4 Základní výpočty a technologická využití	17
4.1 Hlavní konstrukční uzly.....	17
4.2 Technologické zdůvodnění hydraulických lisů	20
4.3 Základní výpočty hydraulických lisů	21
5 Možná konstrukční řešení regulace naklopení pohyblivé traverzy.....	29
5.1 Možná konstrukční řešení	29
5.2 Kontrola základních komponent a návrh vodícího trnu hydraulického lisu CTU	32
6 Závěr	49
Použitá literatura.....	50
Seznam obrázků	51
Seznam tabulek a příloh.....	52

1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá základními konstrukčními typy a vlastnostmi hydraulických kovacíh lisů. Hlavním cílem této práce jsou možná konstrukční řešení hydraulického lisu, způsob regulace naklonění pohyblivé traverzy lisu a volba vhodného řešení při návrhu.

První část této práce pojednává o historii hydraulických lisů a rešerši dnešního stavu, tak aby byl snáze vidět pokrok v tomto odvětví. Pro pochopení výroby na hydraulických lisech se tato práce bude také zabývat možnými technologickými operacemi na hydraulických kovacíh lisech. V jedné z kapitol se také setkáme s rozdělením hydraulických lisů podle různých odvětví do uspořádaných skupin. Tatáž kapitola uvádí základní obecné vlastnosti a parametry, kterými hydraulické lisy disponují. Dále jsou probrány základní konstrukční uzly a části stroje, které jsou nezbytné pro správnou funkci hydraulického kovacího lisu, probrány jsou pouze nejdůležitější konstrukční uzly z hlediska této práce, jelikož hydraulický kovací lis má velmi mnoho částí, nehledě na složité řídicí systémy. Ty nejdůležitější části jsou probrány podrobněji jako samostatná kapitola i s obecným postupem při návrhu. Předposlední kapitola se již zabývá zmíněným způsobem regulace naklonění pohyblivé traverzy, kde jsou popsány a zobrazeny možné varianty. Po prostudování možných variant následuje kontrola hlavních částí reálného lisu CTU 1750 a řešení vlastního návrhu zachycení klopného momentu za podmínky maximálního naklonění 1mm v délce celé pohyblivé traverzy. V poslední části je zhodnocení výsledků a obsahu této práce.

2 Historie hydraulických lisů, rešerše současného stavu

Tváření pomocí hydraulických lisů byla a dnes stále je velmi používaná, nezastupitelná, efektivní technologie v oblasti tváření materiálu. V této části bude probrána historie tohoto odvětví s následnou rešerší dnešních hydraulických kovacíh lisů, pro nastínění důležitosti této technologie a zobrazení až neuvěřitelných parametrů, kterými tyto stroje disponují.

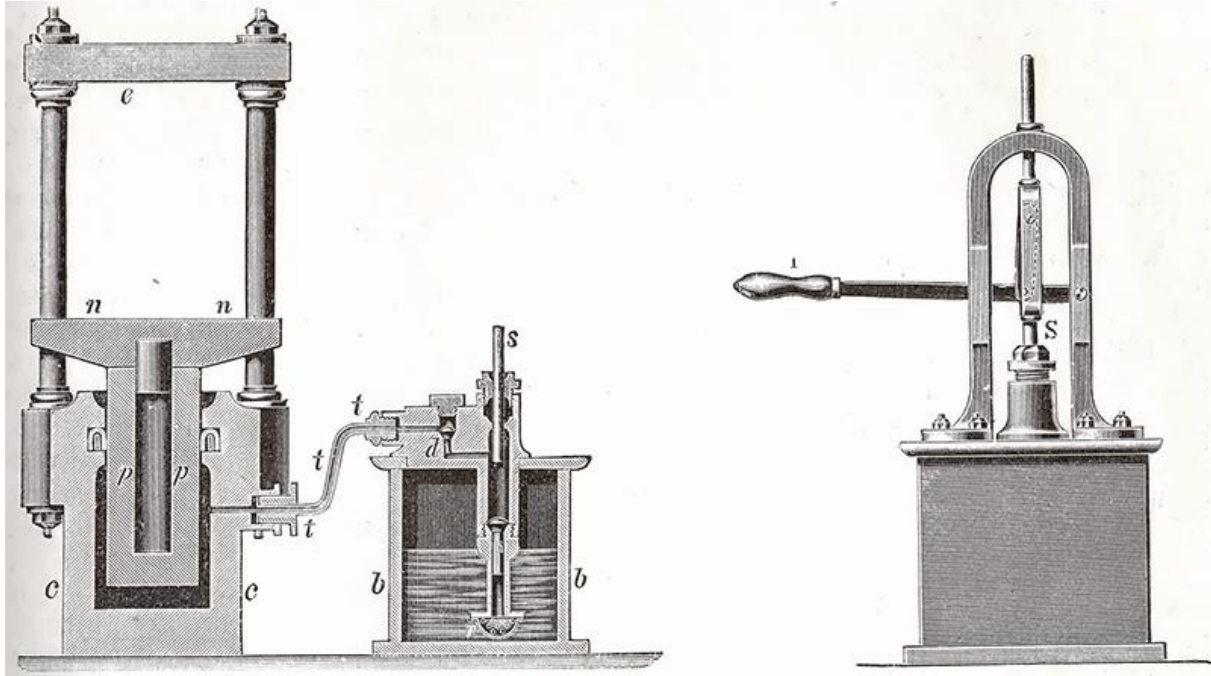
2.1 Historie lisů

Kování je jedním z nejstarších známých tvářecích procesů. Tradičně, kování bylo prováděno kovářem pomocí kladiva a kovádky. To bylo velice náročné a šlo tvářet pouze malé výkovky. Změna nastala poté, co se začala využívat kinetická energie vody k výrobě a zpracování železa. V 11. století, byla mechanická energie kováře nahrazována kinetickou energií vody. Ta mohla pohnout i velkými kladivy, které by člověk nezvednul. Tato nová technologie exponenciálně zvýšila množství a rozměry možných výkovků, které mohli být zároveň vyrobeny s minimální fyzickou námahou. Nejdůležitější částí v historii lisů je bezesporu vynález čerpadla, ale toto a další části kovacího lisu jsou lépe probrány v následující části. V průběhu staletí však prošlo kování mnohými inovacemi, aby se zlepšily tvářecí procesy, výrobní zařízení, nářadí, suroviny a výrobky přesně tak, aby splňovaly požadavky moderního průmyslu. V moderní době se průmyslové kování provádí buď pomocí lisů nebo bucharů poháněných stlačeným vzduchem, elektřinou, hydraulikou nebo párou.

Hydraulický lis s ručním čerpadlem

V 18. století se jako pohon kovacíh lisů začalo využívat hydrauliky, což jak už název vypovídá, byl počátek hydraulických lisů. Pro tuto kapitolu je velmi důležitý anglický patent č. 2405 hydraulického lisu od Bramaha, který mu byl udělen v roce 1795. Jednalo se o hydraulický lis opatřený ručním čerpadlem (obr. 1). Angličan Joseph Bramah ve své konstrukci hydraulického lisu využil principu o rovnoměrném šíření tlaku v kapalinách objeveného Blaisem Pascalem roku 1660. Velkou předností těchto hydraulických tlakových zařízení oproti mechanickým pákovým a šroubovým mechanismům je možnost jejich snadného ovládní i na dálku. [1]

O Josephu Bramahovi, který byl zmíněn v odstavci na předchozí stránce, by bylo vhodné dodat, že to byl velice nadaný konstruktér a zkonstruoval mnoho vynálezů, které předcházely nápadu hydraulického lisu. Byl to balící lis na seno, len a bavlnu, dále šroubové (mechanické) lisy, vrtací stroje a čepovací zařízení, které se do dnes používá v mnoha hospodách ve spojeném království.



Obrázek 1 - Hydraulický lis realizovaný Josephem Bramahem [4]

V roce 1851 objevil William G. Armstrong váhový akumulátorový zásobník, s jehož pomocí mohl vytvořit krátkodobé zvýšení odběru pracovní kapaliny (vody), čímž vznikla nová kategorie strojů a zařízení. V roce 1882 firma London Hydraulic Power Company, využila tohoto vynálezu a použila ho pro většinu strojů ve svém provozu.

John Haswell jako první v 19. století začal využívat hydraulické lisy ke tváření kovu, což umožnil právě vynález akumulátoru. Čímž vytvořil nové způsoby v technologii zpracování kovu (do té doby se hydraulické lisy využívaly na výrobu olejů apod.). Dále J. Haswell vymyslel regulaci tlaku při pohybu pístu, čímž se hydraulický obvod tolik nezahříval a zvýšil účinnost stroje.

V Evropě se Poprvé hydraulické lisy objevily až po roce 1815 a to v Německu a Francii po porážení Napoleona a podepsání druhé pařížské mírové smlouvy. V Německu se hydraulické lisy začaly velmi rozšiřovat oproti jiným zemím a to jak počtem, tak i kovací silou. To byla jedna z věcí, která Německu zajistila velký technologický náskok v bojové technice za druhé světové války.

Důležité objevy v oblasti hydraulických strojů z počátku 20. století

- Rok 1905 se udává za počátek využívání oleje v hydraulickém obvodu jako pracovní kapaliny.
- Harvey D. Williams a Reynold Janney jsou považovány za první, kdo využil minerální olej, jako přenosové médium pro hydrostatické pohony.
- Harry Vickers v roce 1936 vyvinul regulovatelný tlakový ventil.
- Jean Mercier v roce 1950 postavil první hydro-pneumatický zásobník tlaku
- O rozvoj servo-hydrauliky se zasloužili John F. Blackburn, Shih-Ying Lee a Jesse Lowen Shearer v roce 1958 v USA.

Hydraulický kovací lis 1928

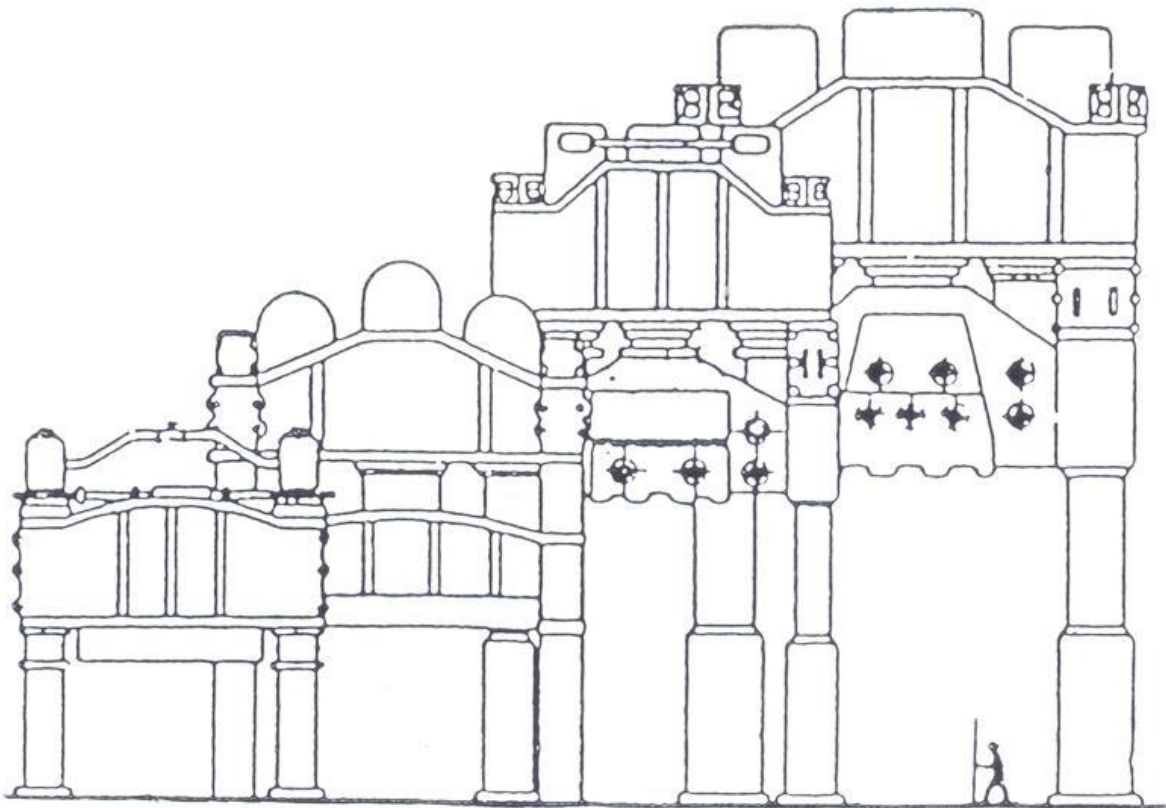
V roce 1928 Firma Krupp v Essenu postavila největší hydraulický kovací lis na světě. Jednalo se o konstrukční variantu se třemi pracovními válci umístěnými v horní traverze o síle 15000t (150MN). Sloužil pro výrobu vysokotlakých nádob pro chemický průmysl. Používal se ke zpracování bloků oceli do hmotnosti 300t. [2]

Hydraulický kovací lis 1951

V Německu byl v roce 1951 postaven hydraulický lis o síle 300MN. Později byly provedeny modely lisů o síle 500MN a 750MN. Jako reakce na německý lis, byl v roce 1955 v USA postaven hydraulický lis pro zápustkové kování LOEWY 500MN. Jeho pohon je realizován devíti válci o průměru cca 1,2m. Lis slouží pro potřeby leteckého a zbrojařského průmyslu. [4]

Hydraulický kovací lis 1971 až 1973

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 1000MN, při tlaku pracovní kapaliny 50MPa. Toto konstrukční řešení bylo realizováno firmou Uralmaš v Rusku, avšak při použití pracovního tlaku 32MPa a celkové pracovní síle 750MN. [4]



Obrázek 2 - Těžké hydraulické lisy v období 1890 až 1932 [2]

2.2 Rešerše současného stavu

V současné době si hydraulické lisy vydobily monopolní místo a 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 5000MN. Limitující v současné době však není lisovací síla hydraulického lisu, ale problém s výrobou, dopravou komponent a následné sestavení takto ohromných komponent na požadovaný lis. Konstrukce takto velkých lisů mají svá specifika, ale zhotovení potřebně velkého polotovaru (ingotu) je limitován. [2]

Dále nastává velký kvalitativní vývoj v oblasti elektrických pohonů, hydraulických systémů, řídicí a vyhodnocovací techniky. Důraz je kladem na stavebnicové provedení zařízení a dnes rozšířených jednoúčelových strojů a strojů s automatickým pracovním cyklem, přičemž je stále více hlídána kvalita a hospodárnost tvářecího procesu. Neustálou snahou konstruktérů je zvyšovat technické parametry strojů s přechodem na vyšší počet zdvihů za minutu, vylepšovat energetickou bilanci pracovního cyklu tvářecího stroje a zároveň zvyšovat spolehlivost a bezpečnost provozu. [1].

Pro zobrazení a popis dnešních hydraulických lisů je vytvořena rešerše od předních českých i světových výrobců a následné srovnání parametrů v tabulce 1 (viz následující kapitola).

2.3 Rešerše výrobců hydraulických kovacích lisů

Rešerše je vzhledem k velké obsáhlosti hydraulických lisů provedena pouze u hydraulických kovacích lisů, kde lze velmi dobře zdůraznit obrovské pracovní síly, kterými stroj může disponovat. Tyto lisy také disponují i dalšími vlastnostmi, které stojí za porovnání.

ŽĐAS, a.s.

Vyrábí hydraulické kovací lisy řady CKV (s horním pohonem) a CKW (dolním pohonem), které jsou určeny pro veškeré operace volného kování výkovků z ocelí i neželezných kovů jako je pýchování ingotů, děrování, volné kování různých polotovarů s kruhovým i n-hranným průřezem, kování kroužků a dutých válců na trnu. ŽĐAS vyrábí hydraulické kovací lisy ve velkém rozsahu sil a velikostí. V tabulce 1 jsou zobrazeny vybrané kovací lisy od tohoto výrobce ze čtyř základních kategorií a to CKV, CKVX, CKW, CKZW. [5]

TS Plzeň a. s. (Dříve Škoda TS)

Tato firma nemá volně k dostání technické informace vyráběných kovacích lisů a tak zde budou vypsány obecné informace, které firma zveřejňuje. TS Plzeň dodává lisy pro volné kování v rozmezí kovací síly **od 6,3MN do 200MN** a jsou určeny pro veškeré operace volného kování výkovků z ocelí i neželezných kovů jako je pýchování ingotů, děrování, volné kování různých polotovarů s kruhovým i n-hranným průřezem a kování kroužků a dutých válců na trnu. Lisy od TS Plzeň mají robustní vertikální čtyřsloupovou či dvousloupovou konstrukci. Lisovní válce s plunžry jsou umístěny v horní traverze u lisů s horním pohonem a pod podlahou u lisů s dolním pohonem. Pro zvýšení životnosti jsou plunžry opatřeny tvrzeným povrchem a jsou spojeny s plunžrovou traverzou, která je vedena v robustně dimenzovaných pouzdrech po sloupech lisu. Ve spodní traverze je umístěn podélně posuvný kovací stůl s vedením pro upevnění kovadel. Příčný posuv kovadel zajišťuje rychlou výměnu spodních kovadel. Horní kovadlo je uchyceno v plunžrové traverze hydraulickými upínači. Ovládání lisů je dálkové prostřednictvím elektro-hydraulického systému a provádí se z pultu lisu příslušnými tlačítky a ovladači. Pro hlazení výkovků je do ovládacího systému začleněno zařízení automatického rychlého kování, jehož frekvenci lze nastavit na ovládacím pultu lisu. Velká přesnost kování se dosahuje doplněním ovládacího systému lisu řídicími prvky kování na přesný rozměr, které spočívá v dálkovém nastavení spodní polohy kovacího zdvihu a digitálním snímáním jeho dráhy. Pohon těchto lisů je řešen akumulátorovou stanicí s emulzí vody s olejem. Veškeré pohyby lisů jsou snímány inkrementálními nebo absolutními čidly, jejichž údaje jsou přenášeny do řídicího počítače. Pomocí programového vybavení je možné řídit celý

kovací proces automatizovaně bez zásahu operátora lisu. Tento postup zároveň umožňuje optimalizaci kování s minimalizací potřebných ohřevů v pecích a prakticky vylučuje výrobu chybných výrobků podkročením rozměru. [6]

Schuler AG

Tato firma patří mezi špičku v oblasti lisování. Ve svém katalogu rozdělují hydraulické kovací lisy na dolůtažné a hornotlaké. Výrobce uvádí, že je schopný vyrobit kovací lisy s pracovní silou až **do 300MN** a pojezdem až **4m**. Zároveň se zmiňuje o největším stroji, který vyrobil, a to je duální kovací lis o jmenovité síle 2x140MN, celkové váze 4000t a výškou přes 22m. Tento lis je určen pro ropný a plynárenský průmysl. Výrobce Schuler stejně jako ostatní uvádí, že na jeho lisech je možné provádět všechny běžné kovářské operace v oblasti volného kování. V tabulce 1 jsou zobrazeny technické parametry vybraných strojů z katalogu výrobce. [7]

Siempelkamp GmbH & Co. KG

Jako přední poskytovatel tvářecích strojů s více jak 130 letou tradicí udává tato firma standardy ve výrobě kovacích lisů po celém světě. Kromě kovacích lisů vyrábí tato firma také stroje na lisování dřeva, stroje pro gumárenský průmysl a kompozitní materiály, rozvodové skříně apod. V nedávné době zhotovila hydraulický kovací lis o síle **500MN**, který patří mezi největší lisy na světě. Parametry tohoto lisu jsou uvedeny v tabulce 1.[8]

Jinan Linteng Forging Machinery Co., Ltd.

Je čínská firma zabývající se výrobou kovacích strojů, jak vyplívá již z názvu firmy. Tato firma nemá dlouholetou tradici, ale již stihla vyrobit takový kovací lis, který dokáže produkovat sílu o velikosti **500MN**. V tabulce 1 jsou zobrazeny parametry běžně nabízených kovacích lisů, této firmy.[9]

ERIE Press systém

ERIE s více než 100letou tradicí nabízí široký sortiment hydraulických kovacích lisů. Vyrábí a upravuje stroje přesně na míru zákazníka. Firma vyrábí lisy v rozpětí síly od **2,5MN do 90MN** a jejich stroje jsou vhodné pro všechny běžné kovářské operace. Nabízí výhody, jako je rychlý chod stroje, regulace otáček a rychlé změny chodu.[10]

LASCO Umformtechnik GmbH

Firma rozděluje své lisy do skupin na VP, KFP KP. Kategorie VP značí právě hydraulické kovací lisy, které se dále dělí na podkategorie VPA neboli dvousloupové a VPE (čtyřsloupové). Skupina KFP jsou lisy na protlačování za studena, které jsou schopny udržovat rozměry až na setiny milimetru. Poslední skupina KP jsou určeny jako kalibrovací lisy, ale rovněž je lze použít na ořezávání apod. U všech kategorií nabízí rozsáhlé možnosti realizace automatizace výroby. Stroje disponují silou v rozpětí od **2,5MN do 100MN** a jsou vhodné pro všechny druhy kovářských operací. V tabulce 1 jsou uvedeny vybrané lisy ze třech uvedených základních kategorií. [11]

Wepuko PAHNKE GmbH

Wepuko PAHNKE GmbH má rozsáhlé zkušenosti v oblasti lisů. Jejich sortiment obsahuje např.: vysekávací lisy, ohraňovací lisy, různé víceúčelové lisy a pro tuto práci nejdůležitější také kovací lisy a manipulátory pro volné kování s moderním hydraulickým pohonem a systémem pro automatické kování. Pro volné kování vyrábí lisy v rozmezí **5MN až 185MN**. Dále tato firma vyrábí hydraulické kovací lisy pro zápusťkové kování, které upravuje na přání zákazníka v rozmezí lisovací síly od **20MN do 350MN** s přesně regulovanou rychlostí (0,1mm/s) o maximální tvářecí rychlost **100mm/s**. Je důležité

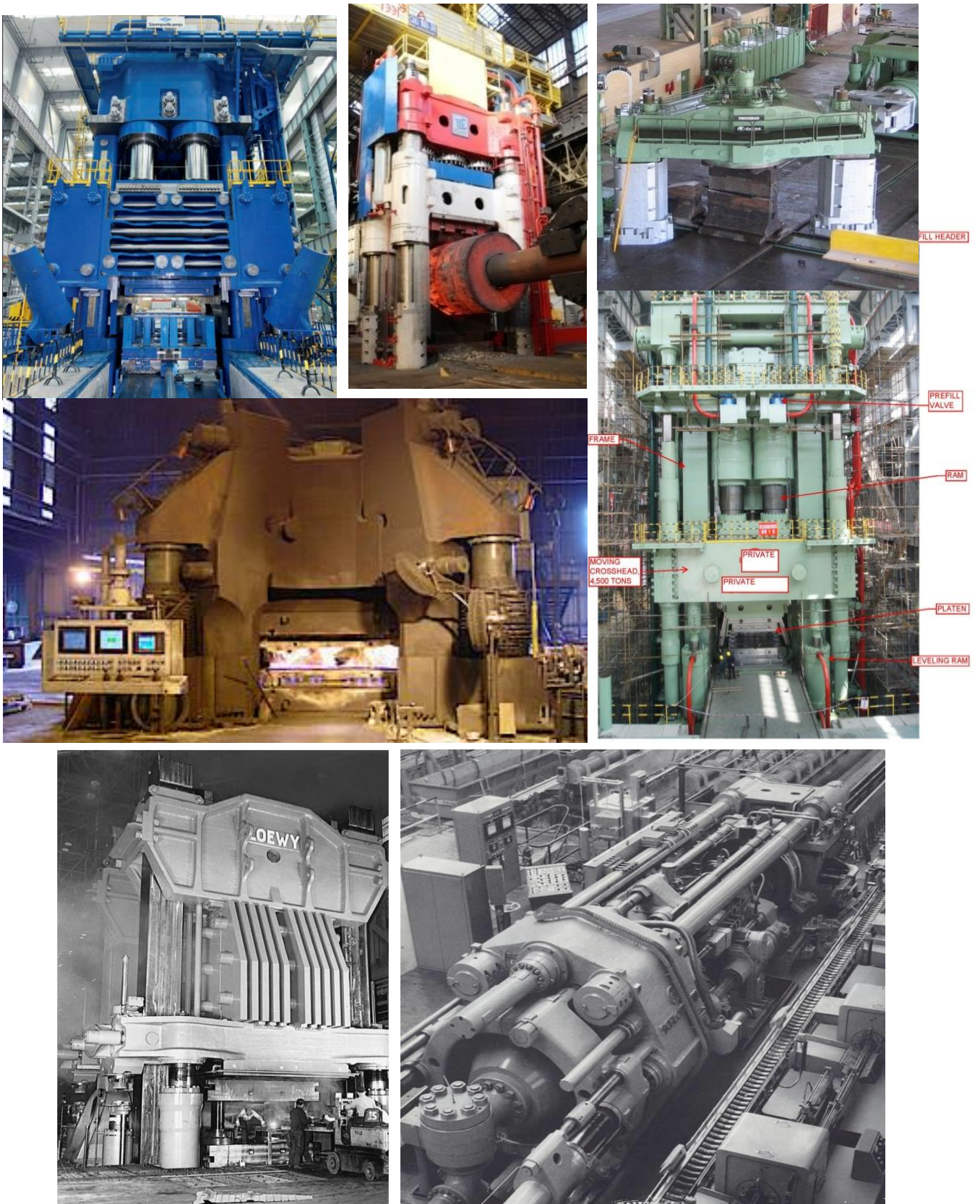
zmínit, že tato firma používá světově nejvýkonnější a nejrychlejší stroje na volné kování ve zpracování titanu.[12]

Uralmashplant JSC

Firma s téměř 100 letou tradicí v oblasti kovacích lisů, která dnes již rozšířila působení například v těžebních strojích a zařízeních. V 50. letech se stala hlavním dodavatelem těžkých hydraulických kovacích lisů pro letecký a raketový průmysl. Jejich hydraulické kovací lisy jsou určeny pro technologické operace, jako jsou přechování, volné kování, kování na trnu, přesazování, děrování ingotů atd. Tato firma ve spolupráci se Západočeskou univerzitou zrealizovala lis o celkové síle **750MN**, jak už bylo zmíněno v kapitole historie lisů. V tabulce 1 jsou zobrazeny vybrané lisy od této firmy. [13]

China national erzhong group co.

Tato firma zrealizovala hydraulický kovací lis na zápusťkové kování o síle **800MN**, jež je největší na světě a jehož výstavba trvala 2,5 půl roku. Tento až neuvěřitelný lis našel uplatnění v oblasti leteckého a raketového průmyslu, dále se využívá při výrobě plynových turbín a lopatek proudových motorů. Pro zajímavost: Již při prvním spuštění tento lis pokořil světový rekord, který byl zapsán v Guinnessově knize rekordů, avšak z blíže nspecifikovaných důvodů nebyl rekord uznán a tak při zkušebním testu byl zvýšen pracovní tlak o 20% a podařilo se vygenerovat sílu o velikosti **1000MN**, čímž byl jednoznačně pokořen v té době stávající rekord. Rekord od této firmy je dosud zapsán, jako největší tlak vygenerovaný hydraulickým lisem. [14]



Obrázek 3 - Hydraulické kovací lisy [5, 6 ,8, 12, 14, 19]

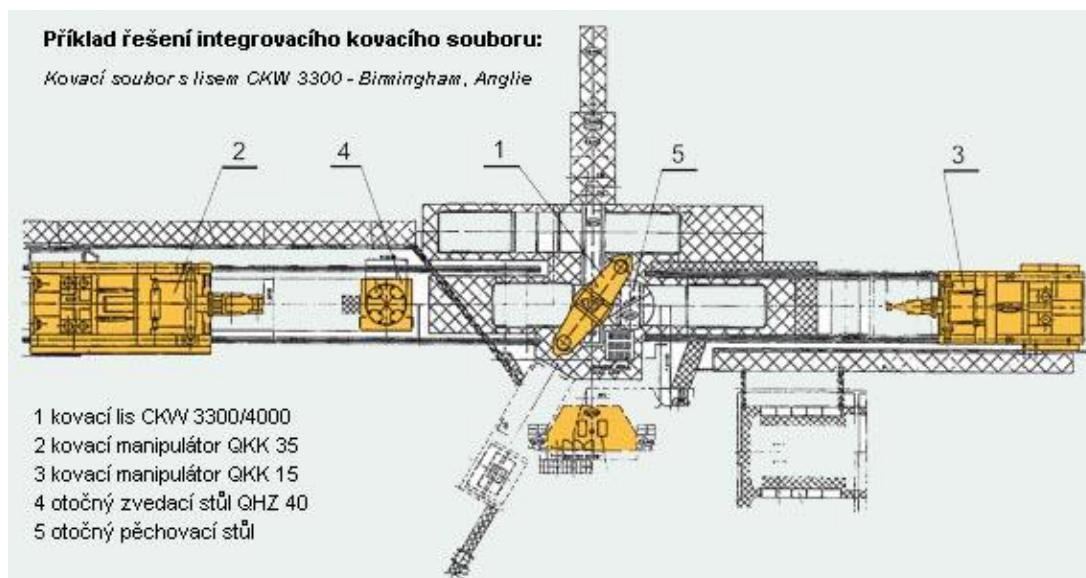
Integrované kovací soubory

Dnes se většinou kovací lisy neprodávají samostatně, ale prodávají se jako uspořádané celky, tzv. integrované kovací soubory. Kovací soubor (obr. 4) nabízí téměř každý výrobce a pracují na stejném principu s tím rozdílem, že každá firma využívá vlastní kovací lis. Kovací soubor pro volné kování tvoří kovací lis s hydraulickým pohonem a jeden nebo dva kovací manipulátory. Elektrické zařízení souboru, jehož součástí je programovatelný automat, umožňuje ruční nebo automatické řízení včetně interakce lis – manipulátor. Dle požadavku zákazníka může být soubor doplněn ingotovým vozem, otočným zvedacím stolem, nářadovým manipulátorem a sadami nářadí dle technologického určení souboru. Pro kování kroužků a válců je používán děrovací stůl k proděrování napěchovaného polotovaru. Umísťuje se na kovací desku lisu. Děrovací stůl sestává z částečně opracovaného odlitku a háčku pro přesouvání ze zásobníku nástrojů na kovací desku lisu.

Kovací soubor je řízen jedním pracovníkem od centrálního ovládacího pultu, umístěného v odhlučněné a klimatizované kabině. Tlačítkem si operátor vybírá vhodný režim ovládání souboru s ohledem na okamžité požadavky technologie výroby. Zavedením režimu automatického kování s kováním na rozměr s přesností odměřování ± 1 mm, vybavením lisu diagnostikou technologického procesu a poruch a automatizovanou výměnou nástrojů se podstatně omezily fyzické nároky na obsluhu. Výsledkem je zvýšení jakosti, při výrazně snížených technologických přídavicích a vysoké produktivitě práce.

Každý manipulátor je vybaven řadou čidel, která sledují jeho hlavní pohyby, tj. pojezd, otáčení kleští a vertikální pohyb kleští. Údaje těchto čidel využívá řídicí systém v automatickém režimu práce. Společná práce dvou manipulátorů klade mimořádně vysoké nároky na řídicí systém, který musí ovládat pohyby tak, aby ve výkovku bylo v každém okamžiku podélné tahové napětí.

Řídicí část obsahuje, programovatelný řídicí systém pro řízení jednotlivých strojů souboru, jejich vazby, nastavování parametrů a sledování chodu, včetně zobrazení důležitých stavů jednotlivých dílčích agregátů. Vybavení umožňuje komfortní obsluhu s vysokým stupněm automatizace a kontrolu průběhu nejdůležitějších fází technologického procesu. [5]



Obrázek 4 - Integrovaný kovací soubor [5]

1 Tabulky dosahovaných parametrů kovací lisů

		ŽĐAS, a.s.				Schuler AG
Technické parametry		CKW 7000	CKZW 5600	CKV 12000	CKVX 7500	MHFT 100
Tvářecí síla	MN	70	56	120	75	100
Zpětná síla	MN	13,7	6,15	9,2	9	---
Zdvih	mm	2 800	1 100	3 000	3 100	4 000
Max. otevření	mm	6 400	2 150	6 500	6 600	8 000
Průchod mezi sloupy	mm	4 700	2 650	4 700	4 200	5 000
Max. výška nad zemí	mm	13 500	5 250	18 900	15 500	---
Celková výška	mm	---	---	---	---	---
Tvářecí rychlost	mm/s	63	76	60	80	60
Počet sloupků	ks	2	4	4	2	2
		Schuler AG	Jinan linteng forging machinery	LASCO		
Technické parametry		MH 14000	ZDYJ - 800	ZDYJ - 12000	VPA 2000	KFP 1500
Tvářecí síla	MN	140	8	120	20	15
Zpětná síla	MN	---	---	---	---	---
Zdvih	mm	4 000	1 300	3 000	1 000	1 200
Max. otevření	mm	6 000	---	---	---	---
Průchod mezi sloupy	mm	4 800	2 200	5 000	1 580	1 500
Max. výška nad zemí	mm	---	---	---	---	---
Celková výška	mm	---	7 800	18 300	---	---
Tvářecí rychlost	mm/s	55	74	40	85	45
Počet sloupků	ks	4	2	4	2	4
		LASCO	Uralmashplant JSC			
Technické parametry		KP 200	1978	1983		
Tvářecí síla	MN	20	150	20		
Zpětná síla	MN	---	---	---		
Zdvih	mm	500	---	---		
Max. otevření	mm	---	8 500	1 600		
Průchod mezi sloupy	mm	1 350	7 000	2 800		
Max. výška nad zemí	mm	---	19860	8920		
Celková výška	mm	---	27860	1110		
Tvářecí rychlost	mm/s	13	80	150		
Počet sloupků	ks	2	4	4		
Technické parametry		Siempelkamp GmbH & Co. KG		China national erzhong group		
Celková výška lisu	m	29,5		36,5		
Celková váha	t	8 000		25 000		
Lisovací síla	MN	500		800 (1000)		
Lisovací rychlost	mm/s	50		---		
Počet vysokotlakých čerpadel	Ks	60		68		
Počet hydraulických motorů	Ks	30 (každý 830kW)		---		
Množství pracovní kapaliny	l	150 500		4 000		
Max. zpětná rychlost	mm/s	190		---		
Počet pracovních válců	Ks	8 (o průměru 1,4m)		5		
Pracovní stůl	m	7 x 4		---		

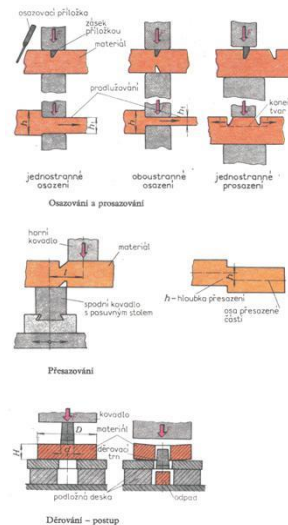
Dle rešerše lze určit, že nejruznější výrobci z různých zemí běžně vyrábí hydraulický kovací lis v rozsahu od 10 do 150MN, ale rovněž je možné zhotovit lisy s nepředstavitelnou tvářecí silou, jako je právě lis od **China national erzhong group**, který dokáže vyvodit pracovní sílu až **1000MN**. Dále je možné vidět poměrně velké rozsahy v tvářecí rychlosti, která závisí vedle technologie použité k pohybu a zastavení traverzy také na hmotnosti. Lisy s menší hmotností jsou schopny pracovat s vyšší rychlostí, jak lze vidět v tabulce 2.4, což je důležité pro produktivitu práce. Proto se lisy s větší silou než 150MN vyrábí pouze na speciální požadavek zákazníka.

2.4 Dostupné technologie na hydraulických kovacích lisech

Na základě rešerše a dostupné literatury, byly vypracovány základní kovářské operace na hydraulických kovacích lisech, které výrobci uváděli u svých produktů. Základní rozdělení možných technologií je na volné nebo zápustkové kování a speciální kovářské operace. Pro porovnání náročnosti jednotlivých tvářecích procesů jsou uvedené také tvářecí charakteristiky. [15]

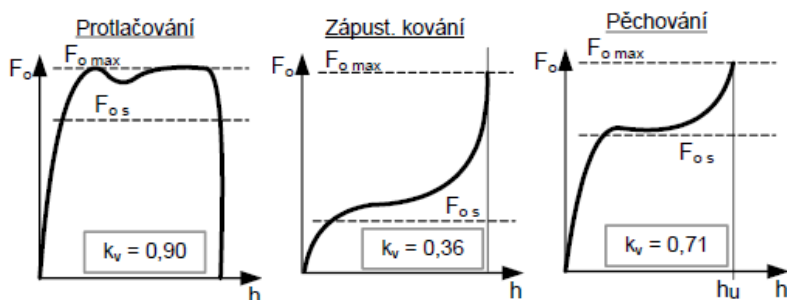
Volné kování – Lis působí na materiál stálým tlakem a tím dochází k tváření. Při tomto způsobu operace se může naskytnout problém, který vzniká právě, když dojde k tření mezi nástrojem a materiálem. Materiál teče vždy směrem nejmenšího odporu, tudíž vlivem působení sil se materiál vtlačuje do stran polotovaru a vzniká soudečkovitost nebo vybočení materiálu. Vzniklé úchylnky rozměrů jsou velké (závislé na tvářené výšce polotovaru) a zároveň vzniká hrubý nerovný povrch, proto se nechávají poměrně velké přírůstky na další operace, jako je obrábění, frézování, apod. K volnému kování se používají nástroje s jednoduchým tvarem a houževnatým jádrem, aby nedošlo k prasknutí nástroje vlivem působící síly. Nejpoužívanější jsou kovačla (horní, dolní) vyznačují se jednoduchým rovinným tvarem s rybinovitou částí pro uchycení. [15]

- Kování na trnu: Dutý polotovar se nasadí na trn a tlakem beranu se zvětšuje průměr a zmenšuje tloušťka stěny
- Pěchování: Je nejjednodušší operace, ale energeticky nejvíce náročná. Dochází ke zvětšování průřezu a zmenšení výšky.
- Prodlužování: Nejpoužívanější operace volného kování. Podstatou je provést více pěchovacích operací vedle sebe s pootáčením polotovaru o 90°
- Osazování, přesazování, děrování a osekávání:
(Způsob provedení na obrázku 5)



Obrázek 5 - Osazování, přesazování, děrování [15]

Zápustkové kování – Slouží k výrobě velkého počtu tvarově stejných součástí. Jako nástroj se používá zápustka, která má uvnitř tvar hotového výrobku a většinou se skládá ze dvou částí. Hlavní výhodou je vysoká výkonnost a snadná obsluha, ale výkovky mají omezené rozměry. Přesnost rozměrů a jakost povrchu je mnohem lepší než u volného kování a pokud použijeme kalibrování, odpadá nutnost následného obrábění. [15]



Obrázek 6 - Tvářecí charakteristiky vybraných kovacích operací [4]

3 Základní rozdělení a parametry hydraulických kovacích lisů hydraulický lis

Je lis, u něhož je tvářecí síla na beranu nebo pohyblivé traverze vyvozena hydraulickým převodem tlakové energie pracovní kapaliny z energetického zdroje (čerpadla, akumulátoru). [4]

3.1 Základní rozdělení hydraulických lisů.

Podle pohonného mechanismu se lisy jako celek dělí na mechanické, hydraulické, kombinované. Dále se lisy mohou dělit podle technologie lisu na tažné, vytlačovací, kovací, apod. Pro tuto práci jsou jednoznačně nejdůležitější hydraulické lisy a kovací lisy. Dále bude tedy probíráno rozdělení právě hydraulických kovacích lisů.

Hydraulické kovací lisy:

Rozdělení, dle technologie: Volné kování

Zápustkové kování

Podle konstrukčního provedení rámu: Podle přístupnosti - Otevřené (C rám), viz obr. 14

- Uzavřené (O rám), viz obr. 14

Podle konstrukčního provedení - Vyrobené z jednoho kusu

- Dělené

Podle výrobní technologie - Svařované

- Odlévané

- Kombinované

Dle počtu sloupů: Čtyřsloupové

Dvousloupové

Dle umístění pohonu: Horním pohonem (CKV), viz obr. 7

Spodním pohonem (CKW), viz obr. 8

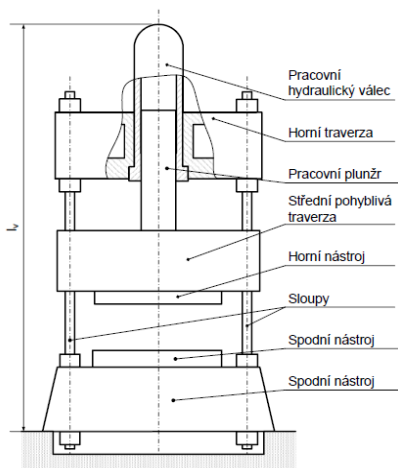
Dle způsobu uspořádání: Vertikální (viz obr. 7, 8)

Horizontální (viz obr. 9)

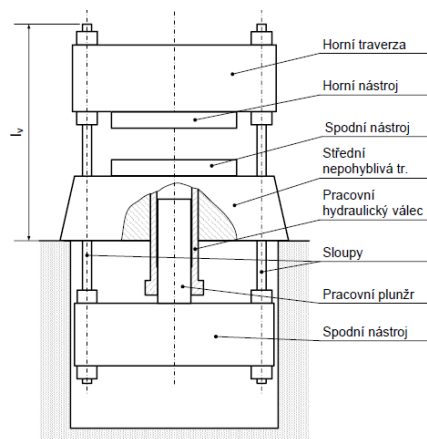
Dle pohonu: Přímý

Akumulátorový

Multiplikátorový



Obrázek 8 - Schéma lisu s horním pohonem [4]



Obrázek 7 - Schéma lisu se spodním pohonem [4]



Obrázek 9 - Horizontální lis [22]

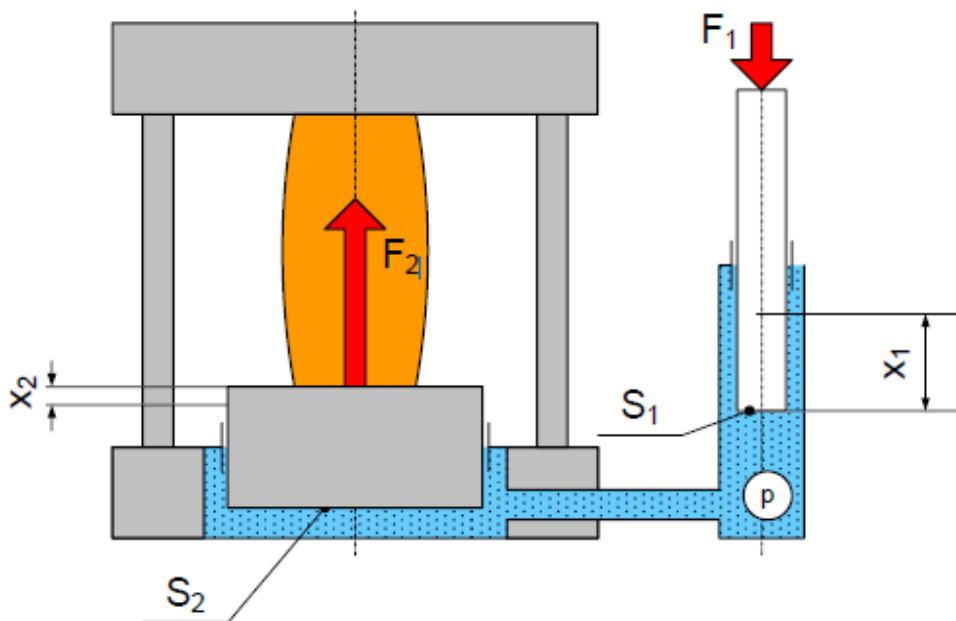
3.2 Technické parametry hydraulického lisu

Základním technickým parametrem hydraulického lisu je jednoznačně pracovní síla a tlak v hydraulickém obvodu. Závislost těchto dvou veličin, lze vysvětlit pomocí základního zákona hydromechaniky (Pascalův zákon).

Základní princip = Pascalův zákon.

Tento zákon pojednává o rovnoměrném šíření tlaku v kapalinách všemi směry. To znamená, že působíme-li v uzavřených nádobách na píst o malé ploše S_1 [mm²] silou F_1 [N], vznikne v uzavřené kapalině odpovídající tlak p , který působí na píst o větší ploše S_2 [mm²], kterou zvedá silou F_2 [N], tato síla je větší než síla F_1 a to v poměru ploch $S_2:S_1$ (Použité symboly viz obr. 10): [2]

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



Obrázek 10 - Princip Pascalova zákona [4]

Tvářecí síla (F_0):

Jedná se o odporovou sílu, která působí proti směru pohybu nástroje. Při rovnoměrném pohybu nástroje je tvářecí síla v rovnováze se silou pohonu, kterou působí výstupní člen stoje na tvárné těleso. [1]

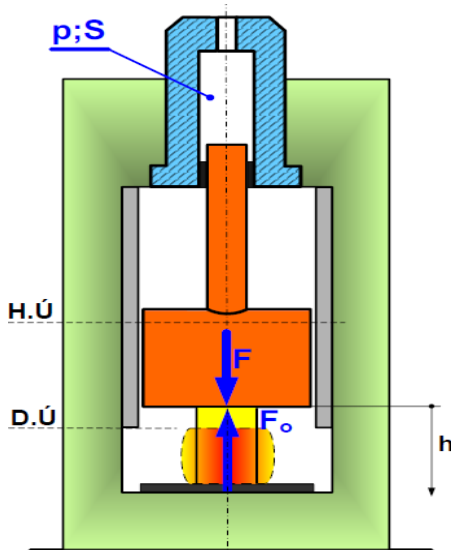
$$F_0 = K_d \cdot S$$

Kde se obě proměnné mění v závislosti na dráze nástroje. Tvářecí síla na konci cyklu je větší než na začátku. Velikost tvářecí síly je u hydraulických kovacích lisů omezena *jmenovitou silou lisu*.

Jmenovitá síla: Znamená maximální dovolená síla, kterou může výstupní člen lisu působit přes nástroj na tvářený polotovar. [1]

Pracovní síla (F)

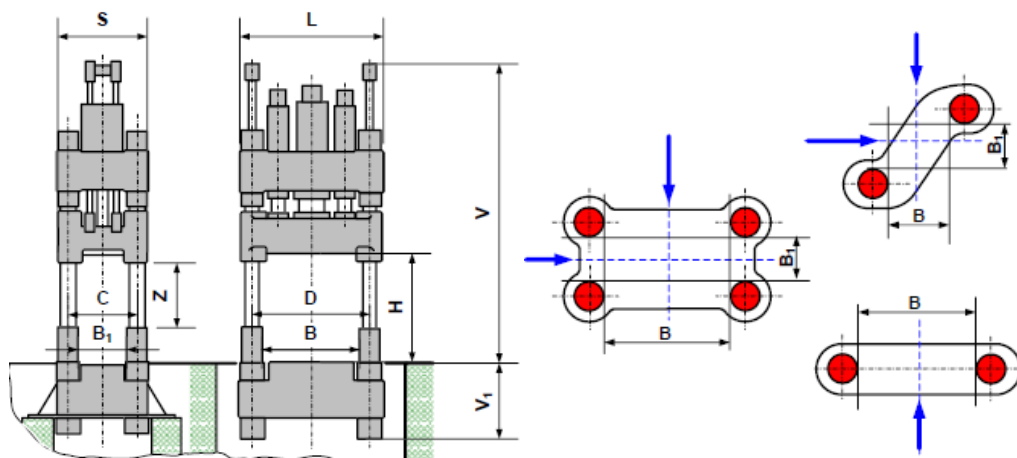
Je to síla, která je na příslušném stroji vyvozená jeho pohonným mechanismem. U hydraulického lisu je dána velikostí tlaku a plochou pracovního plunžru. [1]



Obrázek 11 - Tvářecí síla [4]

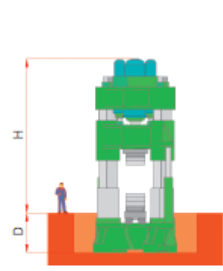
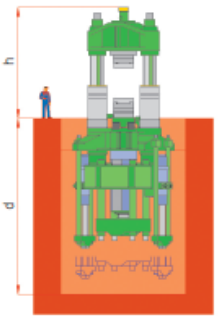

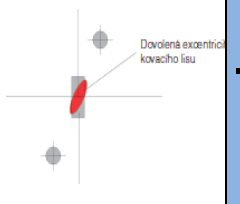
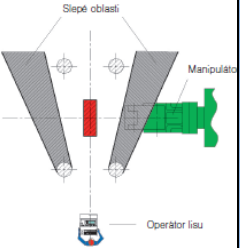
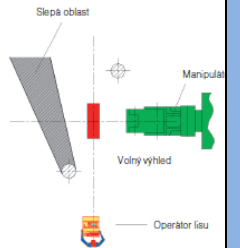
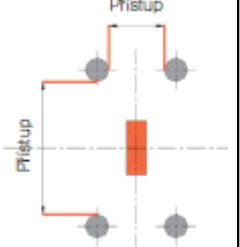
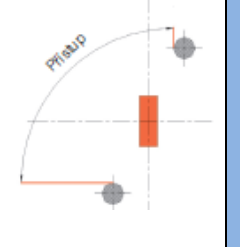
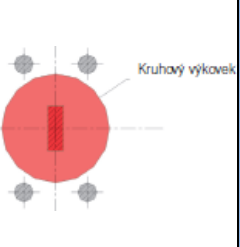
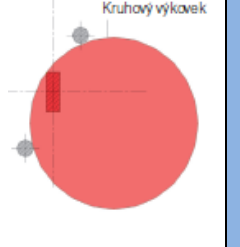
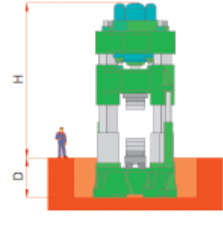
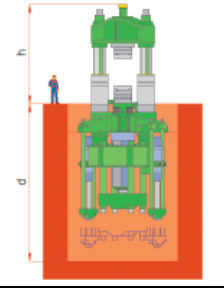
2 Tabulka parametrů [4]

Značka	jednotka	Značka slovy	Popis
F	N	Pracovní síla lisu	Dána průměrem pracovního plunžru a tlakem kapaliny
F_{zp}	N	Zpětná síla	Obvykle $F_{zp} = (0,05 \text{ až } 0,2) * F_j$ platí pro lisy CKV
F_o	N	Tvářecí síla	Síla působící proti pohybu nástroje
K_d	N/m	Přetvárný odpor	Přetvárný odpor tvářeného materiálu
S	mm	Průmět dot. plochy	Průmět dotykové plochy nástroje
p	Pa	Tlak	Tlak působící v hydraulickém obvodu
Z	mm	Zdvih	Největší možná dráha pohyblivé traverzy
H	mm	Otevření lisu	Největší možná vzdálenost upínacích ploch
B, B ₁	mm	Průchod	Nejmenší vzdálenost vnitřních ploch sloupů
C, D	mm	Rozteč sloupů	Vzdálenost os sloupů
S	mm	Délka	Největší rozměr lisu z leva doprava
L	mm	Šířka	Největší rozměr lisu zepředu dozadu
V	mm	Výška lisu nad podlahou	
V ₁	mm	Výška lisu pod podlahou	
V ₂	mm	Hloubka základu	
l, l ₁	mm	Délka	Půdorysné rozměry základu lisu v podélné ose lisu
J, J ₁	mm	Délka	Půdorysné rozměry základu lisu v příčné ose lisu
v	mm/s	Lisovací rychlost	Většinou se udává v mm/s



Obrázek 12 - Základní rozměry čtyřsloupového lisu [16]

3 Tabulka výhod a nevýhod možností hydraulického kovacího lisu [5]

Podle počtu sloupů				Podle typu lisu				
	Čtyři sloupy		Dva sloupy		S horním pohonem		S dolním pohonem	
+	Lepší systém vedení	Stabilita lisu	Horší systém vedení	-		Požadavek na výšku haly $H \gg h$		+
+	 Dovolené excentricity kovacího lisu	Rozsah povolené excentricity	 Dovolené excentricity kovacího lisu	-	V případě úniku pracovní kapaliny dochází k jejímu styku s horkým výkovkem a může dojít k požáru	Bezpečnost v případě úniku pracovní kapaliny u olejového pohonu	V případě úniku pracovní kapaliny proniká kapalina přímo pod lis do záchytných jímek	+
-	 Slepé oblasti, Manipulátor, Operator lisu	Pohled na výkovek a čelisti manipulátoru	 Slepé oblasti, Manipulátor, Volný výhled, Operator lisu	+	Pracovní válce, veškeré pohyblivé díly a související vodící systémy jsou uloženy nad podlahou	Přístupnost částí lisu pro údržbu	Pracovní válce, veškeré pohyblivé díly a související vodící systémy jsou uloženy pod podlahou	-
-	 Přístup	Manipulační přístup k lisu	 Přístup	+				
-	 Kruhový výkovek	Rozměry výkovků ve tvaru kroužků/disků	 Kruhový výkovek	+		Hloubka základu		-

Tabulka vytvořená dle katalogu TS Plzeň

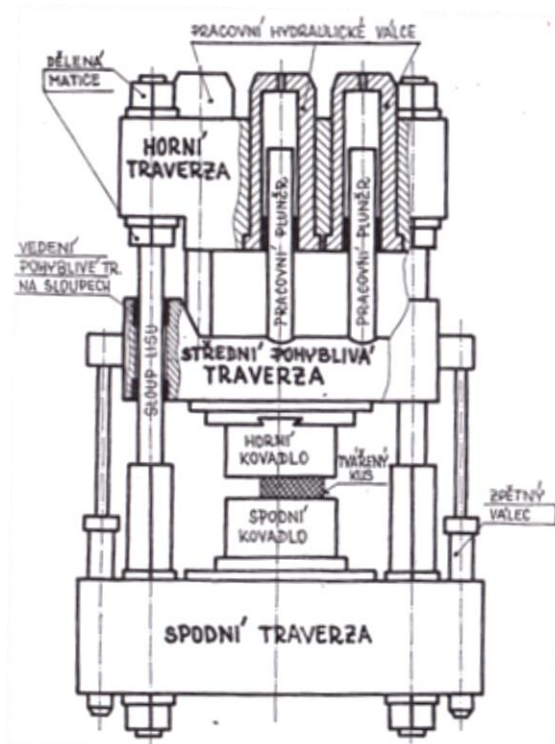
4 Základní výpočty a technologická využití

4.1 Hlavní konstrukční uzly

Hlavní konstrukční části jsou představeny na kovací hydraulický lis (obr. 13). Tento lis je tvořen z mnoha částí a prvků, od těch velkých jako je hlavní rám, který udává tvar lisu až po ty nejmenší, jako je např. těsnění a potrubí. Dále v této kapitole budou podrobněji probrány pouze nejdůležitější části lisu potřebné pro tuto práci.

Konstrukční části hydraulického kovacího lisu lze rozdělit do dvou základních skupin a to právě na mechanické části a části hydraulického obvodu.

Na obrázku níže jsou popsány hlavní části hydraulického kovacího lisu řady CKV.



Obrázek 13 - Kinematické schéma lisu CKV [2]

Mechanické části

Rám lisu

Rám lisu patří jednoznačně k nejdůležitějším konstrukčním elementům, který mají vliv na přesnost, bezpečnost a účinnost výroby. Rám také přenáší všechny silové účinky vzniklé při tvářecím procesu. Můžeme jej dělit podle orientace, tedy na horizontální nebo vertikální. Každá orientace má odlišný přístup k pracovnímu prostoru lisu a volí se podle druhu výroby. Dále se dělí na otevřené a uzavřené rámy.

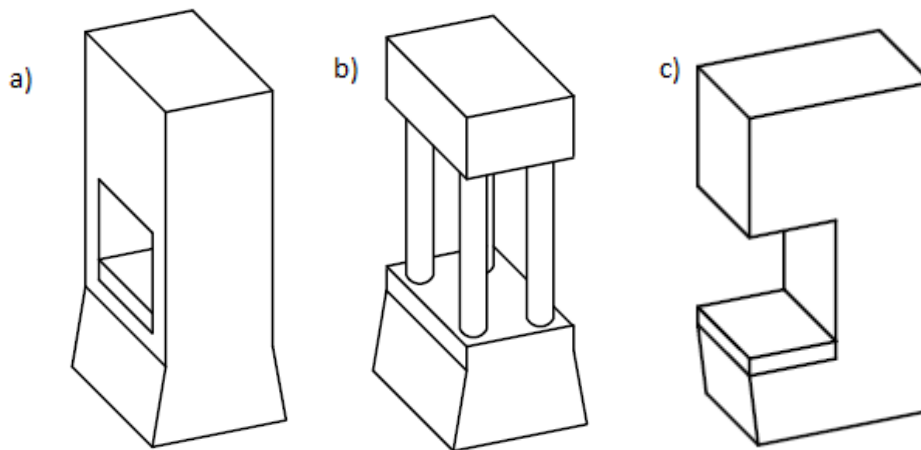
Otevřené rámy – Tvar těchto rámu připomíná tvar C. Jsou většinou vyrobeny jako celistvé rámové konstrukce a bývají používány pro menší lisu. Je zde menší tuhost oproti uzavřeným rámu, což má za následek, že při působení velkých sil se rám rozevívá a dochází k narušení souososti horního a spodního nástroje, ale je zde lepší přístup k pracovnímu prostoru stroje (ze třech stran).

Uzavřené rámy – Tuhost uzavřených ráků je oproti otevřeným větší a konstrukce ráku není tolik robustní. Nevýhodou uzavřených ráků je omezený přístup, který je dán průchody mezi sloupy a větší složitostí konstrukce. Uzavřené ráky se dělí:

Dělené – Rám se skládá z horní a spodní traverzy, které jsou spojeny ocelovými kovanými sloupy do jednoho celku. Pro zajištění polohy jsou sloupy k traverzám spojeny předepnutými maticemi. Předepnutí může být vyvozeno jen v horní nebo spodní traverze. Další možností je předepnutí mezi spodní a horní traverzou pomocí rozpěrné trubky, u této varianty je kotva namáhána pouze na tlak, ohyb se přenáší rozpěrnou trubkou. Sloupy mohou být plné nebo duté, traverzy jsou většinou skříňové konstrukce vyztuženy žebry.

Můžeme rozdělit podle počtu sloupů - Dvousloupové (obr. 12)
- Čtyřsloupové (obr. 12)

Nedělené – Rám se skládá ze stojin, stolu a příčnicku. Nedělené ráky se vyrábí jako svařence vzhledem ke složitosti technologie výroby. Rozměry tvářeného polotovaru jsou omezeny rámem lisu, který je přístupný pouze ze dvou stran. Nedělené ráky jsou oproti děleným méně robustní a mají složitější konstrukci.



Obrázek 14 – Druhy ráku: a) Uzavřený rám nedělený, b) Uzavřený rám dělený, c) otevřený rám [4]

Pohyblivá/střední traverza (beran)

Pohyblivá traverza se používá pro upevňování pohyblivé části pracovního nástroje a pro přenos síly z hydraulického válce na polotovar. Vyrábí se jako odlitky nebo svařence, které mají poměrně tenké, převážně rovinné stěny a jsou vyztuženy žebrováním. Pohyblivá traverza může být dělená nebo celistvá. Vzhledem k bezpečnosti má většina beranů aretaci (zajištění) v horní poloze. Spojení pístní tyče s beranem může být kloubové nebo pevné. Pevné spojení se používá zejména pro lis s jedním válcem. Pokud by u pevného spojení bylo více válců, vznikly by vysoké požadavky na jejich sousost, která má vliv na spolehlivost stroje (např.: velké opotřebení těsnění). Proto se u lisů s více válci používá kloubové spojení, které zaručuje delší životnost těsnění a poměrně jednoduchou montáž. Velmi často se užívá také spojení kombinované (u tříválcových), kde jsou krajní tyče kloubové a prostřední pístní tyč má spojení pevné. Nástroje se umísťují pomocí normalizované T-drážky. Vedení lisu je zajištěno buď pomocí bronzových vodících lišt, které jsou velmi dobré pro vymezení boční vůle nebo je pohyblivá traverza vedena ve sloupech. Tento způsob je velice těžký na výrobu a využívá se u lisů s velkou jmenovitou silou.

Další mechanické části lisu jsou: spodní traverza, sloupy, kotvy (šrouby), vedení, kovadliny, atd.

Hydraulický obvod

Nedílnou součástí hydraulického kovacího lisu je také hydraulický obvod, do něhož spadá i hydromotor, což je hlavní pohon hydraulického lisu. Hydromotor a další nedílné součásti hydraulického obvodu, jsou uvedeny níže v textu.

Generátory - Generátor dodává potřebný proud v hydraulických mechanismech, dodává tlakovou energii kapalině a kinetickou energii, která je potřebná pro její dopravu obvodem. Generátor ovlivňuje správnou funkci motoru, jako jsou otáčky a posuvová rychlost. Tlak vystupující z generátoru je dán odporem ve výtlačném potrubí. Tento odpor vzniká z odporu vlastního hydraulického mechanismu a zatížením motoru. Generátory můžeme dělit podle toho, zda pracují s konstantním proudem, u kterých jde změnit proud pouze pomocí změnou otáček nebo proměnným proudem, kde lze změnit proud pomocí změny určitého parametru mechanismu bez změny otáček.

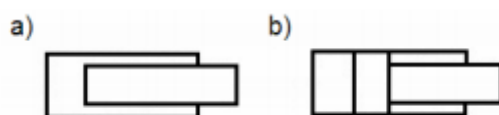
Dále můžeme generátory dělit do čtyř skupin a to podle toho, jakými částmi vytváří geometrický objem. Můžeme mít - zubové, šroubové, lamelové a pístové generátory. [3]

Další části hydraulického obvodu jsou: akumulátory, ventily, rozvaděče, čističe kapaliny, chladiče, nádrže, multiplikátory, pracovní kapalina, těsnění, atd.

Hydromotory

Jsou definovány jako hydraulické prvky, určené k převodu energie ze sloupce kapaliny na pevné části. Hydromotory lze rozdělit, dle druhu pohybu na rotační a s přímočarým nebo křivočarým pohybem. Vzhledem k tomu, že hydraulické kovací lisy využívají hydromotor s přímočarým pohybem, budeme dále věnovat pozornost pouze tomuto druhu hydromotorů.

Pro toto téma je důležité rozdělení na přímočarý hydromotor s plunžrem nebo s diferenciálním pístem (obr. 15). Uspořádání s plunžrem má pouze jednu činnou plochu, využívá se pro zpětný zdvih beranu a u hydromotorů s největší silou, tudíž má nezastupitelné místo v oblasti hydraulických kovacích lisů. Hlavní výhodou plunžru oproti pístu je podstatně jednodušší výroba i konstrukce. Píst s diferenciálními pístnicí má oproti plunžru výhodu, že má dvě činné plochy a tudíž lze využívat pro lisování i zpětný chod. Píst se většinou konstruuje jako dvoudílný, pouze u malých rozměrů jako jednodílný. [3]

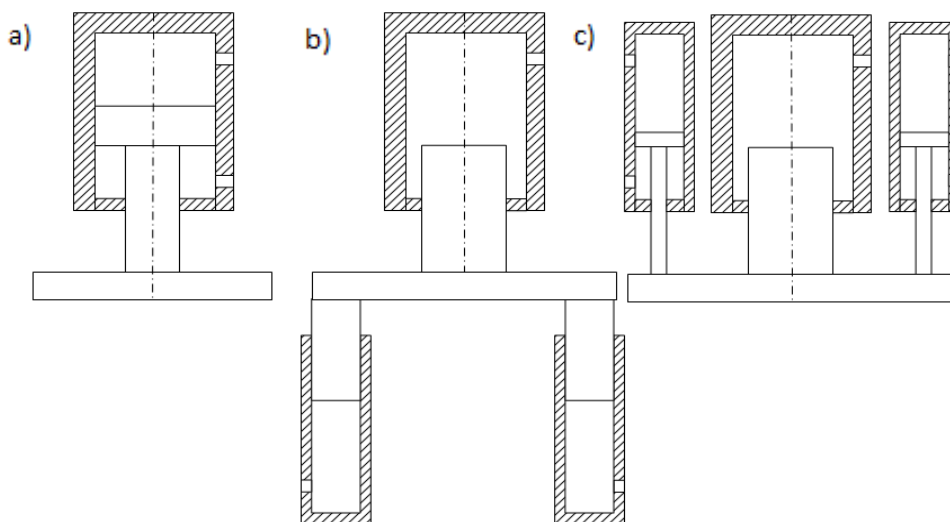


Obrázek 15 - Schéma hydromotorů: a) s plunžrem, b) s diferenciálním pístem [4]

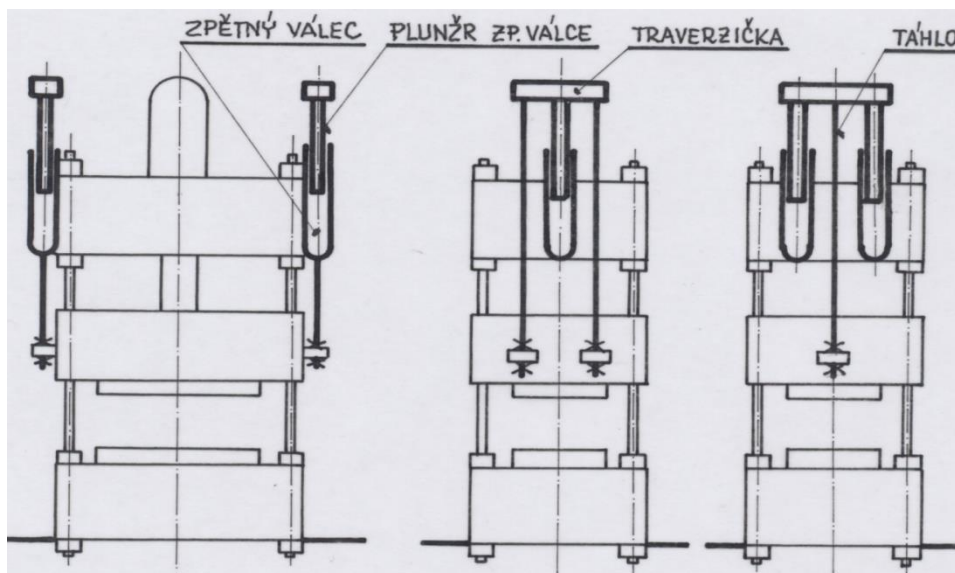
Možné varianty použití hydromotoru:

Na obrázku 16a je jako pohon použit hydromotor s diferenciálním pístem. Jak už bylo řečeno, pohon s pístem může být dvojčinný, což znamená, že umožňuje pohyb traverzy nahoru i dolů. Není tedy potřeba přidavného pohonného prvku, který by vracel střední traverzu do původní polohy. Na obrázku jsou zobrazeny dva vstupní otvory, z nichž jeden tlačí píst dolů a tím i pohyblivou traverzu, přičemž dochází ke tváření polotovaru. Druhý otvor naopak traverzu zvedá.

Oproti pístu, u plunžru musí být nějakým způsobem zajištěn také zpětný chod traverzy, protože plunžr je pouze jednočinný. Zpětný chod nám může zajistit opět plunžr, ale s opačnou orientací než hlavní (pracovní válec), jak je zobrazeno na obrázku 16b. Další možný způsob je použití pístu jako zpětného pohonu (obr. 16c), tato varianta má tu výhodu, že píst může pomoci při tváření pracovnímu válci a zároveň napomáhat vyvažovat klopení traverzy. [21]



Obrázek 16 - Schéma hydromotorů: a) s pístem, b) s plunžry, c) s kombinací plunžru a pístů [21]



Obrázek 17 - Schématické zobrazení dalších možných řešení [21]

4.2 Technologické zdůvodnění 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
- V tabulce jsou technické parametry u hydraulických kovacích lisů:

4 Tabulka technických parametrů

Technické parametry		jednotky
Pracovní rychlost	0,02 až 0,4	m/s
Pojezdová rychlost	0,6 až 1	m/s
Zpětná rychlost	0,4 až 1	m/s

- 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 $80 \div 120 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$ (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. [4]

4.3 Základní výpočty hydraulických lisů

Hlavní navrhované konstrukční části hydraulického lisu, které se počítají je rám lisu a pohon. Rám musí zachytit všechny síly působící na lis v průběhu tváření a zároveň nesmí vykazovat posunutí od působících sil, aby byla zajištěna kvalita výkovek. Pohon jakožto základní část každého hydraulického stroje, musí zaručit potřebný výkon a plynulý chod, aniž by se narušila jeho funkce.

Rám lisu

Výpočet rámu lze rozdělit do dvou základních skupin podle způsobu zatížení, na centrické a excentrické zatížení. Každý z těchto zatížení má své specifika a v této práci budou probrány obecné postupy návrhu obou zmíněných zatížení.

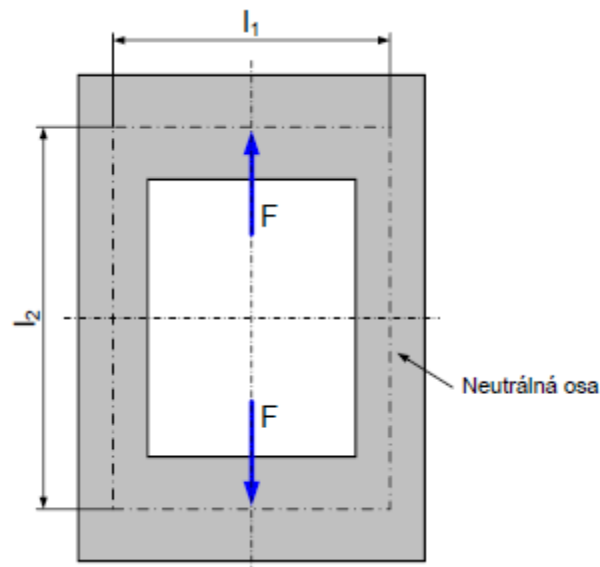
Centricky zatížený uzavřený rám

Výpočet tohoto rámu provádíme pomocí zjednodušení na uzavřený, symetricky tvarovaný i zatížený rám (obr. 18), kde je neutrální osa (těžiště) vždy ve středu profilu.

Při počátečním návrhu lze postupovat v této posloupnosti:

- a) Volba materiálu rámu – Příčky jsou obvykle zhotovené jako odlitky, např.: 422641. U menšího lisu může být zhotoven jako svařenec z oceli.
Sloupy a stojiny mohou být z oceli 12040, 12050
- b) Návrh rozměrů vnitřního otvoru rámu – Volba pracovního prostoru
- c) Návrh průřezů stojin a příček – Zvolíme průřez podle velikosti a zatížení stroje. Tyto průřezy se často modifikují.
- d) Střední čára profilů rámu lisu – vyznačení neutrální osy (obr. 18)
- e) Výpočet vnitřního staticky neurčitého momentu M_0
- f) Výpočet maximálního napětí ve stojině a příčce, stupeň využití materiálu
- g) Maximální deformace rámu ve vertikálním směru

Vzhledem k tomu, že je zde pouze obecný postup, kde nejsou uvažovány konkrétní hodnoty. Začíná zde teorie návrhu rámu od bodu d).

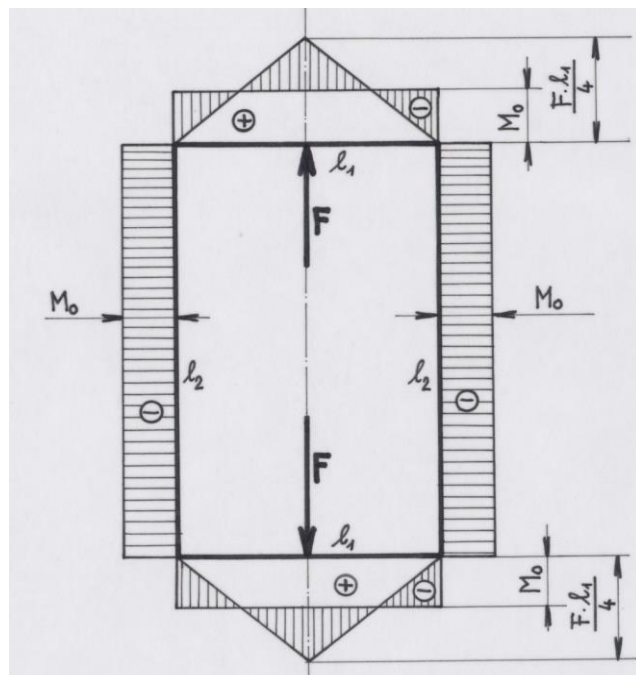


Obrázek 18 - Střední čára profilů rámu (bod d) [4]

Pevnostní kontrola - Pro provedení pevnostní kontroly hledáme místa s maximálním napětím, která se porovnají s dovolenými hodnotami. Vzhledem k tomu že rám je uzavřený obrazec, tak jde o staticky neurčitou úlohu a proto využijeme symetrie rámu a budeme počítat pouze s ¼ rámu. Vznikne nám zakřivený prut, který doplníme o působící síly.

Abychom mohli stanovit velikost natočení úhlů, je nutné vyjádřit průběhy ohybových momentů. Pro výpočet využijeme Mohrovu metodu, kde nejprve stanovíme průběh momentů, následně sestavíme fiktivní nosník, který pak zatížíme momentovou plochou původního. Průhyb bude poté $y = \frac{M}{E \cdot J}$ a pootočení bude $\varphi = \frac{R}{E \cdot J}$

n_1	- Stupeň využití materiálu	- [%]
y	- Průhyb	- [m]
φ	- Pootočení	- [°]
M	- Ohybový moment	- [Nm]
F	- Pracovní síla	- [N]
E	- Modul pružnosti v tahu	- [Pa]
J	- Kvadratický moment průřezu	- [m ⁴]
$R_{A,B}$	- Reakce v podporách	- [N]
M_0	- Vnitřní staticky neurčitý moment	- [Nm]
l	- Délky sloupů a stojin	- [m]
W_0	- Průřezový modul v ohybu	- [m ³]
S	- Plocha průřezu	- [m ²]
G	- Modul pružnosti ve smyku	- [Pa]



Obrázek 19 - Průběh momentu kolem rámu lisu [26]

Pro natočení nosníků tedy z obrázku 19 platí:

$$\text{Nosník 1: } \varphi_1 = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot R_{A1} = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{F \cdot l_1^2}{16} - M_o \cdot \frac{l_1}{2} \right) \quad [^\circ]$$

$$\text{Nosník 2: } \varphi_2 = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot R_{A2} = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \left(M_o \cdot \frac{l_2}{2} \right) \quad [^\circ]$$

E) Pomocí Vereščaginovy věty teď můžeme určit velikost vnitřního staticky neurčitého momentu:
(dle této věty zůstává pravý úhel v rohu rámu zachován i po zatížení, jak je vidět na obr. 20)

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

F) Výpočet maximálního napětí v příčce:

Příčka je zatížena od ohybu i smyku a vzhledem k tomu že se jedná o tečné a normálové napětí, musíme provést výpočet redukovaného napětí.

$$\text{Redukované napětí: } \sigma_{red 1} = \sigma_{o1} + \tau_{s1} \quad [\text{Pa}]$$

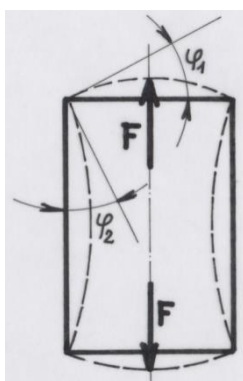
$$\text{Smykové napětí: } \tau_{s1} = \frac{F}{2 \cdot S_1} \quad [\text{Pa}]$$

$$\text{Ohybové napětí: } \sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} \quad [\text{Pa}]$$

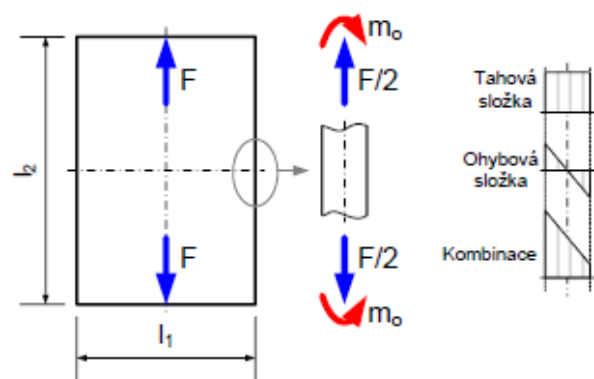
$$\text{Ohybový moment: } M_{o1} = \frac{F \cdot l_1}{4} - M_o \quad [\text{Nm}]$$

F) Výpočet maximálního napětí ve stojině:

Stojina je zatížena od tahu a ohybu. Maximální napětí vzniká na vnitřní straně stojiny, vzhledem k tomu že zde dochází k součtu napětí od ohybu a tahu.



Obrázek 20 - zachování 90° při zatížení [26]



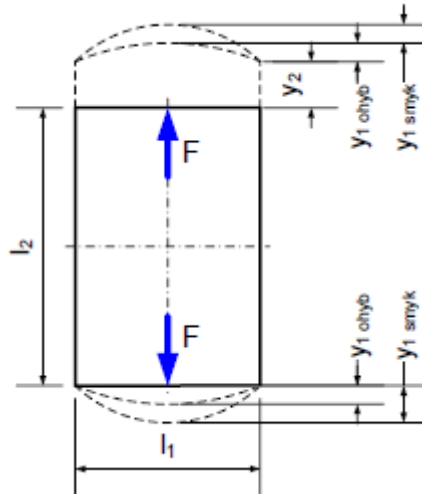
Obrázek 21 - Namáhání stojiny rámu [4]

$$\text{Maximální napětí ve stojině bude: } \sigma_{2 max} = \sigma_{t2} + \sigma_{o2} = \frac{F}{2 \cdot S_2} + \frac{M_o}{W_{o2}} \quad [\text{Pa}]$$

U obou zmíněných částí rámu, tedy stojně i příčky se kontroluje stupeň využití materiálu, který by neměl být příliš odlišný mezi stojnou a příčkou, zároveň by neměl dosahovat minimální hodnoty 50%. Tento stupeň využití materiálu je počítán jako poměr napětí v nosníku ku dovolenému napětí voleného materiálu:

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

G) Stanovení deformace a tuhosti rámu – Deformace se stanovují pouze ve směru působení tvářecí síly.



Obrázek 22 - Deformace rámu ve vertikálním směru [4]

Průhyb příčky od ohybu:

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

$$= \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{F \cdot l_1^3}{48} - M_o \cdot \frac{l_1^2}{8} \right) \quad [\text{m}]$$

Průhyb příčky od smyku:

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

β Součinitel charakterizující průřez příčky rámu: 1,2 - obdélníkový průřez
 1,18 – kruhový průřez

Prodloužení stojny od tahu:

$$y_2 = \frac{F \cdot l_2}{2 \cdot E \cdot S_2} \quad [\text{m}]$$

Celková deformace rámu:

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

Tuhost rámu:

$$k_c = \frac{F}{y_c} \quad [\text{N/m}]$$

Použitá literatura [4, 26]

Excentrické zatížení rámu lisu:

V problematice zatížení rámu je zapotřebí probrat i excentrické zatížení, které je velmi důležité v oblasti tvářecích strojů a to zejména u hydraulického kovacího lisu, kde je stroj zatěžován hlavně tímto druhem zatížení, pokud stroj nedisponuje nějakým prvkem, který klopení zamezuje.

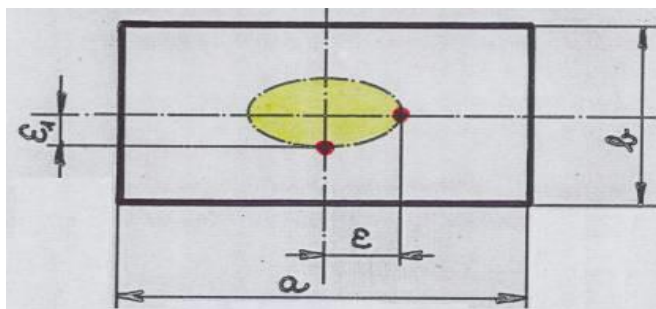
- Předpoklady pro výpočet
- Sloupy jsou pevně ukotveny ve spodní a horní traverze
 - Rám je zatížen osamělými silami
 - Dokonalá montáž jednotlivých komponent
 - Horní a spodní traverzu uvažujeme nekonečně tuhou vůči sloupům viz vzorec níže:

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_1} = \frac{a}{b}$$

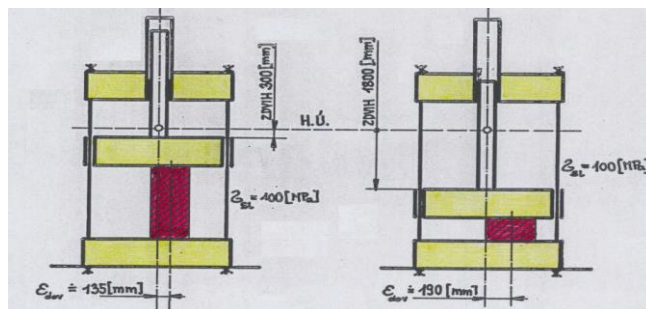
- Geometrickým místem dovolených excentricit kování je kružnice nebo elipsa (obr. 23)

- | | | |
|----------------|---|-------|
| e | - Maximální excentricita tvářecí síly v podélném směru lisu | - [m] |
| e ₁ | - Maximální excentricita tvářecí síly v příčném směru lisu | - [m] |
| a, b | - Rozteč sloupů v podélném a příčném směru | - [m] |

Velikost dovolené excentricity je příznivější při tváření materiálu blíž ke spodní traverze (obr. 24).



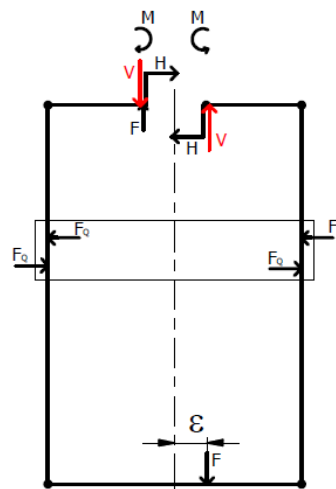
Obrázek 23 - Excentrické zatížení [16]



Obrázek 24 - Velikost dovolené excentricity [16]

Výpočet excentrického zatížení je velmi složitá a překračuje rámec této práce, proto se nebudeme touto tematikou, dále zabývat. Na obrázku 25 je možné vidět působící staticky neurčitě síly. Při srovnání s centrickým zatížením je zřejmý velký rozdíl v obtížnosti výpočtu.

- | | | |
|----------------|---|-------|
| F | - Pracovní síla | - [N] |
| F _Q | - Reakce vzniklé na střední traverze při ex. Zatížení | - [N] |
| V, H, M | - Staticky neurčitě veličiny | |



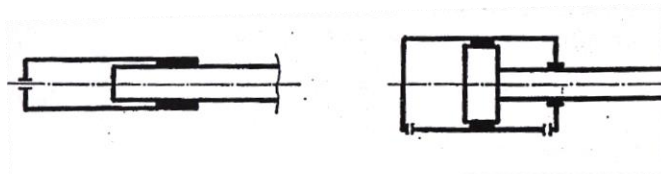
Obrázek 25 - Síly při excentrickém zatížení

Použitá literatura [4, 2]

Výpočet hydromotoru:

Jednou ze základních částí hydraulického lisu je hydromotor, přičemž hlavní využití má v této kategorii hydromotor s přímočarým pohybem. K dispozici jsou dvě základní konstrukční řešení:

- S plunžrem
- S diferenciálním pístem



Obrázek 26 - Schéma hydromotoru: vpravo s pístem, vlevo s plunžrem[1]

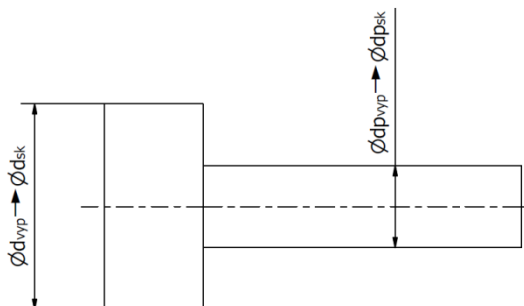
Výpočet hydromotoru s diferenciálním pístem

Hlavní výhodou hydromotoru s diferenciálním pístem je možnost změny pohybu. Nevýhodou je, že je zapotřebí těsnit pístnici i píst a tím se zvyšují náklady na výrobu.

1) Výpočet průměru pístu

Z požadované velikosti pracovní síly (F) a pracovního tlaku (p_1) vypočteme průměr pístu (d_{vyp}):

$$d_{vyp} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{p_1 \cdot \pi}} \quad [\text{m}]$$



Obrázek 27 - Schéma pístu se základními rozměry

Dále podle katalogu těsnění vyhledáme vhodné těsnění pístu, čímž dostaneme skutečný průměr pístu d_{sk} . Po přepočtu by se neměla pracovní síla od požadované lišit do 5%.

2) Výpočet průměru pístnice

Z požadované velikosti zpětné síly a tlaku v hydraulickém obvodu vypočteme průměr pístnice (d_{pvyp}):

$$d_{pvyp} = \sqrt{d_{sk}^2 - \frac{4 \cdot F_z}{p_1 \cdot \pi}} \quad [\text{m}]$$

Nyní stejně jako u průměru pístu, stanovíme z katalogu skutečný průměr pístnice d_{psk} a přepočítáme, tak aby nezpětná síla nelišila od požadované o více než 5%.

Dále se u výpočtu hydromotoru kontroluje pístnice na vzpěr. Kde můžeme použít Eulerovu teorii vzpěru pro určení, zda pístnice dokáže přenést potřebné zatížení, tj. že platí nerovnost $\lambda \geq \lambda_{mez}$. Pokud uvedená nerovnost platí, znamená to, že byl průměr pístnice zvolen korektně a není jí zapotřebí dimenzovat.

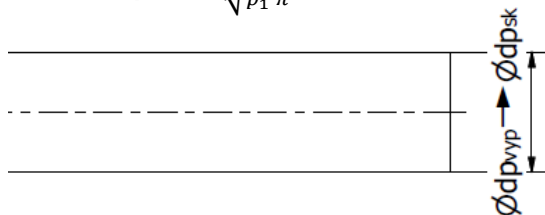
Výpočet hydromotoru s plunžrem

Výhoda hydromotoru s plunžrem je výrobní nenáročnost, jednoduší těsnění, odolnost proti nečistotám a je vhodný pro velké síly. Nevýhodou je pouze jednočinné provedení.

Výpočet průměru plunžru

Z požadované síly (F) a tlaku v hydraulickém obvodu (p_1) si stanovíme průměr plunžru (d_{vyp}):

$$d_{vyp} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{p_1 \cdot \pi}} \quad [\text{mm}]$$

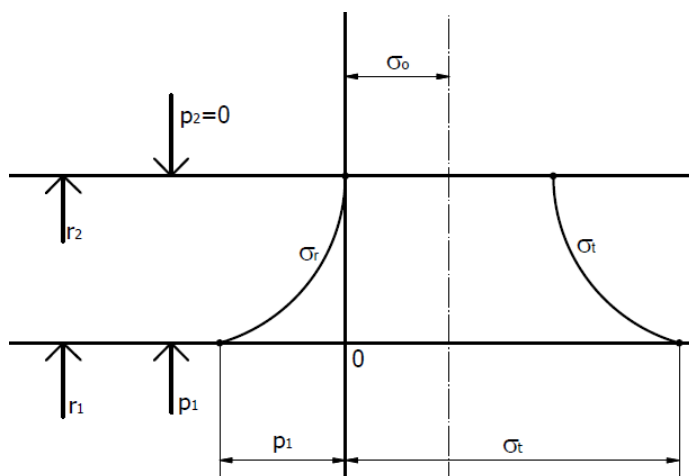


Obrázek 28 - Schéma plunžru se základním průměrem

Na vypočítaný průměr plunžru je zapotřebí najít plunžrové ucpávky z katalogu, čímž získáme skutečný průměr plunžru d_{sk} . Pak přepočítáme, aby se skutečná síla nelišila od požadované do 10%.

Výpočet válce hydromotoru

Válec může být kovaný nebo odlévaný a dále se rozhoduje o způsobu jeho uchycení k traverze. U hodně malých lisů lze válec odlít přímo s traverzou. Vnější rozměr válce vypočteme podle teorie silnostěnných nádob.



Obrázek 29 - Průběh napětí na stěně válce

Výpočet maximálního redukovaného napětí ve stěně válce hydromotoru

1) Teorie S.V. (teorie saint venant): $\sigma_{red} = \sigma_t - \mu \cdot (\sigma_r + \sigma_o)$ [Pa]

$$\sigma_{red} = \frac{p_1 \cdot (0,4 + 1,3 \cdot \kappa^2)}{\kappa^2 - 1} \rightarrow \kappa_{S.V.} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot p_1 + \sigma_{red}}{\sigma_{red} - 1,3 \cdot p_1}} \quad [\text{Pa}]$$

2) Teorie HMM: $\sigma_{red}^2 = \sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t - \sigma_r \cdot \sigma_o - \sigma_o \cdot \sigma_t$ [Pa]

$$\sigma_{red} = \frac{p_1 \cdot \sqrt{3} \cdot \kappa^2}{\kappa^2 - 1} \rightarrow \kappa_{HMM} = \sqrt{\frac{\sigma_{red}}{\sigma_{red} - \sqrt{3} \cdot p_1}}$$

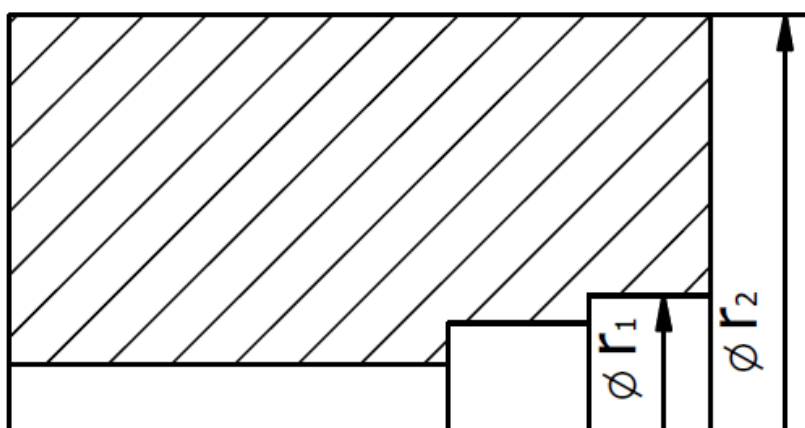
Kde $\kappa = \frac{r_2}{r_1}$

Jednotlivá napětí, viz obr. 29: $\sigma_o = \frac{p_1 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{p_1}{\kappa^2 - 1}$ [Pa]

$$\sigma_r = -p_1 \quad [\text{Pa}]$$

$$\sigma_t = 2 \cdot \sigma_o + p_1 = \frac{p_1 \cdot (1 + \kappa^2)}{\kappa^2 - 1} \quad [\text{Pa}]$$

σ_{red}	- Redukované napětí	- [Pa]
s_o	- Osově napětí na vnitřním poloměru hydraulického válce	- [Pa]
s_r	- Radiální napětí na vnitřním poloměru hydraulického válce	- [Pa]
s_t	- Tečné napětí na vnitřním poloměru hydraulického válce	- [Pa]
s_D	- Dovolené napětí	- [Pa]
κ	- Poměr vnějšího poloměru válce (r_2) ku vnitřnímu poloměru (r_1)	- [-]
p_1	- Pracovní tlak ve válci hydromotoru	- [Pa]
μ	- Poissonova konstanta	- [-]



Obrázek 30 - Průřez válce hydromotoru v kritickém místě

Za redukované napětí je možné dosadit dovolené napětí, které vypočítáme dle zvoleného materiálu a bezpečnosti, pak můžeme vypočítat vnější průměr válce. Dosazením dovoleného napětí získáme 100% využití materiálu. Výpočet se provádí v kritickém místě, což je největší průměr vně válce hydromotoru, viz obrázek 30.

Dále je u výpočtu hydromotoru stanovit:

Výpočet změny vnitřního objemu válce hydromotoru:

$$\Delta V_{\text{válce}} = V_{\text{válce}} \cdot \frac{2,6 \cdot \kappa^2 + 1,2}{\kappa^2 - 1} \cdot \frac{p_1}{E} \quad [\text{m}^3]$$

$$V_{\text{válce}} = \pi \cdot r^2 \cdot v \quad [\text{m}^3]$$

Výpočet změny objemu dutého plunžru na vnějším průměru:

(Provádí se v případě dutého plunžru)

$$\Delta V_{\text{plunzer}} = V_{\text{plunzer}} \cdot \frac{1,2 \cdot \kappa^2 + 2,6}{\kappa^2 - 1} \cdot \left(-\frac{p_1}{E} \right) \quad [\text{m}^3]$$

$V_{\text{válce}}$	- Objem vnitřku válce hydromotoru před zatížením	- [m ³]
p_1	- Pracovní tlak ve válci hydromotoru	- [Pa]
E	- Modul pružnosti	- [Pa]
V_{plunzer}	- Objem plunžru na vnějším průměru před zatížením	- [m ³]

Použitá literatura [1, 2]

5 Možná konstrukční řešení regulace naklonění pohyblivé traverzy

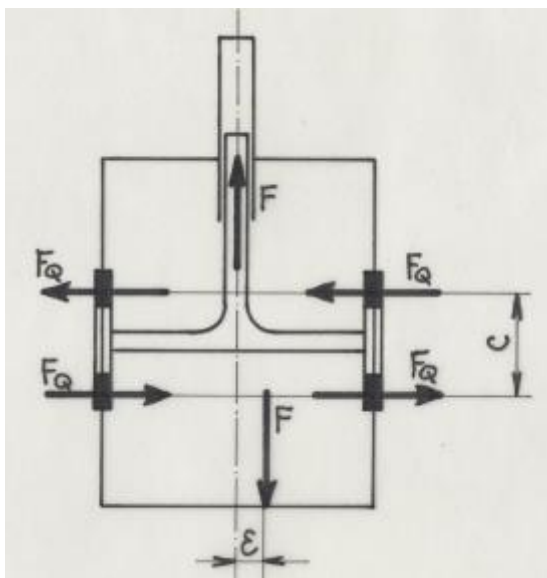
Schopnost rámu zachytit excentrické zatížení v průběhu tváření zaujímá důležitou roli v oblasti tváření u hydraulického lisu. Při realizaci technologických operací, kdy je lis namáhán excentricky, působí tvářecí síla mimo centrální osu lisu a vznikne síla, která způsobí naklonění pohyblivé traverzy. Toto naklonění nám ztěžuje, až znemožní dosáhnout požadované kvality tvářeného polotovaru (nevhodné geometrické tolerance, šikmé stěny, atd.), což je jeden z hlavních důvodů proč se snažit snížit klopení traverzy. Dále se zvyšuje riziko předčasného opotřebení hlavních částí lisu, které může způsobit až jejich poškození. Působící klopný moment lze vypočítat ze vzorce níže: (symboly viz obr. 31) [20]

$$2 \cdot F'_Q \cdot c + M_t = F \cdot \varepsilon_1$$

$$M_t = F \cdot \varepsilon_1 - 2 \cdot F'_Q \cdot c$$

5.1 Možná konstrukční řešení

Pro malé lisy, které disponují maximální silou 100kN lze použít uchycení pomocí jednoho válce, kde je pevně spojený plunžr s pohyblivou traverzou. Toto základní řešení je velice jednoduché, levné, ale špatně zachycuje klopení traverzy. Vznikne velké opotřebení vodícího pouzdra sloupů i plunžru. Toto řešení, lze vhodně využít pro tváření menších polotovarů, u větších nelze zaručit požadovanou přesnost, i kdyby byl polotovar umístěn přesně na centrální ose kovadliny, materiál nemusí být po celé ploše homogenní a ani nemusí mít všude stejnou teplotu, což by u velkého polotovaru způsobilo převažující odpor na jedné straně lisu a tím vzniklý nežádoucí klopný moment.



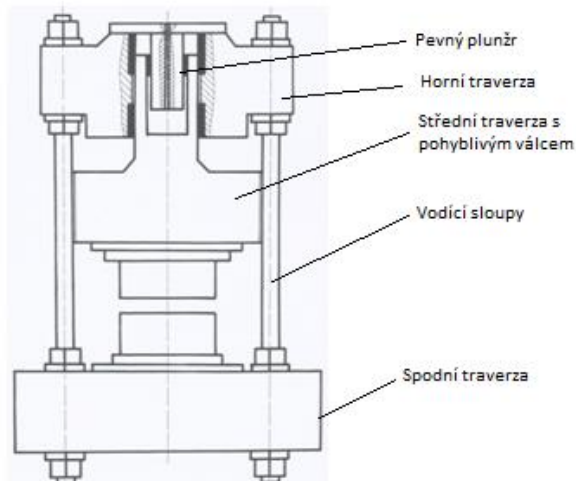
Obrázek 31 - Síly působící při excentrickém zatížení [26]

Regulace pomocí více válců

Tato varianta lze použít pro větší tlaky, tím že jsou plunžry uloženy i na krajích pohyblivé traverzy snižují riziko naklonění traverzy, rovněž můžeme využít více stupňů tvářecí síly, což je prováděno pomocí vypínání a zapínání jednotlivých válců. K zachycení klopného momentu se opět využívá vodící pouzdro, ovšem tím že je s traverzou pevně spojeno více válců, se moment rovnoměrně rozloží do každého z vedení. V této variantě může klopný moment zachytit i uložení vodících sloupů. [2]

Zachycení klopného monetu pomocí pohyblivého pracovního válce

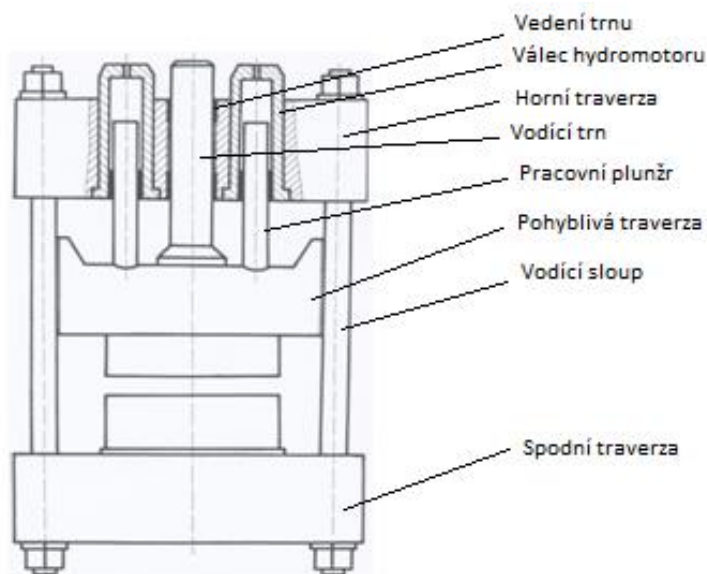
Tento způsob využívá podobný princip jako zachycení klopení vodícím trnem (popsáno níže), avšak v tomto případě se nepohybuje plunžr, nýbrž válec, který je pevně uchycen v pohyblivé traverze. Většinou se využívá pouze jeden pracovní válec. Pohyblivý válec je veden v horní traverze pomocí vodících kroužků s lícováním, které zachycují a zamezují naklápění traverzy. Zde vznikají větší výrobní náklady z důvodu přesnosti výroby válce, vodících kroužků a uložení. [2]



Obrázek 32 - Lis s pohyblivým pracovním válcem [20]

Zachycení vodícím trnem

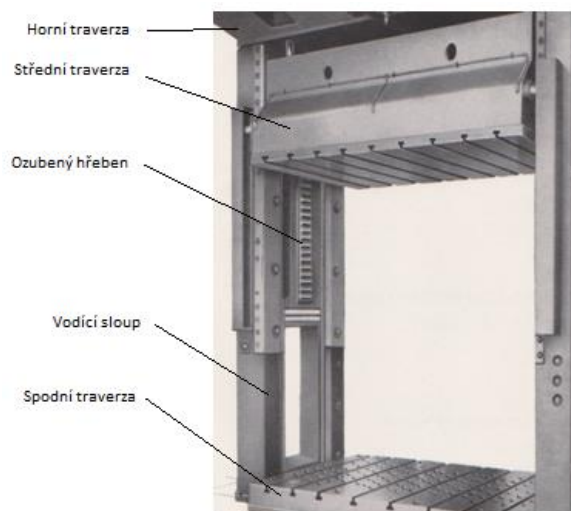
U této varianty máme dvě možná konstrukční řešení. První spočívá v pevném uložení trnu ve střední traverze a v horní traverze uložen s lícováním (obr. 33), na rozdíl od plunžru, který disponuje předepsanou vůlí. Trn díky velké tuhosti a přesnému uložení zachycuje veškerý vzniklý moment od excentricky působící síly, tak aby ve vedení sloupů nevznikali příliš velké reakce. Druhá varianta má opět jednu stranu vodícího trnu pevně uloženou ve střední traverze lisu, ale druhá je uchycena v pracovním plunžru pomocí kulové plochy. Čímž je umožněno mírné klopení střední traverzy. Toto řešení jako jediné dovoluje mírné naklopení, avšak jeho konstrukce je navržena tak, aby bylo opotřebením funkčních částí minimální. Využívá se u lisů s více pracovními válci, pro snížení výrobních nákladů. [2]



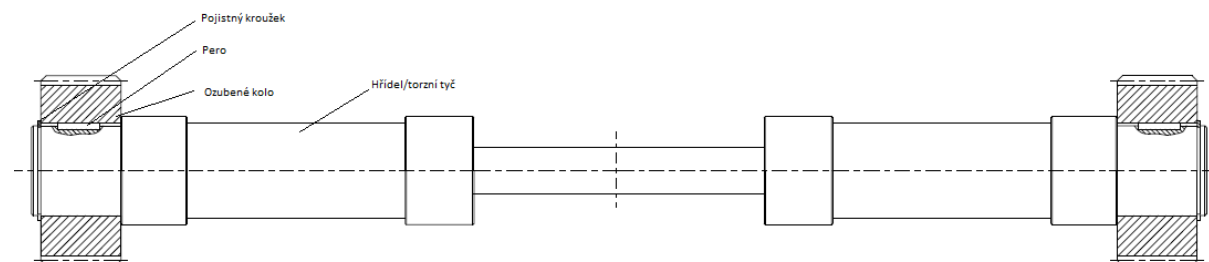
Obrázek 33 - Lis s vodícím trnem [20]

Zamezení naklápění traverzy pomocí torzní tyče

Tato varianta je schopná pevně zajistit polohu proti klopení střední traverzy. Přenos klopného momentu je zachycován zuby ozubeného soukolí na každé straně lisu. Hřeben je uložen ve vodících sloupech lisu (obr. 34), pastorky jsou uloženy z obou stran na téže torzní tyči, aby mohly být zajištěny stejné otáčky obou ozubených kol (obr. 35). Při pohybu traverzy působením pracovního tlaku jsou ozubená kola pevně vedená v ozubeném hřebenu, kde je dána poloha pomocí rozteče zubů a tím je zamezeno naklopení traverzy. Dle katalogu od firmy *Erfurt tuschier prosen* lze tuto variantu použít pro pracovní tlak až 50MPa. Při větším tlaku by zabírající zuby musely přenášet neúnosné působící síly a mohlo by dojít k ulomení zubu. Dále zde vznikají vysoké výrobní náklady na uložení hřídele, výrobu ozubeného kola a hřebene. Tyto náklady by se zvětšovaly s tím, jak by rostl zdvih/síla lisu. [23]



Obrázek 34 - Možné provedení s ozubeným hřebenem [23]



Obrázek 35 - Schéma torzní tyče s ozubenými koly

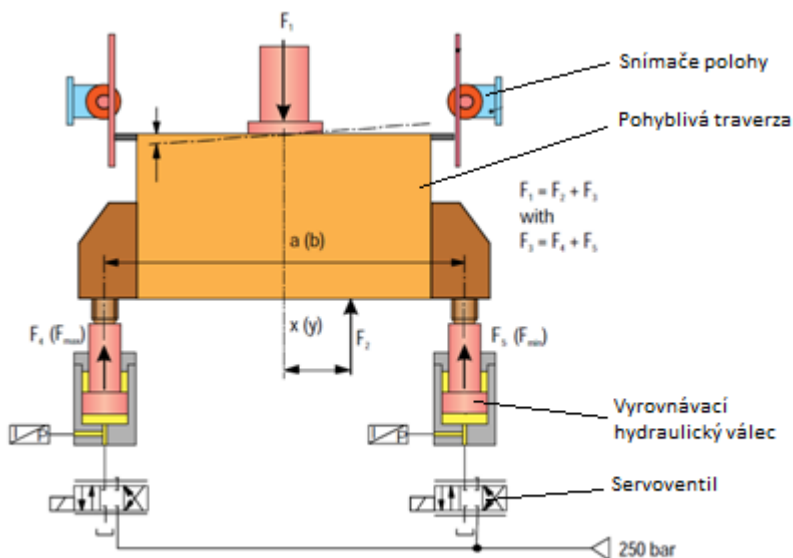
Zachycení klopného momentu pomocí snímačů rovnoběžnosti

Pokud není možné zajistit stabilitu lisu pomocí zvyšování tuhosti nebo za pomoci přidavných mechanických prvků, nabízí se možnost použít elektronicky řízené systémy. Elektronicky řízená poloha traverzy je dražší oproti použití trnu apod., ale zajistí nejvyšší možnou přesnost výroby.

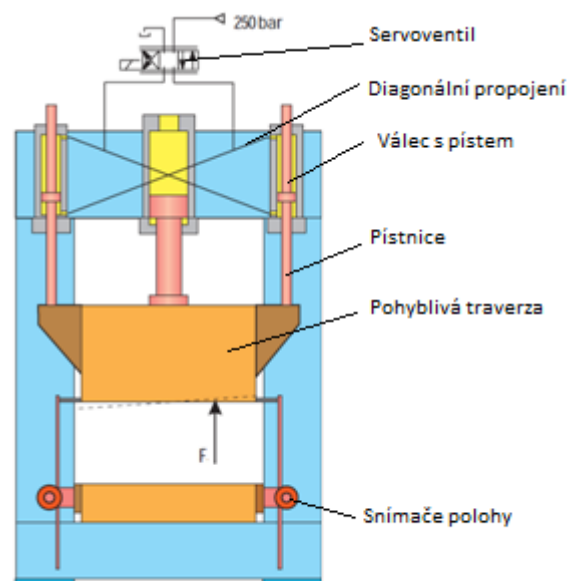
Na každé straně střední traverzy je umístěn snímač na sledování polohy viz. obrázek 36. Během pracovního pohybu traverzy je elektronicky sledováno naklopení neboli poloha na každé straně pohyblivé traverzy a na základě vyhodnocení řídicí jednotky je pomocí servoventilů tlak snižován nebo naopak zvyšován ve vyrovnávacích hydraulických válcích. Tyto válce působí proti pracovním válcům, tak aby se vyrovnal rozdíl polohy na krajích pohyblivé traverzy. V katalogu Schuler a.s. je uváděno, že v závislosti na tvářecí rychlosti je možné dosáhnout rozdílu polohy na jednotlivých koncích traverzy v rozmezí od 0,05 do 0,2 [mm/m]. [20]

Regulace pomocí hydraulických válců

Toto řešení umožňuje regulaci rovnoběžnosti během celého zdvihu za použití paralelně řízených válců, v nichž jsou pracovní píсты, jejichž pístnice jsou pevně spojeny se střední traverzou lisu. Tyto dva válce jsou umístěny mimo centrální osu lisu, tak aby mohli vyrovnávat klopení traverzy, čím dál od středu lisu, tím mají vyšší efektivitu. Tlakové síly jsou vyvažovány v diagonálně spojeném potrubí obou pracovních válců pomocí servoventilu, na obrázku 37 je servoventil v neutrální poloze. Pokud dojde k naklopení traverzy, snímač detekuje odchylku polohy a spustí servoventil, který začne přepouštět tlak do paralelně zapojených válců. Díky diagonálnímu propojení těchto válců, je v jednom válci tlak vpouštěn proti směru pohybu traverzy a ve druhém válci ve směru pohybu, takto vytváří vyrovnávací válce vlastní klopný moment, který působí proti vzniklému momentu při tvářecím procesu, tímto způsobem dochází k vyrovnání pohyblivé traverzy. Pomocí této metody je v závislosti na tvářecí rychlosti možné docílit odchylky polohy na jednotlivých koncích pohyblivé traverzy v rozmezí od 0,6 do 0,8 [mm/m]. [20]



Obrázek 36 - Regulace lisu pomocí snímače rovnoběžnosti [20]



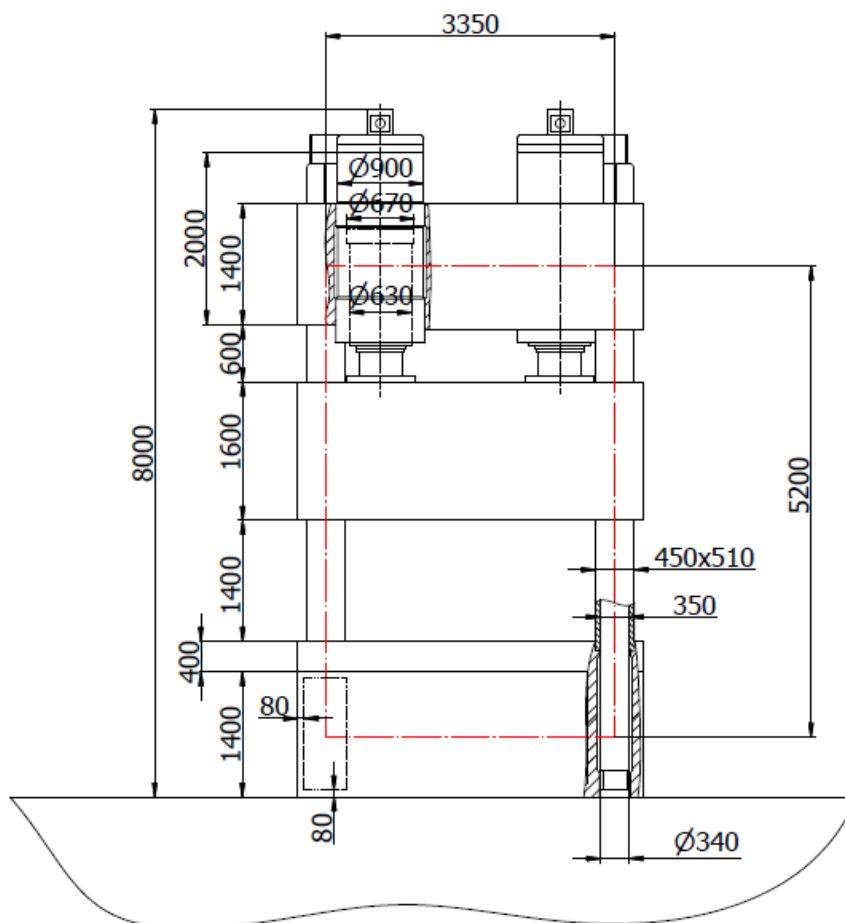
Obrázek 37 - Regulace pomocí paralelních válců [20]

5.2 Kontrola základních komponent a návrh vodícího trnu hydraulického lisu CTU

Pro přehledný a ucelený postup výpočtů zmíněných v kapitole 4.3, bude v této kapitole proveden výpočet komponent ze zmíněné kapitoly, výpočtem byl tedy překontrolován pohon. Dále byl navržen možný způsob zachycení klopného momentu pro lis CTU 1750. Tento lis byl použit jako vzor pro vstupní parametry a rozměry, který lze ve zjednodušené podobě vidět na obrázku 38. Vzhledem k tomu, že výpočet probíhá na základě reálného lisu, máme základní rozměry a parametry již navržené, tímto způsobem bude možné ověřit správnost výsledků. Jelikož byly základní vzorce a postupy probrány v kapitole 4.3, je v této kapitole probrán výpočet na základě vzorců a postupů ze zmíněné kapitoly i s odkazy na obrázky. Naproti tomu návrh a výpočet způsobu zachycení naklopení traverzy, zde bude podrobně popsán.

5 tabulka zadaných hodnot (zadané rozměry jsou vidět na obr. 38)

Specifikace		Symbol	Hodnota	Jednotka	
Tlak v hydraulickém obvodu		P	25	MPa	
Jmenovitá síla lisu		F	1750 (17500000)	t (N)	
Zpětná síla lisu		F _z	200 (200000)	t (N)	
Rám lisu	Rozměrové hodnoty		l ₁ , l ₂	3350, 5200	
			b ₁	1400	
	Vlastnosti materiálu	Sloupu - 12060	E	2,1x10 ⁵	MPa
			G	8x10 ⁴	MPa
			R _e	345	MPa
		Příčky - 422420	E	1,7x10 ⁵	MPa
G			7,5x10 ⁴	MPa	
R _e			350	MPa	
Hydromotor	Rozměrové hodnoty		D, d	900, 670	
			l	2000	
	Vlastnosti materiálu - 12050		E	2,1x10 ⁵	MPa
		R _e	345	MPa	
Střední traverza - požadavky		Maximální dovolené naklonění střední traverzy 1mm. Vůle ve vedení 0,2mm			



Obrázek 38 - Zjednodušený výkres lisu CTU 1750

Výpočet hydromotoru:

U počítaného lisu jsou navrženy dva hydromotory s diferenciálním pístem o stejném průměru. Symboly průměru pístu je možné vidět na obrázku 27.

Výpočet pístu:

1) Výpočet průměru pístu

Nejprve vypočteme výpočtový průměr pístu (d_{vyp}), který se v závislosti na zvoleném těsnění upraví, čímž získáme skutečný průměr pístu. Poté musí být proveden přepočet pracovní síly:

$$d_{vyp} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{p_1 \cdot \pi}} \quad [\text{mm}]$$
$$d_{vyp} = 2 \cdot \sqrt{\frac{8750000}{25000000 \cdot \pi}} = 0,667\text{m} = 667\text{mm}$$

Kde F je pracovní síla a p_1 pracovní tlak.

Dle katalogu Škoda viz příloha 1, zvolím nejbližší průměr k 667mm $\rightarrow d_{sk} = 670\text{mm}$ (nejlépe zvolit větší průměr). Tím je navržen skutečný průměr. Nyní je nutné provést přepočet síly $F_{př}$, kterou vypočteme ze stejného vzorce, jako byl počítán průměr.

$$F_{př} = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 25000000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,67^2}{4} = 8814130\text{N}$$

2) Výpočet průměru pístnice

Vypočteme průměr pístnice (d_{pvyp}), kde je opět nejdříve vypočítán výpočtový průměr, a podle katalogu těsnění zvolíme skutečný průměr:

$$d_{pvyp} = \sqrt{d_{sk}^2 - \frac{4 \cdot F_z}{p_1 \cdot \pi}} \quad [\text{mm}]$$
$$d_{pvyp} = \sqrt{0,670^2 - \frac{4 \cdot \left(\frac{2000000}{2}\right)}{25000000 \cdot \pi}} = 0,63\text{m} = 630\text{mm}$$

Kde F_z je zpětná síla, která musí být právě tak velká, aby dokázala vrátit celou hmotu lisu do horní polohy bez sebemenšího zakolísání

U pístnice je zcela totožný postup. Dle katalogu Škoda viz příloha 1 je zvolen nejbližší průměr k 630mm $\rightarrow d_{psk} = 630\text{mm}$. U tohoto výpočtu již není potřeba přepočítávat sílu, jelikož se

$$d_{pvyp} = d_{psk}$$

Nyní by se měla pístnice kontrolovat na vzpěr, avšak u výše počítaného návrhu hydromotoru není zapotřebí kontrolovat, zda platí nerovnost $\lambda \geq \lambda_{mez}$. Vzhledem k poměru průměrů pístu a pístnice lze na první pohled konstatovat, že pístnice potřebné zatížení přenesou.

Výpočet válce hydromotoru

Při tomto výpočtu budeme postupovat dle dvou teorií a to podle teorie HMH a S.V., které byly zmíněné v kapitole 4.3. Následně zvolíme střední hodnotu z těchto dvou výsledků.

Abychom dosáhli co možná nejvyšší využití materiálu, dáme do rovnosti $S_{red} = S_D$. Tímto způsobem dosáhneme 100% využití materiálu a poté už jen dopočítáme vnější průměr válce.

Výpočet dovoleného napětí:
$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{305}{3} = 101,7 \text{ MPa}$$

Bezpečnost k volíme 3 z důvodu 100% využití materiálu

$$\sigma_{red} = \sigma_D$$

Teorie HMM:
$$\sigma_{red} = \frac{p_1 \cdot \sqrt{3} \cdot \kappa^2}{\kappa^2 - 1} \rightarrow \kappa_{HMM} = \sqrt{\frac{\sigma_{red}}{\sigma_{red} - \sqrt{3} \cdot p_1}}$$

$$\kappa_{HMM} = \sqrt{\frac{101,7}{101,7 - \sqrt{3} \cdot 25}} = 1,32$$

Teorie S.V. (teorie saint venant):

$$\sigma_{red} = \frac{p_1 \cdot (0,4 + 1,3 \cdot \kappa^2)}{\kappa^2 - 1} \rightarrow \kappa_{S.V.} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot p_1 + \sigma_{red}}{\sigma_{red} - 1,3 \cdot p_1}} \text{ [Pa]}$$

$$\kappa_{S.V.} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot 25 + 101,7}{101,7 - 1,3 \cdot 25}} = 1,27$$

Výpočet střední hodnoty:
$$\kappa_s = \frac{1,32 + 1,27}{2} = 1,3$$

Výpočet vnějšího průměru válce:

$$\kappa_s = \frac{r_2}{r_1} \rightarrow r_2 = \kappa_s \cdot r_1 = 1,295 \cdot 670 = 871 \text{ mm} \rightarrow \text{zaokrouhluji na } 900 \text{ mm}$$

Výpočet změny vnitřního objemu válce hydromotoru:

$$\Delta V_{v\acute{a}lce} = V_{v\acute{a}lce} \cdot \frac{2,6 \cdot \kappa^2 + 1,2}{\kappa^2 - 1} \cdot \frac{p_1}{E} \quad [\text{mm}^3]$$

$$\Delta V_{v\acute{a}lce} = 705130471 \cdot \frac{2,6 \cdot 1,3^2 + 1,2}{1,3^2 - 1} \cdot \frac{25}{2,1 \cdot 10^5} = 680555,5 \text{ mm}^3$$

$$V_{v\acute{a}lce} = \pi \cdot r^2 \cdot v \quad [\text{mm}^3]$$

$$V_{v\acute{a}lce} = \pi \cdot 335^2 \cdot 2000 = 705130471 \text{ mm}^3$$

Výpočet změny objemu je důležitý z důvodu dodání potřebného množství pracovní kapaliny. Z výsledku lze vyčíst, že při zatížení válce je zapotřebí dodat o 0,68 litru více kapaliny do každého z válců celkem je tedy zapotřebí počítat s více než jedním litrem kapaliny, při plném zatížení stroje.

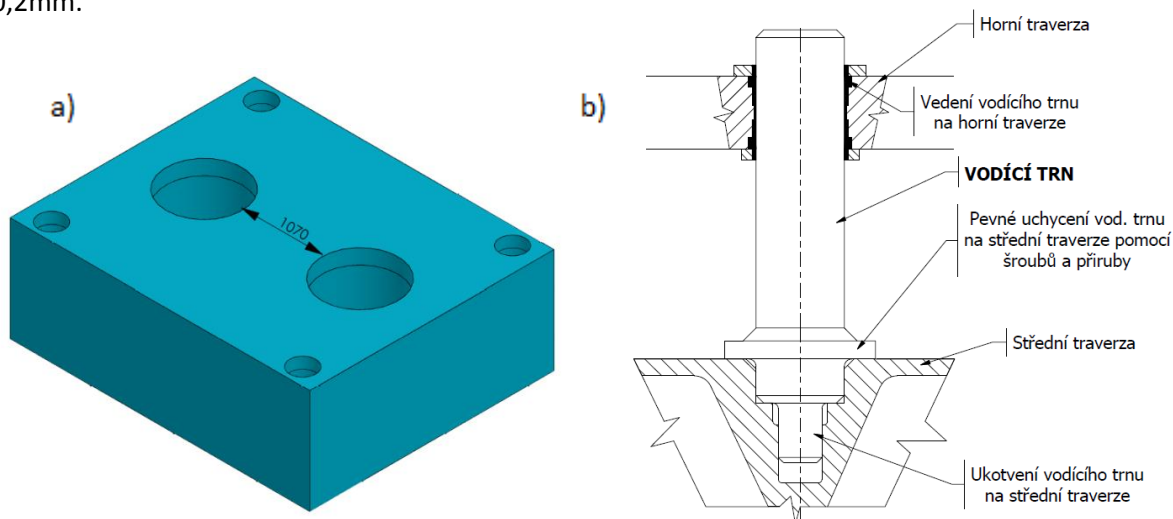
Výpočet vodícího trnu

Pro zachycení klopného momentu je zapotřebí přidavného prvku, který je doporučené použít u lisu s větší tvářecí silou než $F > 1000 \text{ kN}$. U menšího lisu by volba tohoto prvku nemusela být výhodná. Vzhledem k tomu že navrhovaný lis má pracovní sílu 1750t, nabízí se možnost použití některou variantu zachycení klopného momentu popsané v předchozí kapitole. Poslední dvě varianty (elektronicky řízené) jsou vhodné díky své přesnosti a ceně pro lisy s největší tvářecí silou (nejrozměrnější), tedy pro navrhovaný lis jsou nevhodné. Nabízí se tedy možnost zachycení pomocí torzní tyče nebo vodícím trnem. Zachycení pomocí torzní tyče je vhodné použít, pokud není možné umístit vodící trn, protože výroba ozubení je velice nákladná. Dále tedy bude probrán návrh vodícího trnu.

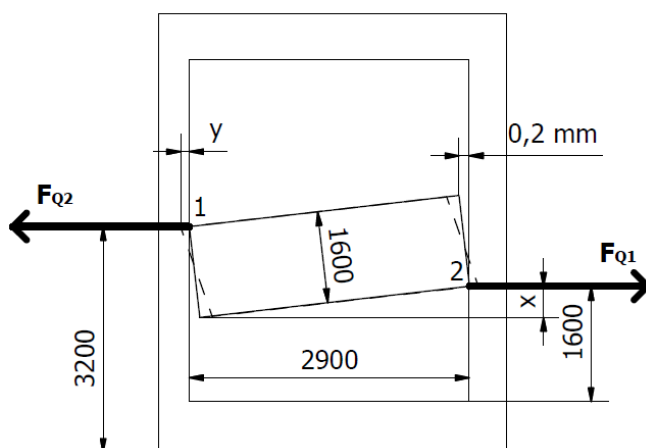
U navrhovaného lisu jsou v horní traverze uloženy dva hydromotory, mezi kterými zůstává přibližně 1000mm nevyužitého místa. Nabízí se tedy možnost použití centrálního vodícího trnu a to o průměru 800mm (obr. 39), jelikož je mezi válci prostor přibližně 1000mm (obr. 39), přičemž je zapotřebí počítat i s místem pro uložení trnu a zachování tloušťky stěny traverzy 80mm. Výpočet vodícího trnu je proveden pro nejméně příznivé podmínky, tedy na delší straně lisu a při maximálním zatížení.

Výpočet reakcí střední traverzy:

Před výpočtem trnu samotného, je zapotřebí vypočítat nejdříve reakce působící (F_{Q1} , F_{Q2}) na sloupce, které vznikají při naklonění pohyblivé traverzy. Zároveň musíme počítat s maximálním povoleným nakloněním traverzy v podélném směru 1mm, přičemž vůle ve vedení střední traverzy je 0,2mm.



Obrázek 39 - Počáteční návrh: a) horní traverza před úpravou pro trn, b) návrh vodícího trnu



Obrázek 40 - Síly na střední traverze

Z podobnosti trojúhelníku, dle obrázku 40: $\frac{0,2}{1600} = \frac{x}{2900} \rightarrow x = \frac{0,2 \cdot 2900}{1600} = 0,3625 \text{ mm}$

Z výsledku lze vyčíst, že průhyb sloupů x může být maximálně 0,6375mm, vzhledem k dovolenému naklonění 1mm.

Výpočet průhybu na oba sloupce y : $\frac{y}{1600} = \frac{0,6375}{2900} \rightarrow y = \frac{0,6375 \cdot 1600}{2900} = 0,3517 \text{ mm}$

Nyní se průhyb na sloupech y rozloží v poměru k tuhosti v místě 1 a 2 (obr. 40):

$$\left. \begin{aligned} \frac{c_1}{y_1} &= \frac{c_2}{y_2} \\ y_1 + y_2 &= y \end{aligned} \right\} \begin{aligned} y_1 &= \frac{\frac{y}{c_1 + \frac{1}{c_2}}}{\frac{1}{c_1 + \frac{1}{c_2}}} \\ y_2 &= \frac{\frac{y}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}}}{\frac{1}{c_1 + \frac{1}{c_2}}} \end{aligned}$$

$$y_1 = \frac{\frac{0,0003517}{1346153846}}{\frac{1}{1093750000} + \frac{1}{1346153846}} = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$y_1 + y_2 = y \rightarrow y_2 = y - y_1 = 0,3517 - 0,16 = 0,19 \text{ mm}$$

Tuhosti C_1, C_2 stanovíme ze vztahu: $C = \frac{F}{y} = \frac{1}{y}$

$$C_1 = \frac{17500000}{0,016} = 1093750000 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$C_2 = \frac{17500000}{0,013} = 1346153846 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Nyní vypočteme průhyby jednotlivých sloupů lisu, hodnoty z obr. 41:

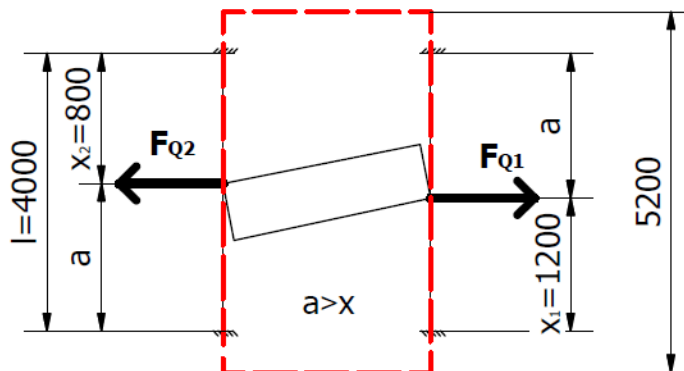
Hodnotu zjistíme ze vztahu, ze strojně technické příručky – S. Černochoch.

$$y = \frac{F \cdot x}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot J \cdot l} \cdot \sqrt{(l^2 - x^2)^3}$$

$$y_1 = \frac{17500000 \cdot 1,2}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 5,2446 \cdot 10^{-3} \cdot 4} \cdot \sqrt{(4^2 - 1,2^2)^3} = 0,016 \text{ m}$$

$$y_2 = \frac{17500000 \cdot 0,8}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 5,2446 \cdot 10^{-3} \cdot 4} \cdot \sqrt{(4^2 - 0,8^2)^3} = 0,013 \text{ m}$$

$C_{1,2}$	- Tuhost sloupu 1 a 2	- [N/m]
$y_{1,2}$	- Průhyb sloupu 1 a 2	- [m]
F	- Pracovní síla	- [N]
E	- Modul pružnosti sloupu	- [Pa]
J	- Kvadratický moment průřezu sloupu	- [m ⁴]
l	- Vzdálenost ukotvení sloupu	- [m]
x	- Menší vzdálenost od spodní/horní traverzy k reakci F_Q	- [m]



Obrázek 41 - Vzdálenosti reakcí na střední traverze

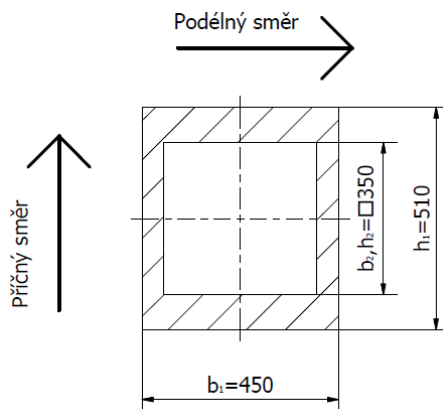
Výpočet momentu setrvačnosti J vodících sloupů. Pouze v podélném směru (obr. 42):

$$J = \frac{1}{12} (b_1 \cdot h_1^3 - b_2 \cdot h_2^3)$$

$$J_{po} = \frac{1}{12} \cdot (0,45^3 \cdot 0,51 - 0,35^4) = 2,6223 \cdot 10^{-3} m^4$$

Výsledek je vynásoben 2x vzhledem ke dvěma vodícím sloupům v jednom směru

$$J_{po2} = 5,2446 \cdot 10^{-3} m^4$$



Obrázek 42 - Průřez sloupu

Výpočet reakcí na střední traverze:

$$F_{Q1} = C_1 \cdot y_1 = 1093750000 \cdot 1,6 \cdot 10^{-4} = 175000 N$$

$$F_{Q2} = C_2 \cdot y_2 = 1346153846 \cdot 1,9 \cdot 10^{-4} = 255769 N$$

Pokud budeme opět uvažovat oba sloupy, tak bude výsledek vynásoben 2x.

$$F_{Q1} = 350000 N$$

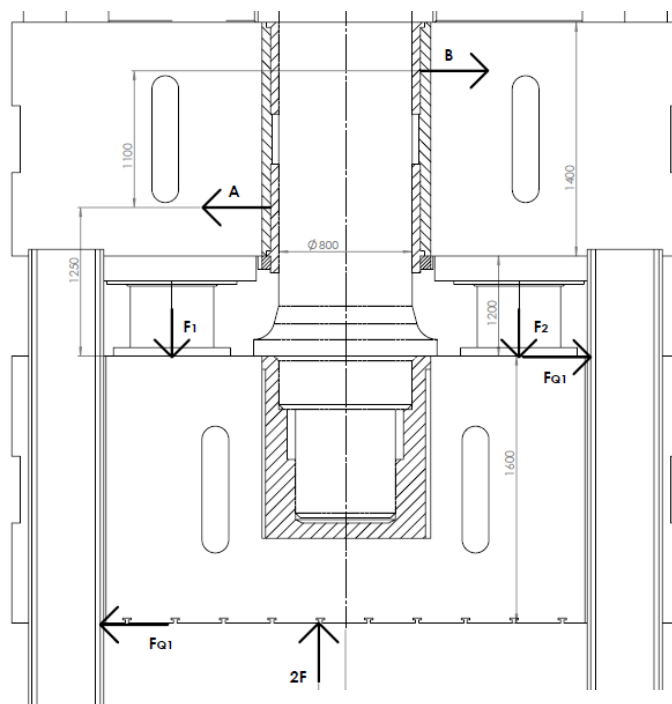
$$F_{Q2} = 511538 N$$

F_Q	- Reakce vzniklé na střední traverze při ex. Zatížení	- [N]
C	- Tuhosti vodících sloupů	- [N/m]
y	- Průhyby sloupů	- [m]

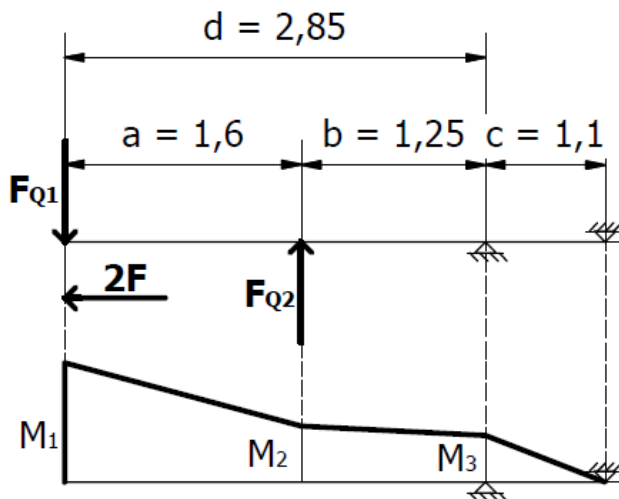
Celý tento výpočet reakcí byl prováděn pouze v podélném směru, pro příčný směr by byl výpočet analogický, tudíž zde nebude počítán a dále bude uvažováno pouze klopení v podélném směru.

Výpočet vodícího trnu

Vodící trn bude zhotoven jako výkovek z materiálu 12 050. A je počítán na nejméně příznivé podmínky. Na obrázku 43 jsou znázorněny působící síly a navržené rozměry. Toto schéma je možné převést na jednoduchý nosník o dvou podporách s převislým koncem (obr. 44). Excentrické zatížení je povoleno pouze v podélném směru, jelikož byl počítán výše v textu.



Obrázek 43 - Síly působící ve střední traverze



Obrázek 44 - Zatížený nosník na dvou podporách

Výpočet momentů v průběhu celého nosníku: $M_1 = F \cdot \varepsilon_1$ [Nm]

$$M_1 = 17500000 \cdot 0,16 = 2800000 \text{ Nm}$$

$$M_2 = M_1 - F_{Q1} \cdot a \quad [\text{Nm}]$$

$$M_2 = 2800000 - 350000 \cdot 1,6 = 2240000 \text{ Nm}$$

$$M_3 = M_1 - F_{Q1} \cdot d + F_{Q2} \cdot b \quad [\text{Nm}]$$

$$M_3 = 2800000 - 350000 \cdot 2,85 + 511538 \cdot 1,25 = 2441923 \text{ Nm}$$

M	- Působící momenty v průběhu délky vodícího trnu	- [Nm]
e	- Excentricita působící síly	- [m]
a, b, c, d	- Vzdálenosti úseků po délce celého trnu	- [m]

Hodnotu e_1 vhodně zvolíme a na konci výpočtu se určí, zda takto velká excentricita může být trnem zachycena, při zachování požadovaného maximálního vychýlení 1mm.

Výpočet deformací vodícího trnu- Výpočet deformací se možné řešit Mohrovou metodou pomocí superpozice.

- 1) Výpočet natočení prutu (trnu) φ a posunutí prutu y_1 mezi body 1 - 2 (obr. 45)

Výpočet reakce R

$$R \cdot c - M_3 \cdot c \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot c = 0$$

$$R = \frac{M_3 \cdot c}{3} \quad [\text{N}]$$

Natočení φ

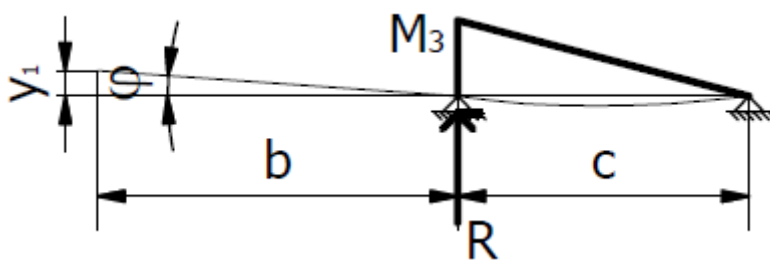
$$\varphi = \frac{R}{E \cdot J} = \frac{\frac{M_3 \cdot c}{3}}{E \cdot \frac{\pi \cdot D^4}{64}} \quad [^\circ]$$

Kde D je průměr vodícího trnu

$$\varphi = \frac{\frac{2441923 \cdot 1,1}{3}}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,8^4}{64}} = 0,00021^\circ$$

Posunutí y

$$y_1 = \varphi \cdot b = 0,00021 \cdot 1,25 = 0,0002625 \text{ m}$$

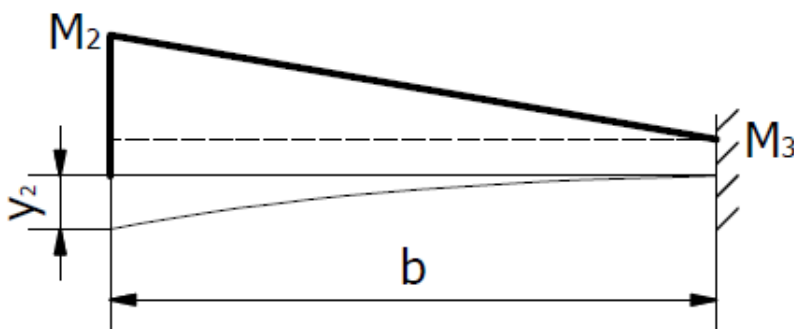


Obrázek 45 - Prut v místě 1 - 2

- Výpočet posunutí prutu y_2 (trnu) mezi body 2 - 3 (obr. 46)

$$y_2 = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left[M_3 \cdot b \cdot \frac{1}{2} \cdot b + (M_2 - M_3) \cdot b \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot b \right] \rightarrow \frac{b^2}{3 \cdot E \cdot J} \cdot \left(M_3 + \frac{1}{2} \cdot M_2 \right) \quad [\text{m}]$$

$$y_2 = \frac{1,25^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,8^4}{64}} \cdot \left(2441923 + \frac{1}{2} \cdot 2240000 \right) = 0,00043 \text{ m}$$



Obrázek 46 - Prut v místě 2 - 3

2) Celkový průhyb y_c

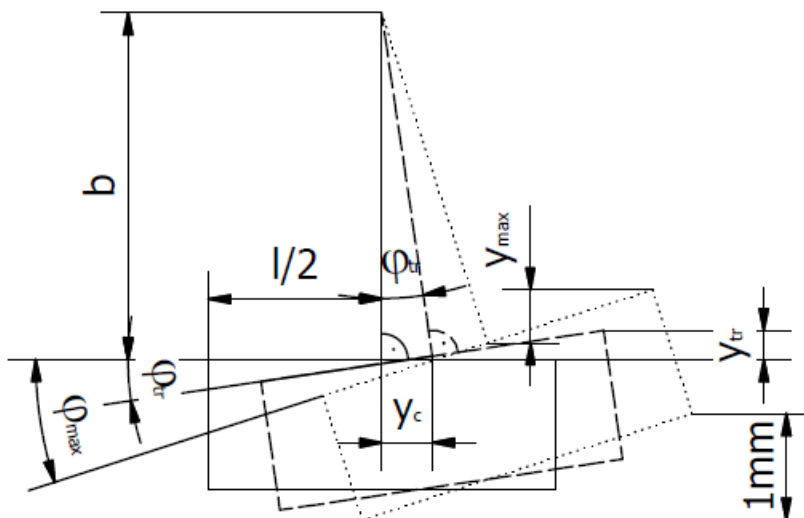
$$y_c = y_1 + y_2 = 0,0002625 + 0,00043 = 0,0006925 \text{ m}$$

Výpočet naklonění střední traverzy:

Při tomto výpočtu budeme uvažovat, že kolmost trnu ke střední traverze bude zachována i při deformaci (obr. 47).

$$\varphi_{tr} \cdot b = y_c \rightarrow \varphi_{tr} = \frac{y_c}{b} = \frac{0,0006925}{1,25} = 0,00055^\circ$$

$$\varphi_{tr} \cdot \frac{l}{2} = y_{tr} \rightarrow y_{tr} = 0,00055 \cdot \frac{2,9}{2} = 0,00008 \text{ m}$$



Obrázek 47 - Naklonění střední traverzy

Vzhledem ke zvolenému maximálnímu naklonění traverzy po celé délce 1mm platí, že maximální odchylna od vodorovné roviny je 0,5mm nebo-li $y_{max} = 0,5\text{mm}$ (obr. 47).

Výpočet maximálního naklonění: $\varphi_{max} \cdot \frac{l}{2} = y_{max} \rightarrow \varphi_{max} = \frac{2 \cdot y_{max}}{l} = \frac{2 \cdot 0,0005}{2,9} = 0,00034^\circ$

$$y_{tr} < y_{max}$$

$$0,00008 < 0,0005 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

y_{tr}	- Odchylna střední traverzy při celkovém průhybu y_c	- [m]
y_{max}	- Maximální odchylna při y_{max}	- [m]
φ_{tr}	- Naklonění střední traverzy při y_{tr}	- [°]
φ_{max}	- Naklonění střední traverzy při y_{max}	- [°]

Z výsledku vyplývá, že zadané podmínky se zvolenou excentricitou jsou vyhovující a je připuštěna excentricita $e=160 \text{ mm}$.

Kontrola uchycení trnu ve střední traverze:

V místě uchycení vodícího trnu působí moment M_2 a to právě při výše zmíněné excentricitě. Je tedy zapotřebí kontrolovat lícované plochy vodícího trnu na otláčení (obr. 48). Dovolovaný tlak ve stykové ploše pro zvolený materiál je vzhledem ke statickému uložení 75 MPa

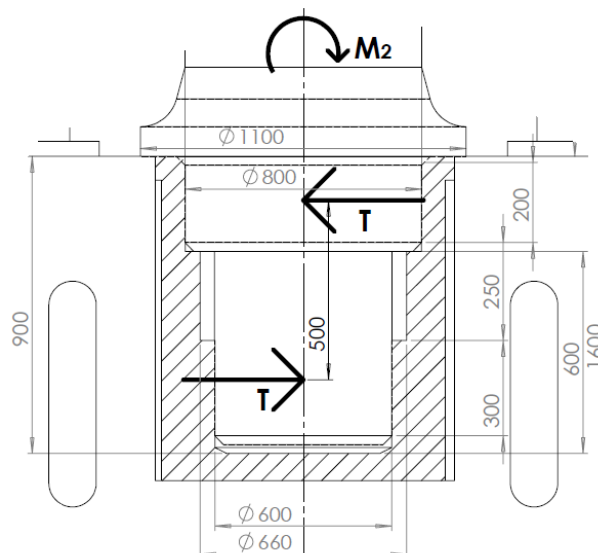
$$M_2 = T \cdot 0,5 \rightarrow T = \frac{2240000}{0,5} = 4480000 \text{ N}$$

$$p_1 = \frac{T}{S_1} = \frac{4480000}{0,16} = 28000000 \text{ Pa}$$

$$p_2 = \frac{T}{S_2} = \frac{4480000}{0,18} = 24888889 \text{ Pa}$$

$$p_1 < p_D \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

M_2	- Moment zatěžující uložení trnu	- [Nm]
T	- Síly vzniklé od momentu M_2	- [N]
p	- Tlak působící na plochy v uložení trnu	- [Pa]
S	- Plochy v uložení trnu na střední traverze	- [m]
p_D	- Dovolенý tlak stykových ploch	- [Pa]



Obrázek 48 - Síly v uložení trnu

Výpočet klopného momentu M_t a celkového klopného momentu M_{tc} :

Na základě vypočtených reakcí působících na vodící sloupy v podélném směru, nyní bude vypočítána velikost klopného momentu zachycovaného vodícím trnem.

$$2 \cdot F'_Q \cdot a + M_t = F \cdot \varepsilon_1$$

$$M_t = F \cdot \varepsilon_1 - 2 \cdot F'_Q \cdot a$$

$$M_t = 17500000 \cdot 0,16 - 2 \cdot 430769 \cdot 1,8 = 1249232 \text{ Nm}$$

$$F'_Q = \frac{F_{Q1} + F_{Q2}}{2}$$

$$F'_Q = \frac{350000 + 511538}{2} = 430769 \text{ N}$$

Pro celý rám lisu pak bude:

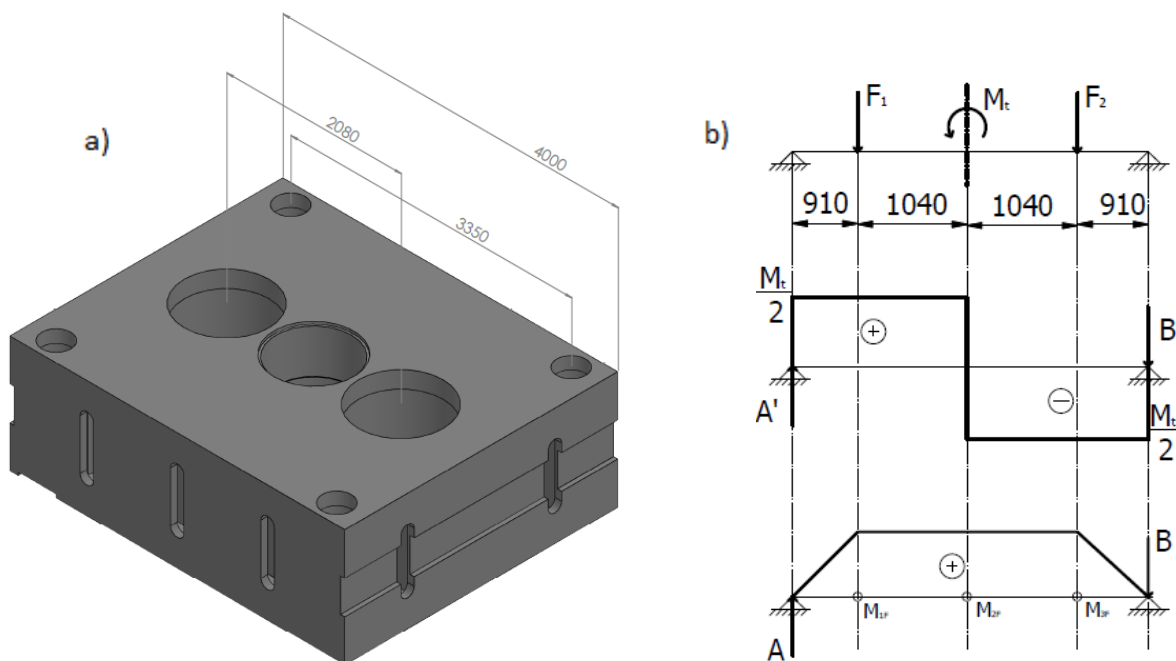
$$M_{tc} = 2 \cdot M_t = 2 \cdot 1249232 = 2498464 \text{ Nm}$$

Výpočet horní traverzy:

Jak již bylo zmíněno na začátku kapitoly, kde jsme se zabývali návrhem trnu, v horní traverze je uchycen vodící trn o průměru 800mm, vzhledem k volnému místu mezi dvěma válci hydromotoru. V horní traverze jsou také uchyceny čtyři vodící sloupky, které se také podílely na umístění hydromotoru.

Nyní když je navržen průměr vodícího trnu tak, aby byl schopen zachytit klopení traverzy v požadované kvalitě a byl spočítán klopný moment M_t . Je zapotřebí zkontrolovat napětí v horní traverze (obrázek 49), neboť jsou v ní umístěny vodící sloupky, trn i oba motory, čímž se velmi sníží tuhost traverzy a hrozí poškození rámu. Zejména pak ve středu traverzy kde je velký otvor pro trn a zároveň působí největší moment.

Pro výpočet horní traverzy jí převedeme na jednoduchý nosník o dvou podporách (obr. 49), kde uložení na podporách bude symbolizovat vodící sloupky. Místa, kde působí hydromotory, budou nahrazeny silami F_1 a F_2 , které se sobě rovnají a jsou poloviční oproti zadané síle 1750t a uprostřed nosníku nahradíme vodící trn působícím momentem, který jsme vypočítali na konci kapitoly návrhu trnu. Průběhy momentů provedeme metodou superpozice, kde první obrázek průběhu sil je od působícího momentu a druhý od působících sil (obr. 49).



Obrázek 49 – Horní traverza: a) 3D model horní traverzy, b) průběh sil na horní traverze

Z výše uvedeného obrázku vyplývá, že platí: $F_1 = F_2 = A = B = 8750000 \text{ N}$

$$A' = B' = \frac{M_t}{2} = \frac{2498464}{2} = 1249232 \text{ Nm}$$

Moment v jednotlivých bodech je pak:

$$M_{1F} = M_{2F} = M_{3F} = A \cdot 0,91 = 8750000 \cdot 0,635 = 7962500 \text{ Nm}$$

$F_{1,2}$	- Síla působící od jednotlivých hydromotorů	- [N]
A', B'	- Reakce od momentu M_t	- [Nm]
A, B	- Reakce od sil $F_{1,2}$	- [N]
M_F	- Momenty v jednotlivých bodech	- [Nm]

Výpočet napětí horní traverzy v místě otvoru vodícího trnu přes žebro (obr. 50)

Výpočet momentu setrvačnosti I_2 průřezu přes žebro:

$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot (b \cdot h^3 - b' \cdot h^3) = \frac{1}{12} \cdot (4 \cdot 1,4^3 - 0,88 \cdot 1,4^3) = 0,713 \text{ m}^4$$

Výpočet modulu odporu průřezu W_{o2} :

$$W_{o2} = \frac{I_2}{\frac{h}{2}} = \frac{2 \cdot 0,713}{1,4} = 1,02 \text{ m}^3$$

Vypočet napětí:

$$\sigma_2 = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{\frac{M_t}{2} + M_{2F}}{W_{o2}} = \frac{\frac{2498464}{2} + 7962500}{1,02} = 9031110 \text{ Pa}$$

Výpočet napětí horní traverzy v místě otvoru vodícího trnu mimo žebro (obr. 50)

Výpočet momentu setrvačnosti I_2 průřezu mimo žebro:

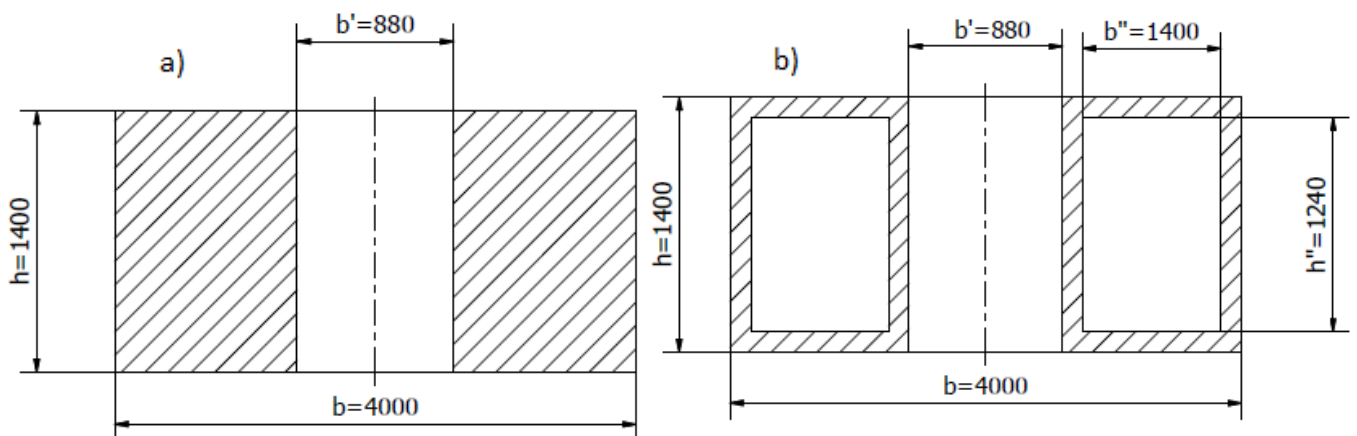
$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot (b \cdot h^3 - b' \cdot h^3 - 2 \cdot (b'' \cdot h''^3)) = \frac{1}{12} \cdot (4 \cdot 1,4^3 - 0,88 \cdot 1,4^3 - 2 \cdot (1,4 \cdot 1,24^3)) = 0,27 \text{ m}^4$$

Výpočet modulu odporu průřezu W_{o2} :

$$W_{o2} = \frac{I_2}{\frac{h}{2}} = \frac{2 \cdot 0,27}{1,4} = 0,386 \text{ m}^3$$

Vypočet napětí:

$$\sigma_2 = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{\frac{M_t}{2} + M_{2F}}{W_{o2}} = \frac{\frac{2498464}{2} + 7962500}{0,386} = 23864591 \text{ Pa}$$



Obrázek 50 - Průřez v místě trnu: a) s žebrem, b) mimo žebro

Výpočet napětí horní traverzy v místě otvoru hydraulického válce přes žebro (obr. 51)

Výpočet momentu setrvačnosti I_1 průřezu přes žebro:

$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot (b \cdot h^3 - b' \cdot h^3) = \frac{1}{12} \cdot (4 \cdot 1,4^3 - 1,06 \cdot 1,4^3) = 0,672 \text{ m}^4$$

Výpočet modulu odporu průřezu W_{o1} :

$$W_{o1} = \frac{I_1}{\frac{h}{2}} = \frac{2 \cdot 0,672}{1,4} = 0,96 \text{ m}^3$$

Vypočet napětí:

$$\sigma_1 = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{\frac{M_t}{2} + M_{1F}}{W_{o1}} = \frac{\frac{2498464}{2} + 7962500}{0,96} = 9595554 \text{ Pa}$$

Výpočet napětí horní traverzy v místě otvoru hydraulického válce mimo žebro (obr. 51)

Výpočet momentu setrvačnosti I_1 průřezu mimo žebro:

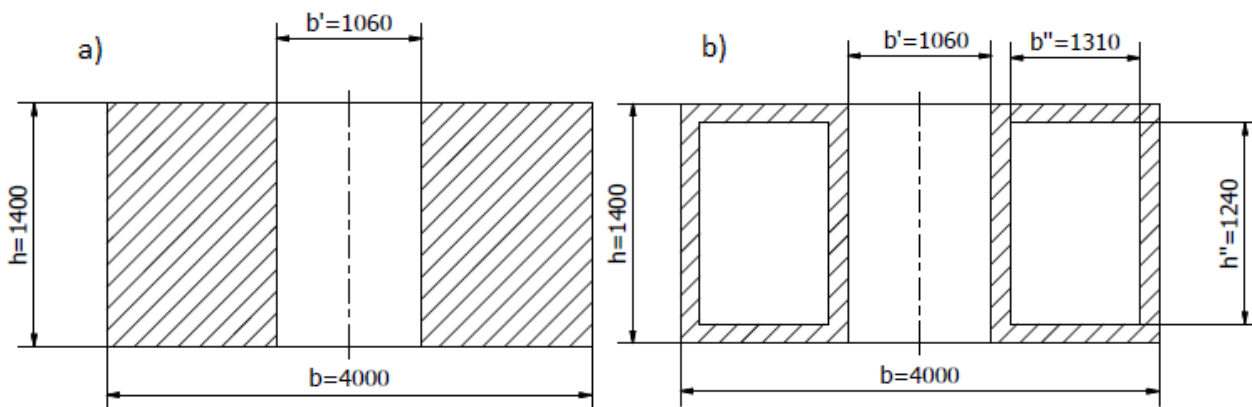
$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot (b \cdot h^3 - b' \cdot h^3 - 2 \cdot (b'' \cdot h''^3)) = \frac{1}{12} \cdot (4 \cdot 1,4^3 - 1,06 \cdot 1,4^3 - 2 \cdot (1,31 \cdot 1,24^3)) = 0,256 \text{ m}^4$$

Výpočet modulu odporu průřezu W_{o1} :

$$W_{o1} = \frac{I_1}{\frac{h}{2}} = \frac{2 \cdot 0,256}{1,4} = 0,366 \text{ m}^3$$

Vypočet napětí:

$$\sigma_1 = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{\frac{M_t}{2} + M_{2F}}{W_{o1}} = \frac{\frac{2498464}{2} + 7962500}{0,366} = 25168667 \text{ Pa}$$



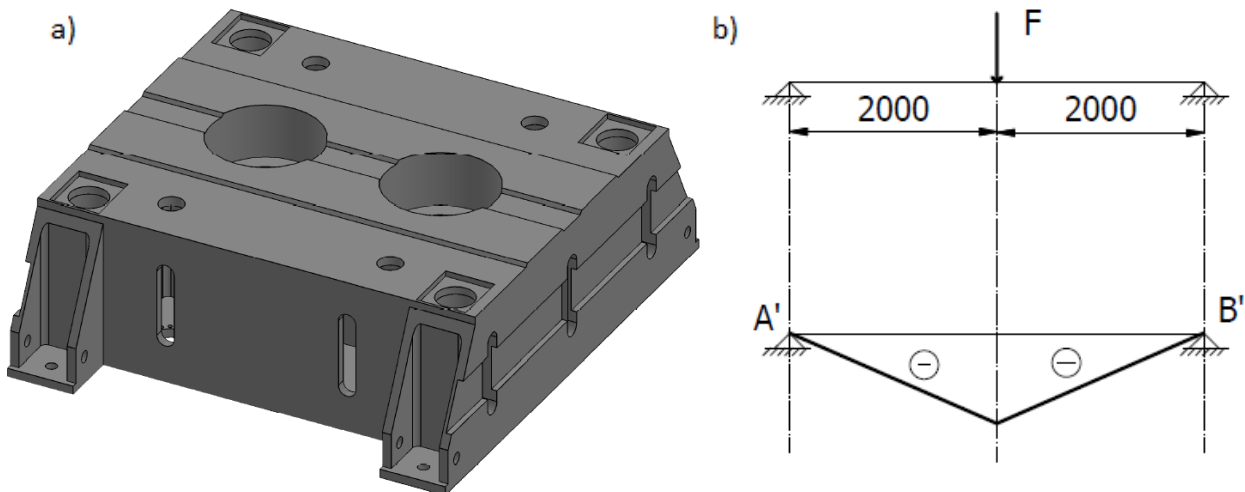
Obrázek 51 - Průřez v místě hydraulických válců: a) s žebrem, b) mimo žebro

Maximální napětí působí v místě umístění válce o velikosti 25168667 Pa (25,2MPa), vzhledem ke zvolenému materiálu 42 2420, který má dovolené napětí 117MPa při bezpečnosti 3. Můžeme tedy konstatovat, že traverza vyhovuje.

	$\sigma_D > \sigma_1 \rightarrow$	vyhovuje
σ_D	- Dovolené napětí	- [MPa]
σ_1	- Maximální napětí	- [MPa]

Výpočet spodní traverzy

Poslední část návrhu bude věnována kontrole spodní traverzy. Oproti střední a horní traverze ve spodní nepůsobí žádný moment a neobsahuje žádný větší otvor, tedy až na otvory vyhazovače, který mají hloubku pouze do 1/3 výšky traverzy. Tudíž bude proveden výpočet pouze vně a mimo žebro, kde se nebude uvažovat žádný průchozí otvor. Ve skutečnosti na spodní traverzu působí spojitě zatížení, které jsem při výpočtu nahradil osamělou silou (obr. 52), jelikož takto vzniknou méně příznivé podmínky.



Obrázek 52 – Spodní traverza: a) 3D model spodní traverzy, b) průběh sil na spodní traverze

Z výše uvedeného obrázku vyplívá: $A = B = \frac{F}{2} = 8750000 \text{ N}$

Výpočet napětí spodní traverzy přes žebro (obr. 53)

Výpočet momentu setrvačnosti I_2 průřezu přes žebro:

$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot (b \cdot h^3 - b' \cdot h'^3) = \frac{1}{12} \cdot (4 \cdot 1,4^3) = 0,915 \text{ m}^4$$

Výpočet modulu odporu průřezu W_{o2} :

$$W_{o2} = \frac{I_2}{\frac{h}{2}} = \frac{2 \cdot 0,915}{1,4} = 1,31 \text{ m}^3$$

Vypočet napětí:

$$\sigma_2 = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{\frac{A \cdot l}{2}}{W_{o2}} = \frac{8750000 \cdot 4}{2 \cdot 1,31} = 13358778 \text{ Pa}$$

Výpočet napětí spodní traverzy mimo žebro (obr. 53)

Výpočet momentu setrvačnosti I_2 průřezu mimo žebro:

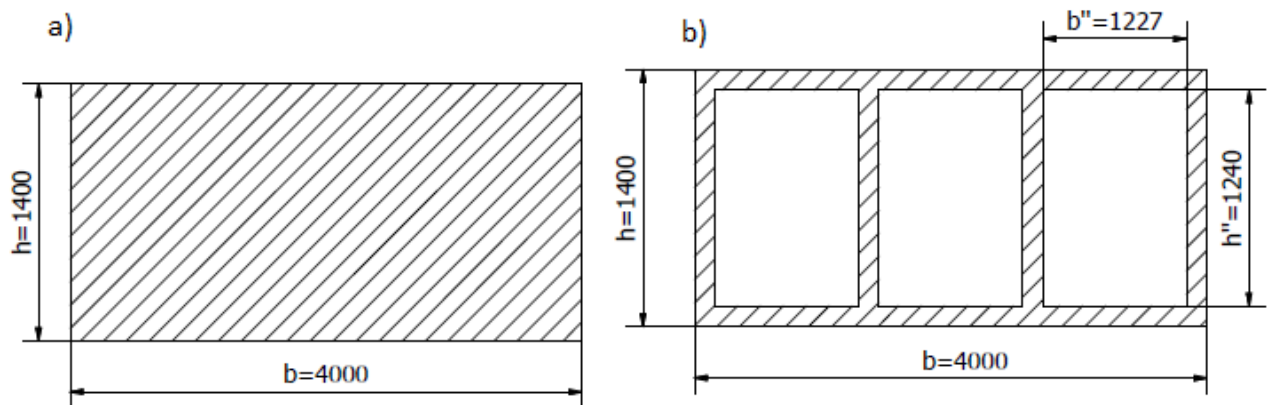
$$I_2 = \frac{1}{12} \cdot (b \cdot h^3 - b' \cdot h'^3 - 2 \cdot (b'' \cdot h''^3)) = \frac{1}{12} \cdot (4 \cdot 1,4^3 - 3 \cdot (1,227 \cdot 1,24^3)) = 0,33 \text{ m}^4$$

Výpočet modulu odporu průřezu W_{o2} :

$$W_{o2} = \frac{I_2}{\frac{h}{2}} = \frac{2 \cdot 0,33}{1,4} = 0,417 \text{ m}^3$$

Vypočet napětí:

$$\sigma_2 = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{\frac{A \cdot l}{2}}{W_{o2}} = \frac{8750000 \cdot 4}{2 \cdot 0,417} = 41966427 \text{ Pa}$$

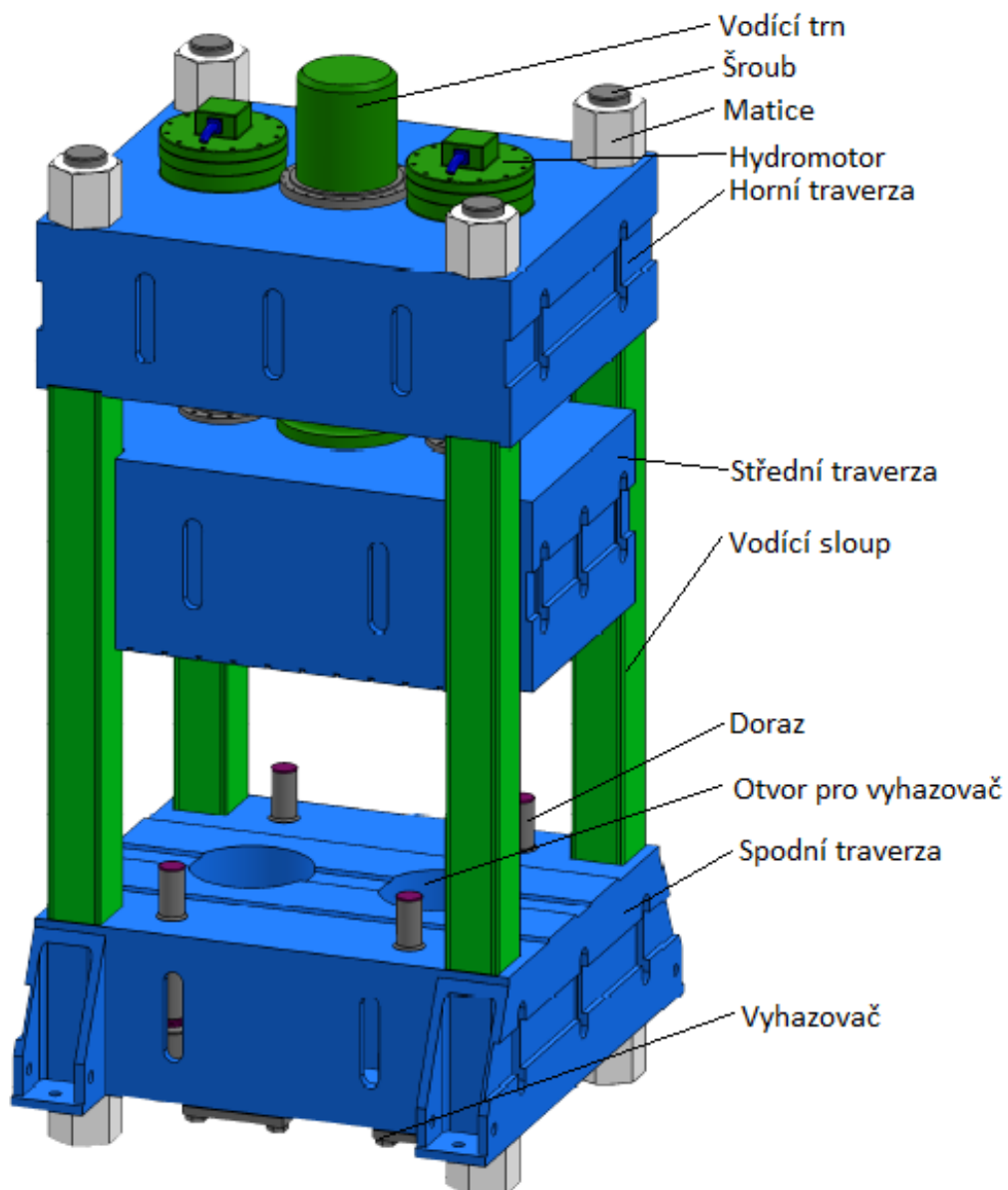


Obrázek 53 - Průřez spodní traverzy: a) s žebrem, b) mimo žebro

Maximální napětí působí mimo žebro a to o velikosti 41966427 Pa (42 MPa), vzhledem ke zvolenému materiálu 42 2420, který má dovolené napětí 117MPa při bezpečnosti 3. Můžeme tedy konstatovat, že traverza vyhovuje.

$$\sigma_D > \sigma_1 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Model lisu CTU 1750 s navrženým vodícím trnem



Obrázek 54 - Lis CTU 1750

6 Závěr

Z druhé kapitoly této práce jsme zjistili, že od svého vzniku urazily hydraulické kovací lisy velkou cestu a během své éry prošly mnoha konstrukčními inovacemi a úpravami. S postupným úbytkem nedostatků a rozmachem jejich technologických možností se tyto lisy postupně rozšířily i do odvětví, kde dříve dominovaly převážně mechanické lisy. V poslední době, jako největší inovaci, lze považovat programové řízení stroje a spojení do ucelených celků neboli hydraulických kovacích souborů, kde se dosahuje vysoké produktivity s minimálním zásahem člověka. Díky tomuto rozvoji je dnes možné vyrobit i takové stroje, které dokážou vyvinout sílu až 1000MN nebo dosahovat velké pracovní rychlosti.

Po probrání základních částí hydraulického kovacího lisu, kde byly uceleně popsány funkce jednotlivých komponent. Následovala kapitola s obecnými postupy návrhu lisu, a to dvou nejzákladnějších částí, rámu lisu a pohonu. Přičemž hydromotor byl navržen i s konkrétními hodnotami v následující kapitole.

V poslední kapitole bylo zodpovězeno základní téma této práce, a to právě možné způsoby zachycení klopení střední traverzy, kde bylo vysvětleno a popsáno několik možných způsobů, od těch nejzákladnějších až po nejsložitější a nejmodernější. Po probrání způsobů zachycení klopného momentu, byl na konkrétním hydraulickém lisu proveden výpočet několika základních částí stroje, kde byl jako vzorový stroj použit reálný lis CTU 1750, aby bylo možné ověřit správnost výpočtu. Byl vypočítán hydromotor, pro 100% využití materiálu. Následně byl zvolen a navržen nejvhodnější způsob zachycení klopení střední traverzy, kde byl zvolen vodící trn, jehož funkce je popsána na začátku téže kapitoly. Základní požadavek pro trn byla schopnost zamezit většímu vychýlení než je 1mm, přičemž navržený trn úspěšně vyhověl. Vzhledem k okolnosti, že při návrhu trnu byly vypočteny i působící momenty, bylo již jednoduché dopočítat i napětí působící v horní i spodní traverze, kde materiál s přehledem vyhověl vypočtenému napětí. Tímto byly navrženy hlavní a nejvíce namáhané části lisu. Ovšem na takto složitém stroji je stále mnoho částí, jež by se daly označit za základní stavební prvky lisu. Avšak navrhnout kompletně celý lis by překročilo rozsah zadané práce, a proto jsou zde uvedeny jen nejzákladnější části. Návrhem dalších částí je možné se zabývat v navazujícím studiu.

Práce splnila zadání a probrala možné způsoby zachycení klopení střední traverzy. Zároveň tuto problematiku rozšířila o vlastní návrh a výpočet vodícího trnu, při zvolené počáteční podmínce maximální naklonění 1mm v celé délce horní traverzy, kde trn úspěšně vyhověl.

Použitá literatura:

- [1] STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů, výrobní stroje*. Plzeň: Editační středisko ZČU, 2004
- [2] ČECHURA, M., STANĚK, J. *Tvářecí stroje, hydraulické lisu*. Plzeň: Editační středisko ZČU, 1999
- [3] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje, základy výpočtů a konstrukce*. Plzeň: Editační středisko ZČU, 1982
- [4] ČECHURA, M., HLAVÁČ, J., STANĚK, J., *Konstrukce tvářecích strojů*. Plzeň: Editační středisko ZČU, 2014
- [5] ŽĎAS. [Online] [Citace: 11. 10. 2016.] Dostupné z <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?catid=32>
- [6] TS Plzeň. [Online] [Citace: 11. 10. 2016.] Dostupné z <http://www.tsplzen.cz/kovaci-lisy/>
- [7] Schuler. [Online] [Citace: 19. 10. 2016.] Dostupné z <https://www.schulergroup.com>
- [8] Siempelkamp. [Online][Citace: 22. 10. 2016] Dostupné z http://www.siempelkamp.com/fileadmin/media/Englisch/Download/Bulletins/Bulletin_2015_02.pdf
- [9] Jinan.[Online][Citace: 22. 10. 2016]Dostupné z <http://www.forgingmachinerychina.com>
- [10] EriePress systém. [Online][Citace: 25. 10. 2016] Dostupné z <http://www.eriepress.com/Forging-Presses/hydraulic-forging-press.html>
- [11] Lasco. [Online][Citace: 25. 10. 2016] Dostupné z http://www.lasco.de/umformtechnik/pre-forming-multipurpose_press
- [12] Wepuko. [Online][Citace: 26. 10. 2016] Dostupné z <http://www.wepuko.de/en/solutions-products/hydraulic-forging-presses/>
- [13] Uralmash. [Online][Citace: 26. 10. 2016]Dostupné z <https://www.uralmash.ru/en/>
- [14] Chinanationalerzhonggroup. [Online] Dostupné z <http://www.slideshare.net/kralrobertj/press-800-mn-closed-die-forging>
- [15] Skripta tváření.[Online][Citace: 28. 10. 2016] Dostupné z http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/03.htm
- [16] STANĚK, J., *Prezentace – rám čtyřsloupový*
- [17] STANĚK, J., *Prezentace – varianty rámu lisu*
- [18] STANĚK, J., *Prezentace – technické parametry*
- [19] STANĚK, J., *Prezentace – dělení hydraulického lisu*
- [20] Katalog Schuler a.s.
- [21] STANĚK, J., *Prezentace – návrh pohonu lisu*
- [22] Obrázek horizontální lis. [Online] Dostupné z <http://www.safetylibrary.org/general-aluminum-fined-218000-after-fifth-safety-violation/>
- [23] Prospektová dokumentace: ERFURT – Hydraulischen tuschierpressen
- [24] Katalog těsnění – TS Škoda
- [25] Černocho, Č. *Strojně technická příručka*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968
- [26] STANĚK, J., *Prezentace – Výpočet rámu lisu*
- [27] STANĚK, J., *Prezentace – Návrh pohonu hydraulického lisu*

Seznam obrázků:

Obrázek 1 - Hydraulický lis realizovaný Josephem Bramahem [4].....	3
Obrázek 2 - Těžké hydraulické lisy v období 1890 až 1932 [2].....	4
Obrázek 3 - Hydraulické kovací lisy [5, 6, 8, 12, 14, 19]	8
Obrázek 4 - Integrovaný kovací soubor [5]	9
Obrázek 5 - Osazování, přesazování, děrování [15]	11
Obrázek 6 - Tvářecí charakteristiky vybraných kovacích operací [4]	12
Obrázek 7 - Schéma lisu s horním pohonem [4]	13
Obrázek 8 - Schéma lisu se spodním pohonem [4]	13
Obrázek 9 - Horizontální lis [22]	13
Obrázek 10 - Princip Pascalova zákona [4]	14
Obrázek 11 - Tvářecí síla [4]	14
Obrázek 12 - Základní rozměry čtyřsloповého lisu [16]	15
Obrázek 13 - Kinematické schéma lisu CKV [2]	17
Obrázek 14 - Druhy rámu: a) Uzavřený rám nedělený, b) Uzavřený rám dělený, c) otevřený rám [4]	18
Obrázek 15 - Schéma hydromotorů: a) s plunžrem, b) s diferenciálním pístem [4]	19
Obrázek 16 - Schéma hydromotorů: a) s pístem, b) s plunžry, c) s kombinací plunžru a pístů [21]	20
Obrázek 17 - Schématické zobrazení dalších možných řešení [21].....	20
Obrázek 18 - Střední čára profilů rámu (bod d) [4].....	22
Obrázek 19 - Průběh momentu kolem rámu lisu [26].....	22
Obrázek 20 - Zachování 90° při zatížení [26].....	23
Obrázek 21 - Namáhání stojiny rámu [4]	23
Obrázek 22 - Deformace rámu ve vertikálním směru [4].....	24
Obrázek 23 - Excentrické zatížení [16]	25
Obrázek 24 - Velikost dovolené excentricity [16]	25
Obrázek 25 - Síly při excentrickém zatížení	25
Obrázek 26 - Schéma hydromotoru: vpravo s pístem, vlevo s plunžrem[1]	26
Obrázek 27 - Schéma pístu se základními rozměry	26
Obrázek 28 - Schéma plunžru se základními rozměry.....	27
Obrázek 29 - Průběh napětí na stěně válce.....	27
Obrázek 30 - Průřez válce hydromotoru v kritickém místě.....	28
Obrázek 31 - Síly působící při excentrickém zatížení [26]	29
Obrázek 32 - Lis s pohyblivým pracovním válcem [20]	30
Obrázek 33 - Lis s vodícím trnem [20]	30
Obrázek 34 - Možné provedení s ozubeným hřebenem [23].....	31
Obrázek 35 - Schéma torzní tyče s ozubenými koly	31
Obrázek 36 - Regulace lisu pomocí snímače rovnoběžnosti [20].....	32
Obrázek 37 - Regulace pomocí paralelních válců [20]	32
Obrázek 38 - Zjednodušený výkres lisu CTU 1750.....	33
Obrázek 39 - Počáteční návrh a) horní traverza před úpravou pro trn, b) návrh vodícího trnu	36
Obrázek 40 - Síly na střední traverze.....	36
Obrázek 41 - Vzdálenost reakcí na střední traverze.....	37
Obrázek 42 - Průřez sloupu	38
Obrázek 43 - Síly působící ve střední traverze	39
Obrázek 44 - Zatížený nosník na dvou podporách	39
Obrázek 45 - Prut v místě 1 - 2	40
Obrázek 46 - Prut v místě 2 - 3	40
Obrázek 47 - Naklopení střední traverzy.....	41
Obrázek 48 - Síly v uložení trnu	42

Obrázek 49 - Horní traverza a) 3D model horní traverzy b) průběh sil na horní traverze	43
Obrázek 50 - Průřez v místě trnu: a) s žebrem, b) mimo žebro	44
Obrázek 51 - Průřez v místě hydraulických válců: a) s žebrem, b) mimo žebro.....	45
Obrázek 52 - Spodní traverza a) 3D model spodní traverzy, b) průběh sil na spodní traverze.....	46
Obrázek 53 - Průřez spodní traverzy: a) s žebrem, b) mimo žebro	47
Obrázek 54 - Lis CTU 1750.....	48

Seznam tabulek:

Tabulka 1 – Dosahované parametry kovacího lisu	9
Tabulka 2 – Tabulka parametrů	15
Tabulka 3 – Výhody a nevýhody variant kovacího lisu	16
Tabulka 4 – Přehled technických parametrů	20
Tabulka 5 – Zadané hodnoty	33

Seznam příloh:

Příloha 1 - Tabulka těsnění s výkresem použití	53
--	----

PŘÍLOHA č. 1

Tabulka těsnění s výkresem použití

d	Přednost. Dopř.	s	Válec				Ucpávka				Základní pouzdro		Příruba						Max. tloušťka sady podložek x_1	
			D	d_1 ³⁾	h	b	l_2	h_1	h_2	h_3	h_4	L_1 ¹⁾	L_2 ²⁾	d_2	d_3	D_1	D_2	t		d_5
500		20	540	520	165,5	45	45	35	74,5	360	750	520	36	600	665	100	M 33	20	5	
	520		560	540		55	55					540	42	620	685		M 39x3	16		
560			600	580	50	50	580					39	665	735	110	M 36x3	20			
	590		630	610	450	940	650					45	755	835		130		M 42x3		
630		25	680	650	205	55	55	45	104	450	940	650	45	755	835	130	M 42x3	5,5		
	670	20	710	690	165,5	50	50	35	74,5	480	1000	690	39	775	845	120	M 36x3	24		5
710		20	760	735	60	60	60	500	1060	735	48	840	925	140	M 45x3	20				
	750		800	778		535	1120								778		885	975		
800			850	828		65	65							850	52		935	1025	150	M 48x3
	850		900	878		600	1270							878	985		1075			
900			950	928		70	70							950	56		1045	1145	M 52x3	

