

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

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

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Návrh třísloupového hydraulického lisu pro  
přímé vytlačování

Autor: Lukáš JŮN  
Vedoucí práce: Doc. Ing. Jiří STANĚK, CSc.

Akademický rok 2019/2020

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

|                      |   |                   |                         |
|----------------------|---|-------------------|-------------------------|
| <b>AUTOR</b>         | Příjmení<br>Jůn   | Jméno<br>Lukáš    |                         |
| <b>STUDIJNÍ OBOR</b> | B2301 „Strojní inženýrství, Stavba výrobních strojů a zařízení“ |                   |                         |
| <b>VEDOUcí PRÁCE</b> | Příjmení (včetně titulů)<br>Doc. Ing. Staněk, CSc.              | Jméno<br>Jiří     |                         |
| <b>PRACOVIŠTĚ</b>    | ZČU - FST - KKS   |                   |                         |
| <b>DRUH PRÁCE</b>    | <b>DIPLOMOVÁ</b>  | <b>BAKALÁŘSKÁ</b> | Nehodící se<br>škrtněte |
| <b>NÁZEV PRÁCE</b>   | Návrh třísloupového hydraulického lisu pro přímé vytlačování    |                   |                         |

|                |         |                |     |                    |      |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|
| <b>FAKULTA</b> | strojní | <b>KATEDRA</b> | KKS | <b>ROK ODEVZD.</b> | 2020 |
|----------------|---------|----------------|-----|--------------------|------|

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

|               |    |                     |    |                      |    |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|----|
| <b>CELKEM</b> | 65 | <b>TEXTOVÁ ČÁST</b> | 50 | <b>GRAFICKÁ ČÁST</b> | 15 |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|----|

|   |  |
|---|--|
| <p><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>       | <p>Bakalářská práce se v teoretické části zabývá historickým vývojem vytlačovacích lisů, poukázání na současný stav a popis jednotlivých součástí lisu. Druhá část je zaměřena na pevnostní výpočty konkrétních součástí. Tyto výpočty jsou prováděny metodou konečných prvků a pomocí pružnosti pevnosti.</p> |
| <p><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p> | <p style="text-align: center;">Vytlačování, hydraulický lis, napětí, rám, pohon</p>  |

## SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

|                          |  |                 |                            |
|--------------------------|--|-----------------|----------------------------|
| <b>AUTHOR</b>            | Surname<br>Jůn   | Name<br>Lukáš   |                            |
| <b>FIELD OF STUDY</b>    | B2301 “Mechanical Engineering, Design of Manufacturing Machines and Equipment“ |                 |                            |
| <b>SUPERVISOR</b>        | Surname (Inclusive of Degrees)<br>Doc. Ing. Staněk, CSc.                       | Name<br>Jiří    |                            |
| <b>INSTITUTION</b>       | ZČU - FST - KKS  |                 |                            |
| <b>TYPE OF WORK</b>      | <b>DIPLOMA</b>   | <b>BACHELOR</b> | Delete when not applicable |
| <b>TITLE OF THE WORK</b> | Design of the three pillars press for direct extrusion                         |                 |                            |

|                |                        |                   |                |                     |      |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|
| <b>FACULTY</b> | Mechanical Engineering | <b>DEPARTMENT</b> | Machine Design | <b>SUBMITTED IN</b> | 1999 |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

|                |    |                  |    |                       |    |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|----|
| <b>TOTALLY</b> | 65 | <b>TEXT PART</b> | 50 | <b>GRAPHICAL PART</b> | 15 |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|----|

|   |  |
|---|--|
| <b>BRIEF DESCRIPTION</b><br><br><b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b> | Bachelor thesis deals with the historical development of extrusion presses, points out on the current situation and description of particular parts of presses in its theoretical part. The second part is focused on strength calculations of concrete parts. These calculations are calculated with the method of final elements and with the help of elascity and strength. |
| <b>KEY WORDS</b>  | Extrusion, hydraulic press, tension, frame, drive  |

## Obsah

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 1     | Úvod.....  | 1  |
| 2     | Historie.....  | 2  |
| 3     | Rešerše současného stavu.....                            | 6  |
| 3.1   | Vybraní výrobci hydraulických vytlačovacích lisů.....    | 6  |
| 4     | Základní rozdělení hydraulických vytlačovacích lisů..... | 11 |
| 4.1   | Hydraulické lisy pro přímé a nepřímé vytlačování.....    | 12 |
| 4.1.1 | Přímé vytlačování.....                                   | 12 |
| 4.1.2 | Nepřímé vytlačování.....                                 | 13 |
| 4.2   | Podle konstrukčního řešení.....                          | 14 |
| 4.2.1 | Horizontální vytlačovací lis.....                        | 14 |
| 4.2.2 | Vertikální vytlačovací lis.....                          | 14 |
| 4.3   | Konstrukce podle rámu.....                               | 15 |
| 4.4   | Podle teploty vytlačovaného materiálu.....               | 15 |
| 4.4.1 | Vytlačování za tepla.....                                | 15 |
| 4.4.2 | Vytlačování za studena.....                              | 16 |
| 4.5   | Podle profilu vytlačovaného materiálu.....               | 16 |
| 4.5.1 | Plný profil.....   | 16 |
| 4.5.2 | Dutý profil.....   | 17 |
| 5     | Kinematické schéma stroje.....                           | 19 |
| 5.1   | Kontejner.....   | 20 |
| 5.2   | Zadní a přední traverza.....                             | 20 |
| 5.3   | Sloupy.....  | 20 |
| 5.4   | Pracovní plunžr a pracovní válec.....                    | 20 |
| 5.5   | Matrice.....   | 21 |
| 5.6   | Nůžky.....   | 21 |
| 5.7   | Pohon kontejneru.....                                    | 21 |
| 5.8   | Zpětný pohon plunžru.....                                | 21 |
| 6     | Návrh jednotlivých pohonů.....                           | 22 |
| 6.1   | Hlavní pohon.....  | 22 |
| 6.1.1 | Návrh pracovního plunžru.....                            | 23 |
| 6.1.2 | Návrh pracovního válce.....                              | 28 |
| 6.2   | Zpětný pohon pracovního plunžru.....                     | 32 |
| 6.3   | Pohon kontejneru.....                                    | 33 |
| 6.4   | Pohon nůžek.....   | 35 |

|     |                               |    |
|-----|-------------------------------|----|
| 7   | Rám lisu.....                 | 36 |
| 7.1 | Prvotní návrh rámu .....      | 36 |
| 7.2 | Konečný návrh rámu .....      | 41 |
| 7.3 | Šrouby příruby ucpávek: ..... | 51 |
| 8   | Závěr.....                    | 55 |

# 1 Úvod

Bakalářská práce je rozdělena do čtyř hlavních kapitol. První kapitola je zaměřená na historický vývoj vytlačovacích lisů. Čtenář je zde kromě historických záležitostí seznámen se základními informacemi v oblasti vytlačovacích lisů. Jak v současné době, tak v minulosti se člověk snažil svůj vynález neustále zdokonalovat z důvodů zvyšování složitosti výrobků a efektivitě.

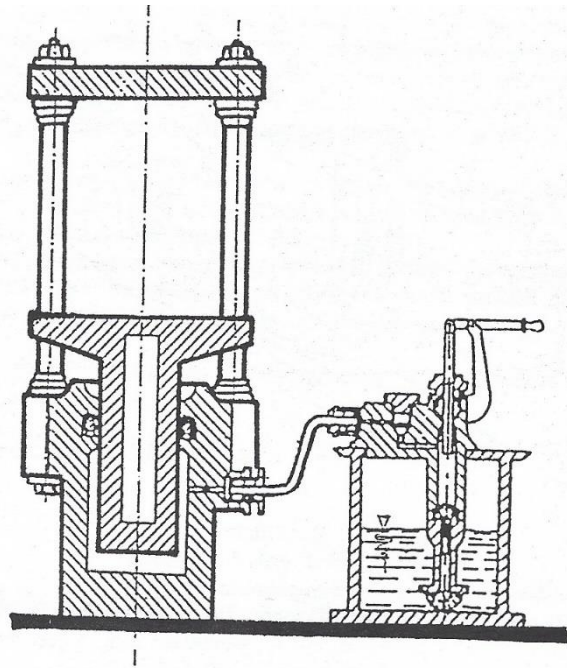
Druhá kapitola pojednává o současném stavu vývoje hydraulických vytlačovacích lisů. V této kapitole je především kladen důraz na implementaci moderních technologií od vytlačovacího procesu. Může se jednat např. o elektronické řídicí systémy, či vysoce účinné a úsporné pohonné jednotky.

Třetí kapitola je spíše teoreticky zaměřená na problematiku vytlačovacích lisů a vytlačovací proces samotný. V této části jsou podrobně popsány možné způsoby vytlačování jako je např. vytlačování přímé, nebo naopak nepřímé. Po přečtení této kapitoly by měl být čtenář dostatečně chápat samotný proces vytlačování a udělat si obrázek, z jakých komponent je vytlačovaný lis složený a k čemu konkrétní komponenty slouží.

Nejdůležitější kapitolou je návrh určených částí vytlačovacího lisu. Konkrétně se jedná o pohonné jednotky, které se na vytlačovacím lisu nacházejí a rám lisu. Pohonné jednotky jsou navrhovány pro konkrétní zadané parametry. Způsob návrhu je realizován především pomocí zjednodušené teorie pružnosti a pevnosti. Výsledkem by měly být konkrétní rozměry jednotlivých pohonů, podle kterých by mohly být realizovány. Pro jeden ze zvolených pohonů je zhotoven výrobní výkres. Při návrhu rámu lisu se vychází z konkrétního vytlačovacího lisu CXP 2500. Hlavním nástrojem pro řešení rámu lisu je metoda konečných prvků. Některé jednodušší výpočty jsou vypočteny teorií pružnosti a pevnosti a následně jsou porovnávány s výsledky metodou konečných prvků.

## 2 Historie

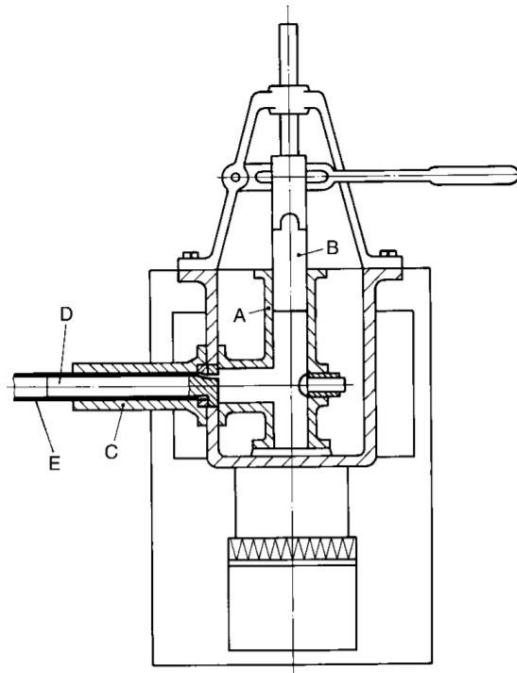
Hydraulický pohon pro tvářecí stroje byl poprvé použit v 18. století. Nejznámějším průkopníkem v oblasti hydraulických pohonů byl Angličan Joseph Bramah, který je také někdy považován za otce hydraulických lisů. Vynálezce Joseph Bramah si jako první nechal koncem 18. století patentovat (patent č.2405) hydraulický lis a to roku 1795. Vycházel z myšlenky, že tlak v kapalinách se šíří rovnoměrně. Tuto skutečnost zjistil r. 1660 slavný matematik Blaise Pascal. Obrovskou výhodou těchto hydraulických pohonů je jejich snadné ovládání na dálku. Toto provedení konstrukce hydraulického lisu bylo používáno až do poloviny 19. století. Tento typ pohonu, který své předchůdce předčil ve všech směrech, umožnil v následujících letech vznik hydraulického lisu pro vytlačování. [1]



Obr. 2-1 Hydraulický lis realizovaný Josephem Bramahem [1]

Joseph Bramah byl prvním mužem, který si nechal proces vytlačování patentovat. Stalo se tak roku 1797. Vytvořil lis pro vytlačování bezešvých trubek, které měly specifickou délku i průměr. Použitým materiálem k vytlačování bylo olovo a ostatní měkké kovy. Ačkolí měl Joseph Bramah patent i na hydraulický pohon lisu, jeho lis na vytlačování byl poháněn ručně. Nedokázal tedy spojit hydraulický pohon lisu s procesem vytlačování.

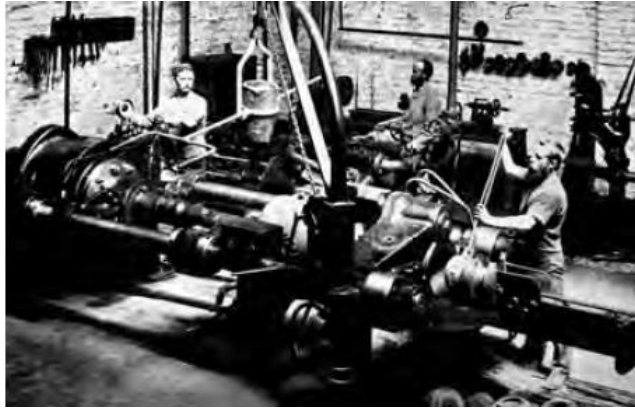




Obr. 2-2 Bramahův lis pro vytlačování olova [5]

První, kdo dokázal spojit proces vytlačování a hydraulický pohon lisu byl Angličan Thomas Burr a to roku 1820. Jeho hydraulický lis pro vytlačování sloužil především pro potrubí z olověného materiálu. Hammon v roce 1867 jako první použil dvoudílný kontejner, který byl zahříván plynem. Následně se začalo využívat opláštění kabelů olovem, a to díky začínající elektrifikaci. První, kdo tuto technologii použil byla v roce 1879 společnost Borell. Princip spočíval v přímém vytlačování olova na jádro kabelu. Werner von Siemens tento proces v následujících letech (1882) vylepšil. Alexander Dick se přičinil ve vývoji procesu vytlačování zabýváním se zpracováním kovů, které měly vyšší bod tání v porovnání s dosud používaným olovem. Alexander Dick je proto také někdy považován za otce vytlačování. Zabýval se především mosazí a v roce 1894 si nechal patentovat vytlačovací lis pro mosazné tyče. Alexander Dick konkrétně vynalezl proces vytlačování za tepla.

Na počátku vytlačovacích lisů, nebyly úplně ideálně zkonstruovány kontejnery pro zahřívání materiálu. Kontejnery byly jednodílné a byly vyrobeny buď pouze z litiny, nebo oceli. To mělo za následek tendenci ke vzniku prasklin, jelikož kontejner nedokázal odolat potřebné teplotě k ohřátí materiálu. K pokroku kontejneru došlo až v roce 1896. Byl představen vícevrstvý kontejner, kde jednotlivé vrstvy byly od sebe izolované práškovým grafitem a boraxem. [5]



Obr. 2-3 Hydraulický vytlačovací lis (1895) [5]

Vyráběné vytlačovací lisy, které měly vytlačovací sílu větší než 7 MN, umožnily použití mnohem větších polotovarů. Tím pádem se i zlepšila efektivita výroby. Byl objeven i hydraulický vytlačovací lis, který byl poháněn tlakovým vodním systémem, jenž se skládal z čerpadla a akumulátorů. Pomocí kleští byly polotovary ručně vkládány do kontejneru. Samotný proces vytlačování byl řízen ručně ovládacími ventily a s konečnými výrobky se také manipulovalo ručně pomocí kleští. Začátkem dvacátého století byl zcela nahrazen standard vytlačování, a to kvůli industrializaci. Jednalo se především o výrobu tyčí a profilů. V té době přichází na scénu jedna z významných německých společností Krupp-Gruson. Ta vyrobila více než 200 vytlačovacích lisů. Většina těchto vytlačovacích lisů byla určena pro měkké kovy jako je například mosaz.

Ve dvacátých letech dvacátého století bylo zjištěno, že pro výrobu přesnějších trubek bude lepší používat vertikální lis, a to z důvodu příznivého účinku gravitace. Tyto lisy se používali zhruba dalších třicet let. V padesátých letech se dočkaly další vývojové inovace. Společnosti Schloemann a Hydraulik vyrobily lisy, kde byl nezávislý pohyb trnu a operace výroby měděných či mosazných trubek probíhala zcela automaticky.

Vertikální vytlačovací lisy se přestaly vyrábět až kolem roku 1965. Tou dobou už bylo možné zlepšit souosost při horizontálním vytlačování, stejně tak jako vedení kontejneru, či plunžru s razníkem natolik, aby vyráběné trubky měly dostatečnou kvalitu i na horizontálních lisech. Singer si kolem roku 1933 nechal patentovat vertikální lis pro vytlačování ocelových trubek. Avšak tato metoda výroby byla poněkud pomalá a značně neefektivní, a tak byla částečně nahrazena válcovacím procesem, který byl oproti tomuto způsobu výroby značně produktivnější a ekonomičtější. Kontejnery, které se dlouhou dobu vyráběly z více nenalisovaných částí, tak dokázaly pracovat jen s omezeným lisovacím vytlačovacím tlakem, a to zhruba  $300 \text{ N/mm}^2$ . Pro možnost pracovat s větším lisovacím tlakem prošel kontejner další vývojovou inovací. Začali se vyrábět kontejnery buď dvoudílné, nebo třídílné u kterých už bylo předepnutí, což mělo za následek právě umožnění vyšších lisovacích tlaků.

Pohyblivé kontejnery umožnily zlepšení naložení a vyložení polotovarů. Dříve používané ohřívání kontejneru plynem, nebo uhlím bylo nahrazeno modernějším elektrickým ohříváním (indukční ohřev) a bylo tak umožněno zpracování hliníku.



*Obr. 2-4 Třívrstvý kontejner s indukčním zahříváním [5]*

Vytlačováním hliníku se zabývala společnost Alcan už v roce 1918, ale velký průlom ve vytlačování hliníku přišel až s vývojem letadel a vzducholodí. I když první vytlačovací lis na hliník byl zkonstruován v roce 1904 v Pensylvánii. Hliník je i dnes jedním z nejpoužívanějších materiálů pro vytlačování. V minulosti to ale s tímto materiálem tak lehké nebylo, jelikož slitina hliníku vhodná pro vytlačování byla objevena až začátkem 20. století. Ve 30. letech 20. století bylo nutné vyřešit problém s vytlačováním slitin hliníku o veliké pevnosti a velikém průřezu. Byly zapotřebí vyvinout vytlačovací lisy s větší vytlačovací silou.

Největší vytlačovací lis, který byl postavený do roku 1945, měl vytlačovací sílu 125 MN. V roce 1950 byl ve Spojených státech zkonstruován lis s krátkým zdvihem, jenž byl poháněn proměnným přímým pohonem. Tento pohon byl namontovaný nad lisem. Tím byl umožněn rozvoj tzv. krátkých mrtvých cyklů. Tyto nově zkonstruované lisy, určené pro hliníkové slitiny, dosahovaly lisovacího zatížení až 30 MN.

Běžně se vytlačovací lisy navrhovaly přímo na míru tak, aby splňovaly dané požadavky aplikace od zákazníka. V Evropě ale došlo k dalšímu vývoji vytlačovacích lisů. Kolem roku 1960 se začaly konstruovat a následně vyrábět víceúčelové vytlačovací lisy, které měly širokou škálu využití. [5]

### 3 Rešerše současného stavu

V současné době je na světě řada špičkových společností, které se zabývají vývojem hydraulických vytlačovacích lisů. Přitom samotný základ konstrukčních uzlů těchto lisů, který byl vyvinut před desítkami let je v podstatě stále stejný. Dnes se společnosti zaměřují na navržení co nejúspornějšího a nejefektivnějšího procesu vytlačování. S tím souvisí především energetické využití stroje. Řada dnešních vytlačovacích lisů využívá např. hybridní pohony a další podobné systémy. Oproti starším vytlačovacím lisům došlo tedy k největšímu pokroku především v oblasti pohonů a řízení samotného procesu vytlačování. Dá se říct, že v současné době je vytlačovací proces už plně automatizován, též díky různému doplňkovému příslušenství, které společnosti nabízejí spolu s vytlačovacími lisami, tak aby se zvýšila automatizace procesu a tím pádem i efektivita. Do dnešních hydraulických lisů jsou zaváděna malokapacitní čerpadla a servomotory, kterými jsou čerpadla řízena. Zavedením těchto prvků je ušetřeno zhruba 30-50 % energie. Současné vytlačovací lisami jsou již řízeny nejrůznějšími moderními řídicími systémy, jako je např. DMI PRO. Tyto řídicí systémy plně automatizují proces vytlačování a dokáží přenést aktuální informace o probíhajícím procesu na monitor.

#### 3.1 Vybraní výrobci hydraulických vytlačovacích lisů

Pro porovnání současné situace ve vývoji vytlačovacích lisů byli vybráni tři výrobci uvedení níže.

- UBE MACHINERY
- SMS GROUP
- TS PLZEŇ

##### **UBE MACHINERY:**

Společnost UBE Machinery se zabývá konstrukcí vytlačovacích lisů jak pro přímé, tak nepřímé vytlačování a má zastoupení téměř po celém světě.

Řada vytlačovacích lisů pro přímé vytlačování NPC – SS:

Tyto lisami se vyznačují krátkou délkou výsuvného razníku, vysokou energetickou účinností a samozřejmě vysokou produktivitou. Zavádění ingotů je už zcela motorizované a hydraulický systém je navržen tak, aby se na něm prováděla údržba co nejsnáze. Lisami jsou osazeny mnoha čidly a posuvy jsou řízeny servomotory. UBE Machinery nabízí širokou škálu vytlačovacích lisů s různou pracovní silou. Konkrétně 15 MN až po 100 MN. [13]

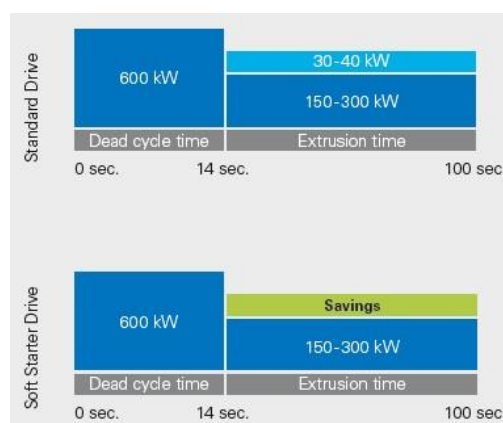


Obr. 3-1 Vytlačovací lis NPC-SS [13]

### SMS Group:

SMS Group je přední německá společnost, která se již řadu let zabývá vývojem strojů pro strojírenský průmysl. Jejich pobočky lze nalézt téměř po celém světě. Zabývají se vývojem a výrobou vytlačovacích lisů pro širokou škálu materiálů, jak pro vytlačování měkkých kovů, tak pro vytlačování slitin oceli. Vytlačovací lisy dodávají kompletně se všemi pomocnými zařízeními a všemi automatizačními systémy.

SMS Group se při vývoji vytlačovacích lisů zaměřila i na úsporu energie při samotném procesu vytlačování. Pohony lisů jsou vybaveny tzv. START – STOP technologií, díky které se značná část energie ušetří.



Obr. 3-2 Energetické využití START-STOP [14]

Při běžném pohonu, kdy nejsou pro vytlačování využita všechna čerpadla, jsou některé motory pouze v chodu na volnoběh. START – STOP systém tato nevyužitá čerpadla zcela odpojuje a tím šetří energii. Další úsporou energie se vyznačují vytlačovací lisy HybrEx. Díky hybridnímu pohonu je úspora energie až 55 procent a zvýšení produktivity vytlačování až o 20 procent.

SMS Group nabízí celou řadu vytlačovacích lisů, a navrhuje lisu přímo pro potřeby zákazníka. V tabulce lze vidět celou řadu parametrů vytlačovacích lisů, které jsou pro vytlačování ze slitin oceli. [14]

Tab. 3-1 Parametry vytlačovacích lisů pro vytlačování slitin oceli [14]

|                                       |  |
|---------------------------------------|--|
| <b>Materiál</b>                       | Ocel, vysoce legované speciální oceli, titan |
| <b>Jmenovitá vytlačovací síla</b>     | 8-70 MN                                      |
| <b>Průměr otvoru kontejneru</b>       | 100-400 mm                                   |
| <b>Max. délka polotovaru</b>          | 450-1500 mm                                  |
| <b>Min.-max. rychlost vytlačování</b> | 40-400 mm/s                                  |

Příklad konkrétních vytlačovacích lisů pro slitiny oceli.

Tab. 3-2 Parametry konkrétních vytlačovacích lisů pro slitiny oceli [14]

| <b>MATERIÁL</b> | <b>VYTLAČOVACÍ SÍLA<br/>[MN]</b> | <b>MAX. DÉLKA<br/>POLOTOVARU<br/>[mm]</b> | <b>RYCHL.<br/>VYTLAČOVÁNÍ<br/>[mm/s]</b> |
|-----------------|----------------------------------|---|--|
| Slitiny oceli   | 60                               | 1300                                      | 50-400                                   |
| Slitiny oceli   | 60                               | 1300                                      | 40-400                                   |



Obr. 3-3 Vytlačovací lis SMS 60 MN [14]

Vytlačovací lisy společnosti SMS Group pro neželezné kovy patří ke světové špičce. Konkrétně tyto lisy pro zpracování slitin hliníku pak slouží především k výrobě profilů a trubek v leteckém či automobilovém průmyslu.

Tab. 3-3 Parametry vytlačovacích lisů pro vytlačování slitin hliníku [14]

|                                       |                   |
|---------------------------------------|-------------------|
| <b>Materiál</b>                       | Hliníkové slitiny |
| <b>Jmenovitá vytlačovací síla</b>     | 8-160 MN          |
| <b>Průměr otvoru kontejneru</b>       | 133-800 mm        |
| <b>Max. délka polotovaru</b>          | 630-2500 mm       |
| <b>Min.-max. rychlost vytlačování</b> | 0,1-30 mm/s       |

V tabulce (viz Tab. 3-4) jsou uvedeny parametry konkrétních vytlačovacích lisů pro hliníkové slitiny.

Tab. 3-4 Parametry konkrétních vytlačovacích lisů pro slitiny hliníku [14]

| <b>MATERIÁL</b> | <b>VYTLAČOVACÍ SÍLA<br/>[MN]</b> | <b>MAX. DÉLKA<br/>POLOTOVARU<br/>[mm]</b> | <b>RYCHL.<br/>VYTLAČOVÁNÍ<br/>[mm/s]</b> |
|-----------------|----------------------------------|---|--|
| Slitiny hliníku | 25                               | 1300                                      | 0,1 - 22                                 |
| Slitiny hliníku | 45                               | 1500                                      | 0,1 - 24                                 |
| Slitiny hliníku | 150                              | 2000                                      | 0,1 - 19                                 |



Obr. 3-4 Vytlačovací lis SMS 150 MN pro vytlačování slitin hliníku [14]

### TS Plzeň:

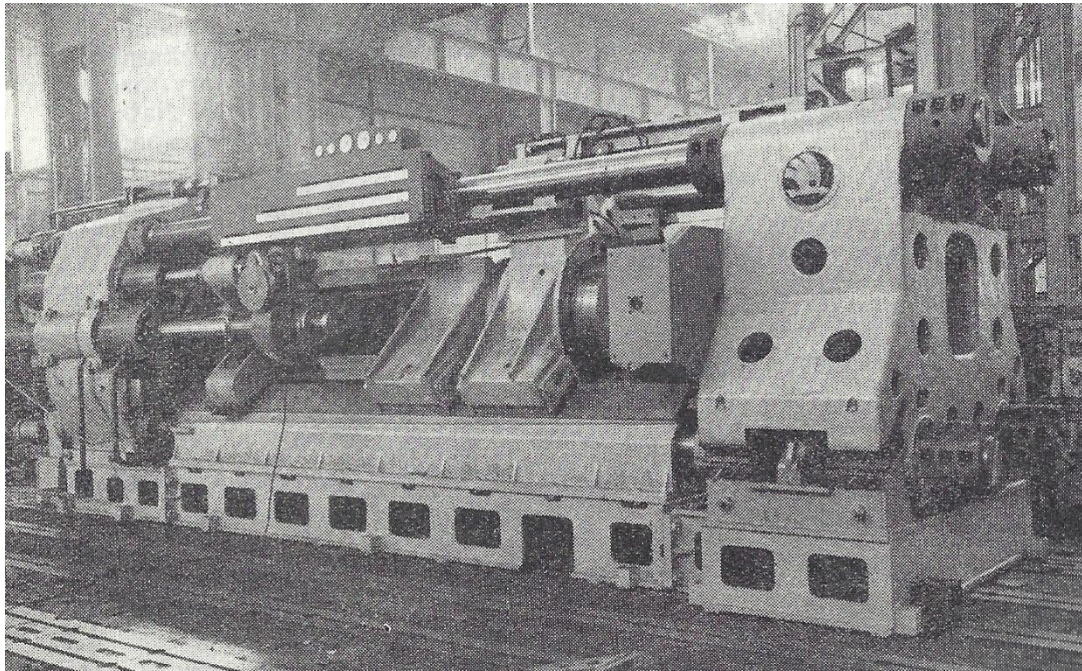
Jedním z největších českých výrobců vytlačovacích hydraulických lisů byla do nedávna společnost TS Plzeň. Byly vyráběny dvě řady vytlačovacích lisů, a to CXP a CXT. V obou případech se jedná o horizontální lis s čtyřsloupovým vedením. K lisu bylo dodáváno velké množství příslušenství jako např. nůžky, nebo pila atd. Samozřejmě všechno se odvíjelo od požadované technologie. Ovládání pracovního cyklu na těchto lisech je možno řídit ručně, nebo plně automaticky podle předem stanoveného programu.

Tab. 3-5 Parametry vytlačovacích lisů řady CXT [6]

| Technické údaje  |                      | CXT<br>630  | CXT<br>800 | CXT<br>1000 | CXT<br>1250 | CXT<br>1600 | CXT<br>2000 | CXT<br>2500 | CXT<br>3200 |
|--|----------------------|---|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| <b>Celková vytlačovací síla lisu</b>                   | MPa                  | 630   | 800        | 1000        | 1250        | 1600        | 2000        | 2500        | 3200        |
| <b>Děrovací síla</b>                                   | MPa                  | 100   | 120        | 160         | 200         | 250         | 315         | 400         | 500         |
| <b>Vytlačovací síla</b>                                | MPa                  | 530   | 680        | 840         | 1050        | 1350        | 1685        | 2100        | 2700        |
| <b>Zdvih vytlačovacího plunžru</b>                     | mm                   | 1045  | 1165       | 1320        | 1490        | 1590        | 1690        | 1910        | 2120        |
| <b>Zdvih děrovacího plunžru</b>                        | mm                   | 1525  | 1720       | 1945        | 2215        | 2345        | 2507        | 2830        | 3135        |
| <b>Relativní zdvih děrovače</b>                        | mm                   | 450   | 510        | 580         | 660         | 700         | 750         | 850         | 940         |
| <b>Největší délka bloku</b>                            | mm                   | 430   | 490        | 550         | 630         | 660         | 710         | 800         | 880         |
| <b>Největší/nejmenší opsaný průměr profilu výlisku</b> | mm                   | 70/5  | 80/5       | 96/6        | 108/6       | 135/8       | 150/8       | 170/8       | 220/10      |
| <b>Rozsah průměru kontejnerů</b>                       | mm                   | 90-120  | 100-140    | 115-160     | 130-180     | 145-225     | 160-250     | 180-280     | 200-360     |
| <b>Délka kontejneru</b>                                | mm                   | 500   | 560        | 630         | 710         | 750         | 800         | 900         | 1000        |
| <b>Zpětná síla</b>                                     | MPa                  | 50  | 70         | 90          | 110         | 130         | 170         | 210         | 280         |
| <b>Vytlačovací rychlost</b>                            | mm·s <sup>-1</sup>   | U typů CXT-A do 150 mm·s <sup>-1</sup> , u CXT-P do 30 mm·s <sup>-1</sup> |            |             |             |             |             |             |             |
| <b>Síla nůžek</b>                                      | MPa                  | 20  | 24         | 30          | 38          | 48-60       | 50-80       | 80-100      | 100-125     |
| <b>Pracovní tlak</b>                                   | kPa·cm <sup>-2</sup> | 250 nebo 320  |            |             |             |             |             |             |             |
| <b>Hmotnost lisu bez pohonu a nástrojů</b>             | kg                   | 39000   | 50000      | 62000       | 78000       | 100000      | 125000      | 160000      | 200000      |

Řada lisů CXT je určena pro výrobu trubek a dalších dutých profilů z neželezných kovů.





Obr. 3-5 Vytlačovací lis CXT 1600-P [6]

## 4 Základní rozdělení hydraulických vytlačovacích lisů

Hydraulické vytlačovací lisy lze dělit podle následujících způsobů.

1) Podle způsobu vytlačování:

- Přímé vytlačování
- Nepřímé vytlačování

2) Podle konstrukčního řešení:

- Horizontální vytlačovací lis
- Vertikální vytlačovací lis

3) Podle konstrukce rámu

- Dvousloupové
- Třísloupové
- Čtyřsloupové

4) Podle teploty vytlačovaného materiálu:

- Vytlačování za tepla
- Vytlačování za studena

5) Podle profilu vytlačovaného materiálu:

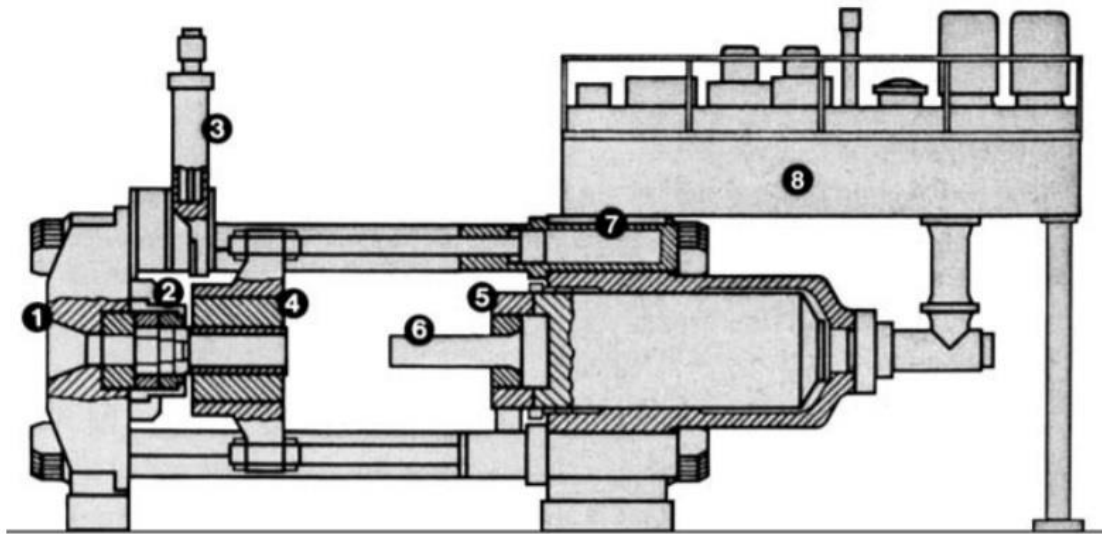
- Plný profil
- Dutý profil

## 4.1 Hydraulické lisy pro přímé a nepřímé vytlačování

### 4.1.1 Přímé vytlačování

Přímé vytlačování patří k nejrozšířenějším způsobům vytlačování. Jako první se pomocí manipulační techniky do kontejneru umístí polotovár, který ho následně začne zahřívat. Dříve než začne razník silově působit na polotovár, musí se mezi ně dát lisovací podložka. Lisovací podložka se mezi sochor a razník vkládá z důvodu zabránění připečení razníku k sochoru. Jakmile začne na sochor silově působit razník, postupně dojde k vyplnění objemu vnitřku kontejneru sochořem. Aby sochor začal procházet matricí, je za potřebí překonat např. přetvárný odpor materiálu a tření mezi sochořem a povrchem kontejneru. Materiál následně začne procházet matricí v požadovaném tvaru, jenž je dán tvarem matrice. Samozřejmě matricí neprojde úplně celý materiál z kontejneru. Bylo by to velice nežádoucí, jelikož právě zbytkový materiál obsahuje vady a nečistoty, jež se v něm v průběhu vytlačování nahromadily. Dalším důvodem nevytlačení celého materiálu je případná vysoká potřeba síly, kterou by musel razník vyvodit, jelikož materiál musí proudit radiálním směrem. Proto je tento zbytkový materiál odstřižen.

Tím, že se materiál pohybuje v kontejneru a tím pádem vzniká velké tření, dochází také ke značnému opotřebení vnitřního povrchu kontejneru. Z toho důvodu je nezbytné brát v potaz, že musí být zajištěno kvalitní mazání, aby nedocházelo ke zbytečnému opotřebování povrchu kontejneru a nedocházelo k navyšování síly razníku. Jednou z nevýhod, co vzniklé tření způsobuje, je omezení délky sochoru. Proto se nejčastěji používá maximální délka polotovaru do pětinasobku velikosti průměru polotovaru. Základní konstrukce lisu pro přímé vytlačování je poměrně jednoduchá. Razník je připevněný k plunžru a společně se pohybují ve válci. Na plunžr působí tlak, jenž je zajištěn hydraulickým pohonem. Pohon má za úkol dodávat pracovní kapalinu o požadovaném tlaku na plunžr. Jelikož plunžr je pouze jednočinný, vratný pohyb zajišťují dva písty. [15] [10]



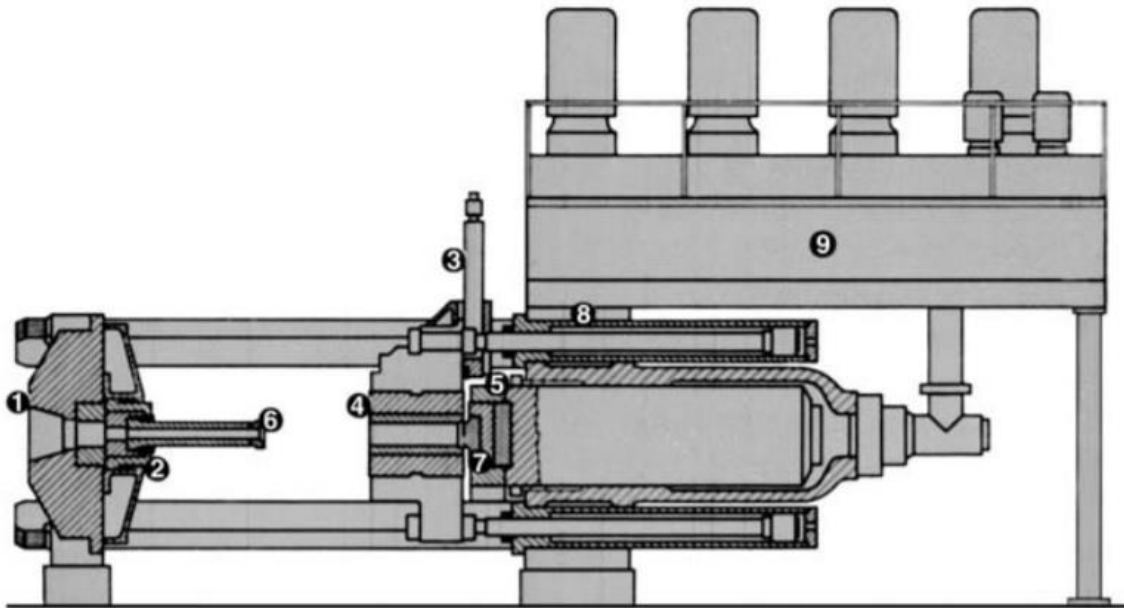
Obr. 4-1 Hydraulický vytlačovací lis pro přímé vytlačování [10]

1 - zadní traverza, 2 - držák matrice, 3 - nůžky, 4 – kontejner, 5 – pracovní plunžr, 6 – razník, 7 – pohon kontejneru, 8 – zásobník oleje s pohonnými a řídicími jednotkami

#### 4.1.2 Nepřímé vytlačování

U nepřímého vytlačování je hlavní rozdíl v tom, že posuvný pohyb nekoná razník, ale kontejner, ve kterém je sochor. Kontejner je na jedné straně uzavřen plnou zátkou, o kterou se následně sochor opře. Kontejner je společně se sochořem tlačěn na dutý razník. Na začátku razníku se nachází matrice, přes kterou je sochor vytlačován. V tomto případě materiál vystupuje z matrice opačným směrem, než se pohybuje razník relativně vůči kontejneru. Po dokončení vytlačování je zbytkový materiál ustřižen většinou i s matricí.

Jednou z velikých výhod je to, že nedochází k relativnímu pohybu mezi sochořem a vnitřní stranou kontejneru. Tím pádem je velmi redukováno tření a vyvozená síla na plunžru jenž tlačí kontejner proti razníku může být mnohem menší. Vytlačovací rychlost může být tudíž větší a teplota sochoru nemusí být tak vysoká. Díky snížení tření se zvyšuje životnost kontejneru. Další výhodou je, že síla působení razníku už není závislá na délce sochoru, tudíž je možno použít sochor o delším rozměru. Protože mezi sochořem a kontejnerem už nedochází k takovému tření, teplota sochoru není tak vysoká, a tudíž nedochází k tak častému výskytu trhlin materiálu. Nevýhodou nepřímého vytlačování je, že při vytlačování dochází ke vtáhnutí různých nečistot materiálu z povrchu včetně strusky a výtlaček pak nemusí mít požadovanou kvalitu. Samozřejmě se proti tomu dají udělat opatření. Kvalita výtlačku se dá ovlivnit například mechanickým očištěním povrchu, či chemickým očištěním. [15] [10]



Obr. 4-2 Hydraulický vytlačovací lis pro nepřímé vytlačování [10]

1 – zadní traverza, 2 – držák matrice, 3 – nůžky, 4 – kontejner, 5 – pracovní plunžr, 6 – lisovací razník, 7 – uzávěr, 8 – válce pro posuv kontejneru, 9 – zásobník oleje s pohonnými a řídicími jednotkami

## 4.2 Podle konstrukčního řešení

### 4.2.1 Horizontální vytlačovací lis

Horizontální vytlačovací lis je častěji používaným typem, jenž se využívá v komerční praxi pro vytlačování tyčovin o různých tvarech. Nejzákladnější popis horizontálního vytlačovacího lisu je následující: razník spolu s dalšími prvky jako je např. kontejner či sochor, jsou ve vodorovné poloze. Velikou nevýhodou horizontálního lisu je, že po vložení sochoru do kontejneru jsou ve styku pouze spodní části sochoru s kontejnerem. To vede k nerovnoměrnému ochlazení sochoru, kdy část, která se dotýká kontejneru, je rychleji ochlazována než horní část sochoru. V důsledku toho v tyči dojde k nerovnoměrné deformaci a následně vytlačovaná tyč nemá stejnou tloušťku stěny po celém obvodu. Je proto vyžadováno velice výkonné vyhřívání kontejneru. Horizontální lisy ale mají také velké výhody. Např. umožňují použití větších sochorů, než je možné u vertikálního lisu. Také je mnohem snazší manipulace se sochořem při vkládání do kontejneru a celková údržba stroje.

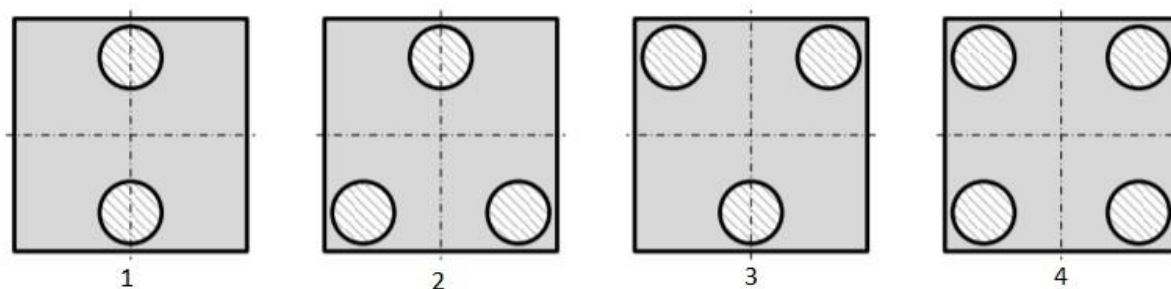
### 4.2.2 Vertikální vytlačovací lis

Hlavní rozdíl vertikálního vytlačovacího lisu je v tom, že razník se pohybuje ve svislém směru. Velikou výhodou horizontálního provedení je možnost dosažení velikých přesností vytlačovaného výrobku. Je to dáno tím, že polotovar není nerovnoměrně ochlazován, a tudíž nikde nedochází k nerovnoměrné deformaci. Další výhodou je celkový plošný rozměr, který je

mnohem menší než u horizontálního provedení. Ovšem vertikální lisy jsou poněkud limitovány délkou vytlačovaných výrobků, pokud se nejedná o navíječící se výrobek, jako je např. drát. Dá se tomu pomoci např. vyhloubením jámy, do které se lis umístí nebo zvýšením střešní konstrukce, ale to mnohdy bývá velice nákladné. Vertikální lis má oproti horizontálnímu lisu mnohem výhodněji namáhané sloupy, a to kvůli vlivu tíhové síly.

### 4.3 Konstrukce podle rámu

Dá se říct, že rám je samotnou páteří vytlačovacího lisu. Nejčastěji je tvořen sloupy, které mohou dále sloužit jako vedení pro pohyblivé části lisu, jako například vedení kontejneru u nepřímého vytlačování. Základní rozdělení je podle počtu sloupů, které tvoří samotný rám. Nejčastější provedení je čtyřsloupové, kde jsou dva sloupy ve spodní části a dva sloupy v horní části. Dalším možným provedením je provedení třísloupové. Třísloupové provedení se ještě dále dělí na uspořádání sloupů do A, nebo do V. U uspořádání do A jsou dva sloupy ve spodní části a jeden v horní části. U uspořádání do V je to právě naopak. Poslední provedení je dvousloupové, kdy je jeden sloup ve spodní části a druhý v horní části. Počet sloupů se volí podle požadované tuhosti konstrukce rámu. Čtyřsloupový rám bude mít největší tuhost. [4]



Obr. 4-3 Konstrukce rámu vytlačovacího lisu [4]

1 – dvousloupový rám, 2 – třísloupový rám A, 3 – třísloupový rám V, 4 – čtyřsloupový rám

### 4.4 Podle teploty vytlačovaného materiálu

#### 4.4.1 Vytlačování za tepla

Protože je polotovar deformován ve všech třech směrech, je zapotřebí vyvinout velikou sílu. Aby se dosáhlo snížení potřebné lisovací síly, je sochor zahříván. Teplota pro vytlačování za tepla se nachází nad rekrystalizační teplotou, tj. teplota, která činí zhruba 70 % teploty tání daného materiálu. Tato metoda sebou nese celou řadu výhod. Tím, že je sochor ohřátý nad rekrystalizační teplotu, klesne u tohoto materiálu pevnost a zvýší se jeho tažnost. To přispěje k tomu, že materiál je mnohem poddajnější a je snazší jej vytlačit přes matici. U zahřátého materiálu nedochází k deformačnímu zpevnování. Dá se tak docílit homogenní struktury v celém jeho objemu. Vytlačování za tepla je využíváno především pro horizontální vytlačovací lisy, které disponují vytlačovací silou zhruba v rozmezí 250-12000 tun. Kvůli vzniklému velikému tlaku v materiálu je nutné použít mazání mezi sochořem a kontejnerem. Je několik druhů mazání a používají se podle teploty sochoru. Při vyšších teplotách je k mazání možné

použít například skleněný prášek a pro menší teploty sochoru je možné použít například olej, nebo grafit. Vytlačování za tepla je výhodné pro rozměrnější části, nebo pro části, u kterých je složitější geometrie. Nevýhodou vytlačování za tepla jsou větší náklady na výrobu, zejména vynaložená energie, která je třeba dodat polotovaru, aby dosáhl požadované teploty. [15] [18]

Tab. 4-1 Teploty materiálů pro vytlačování za tepla [18]

| Materiál            | Teplota [°C] |
|---------------------|--------------|
| Hořčík              | 350-450      |
| Hliník              | 350-500      |
| Měď                 | 600-1100     |
| Ocel                | 1200-1300    |
| Titan               | 700-1200     |
| Nikl                | 1000-1200    |
| Žáruvzdorné slitiny | až 2000      |

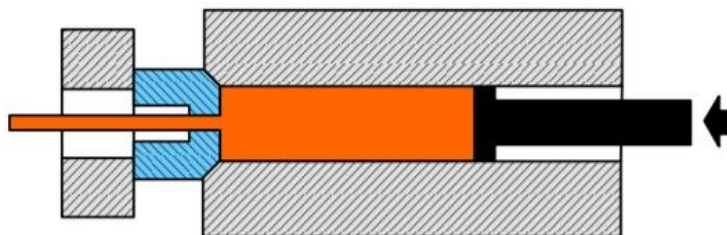
#### 4.4.2 Vytlačování za studena

Proces vytlačování za studena je prováděn při pokojové teplotě, nebo mírně zvýšené. Každopádně i mírně zvýšená teplota musí být vždy pod teplotou rekrystalizace daného materiálu. U této metody jsou mnohem větší nároky na konstrukci lisu, který musí mít velkou tuhost a musí vyvinout velkou sílu, jelikož nezahřátý polotovar bude klást větší odpor než materiál, který je zahřátý. Z důvodu teploty polotovaru, který je pod rekrystalizační teplotou zde dochází ke zpevňování materiálu vlivem přetvoření zrn ve struktuře materiálu. U výrobku lze dosáhnout vynikajících rozměrů a dobré kvality povrchu díky minimální oxidaci. Dalšími výhodami vytlačování za studena je, že polotovar nemusí být ohříván, tím se sníží náklady na výrobu a lze dosáhnout jejího zrychlení. [15]

### 4.5 Podle profilu vytlačovaného materiálu

#### 4.5.1 Plný profil

Vytlačování plných profilů je mnohem méně náročné než vytlačování dutých profilů. Nemusí se řešit další přídavné nástroje, které právě vytvoří dutý profil. Polotovar je jednoduše vytlačován razníkem přes matici. Vytlačování plných profilů je možno provádět jak přímým, tak nepřímým vytlačováním.



Obr. 4-4 Schéma vytlačování plného profilu [4]

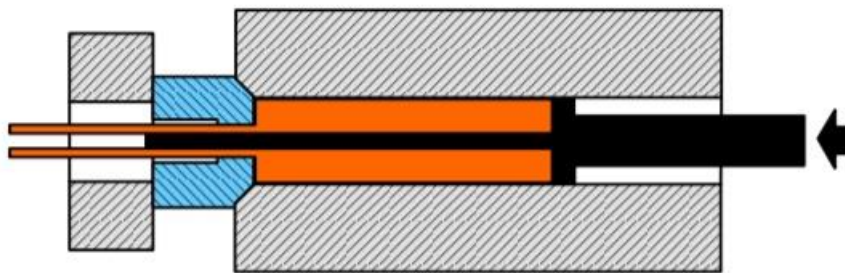
#### 4.5.2 Dutý profil

Vytlačování dutých profilů se nejčastěji využívá pro výrobu bezešvých trubek. Vytlačování může probíhat jak na přímých, tak na nepřímých vytlačovacích lisech. Hlavním rozdílem je, že razník je doplněn o trn, který má několik funkcí. Dříve se používaly polotovary, které neměly plný profil, a tudíž jedna funkce trnu odpadla. Dnes je již většinou používají polotovary plného průřezu.

První funkcí trnu při vytlačování je propíchnutí polotovaru, kdy trn projede skrz materiál a následně i matici. Druhou důležitou funkcí, kterou trn plní je, že společně s matricí udávají konečný tvar vytlačovaného výrobku. Trn udává vnitřní rozměr např. nějaké tyčoviny a matrice udává vnější rozměr. Jsou rozlišovány dva typy trnů.

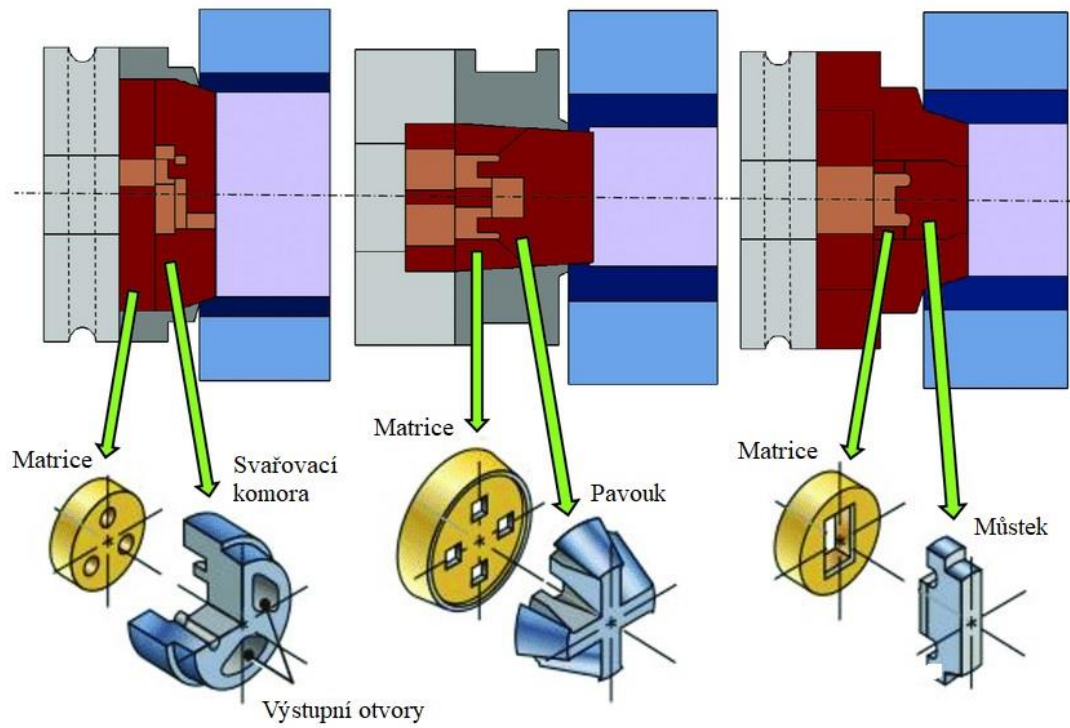
Jednou z možností je, že trn je pevně spojen s razníkem. V tom případě se jedná o nepohyblivý trn, který má upravenou špičku a zastaví se na úrovni matrice. Má to ale několik nevýhod. Jedna z nich je potřeba velkého zdvihu hlavního pohonu, což zvětšuje i samotné rozměry rámu stroje. Další nevýhodou je, že nelze ovládat polohu trnu a tím pádem nelze výrazně ovlivnit např. sousost vytlačovaného výrobku.

Druhý a častější způsob je, že trn má vlastní pohon, který je nezávislý na pohybu razníku. Trn se pak pohybuje stejným směrem jako je směr vytlačování a má jednu velkou výhodu v tom, že díky pohybu trnu se zmenšuje tření právě mezi trnem a polotovarem.



Obr. 4-5 Schéma vytlačování dutého profilu pomocí trnu [4]

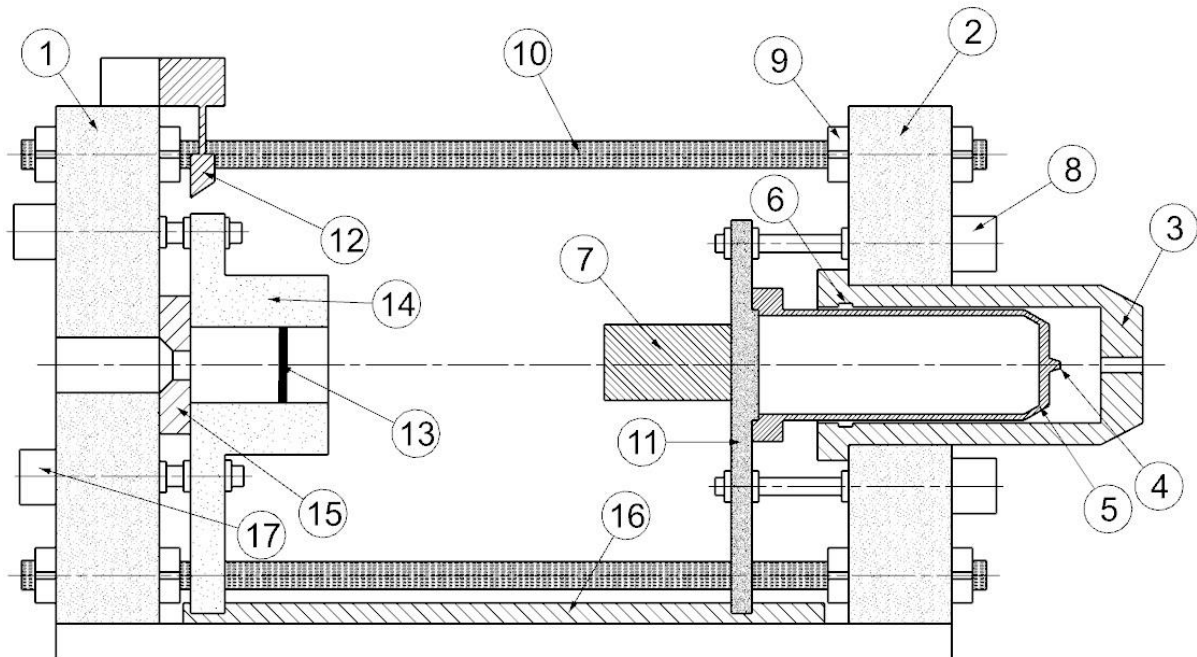
Vytlačování dutých profilů je možno dělat ještě jedním způsobem, a to pomocí kombinované matrice. Tato varianta je spíše určena pro vytlačování složitějších profilů, ale lze s ní vytvářet i jednoduché tvary. Prvním dílem je matrice, ve které se nachází několik děr, pro rozdělení materiálu. Jako další následuje krátký trn, který udává vnitřní geometrii vytlačovaného výrobku. Rozdělený materiál se následně spojí ve svařovací komoře a vznikne výsledná geometrie výrobku. Tato metoda je vhodná spíše pro nízkopevnostní hliníkové slitiny. [4]



Obr. 4-6 Kombinované matrice [17]



## 5 Kinematické schéma stroje



Obr. 5-4-1 Kinematické schéma hydraulického vytlačovacího lisu

### Pozice:

- 1) Zadní traverza
- 2) Přední traverza
- 3) Pracovní válec hlavního pohonu
- 4) Brzda
- 5) Pracovní plunžr hlavního pohonu
- 6) Těsnění plunžru (ucpávky)
- 7) Razník
- 8) Zpětný pohon plunžru
- 9) Půlená matice
- 10) Sloupy
- 11) Opěrná deska razníku
- 12) Nůžky
- 13) Lisovací podložka
- 14) Kontejner
- 15) Matrice
- 16) Vedení
- 17) Pohon kontejneru

Pozice 3, 4, 5 a 6 tvoří dohromady hlavní pohon vytlačovacího lisu.

## 5.1 Kontejner

Kontejner vytlačovacího lisů patří k nejdůležitějším součástem celého lisu. Jeho hlavním účelem je podepření a ohřívání polotovaru. Ohřívání, či ochlazování polotovaru je plně regulovatelné, a to díky mnoha teplotním čidlům, kterými je kontejner osazen. Hlavními parametry každého kontejneru jsou průměr vnitřního otvoru a jeho délka. Průměr vnitřního otvoru udává maximální možný průměr polotovaru, který lze do kontejneru vložit. Kontejner je jednou z nejmávanějších součástí vytlačovacího lisu, jelikož v něm dochází k přímému styku s tvářeným polotovarem. Lisovaný polotovar se v kontejneru rozpíná, důsledkem toho v něm roste tlak. Kontejner se skládá z několika částí, které jsou do sebe nalisovány, to umožní rovnoměrnější rozložení napětí. Nejčastějším způsobem zajištění ohřevu polotovaru je pomocí elektrických topných těles, popř. se může vyskytovat i indukční vytápění. Kontejner tedy musí odolávat vysokému namáhání jak mechanickému, tak teplenému, proto se běžně vyrábí z oceli třídy 19. Má svůj vlastní pohon a může se pohybovat buď přímo po sloupech, nebo po vodicích lištách.

## 5.2 Zadní a přední traverza

Zadní traverza je jedna z částí rámu vytlačovacího lisu. Nejčastěji to může být žebrovaný odlitek nebo svařenec. Uprostřed zadní traverzy je otvor, kterým prochází hotový vytlačený výrobek. Po stranách zadní traverzy se nacházejí otvory pro sloupy podle počtu a umístění sloupů. Důležité je, aby tyto otvory byly symetrické vůči prostřednímu otvoru, jinak by nemuselo docházet k rovnoměrnému namáhání celé konstrukce. Přední traverza je obdobou zadní traverzy. Hlavní rozdíl je v tom, že uprostřed nemá otvor pro tvářený materiál, ale otvor, kterým prochází plunžr. Materiál používaný na odlitky může být např. litina 422641, 422642, 422643 s mezí kluzu až 260 MPa.

## 5.3 Sloupy

Hlavní součástí, která udává tvar konstrukce jsou sloupy. Sloupy především spojují přední a zadní traverzu a mají veliký vliv na celkovou tuhost stroje. Sloupy mohou být v několika provedeních (viz kap. 4.3). Nejčastěji se jedná o kruhové průřezy, mohou být ale také mezikruhového a dokonce obdélníkového průřezu. Pro zvýšení tuhosti rámu jsou sloupy samozřejmě předepnuté. Na koncích mají sloupy většinou trapézový závit a k traverzám jsou zajištěny pomocí rozříznuté matice. Namáhání sloupů je tahové a ohybové a běžným materiálem pro sloupy je ocel třídy 12, lze ale také použít tvárnou, či šedou litinu.

## 5.4 Pracovní plunžr a pracovní válec

Plunžr je tlačnou silou celého lisu. Celý pohon se skládá z pracovního válce, pracovního plunžru a těsnění. Na pracovním plunžru je přichycena opěrná deska razníku společně s razníkem. Pracovní válec je přichycen za přírubu k přední traverze předepnutými šrouby. V pracovním válci se následně pohybuje pracovní plunžr. Lisovací síla je dána právě tlakem

v pracovním válci a velikostí průřezu pracovního plunžru. Mezi pracovním válcem a pracovním plunžrem je těsnění, které musí snést vysoký tlak a musí se vybírat i s ohledem na druh média a na teploty, které v nich mohou nastat. Jediná nevýhoda plunžru je v tom, že je pouze jednočinný, a tak musí být externě zajištěn zpětný chod.

Výhodou plunžru je zase jeho jednoduchá a velice účinná konstrukce. Na rozdíl od pístu, kde je kladen velký důraz na rozměry a drsnosti povrchu, u plunžru tak náročné požadavky nejsou. Např. u pracovního válce stačí přesné rozměry a drsnost jen na začátku otvoru jako vedení. Na rozdíl od pístu, kde je zapotřebí dvou těsnění, zde stačí pouze jedno. Při větších rozměrech pracovního plunžru, se nenechává válec plný, ale dělá se do něj otvor.

## 5.5 Matrice

Matrice udává konečný tvar vytlačovaného materiálu. Má veliký vliv na výslednou jakost výrobku. Matrice může být i automaticky vyměnitelná, kdy po odsunutí kontejneru může být vyměněna pomocí posuvného pravítka, nebo otočné hlavy.

## 5.6 Nůžky

Jelikož při vytlačování materiálu nedojde k vytlačení celého polotovaru, zůstane před matricí zbytkový materiál, který je třeba odstranit. Nejprve je zapotřebí, aby se posunul kontejner a vniklo tak místo pro nůžky. Nůžky slouží právě k odstrižení zbytkového materiálu před matricí.

## 5.7 Pohon kontejneru

Jelikož je třeba s kontejnerem pohybovat, musí být opatřen vlastním pohonem. Nejčastěji se jedná o několik dvojčinných hydromotorů. Kontejnerem je třeba posouvat až už z důvodu běžné údržby, či odstrižení zbytkového materiálu. Samotný pohon pak může být uchycen v některé z traverz.

## 5.8 Zpětný pohon plunžru

Zpětný pohon plunžru je potřebný, protože samotný plunžr je pouze jednočinný a nedokáže se dostat zpět do výchozí pozice. Zpětný pohon může být realizován také pomocí plunžru. Výhodnější je ale varianta dvojčinného hydromotoru, kde jeden směr je využit pro navrácení plunžru do výchozí pozice a druhý směr může být využit jako podpora hlavního plunžru při vytlačování. Další variantou zpětného pohonu může být lineární servomotor.

## 6 Návrh jednotlivých pohonů

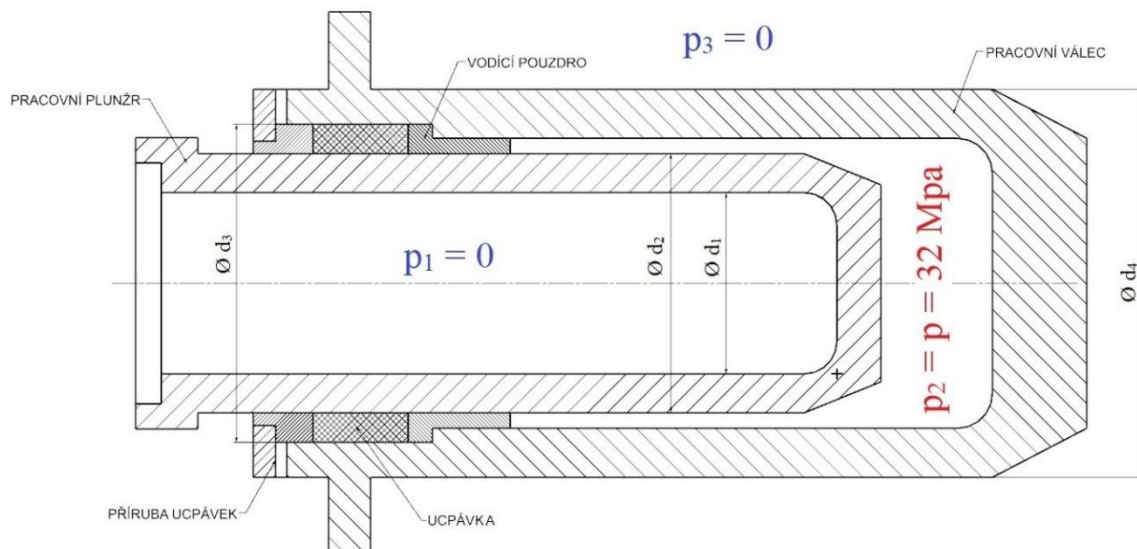
Pohony jednotlivých komponent vytlačovacího lisu byly navrženy pro hydraulický vytlačovací lis CPX 2500

Tab. 6-1 Zadané parametry vytlačovacího lisu

| VLASTNOSTI                | JEDNOTKY | HODNOTY |
|---------------------------|----------|---------|
| Pracovní síla             | MN       | 25      |
| Zdvih pracovního plunžru  | mm       | 1910    |
| Průměr kontejneru         | mm       | 280     |
| Délka kontejneru          | mm       | 900     |
| Zpětná síla               | MN       | 2,1     |
| Síla nůžek                | MN       | 0,9     |
| Síla vysouvání kontejneru | MN       | 3,5     |
| Síla zasouvání kontejneru | MN       | 2       |
| Pracovní tlak             | MPa      | 32      |

### 6.1 Hlavní pohon

Hlavní pohon hydraulického vytlačovacího lisu je realizován pomocí plunžru.



Obr. 6-1 Schéma hlavního pohonu

### 6.1.1 Návrh pracovního plunžru

Jako první je navržen vnější průměr pracovního plunžru (viz. pozice 5 v obrázku Obr. 5-1), jenž odpovídá zadanému pracovnímu tlaku a pracovní síle. Pro pracovní plunžr je zvolena ocel ČSN 11700. Bezpečnost pro stanovení dovoleného napětí je zvolena 3 k mezi kluzu zvoleného materiálu.

|                     |                      |
|---------------------|----------------------|
| $R_m = 690-830$ MPa | mez pevnosti v tahu  |
| $R_e = 360$ MPa     | mez kluzu v tahu     |
| $\mu = 0,3$         | Poissonova konstanta |

**Dovolené napětí:**

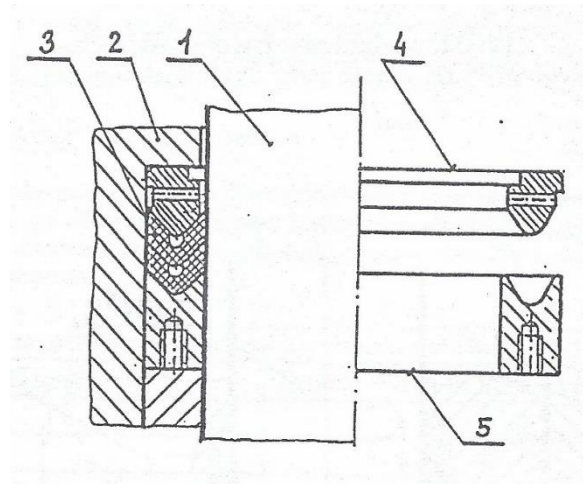
$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_p} = \frac{360}{3} = 120 \text{ MPa}$$

**Návrh průměru plunžru:**

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \Rightarrow d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^6}{\pi \cdot 32 \cdot 10^6}} = 997,4 \text{ mm}$$

|  |                    |
|--|--------------------|
| $F$ – pracovní síla                      | [N]                |
| $p$ - pracovní tlak                      | [MPa]              |
| $S$ - čelní plocha pracovního plunžru    | [mm <sup>2</sup> ] |
| $d_2$ - vnější průměr pracovního plunžru | [mm]               |

Průměr je zvolen **1000 mm** vzhledem k normalizovanému rozměru těsnění plunžru. Jako těsnění byla zvolena plunžrová ucpávka Hy 6869-S. Tuto plunžrovou ucpávku lze použít maximálně pro tlak 32 MPa. Z tabulek vychází, že ucpávku plunžru musí tvořit šest manžet v řadě za sebou a šířka jedné manžety je 25 mm. Je to dáno vnějším průměrem plunžru a maximálním pracovním tlakem. Další známý výrobce těsnění pro plunžry je například MERKEL. Kvůli korekci průměru plunžru se změní pracovní síla lisu. Tato pracovní síla se musí pohybovat v rozmezí od -5 % do +10 % zadané pracovní síly. Je proto nutné provést kontrolu, zda nová pracovní síla splňuje požadavek.



Obr. 6-2 Řešení utěsnění plunžru [1]

1 – pracovní plunžr, 2 – pracovní válec, 3 – těsnicí manžety, 4 – opěrný kroužek, 5 – přítlačný kroužek

#### Kontrola skutečné pracovní síly:

$$F_{skut} = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 32 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 1^2}{4} = 25132741 \text{ N}$$
$$\delta = \frac{F_{skut} \cdot 100}{F} - 100 = \frac{25132741 \cdot 100}{25 \cdot 10^6} - 100 = 0,53 \%$$

Odchylka od zadané pracovní síly je 0,53 % a tudíž nová skutečná pracovní síla splňuje požadavek.

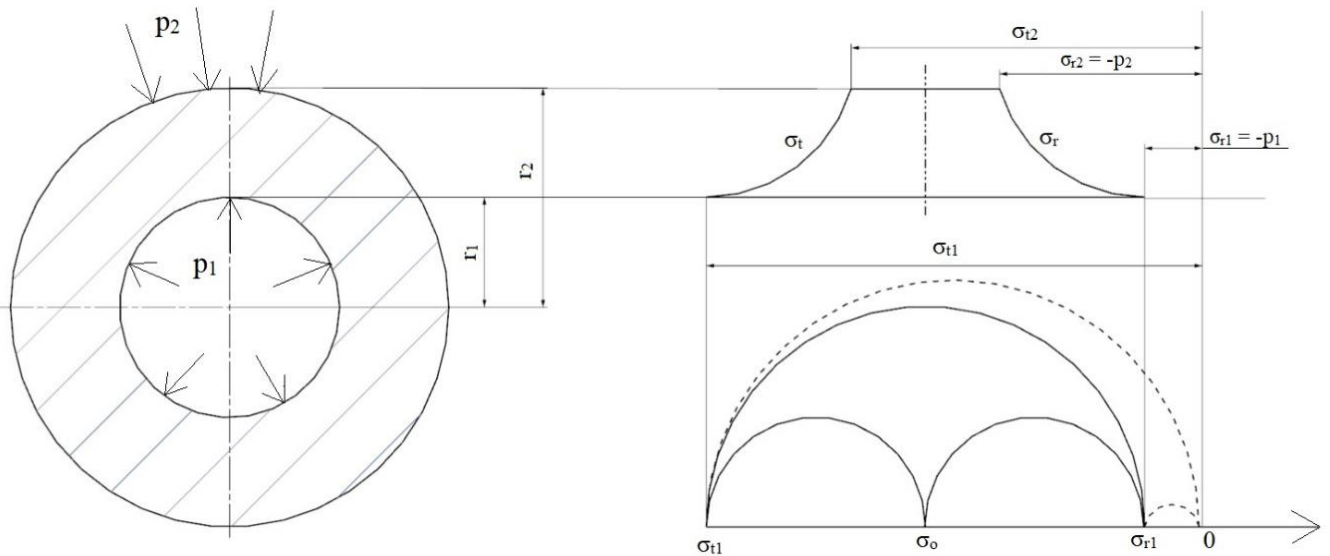
#### Získané hodnoty:

$$F_{skut} = 25132741 \text{ N}$$

$$d_2 = 1000 \text{ mm}$$

#### Tloušťka stěny plunžru:

Jelikož vnější průměr plunžru vychází poměrně veliký, nebylo by úplně vhodné zhotovit ho jako plný válec. Tím, že plunžr bude mít tvar dutého válce, dojde ke snížení setrvačných sil, což je rozhodně žádoucí jev. Dalším kladem je, že dojde k velké úspoře materiálu a tím pádem dojde k výraznému snížení hmotnosti. Pro představu-kdyby tento plunžr byl vyroben jako plný válec, vážil by přes 11500 kg, zatímco dutý válec bude vážit v tomto případě téměř o polovinu méně. Z diagramu průběhu napětí ve stěně válce (Obr. 6-3) vyplývá, že největší napětí působí na vnitřní straně plunžru.



Obr. 6-3 Průběh napětí ve stěně plunžru

|  |       |
|--|-------|
| $p_1$ – atmosférický tlak působící na vnitřní straně plunžru | [MPa] |
| $p_2$ – atmosférický tlak působící na vnější straně plunžru  | [MPa] |
| $\sigma_{t1}$ – tečné napětí na vnitřní stěně plunžru        | [MPa] |
| $\sigma_{r1}$ – radiální napětí na vnitřní stěně plunžru     | [MPa] |
| $\sigma_o$ – osově napětí ve stěně plunžru                   | [MPa] |

### Obecné vyjádření osového napětí:

$$\sigma_{Op} = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (1)$$

Jelikož tlak  $p_1$  (atmosférický tlak) je zanedbatelný, bude roven nule. Z rovnice (1) pak dostáváme vztah pro osově napětí.

$$\sigma_{Op} = \frac{-p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{-p_2 \cdot \varkappa_p}{\varkappa_p^2 - 1} \quad (2)$$

$\varkappa_p$  – poměr vnějšího a vnitřního poloměru plunžru

$$\varkappa = \frac{r_2}{r_1} [-]$$

### Radiální napětí:

$$\sigma_{r1} = -p_1 = 0 \text{ Mpa} \quad (3)$$

### Tečné napětí:

$$\sigma_{t1} = 2 \cdot \sigma_{Op} + p_1 = \frac{-2 \cdot p_2 \cdot \aleph_p}{\aleph_p^2 - 1} \quad (4)$$

### Redukované napětí:

Redukované napětí lze spočítat pomocí dvou hypotéz. První hypotézou je S.V. (Saint-Venant), tzv. hypotéza největší poměrné deformace.

$$\sigma_{red \text{ S.V.}} = \sigma_{t1} - \mu \cdot (\sigma_{r1} + \sigma_{Op}) \quad (5)$$

Druhou hypotézou pro redukované napětí je hypotéza HMH (Huber, von Mises, Hencky). V tomto případě rozhoduje o stavu napjatosti měrná deformační energie.

$$\sigma_{red \text{ HMH}} = \sqrt{\sigma_{t1}^2 + \sigma_{r1}^2 + \sigma_{Op}^2 - (\sigma_{r1} \cdot \sigma_{t1} + \sigma_{r1} \cdot \sigma_{Op} + \sigma_{Op} \cdot \sigma_{t1})} \quad (6)$$

Po dosažení vztahů (2), (3), a (4) do předpisu obou hypotéz (5), (6), lze nyní vyjádřit poměr vnějšího a vnitřního poloměru plunžru. Důležité je dosazovat vztahy v kladných hodnotách.

### S.V. hypotéza:

$$\sigma_{red \text{ S.V.}} = \sigma_{t1} - \mu \cdot (\sigma_{r1} + \sigma_{Op}) = \frac{2 \cdot p_2 \cdot \aleph_p}{\aleph_p^2 - 1} - 0,3 \cdot \left( 0 + \frac{p_2 \cdot \aleph_p}{\aleph_p^2 - 1} \right) = \frac{1,7 \cdot p_2 \cdot \aleph_p}{\aleph_p^2 - 1}$$

Výsledný vztah pro poměr mezi vnějším a vnitřním poloměrem plunžru.

$$\aleph_{S.V.p} = \sqrt{\frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{dov} - 1,7 \cdot p_2}} = \sqrt{\frac{120 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6 - 1,7 \cdot 32 \cdot 10^6}} = 1,353$$

Při známém poměru poloměrů a vnějšího poloměru plunžru, lze snadno dopočítat vnitřní poloměr a z toho následně tloušťku stěny plunžru.

$$\aleph_{S.V.p} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow d_1 = \frac{d_2}{\aleph_{S.V.p}} = \frac{1000}{1,353} = 739,1 \text{ mm}$$



### HMH hypotéza:

$$\begin{aligned}\sigma_{red\ HMH} &= \sqrt{\sigma_{t1}^2 + \sigma_{r1}^2 + \sigma_{Op}^2 - (\sigma_{r1} \cdot \sigma_{t1} + \sigma_{r1} \cdot \sigma_{Op} + \sigma_{Op} \cdot \sigma_{t1})} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{2 \cdot p_2 \cdot \kappa_p}{\kappa_p^2 - 1}\right)^2 + \left(\frac{p_2 \cdot \kappa_p}{\kappa_p^2 - 1}\right)^2 + \left(\frac{p_2 \cdot \kappa_p}{\kappa_p^2 - 1} \cdot \frac{p_2 \cdot \kappa_p}{\kappa_p^2 - 1}\right)} = \frac{p_2 \cdot \sqrt{3} \cdot \kappa_p^2}{\kappa_p^2 - 1}\end{aligned}$$

Výsledný vztah pro poměr mezi vnějším a vnitřním poloměrem plunžru.

$$\kappa_{HMHp} = \sqrt{\frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{dov} - \sqrt{3} \cdot p_2}} = \sqrt{\frac{120 \cdot 10^6}{120 \cdot 10^6 - \sqrt{3} \cdot 32 \cdot 10^6}} = 1,363$$

Dopočítání vnitřního rozměru plunžru.

$$\kappa_{HMHp} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow d_1 = \frac{d_2}{\kappa_{HMHp}} = \frac{1000}{1,363} = 733,6 \text{ mm}$$

Při porovnání výsledků obou hypotéz lze usoudit, že hodnoty vnitřního průměru vyšly velice podobně. Velikost vnitřního průměru plunžru je proto i s ohledem na výrobu zaokrouhlena na **730 mm**.

### Tloušťka stěny:

Tloušťka se pak spočítá jako polovina rozdílu vnějšího a vnitřního průměru plunžru.

$$t_p = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{1000 - 730}{2} = 135 \text{ mm}$$

$t_p$  – tloušťka stěny plunžru [mm]

### Tloušťka dna plunžru:

V dnešní době je možné dno plunžru navrhnout čistě softwarovým způsobem např. MKP. Jednoduchý a v praxi ověřený návrh rozměru dna je, že by dno mělo být větší než jeden a půl násobek tloušťky stěny.

$$H_p = 1,5 \cdot t_p = 1,5 \cdot 135 = 202,5 \text{ mm}$$

$H_p$  – tloušťka dna plunžru [mm]

Díky dostatečně veliké bezpečnosti při určování dovoleného napětí je možné zaokrouhlit tloušťku dna plunžru na **200 mm**.

### 6.1.2 Návrh pracovního válce

Hlavním úkolem návrhu pracovního válce (viz. pozice 3 v obrázku Obr. 5-1) bude určit hlavně jeho tloušťku stěny. Největší vnitřní průměr válce je určen velikostí plunžru a velikostí použité ucpávky, což ve výsledku stanoví vnitřní průměr válce. Z tabulek je možné zjistit ještě jeden vnitřní průměr válce, a to pro vodící bronzové pouzdro. Pro výpočet minimální tloušťky stěny však bude použit rozměr v místě ucpávek, protože zde bude tloušťka stěny válce nejmenší. Materiál pro pracovní válec je ocel ČSN 12050.1, bezpečnost  $k$  je zvolena 3.

$$R_m - 500 \text{ MPa}$$

$$R_e - 330 \text{ MPa}$$

$$\mu - 0,3$$

Průměr  $d_3$  tedy dostaneme součtem vnějšího průměru plunžru  $d_2$  a dvojnásobkem šířky manžet  $s$ , jež tvoří ucpávku plunžru.

$$d_3 = d_1 + (2 \cdot s) = 1000 + (2 \cdot 25) = \mathbf{1050 \text{ mm}}$$

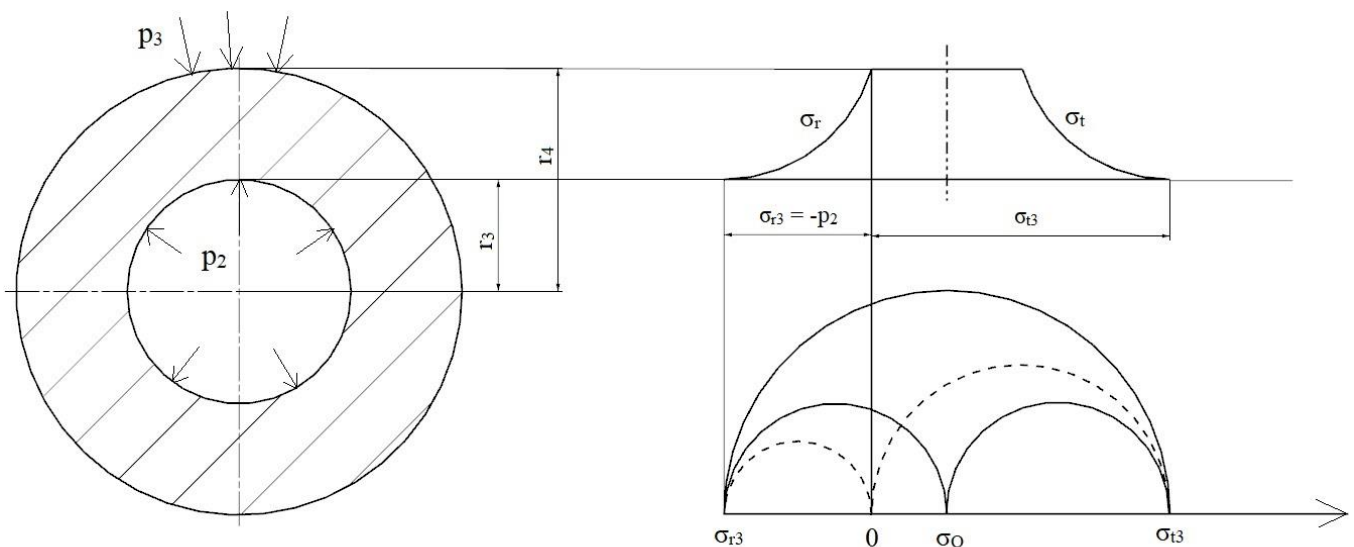
$s$  – šířka manžety

[mm]

**Dovolené napětí:**

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{330}{3} = 110 \text{ MPa}$$

**Tloušťka stěny válce:**



Obr. 6-4 Průběh napětí ve stěně válce

|  |       |
|--|-------|
| $p_2$ – pracovní tlak působící na vnitřní stěnu válce    | [MPa] |
| $p_3$ – atmosférický tlak působící na vnější stěnu válce | [MPa] |
| $\sigma_0$ – osově napětí ve stěně válce                 | [MPa] |
| $\sigma_{r3}$ – radiální napětí na vnitřní stěně válce   | [MPa] |
| $\sigma_{t3}$ – tečné napětí na vnitřní stěně válce      | [MPa] |

Obrázek (obr. 6-4) znázorňuje průběh napětí ve stěně válce a je z něj zřejmé, že největší namáhání bude na vnitřní straně válce. Atmosférický tlak (tlak  $p_3$ ), který působí na vnější část válce je v porovnání s pracovním tlakem (tlak  $p_2$ ) zanedbatelný, proto bude považován za nulový.

### Obecné vyjádření osového napětí:

$$\sigma_{ov} = \frac{p_2 \cdot r_3 - p_3 \cdot r_4}{r_4^2 - r_3^2} \quad (7)$$

Po zanedbání atmosférického tlaku  $p_3$  dostáváme následující vztah.

$$\sigma_{ov} = \frac{p_2 \cdot r_3}{r_4^2 - r_3^2} = \frac{p_2}{\kappa_v^2 - 1} \quad (8)$$

$\kappa_v$  – poměr vnějšího a vnitřního poloměru válce

$$\kappa = \frac{r_4}{r_3} [-]$$

### Radiální napětí:

$$\sigma_{r3} = -p_2 \quad (9)$$

### Tečné napětí:

$$\sigma_{t3} = 2 \cdot \sigma_{ov} + p_2 = \frac{p_2 \cdot (1 + \kappa_v^2)}{\kappa_v^2 - 1} \quad (10)$$

### Redukované napětí:

Redukované napětí bude opět počítáno hypotézou HMH i hypotézou S.V. Stejným způsobem budou dosazeny rovnice (8), (9), a (10) do rovnic (5) a (6), ze kterých se následně vyjádří konečné vztahy pro redukovaná napětí.

### S.V. hypotéza:

$$\begin{aligned}\sigma_{red\ S.V.} &= \sigma_{t3} - \mu \cdot (\sigma_{r3} + \sigma_{ov}) = \frac{p_2 \cdot (1 + \aleph_v^2)}{\aleph_v^2 - 1} - 0,3 \cdot \left( -p_2 + \frac{p_2}{\aleph_v^2 - 1} \right) \\ &= \frac{p_2(0,4 + 1,3 \cdot \aleph_v^2)}{\aleph_v^2 - 1}\end{aligned}$$

Výsledný vztah poměru mezi vnějším a vnitřním poloměrem válce.

$$\aleph_{S.V.v} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot p_2 + \sigma_{dov}}{\sigma_{dov} - 1,3 \cdot p_2}} = \sqrt{\frac{0,4 \cdot 32 \cdot 10^6 + 110 \cdot 10^6}{110 \cdot 10^6 - 1,3 \cdot 32 \cdot 10^6}} = 1,34$$

Dopočítání vnějšího průměru válce.

$$\aleph_{S.V.v} = \frac{r_4}{r_3} = \frac{d_4}{d_3} \Rightarrow d_4 = d_3 \cdot \aleph_{S.V.v} = 1050 \cdot 1,34 = 1407 \text{ mm}$$

### HMH hypotéza:

$$\begin{aligned}\sigma_{red\ HMH} &= \sqrt{\sigma_{t3}^2 + \sigma_{r3}^2 + \sigma_{ov}^2 - (\sigma_{r3} \cdot \sigma_{t3} + \sigma_{r3} \cdot \sigma_{ov} + \sigma_{ov} \cdot \sigma_{t3})} \\ &= \sqrt{\left( \frac{p_2 \cdot (1 + \aleph_v^2)}{\aleph_v^2 - 1} \right)^2 + p_2^2 + \left( \frac{p_2}{\aleph_v^2 - 1} \right)^2 - \left( p_2 \cdot \frac{p_2 \cdot (1 + \aleph_v^2)}{\aleph_v^2 - 1} + p_2 \cdot \frac{p_2}{\aleph_v^2 - 1} + \frac{p_2}{\aleph_v^2 - 1} \cdot \frac{p_2 \cdot (1 + \aleph_v^2)}{\aleph_v^2 - 1} \right)} \\ &= \frac{p_2 \cdot \sqrt{3} \cdot \aleph_v^2}{\aleph_v^2 - 1}\end{aligned}$$

Výsledný vztah poměru mezi vnějším a vnitřním poloměrem válce.

$$\aleph_{HMHv} = \sqrt{\frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{dov} - \sqrt{3} \cdot p_2}} = \sqrt{\frac{110 \cdot 10^6}{110 \cdot 10^6 - \sqrt{3} \cdot 32 \cdot 10^6}} = 1,42$$

Dopočítání vnějšího průměru válce.

$$\aleph_{HMHv} = \frac{r_4}{r_3} = \frac{d_4}{d_3} \Rightarrow d_4 = d_3 \cdot \aleph_{HMHv} = 1050 \cdot 1,42 = 1491 \text{ mm}$$

Rozdíl mezi výsledky obou hypotéz je téměř 100 mm, což je poměrně vysoké číslo. Zvolená hodnota vnějšího průměru válce by měla ležet v intervalu těchto výsledků. Rozměr vnějšího průměru válce je tedy zvolen **1450 mm**.

### Minimální tloušťka stěny válce:

$$t_v = \frac{d_4 - d_3}{2} = \frac{1450 - 1050}{2} = 200 \text{ mm}$$

$t_v$  – tloušťka stěny válce

[mm]

### Tloušťka dna válce:

Zatímco při určování rozměru dna plunžru byl použit jednoduchý výpočet běžně používaný v praxi, u návrhu rozměru dna válce bude použit trochu složitější, ale o to přesnější výpočet podle vztahů, které byly vytvořeny ve Škoda Plzeň.

Poněvadž je ve dně hydraulického válce otvor pro přívod a odvod pracovního média (hydraulický olej), musí se brát v potaz zeslabení dna.

$$\varphi = \frac{d_3 - d_5}{d_3} = \frac{1050 - 50}{1050} = 0,95$$

$\varphi$  – součinitel zeslabení dna [-]

$d_5$  – průměr pro plnění/odtok prac. média ve dně prac. válce [mm]

$$H_v = \sqrt{\frac{p_2 \cdot d_3^2}{4 \cdot \varphi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 10^6 \cdot 1050 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0,95 \cdot 110 \cdot 10^6}} = 283,5 \text{ mm}$$

Díky dostatečně veliké bezpečnosti při určování dovoleného napětí, je možné zaokrouhlit tloušťku dna válce na **280 mm**.

Vhodné je ještě spočítat vnitřní poloměr přechodu stěny válce do dna, a to z důvodu správně navržené velikosti sražení u dna plunžru. Při zanedbání této problematiky by mohlo dojít ke kolizi při dosednutí plunžru na dno válce.

$$R_v = \frac{d_3}{7} = \frac{1050}{7} = 150 \text{ mm}$$

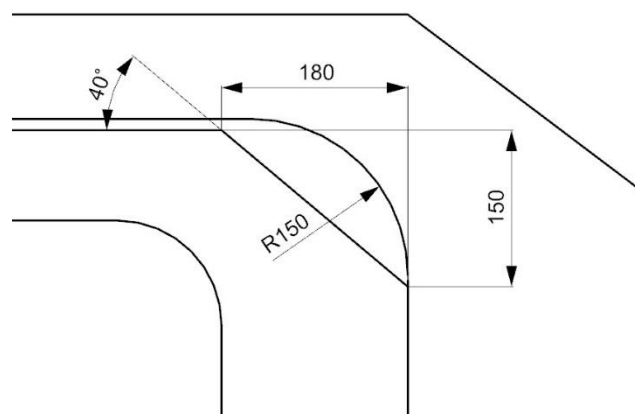
$R_v$  – vnitřní poloměr mezi stěnou a dnem válce [mm]

### Výpočet sražení plunžru:

Sražení na konci plunžru bude pod úhlem 40°.

$$l_{sp} \geq \frac{R_v}{\text{tg}(40)} = \frac{150}{\text{tg}(40)} = 180 \text{ mm}$$

$l_{sp}$  – délka sražení spodní části plunžru [mm]

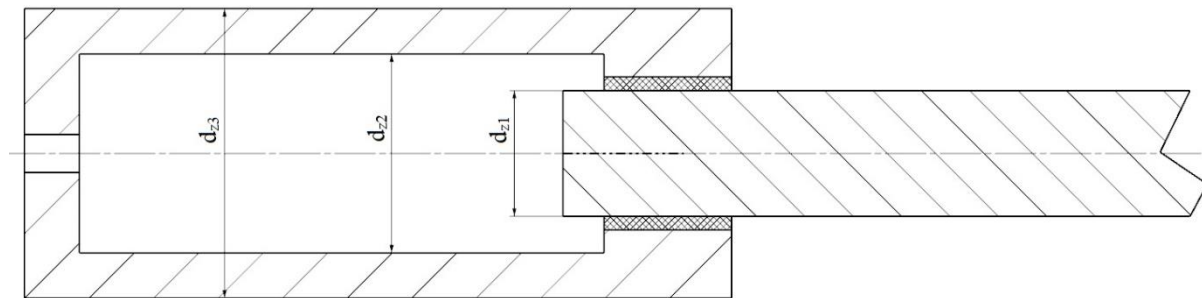


Obr. 6-5 Detail dosednutí plunžru na dno válce

Analogickým způsobem budou navrženy rozměry i ostatních pohonů. Jediným rozdílem bude to, že většina zbývajících pohonů budou realizovány pomocí dvojčinných pístů. Jediný zpětný pohon razníku bude realizován pomocí plunžru. Vzhledem k výrazně menší velikosti, než je hlavní pohon, budou písty z plného materiálu. U všech pohonů je při počítání dovoleného napětí brána bezpečnost 3.

## 6.2 Zpětný pohon pracovního plunžru

U zpětného pohonu je potřeba zajistit pohyb pouze v jednom směru, proto není důvod použít píst, který by byl zbytečně drahý. Zpětný pohon je tedy realizován pomocí dvou menších plunžrů. Materiály pro zpětný pohon jsou stejné jako materiály pro hlavní pohon lisu. Při aktivním hlavním pohonu je důležité, aby byl uvolněn tlak ve zpětném pohonu. Kdyby tomu tak nebylo, síly by se přetlačovaly a došlo by k destrukci zpětného pohonu, jelikož hlavní pohon má několikanásobně větší sílu.



Obr. 6-6 Schematické znázornění zpětného pohonu

### Návrh průměru plunžru:

Jelikož jsou zpětné plunžry dva, je třeba rozdělit sílu rovnoměrně na oba plunžry, proto ji při výpočtu vydělíme dvěma.

$$p = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{z1}^2}{4}} \Rightarrow d_{z1} = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{\pi \cdot 32 \cdot 10^6}} = 204 \text{ mm}$$

S ohledem na velikostní řadu plunžrových ucpávek, je průměr plunžru zaokrouhlen na **220 mm**. Plunžrová ucpávka je zvolena Hy 68 97 – Sb od společnosti Škoda.

### Návrh pracovního válce:

Vnitřní rozměr válce je určen rozměrem plunžru a velikostí ucpávek. Po sečtení těchto hodnot je vnitřní rozměr  $d_{z2}$  **250 mm**. Vnější průměr válce je počítán stejnou metodou jako pracovní válec.

**Poměr poloměrů HMH hypotézou:**

$$k_{zHMH} = 1,42$$

$$d_{z3HMH} = 1,42 \cdot d_{z2} = 1,42 \cdot 250 = 355 \text{ mm}$$

**Poměr poloměrů S.V. hypotézou:**

$$k_{zS.V} = 1,34$$

$$d_{z3S.V} = 1,34 \cdot d_{z2} = 1,34 \cdot 250 = 335 \text{ mm}$$

Skutečná zvolená hodnota vnějšího průměru válce je vybrána z tohoto intervalu rozměrů a to konkrétně **340 mm**.

**Tloušťka stěny:**

$$t_s = \frac{d_{z3} - d_{z2}}{2} = \frac{340 - 250}{2} = 45 \text{ mm}$$

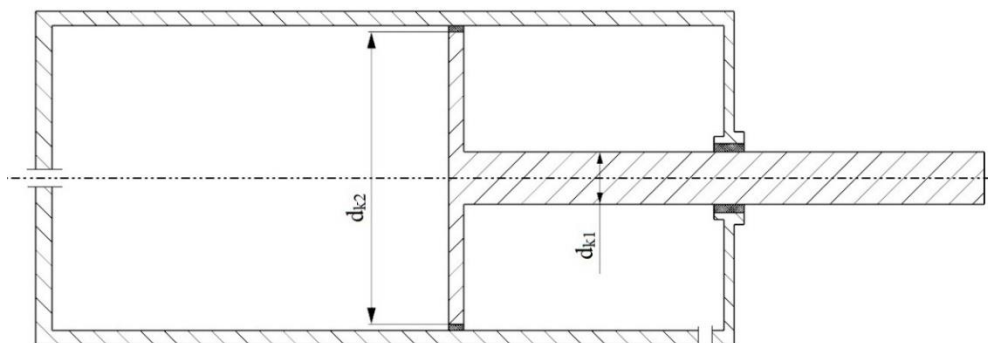
**Tloušťka dna válce:**

$$t_d = 1,5 \cdot t_s = 1,5 \cdot 45 = 67,5 \text{ mm}$$

Tloušťka dna válce je zaokrouhlena na **70 mm**.

### 6.3 Pohon kontejneru

Pohon kontejneru je zajištěn pomocí dvou dvojčinných pístů. S kontejnerem je třeba pohybovat z několika důvodů. Je třeba udělat prostor pro nůžky, aby mohlo dojít k odstřížení zbytkového materiálu, který po vytlačování zbyl. Dalším důvodem je zajištění přístupu pro výměnu matric. Síla, kterou se bude kontejner vysouvat je zadaná 3,5 MN a síla pro zasouvání kontejneru je zadaná 2 MN. Pístnice je namáhána na tah i na tlak. Kvůli namáhání tlakem bude třeba ověřit, zda u pístnice nedojde ke vzpěru. Zvolený materiál, ze kterého bude vyrobena je 12060.1. Mez kluzu této konstrukční oceli je 345 MPa.



Obr. 6-7 Schéma dvojčinného pístu pro pohon kontejneru

### Výpočet velikosti pístu a pístnice:

$$p = \frac{F_v}{2 \cdot S} = \frac{F_v}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{k2}^2}{4}} \Rightarrow d_{k2} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_v}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,5 \cdot 10^6}{\pi \cdot 32 \cdot 10^6}} = 264 \text{ mm}$$

$F_v$  – síla pro vysouvání kontejneru [MN]

S ohledem na velikost těsnění je průměr pístu zvolen na **279,5 mm**. Vybrané těsnění pro píst je od společnosti Merkel OMK-Mr-280.

$$p = \frac{F_z \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot (d_{k2}^2 - d_{k1}^2)} \Rightarrow d_{k1} = \sqrt{d_{k2}^2 - \frac{F_z \cdot 2}{\pi \cdot p}} = \sqrt{0,2795^2 - \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 2}{\pi \cdot 32 \cdot 10^6}} = 196 \text{ mm}$$

$F_z$  – síla pro zasouvání kontejneru [MN]

S ohledem na nejbližší velikost těsnění pístnice je průměr zaokrouhlen na **200 mm**. Vybrané těsnění pro pístnici je od společnosti Merkel OMS-MR-200.

### Přepočet skutečných sil:

vysouvání:

$$F_{vsk} = 2 \cdot p \cdot \frac{\pi \cdot d_{k2}^2}{4} = 2 \cdot 32 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2795^2}{4} = 3,9 \text{ MN}$$

zasouvání:

$$F_{zsk} = 2 \cdot p \cdot \frac{\pi \cdot (d_{k2}^2 - d_{k1}^2)}{4} = 2 \cdot 32 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot (0,2795^2 - 0,2^2)}{4} = 1,9 \text{ MN}$$

### Kontrola pístnice na vzpěr:

Aby byl možný výpočet kritické síly, je třeba zvolit délku pístnice čili délku vysunutí kontejneru. Tato délka je zvolena 700 mm.

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,8539 \cdot 10^{-5}}{0,7^2} = 105 \text{ MN} > F_{vsk}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d_{k1}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,2^4}{64} = 7,8539 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$E$  – modul pružnosti v tahu [MPa]

$I$  – kvadratický moment [mm<sup>4</sup>]

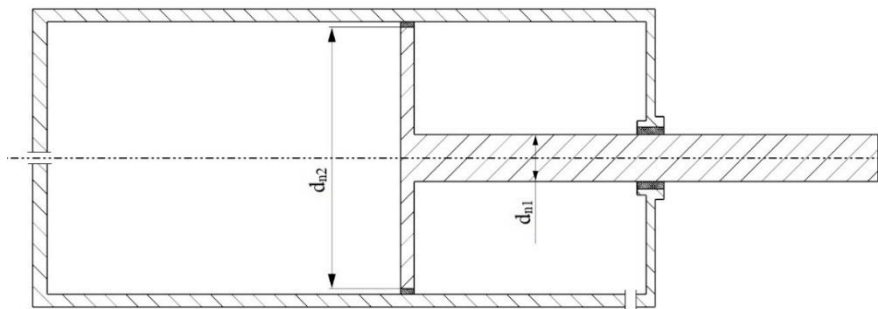
$l$  – délka pístnice [mm]

Kritická síla vyšla mnohonásobně vyšší, tudíž ke vzpěru pístnice nemůže dojít.



## 6.4 Pohon nůžek

Pohon nůžek je realizován pomocí jednoho dvojčinného pístu. Síla nůžek musí být dostatečně velká na to, aby došlo k oddělení zbytkového materiálu po ukončení vytlačovacího procesu. Požadovaná síla nůžek je 900 kN. Návrh průměru pístnice je proveden na sílu nůžek při stříhání. Pístnice bude opět kontrolována, aby nedošlo ke vzpěru. Použitým materiálem pro pístnici je konstrukční ocel 12060.1. Zvolená délka výsunu nůžek je 600 mm.



Obr. 6-8 Schéma dvojčinného pístu pro pohon nůžek

**Dovolené napětí:**

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{345}{3} = 115 \text{ MPa}$$

**Výpočet velikosti pístu a pístnice:**

$$p = \frac{F_n}{S} = \frac{F_n}{\frac{\pi \cdot d_{n2}^2}{4}} \Rightarrow d_{n2} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,9 \cdot 10^6}{\pi \cdot 32 \cdot 10^6}} = 189 \text{ mm}$$

Nejbližší možná velikost průměru pístu je **189,5 mm** s ohledem na výběr těsnění od společnosti Merkel. Označení těsnění je OMK-MR-190.

$$\sigma_d = \frac{F_n}{\frac{\pi \cdot d_{n1}^2}{4}} \Rightarrow d_{n1} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,9 \cdot 10^6}{\pi \cdot 115 \cdot 10^6}} = 100 \text{ mm}$$

Průměr pístnice se podle vhodného těsnění korigovat nemusí. Vybrané těsnění je od společnosti Merkel a jeho označení je OMS-MR-100.

**Kontrola pístnice na vzpěr:**

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,9087 \cdot 10^{-6}}{0,6^2} = 28 \text{ MN} > F_n$$

$$I = \frac{\pi \cdot d_{n1}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,1^4}{64} = 4,9087 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

**Výpočet zpětné síly nůžek:**

$$F_{nz} = p \cdot \frac{\pi \cdot (d_{n2}^2 - d_{n1}^2)}{4} = 32 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot (0,1895^2 - 0,1^2)}{4} = 650 \text{ kN}$$

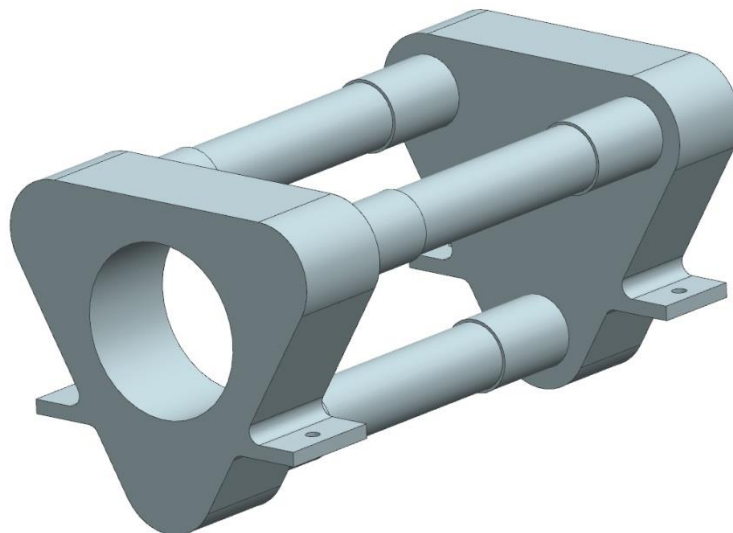
## 7 Rám lisu

Viz obr. 5.1 Kinematické schéma hydraulického vytlačovacího lisu

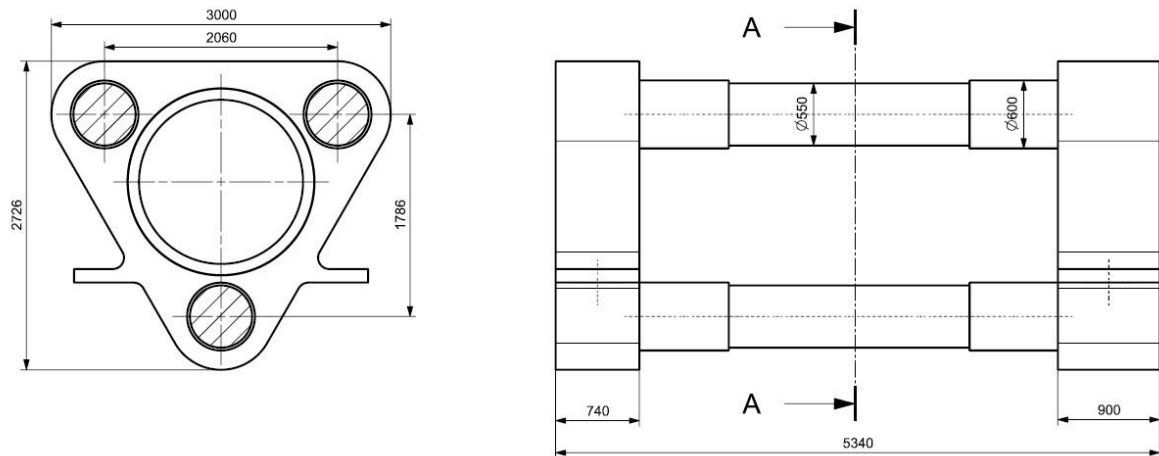
Jedná se o část, která tvoří samotné tělo hydraulického vytlačovacího lisu. Vzhled rámu má několik variant. V tomto případě byla vybrána varianta se třemi sloupy s uspořádáním do V. Rám se tedy skládá z přední traverzy, zadní traverzy a třech sloupů. Sloupy jsou spojeny s traverzami pomocí půlených matic, kde je využito předejzatého spoje. Hlavní funkcí rámu je zachycení sil, které vznikají v průběhu vytlačování. Jak přední, tak zadní traverza bude vyrobena jako jeden odlitý celek. Zvolený materiál je ocel na odlitky 422641. Sloupy mohou být buď plné, nebo duté. Zde je vybrána varianta plného kovaného sloupu z oceli 12050, která je jednou z nejběžnějších variant pro výrobu sloupů. Na koncích sloupů jsou lichoběžníkové nerovnoramenné závity dle normy ČSN 014052. Uvažovaná zatížení rámu jsou maximální pracovní síla při vytlačování 25,13 MN a vlastní tíha sloupů. Hlavní metoda pro výpočet rámu lisu je metoda konečných prvků (dále jen MKP) a pomocí zjednodušené teorie pružnosti a pevnosti (dále jen PP) budou napočteny některé části rámu. Výsledky z metod MKP a PP se následně porovnají.

### 7.1 Prvotní návrh rámu

Dříve než se určí konečné rozměry celého rámu lisu, je třeba vycházet z prvotních navržených rozměrů, které se budou následně upravovat, aby rám nebyl příliš předdimenzovaný, nebo naopak příliš poddimenzovaný. Rozměry na první variantu rámu jsou vzaty z příložené výkresové dokumentace k zadání. Z těchto rozměrů je vytvořen zjednodušený výpočtový model pro MKP.



Obr. 7-1 Zjednodušený výpočtový model rámu

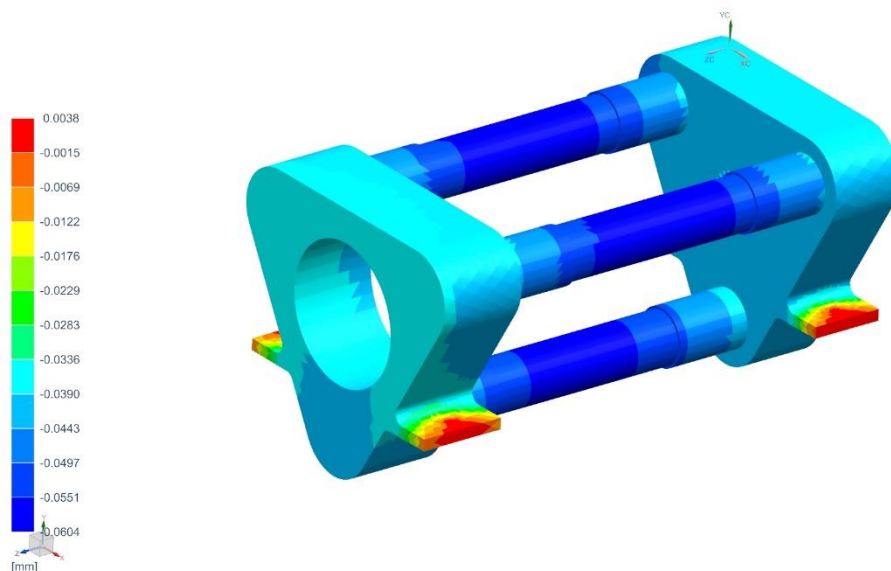


Obr. 7-2 Rozměry prvotního návrhu rámu

V obrázku (Obr. 7-2) jsou uvedeny základní rozměry rámu lisu. Z těchto rozměrů se bude vycházet při návrhu rámu. Celý rám je uchycen k základní desce pomocí čtyř šroubů a stojí na čtyřech dosedacích plochách, které jsou součástí přední a zadní traverzy.

Namáhání rámu lisu bude zkoumáno ve dvou stavech. Jelikož je ve výpočtu zahrnuta i samotná hmotnost celého rámu, první stav bude v klidovém režimu, kdy je rám namáhán pouze svojí vahou. Ve druhém zkoumaném stavu se k namáhání vlastní vahou přidá i maximální pracovní zatížení, ke kterému dojde při procesu vytlačování.

### Nezatížený stav:

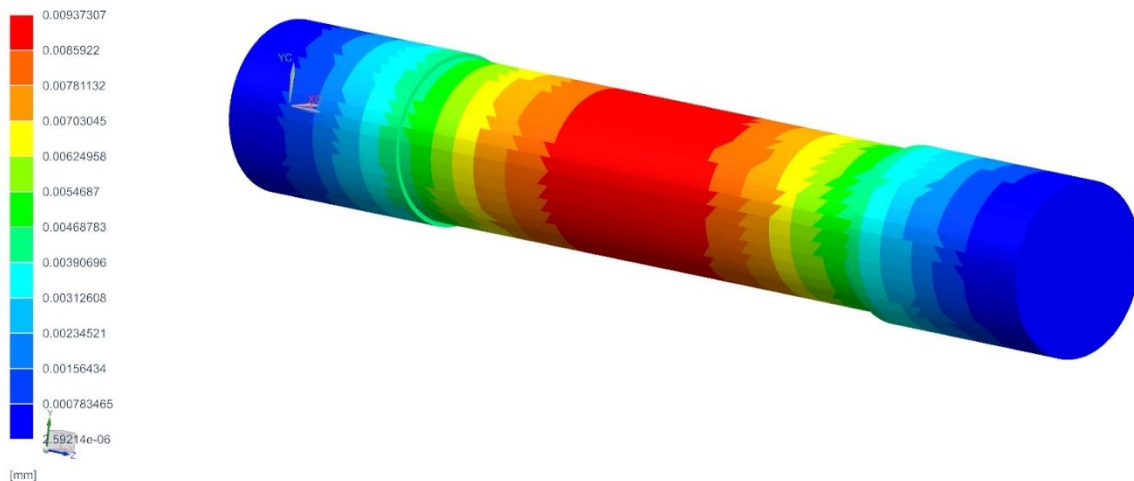


Obr. 7-3 Deformace rámu lisu v nezatíženém stavu

Z analýzy lze vyvodit, že maximální deformace (průhyb) 0,0604 mm vychází uprostřed sloupů. V kotvicích plochách potom vychází deformace řádově menší a to 0,0038 mm. Směr této deformace je opačný než u deformace sloupů, což je další předpokládaný fakt. V legendě na obrázku (obr. 7-3) to lze pozorovat pomocí znaménka před hodnotou deformace. Kladné

hodnoty směřují nahoru a záporné hodnoty směřují dolů. Znaménková konvence je dána pouze zvoleným souřadnicovým systémem. Kvůli jednoduššímu odečtení průhybu samotného sloupu, byl MKP vyhodnocen samotný model sloupu, ze kterého se následně odečte maximální průhyb.

Maximální průhyb sloupu podle MKP je 0,009 mm. Pro porovnání bude průhyb sloupu



Obr. 7-4 Maximální průhyb sloupu v nezátíženém stavu

vypočten pomocí PP na modelu oboustranně vetknutého nosníku.

$$V_{sl} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot l_v + \frac{\pi \cdot d_m^2}{4} \cdot l_m = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} \cdot 0,785 + \frac{\pi \cdot 0,55^2}{4} \cdot 2,13 = 0,9189 \text{ m}^3$$

$$F_{sl} = \rho \cdot V_{sl} \cdot g = 7850 \cdot 0,9189 \cdot 9,81 = 70760 \text{ N}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d_v^4}{64} = \frac{\pi \cdot 600^4}{64} = 6361725123,5 \text{ mm}^4$$

$$v_{sl} = \frac{F_{sl} \cdot l_{sl}^3}{192 \cdot E \cdot I} = \frac{70760 \cdot 3700^3}{192 \cdot 210000 \cdot 6361725123,5} = \mathbf{0,013 \text{ mm}}$$

$d_v$  – velký průměr sloupu [mm]

$d_m$  – malý průměr sloupu [mm]

$V_{sl}$  – objem sloupu [m<sup>3</sup>]

$F_{sl}$  – tíhová síla sloupu [N]

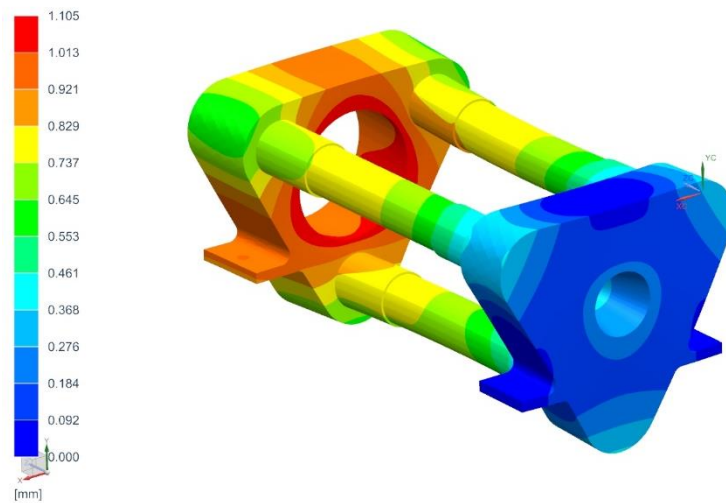
$v_{sl}$  – průhyb sloupu [mm]

Pro dosažení všech potřebných hodnot do vztahu pro průhyb (vztah odvozený pro průhyb oboustranně vetknutého nosníku zatíženého osamělou silou uprostřed) bylo nutné spočítat objem sloupu a následně spočítat sílu od hmotnosti sloupu. Výsledný průhyb sloupu následně vyšel 0,013 mm. V porovnání s dosaženým výsledkem metodou MKP se hodnoty liší zhruba o

30 %. Ovšem za přesnější výsledek lze považovat ten z metody MKP, jelikož u metody PP došlo ke zjednodušení výpočtu.

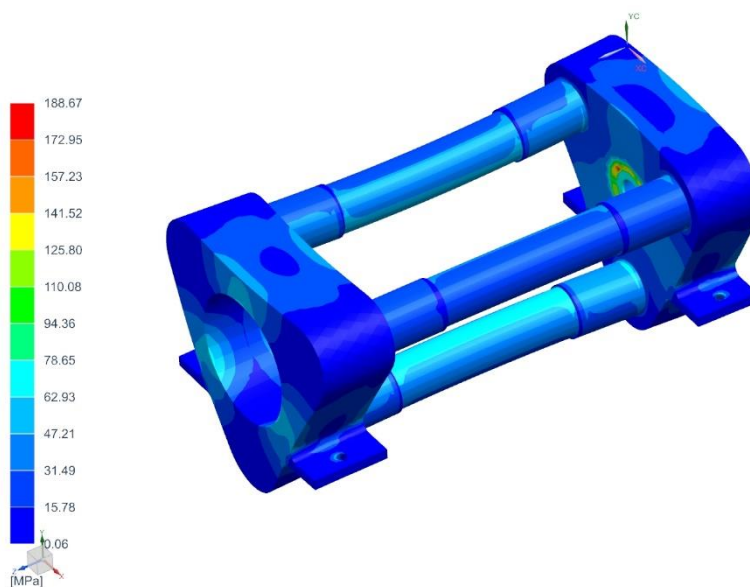
### Zatížený

stav:



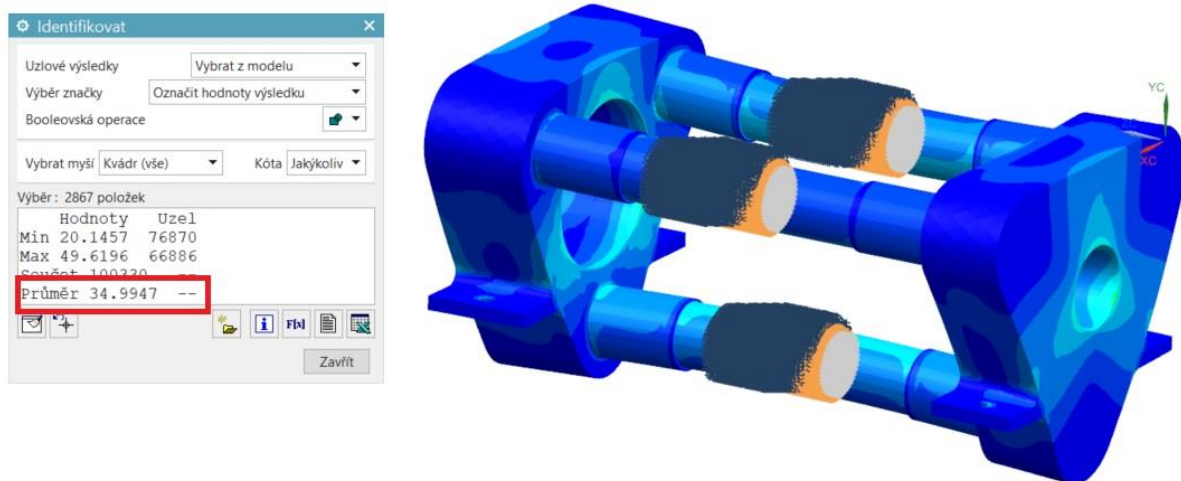
Obr. 7-5 Deformace rámu v zatíženém stavu

Při maximálním zatížení 25 MN se rám lisu deformuje řádově více než v nezatíženém stavu. Z MKP vyplývá maximální deformace 1,105 mm, která bude v podélné ose rámu. Maximální deformace v Y ose (směr, který působí k zemi), která na obrázku (Obr. 7-4) není vidět je 0,518 mm. Tato deformace je na spodním sloupu. V poslední X ose je maximální deformace 0,491 mm na horních sloupech. Z obrázku (Obr. 7-4) lze pozorovat, že sloupy se nepatrně prohýbají směrem dovnitř což je následek staticky neurčitého momentu, který v rámu působí.



Obr. 7-6 Napětí v rámu při zatíženém stavu

Důležitou částí MKP je vyšetření rozložení napětí v rámu. To lze sledovat v obrázku (Obr. 7-5). Téměř v žádné části rámu nepřesáhne napětí hodnotu 100 MPa až na pár míst, kde se bude matrice dotýkat zadní traverzy. Maximální napětí v některých místech dosáhne 188 MPa, ale nejedná se nijak o kritickou hodnotu, neboť tato hodnota může být trochu zkreslena kvalitou sítě v místě styku matrice s traverzou. Je důležité se zaměřit na namáhání sloupů, jelikož právě sloupy budou přenášet největší zatížení. Jak již bylo zmíněno, sloupy jsou namáhány tahovou silou a ohybovým momentem. Jestliže se sloupy prohýbají směrem dovnitř, dochází na vnitřní straně k tahu a na vnější straně k tlaku (rozložení ohybového namáhání na tah a tlak). Spojením čistého tahového namáhání a tahové složky od ohybového namáhání vyplývá, že největší napětí musí být na vnitřní straně sloupu. Toto tvrzení potvrzuje i MKP, kde je jasně vidět na obrázku (Obr. 7-5) vnitřní část sloupu zbarvena světle modrou barvou a směrem ke vnější straně sloupu barva přechází v tmavě modrou. Při porovnání barev v legendě zjišťujeme, že skutečně na vnitřní straně sloupu je větší napětí než na straně vnější. Napětí na vnitřní straně sloupu se pohybuje okolo 49 MPa a napětí na vnější straně sloupu se pohybuje okolo 22 MPa. Při zprůměrování všech napětí v celém průřezu sloupu napětí vychází 35 MPa jak lze pozorovat na obrázku (Obr. 7-6).



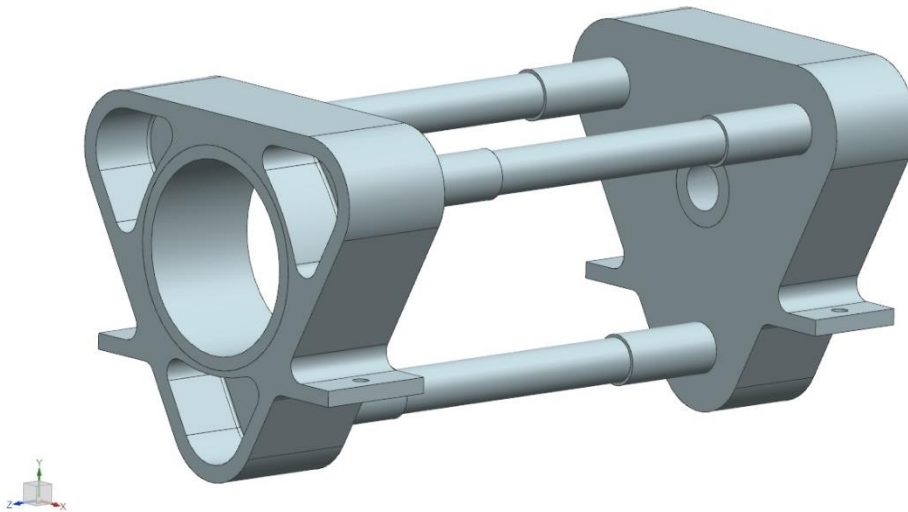
Obr. 7-7 Zprůměrované napětí v průřezu sloupu

Téměř identická, nebo podobná hodnota by měla vyjít i při aplikaci PP. Ve výpočtu bude uvažována tahová síla neboli pracovní síla lisu. Síla se ovšem musí brát třetinová, jelikož bude počítáno napětí v jednom sloupu.

$$\sigma_{sl} = \frac{F_t}{3 \cdot \frac{\pi \cdot d_m^2}{4}} = \frac{25 \cdot 10^6}{3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,55^2}{4}} = 35,07 \text{ MPa}$$

Hodnoty výsledků MKP a PP se liší velice minimálně a to zhruba o 0,23 %. Hodnota tohoto napětí je poměrně nízká, což se dá považovat z teoretického hlediska za klad. Nicméně z praktického hlediska konstrukce rámu vychází příliš mohutná a předimenzovaná. V dalším kroku se tedy budou navrhovat a upravovat rozměry především sloupů.

## 7.2 Konečný návrh rámu



Obr. 7-8 Výpočtový model rámu s upravenými rozměry

U finálního návrhu rámu došlo k výraznému zmenšení rozměrů především u sloupů. Návrh rozměrů sloupů bude dále uveden. Další zásah do konstrukce rámu se týká traverz. Jelikož napětí jak v přední, tak v zadní traverze vycházelo v prvotním návrhu velice nízké, bylo možné odebrat část materiálu. Snížení množství materiálu v přední traverze je realizováno pomocí tří kapes, v zadní traverze je to pak jedna kapsa po obvodu traverzy. Tím se výrazně snížila celková hmotnost rámu. Drobné úpravy rozměrů se pak týkaly například rádiusů mezi traverzou a úchyty rámu. Zvětšením těchto rádiusů došlo v tomto místě ke snížení napětí.

### Návrh sloupů:

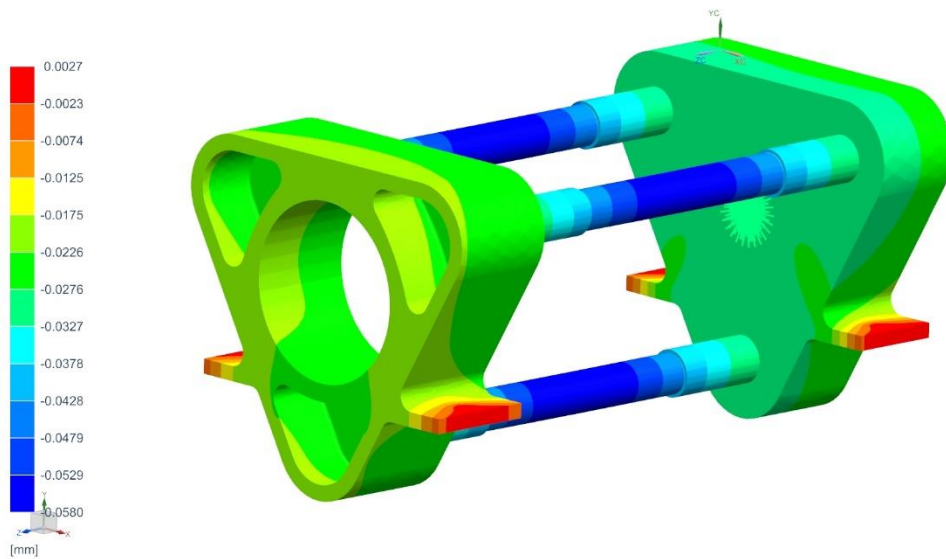
Návrh průměru sloupu bude počítán pomocí PP a bude vycházet z klasického tahového namáhání. Doporučená velikost napětí ve sloupech by se měla pohybovat okolo 100 MPa. Mez kluzu oceli 12050 je 300 MPa a zvolená bezpečnost  $k = 3$ .

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{300}{3} = 100 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{F_t}{3 \cdot \frac{\pi \cdot d_{sl}^2}{4}} \Rightarrow d_{sl} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{3 \cdot \pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^6}{3 \cdot \pi \cdot 100 \cdot 10^6}} = 327 \text{ mm}$$

Průměr sloupu je pro zjednodušení zaokrouhlen na **330 mm**. Když je navržený průměr sloupu, je nutné zvolit lichoběžníkový závit na konci sloupů. Z normy ČSN 01 4052 byl vybrán lichoběžníkový nerovnoramenný závit **S 380 x 12**.

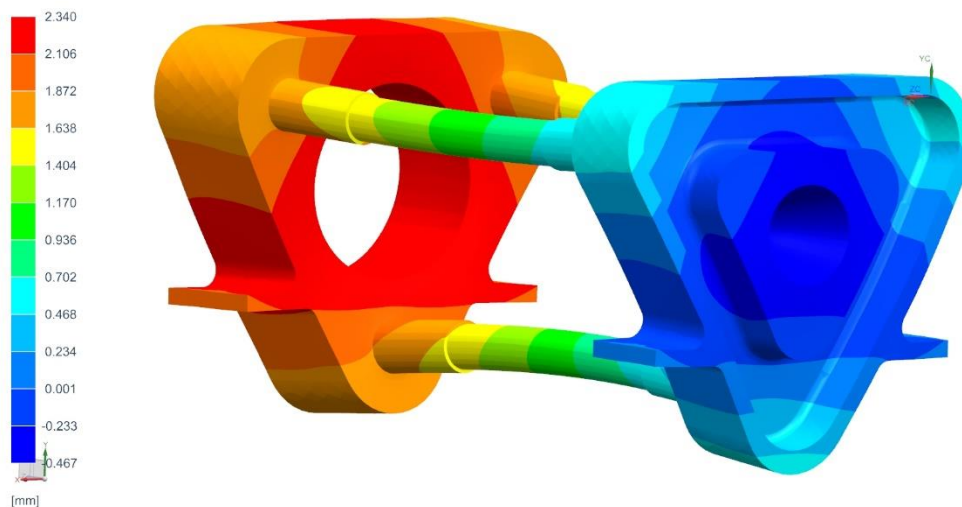
### Nezatížený stav:



Obr. 7-9 Deformace rámu lisu v nezatíženém stavu

Maximální deformace v nezatíženém stavu, tedy kdy působí zatížení pouze od vlastní hmotnosti, vychází opět uprostřed sloupů. Hodnota průhybu sloupů je 0,058 mm. Deformace dosedacích ploch má opačný směr a velikost této deformace je 0,0027 mm. Opačný směr deformací lze opět pozorovat v rozdílnosti znamének hodnot. V porovnání s prvotním návrhem se velikost deformací nepatrně snížila, toto je dáno snížením hmoty rámu. Co se týče napětí v nezatíženém stavu, tak největší koncentrátor napětí je v rádiusu mezi traverzou a dosedací plochou. Napětí v tomto místě se pohybuje okolo 10 MPa.

### Zatížený stav:



Obr. 7-10 Deformace rámu lisu v zatíženém stavu



Jelikož došlo ke změnám rozměrů rámu (odebrání materiálu), logicky se celková deformace zvětšila. V podélné ose rámu (osa symetrie) je maximální deformace **2,8 mm**. V legendě obrázku (Obr. 7-9) se sice zdá jako maximální deformace 2,34 mm, ovšem k této deformaci se musí přičíst hodnota deformace 0,467, která je v legendě znázorněna tmavě modrou barvou. Z celkové deformace, která vyšla z MKP, největší podíl zachycují sloupy rámu.

| Výběr: 88 položek  |        | Výběr: 44 položek   |        |
|--------------------|--------|---------------------|--------|
| Hodnoty            | Uzel   | Hodnoty             | Uzel   |
| Min 0.134975       | 155733 | Min 0.134147        | 155507 |
| <b>Max 1.99219</b> | 155561 | <b>Max 0.451353</b> | 155518 |
| Součet 95.1054     | --     | Součet 12.9552      | --     |
| Průměr 1.08074     | --     | Průměr 0.294436     | --     |

Obr. 7-11 Odměřené deformace sloupu

V obrázku (Obr. 7-10) jsou červeně znázorněny hodnoty deformací sloupů. Tyto deformace jsou odečteny na začátku a na konci sloupu. Jelikož jsou obě tyto hodnoty vztažené k osovému počátku, který je na vnější straně zadní traverzy, musejí se od sebe odečíst. Následně dostáváme výslednou deformaci sloupu (1,992 - 0,451 = **1,541 mm**). Z toho vyplývá, že více jak polovina celkové deformace připadá na sloupy.

Pro názornost lze spočítat deformaci (prodloužení) sloupů pomocí PP. Sloupy v tomto výpočtu budou tak, že jsou namáhány prostým tahem. Bude se tedy vycházet ze vztahu pro prodloužení prutu o více průřezech. Dosazovaná síla bude opět třetinová z celkové pracovní síly (25 MN). Hodnota výsledného prodloužení by měla vycházet stejná nebo velice podobně.

$$\Delta l = \frac{4 \cdot l_1 \cdot F_t}{3 \cdot E \cdot d_v^2} + \frac{4 \cdot l_2 \cdot F_t}{3 \cdot E \cdot d_m^2} + \frac{4 \cdot l_3 \cdot F_t}{3 \cdot E \cdot d_v^2} = \frac{4 \cdot F_t}{3 \cdot E \cdot \pi} \cdot \left( \frac{l_1}{d_v^2} + \frac{l_2}{d_m^2} + \frac{l_3}{d_v^2} \right)$$

$$= \frac{4 \cdot 25 \cdot 10^6}{3 \cdot 210000 \cdot \pi} \cdot \left( \frac{780}{380^2} + \frac{2130}{330^2} + \frac{790}{380^2} \right) = 1,54 \text{ mm}$$

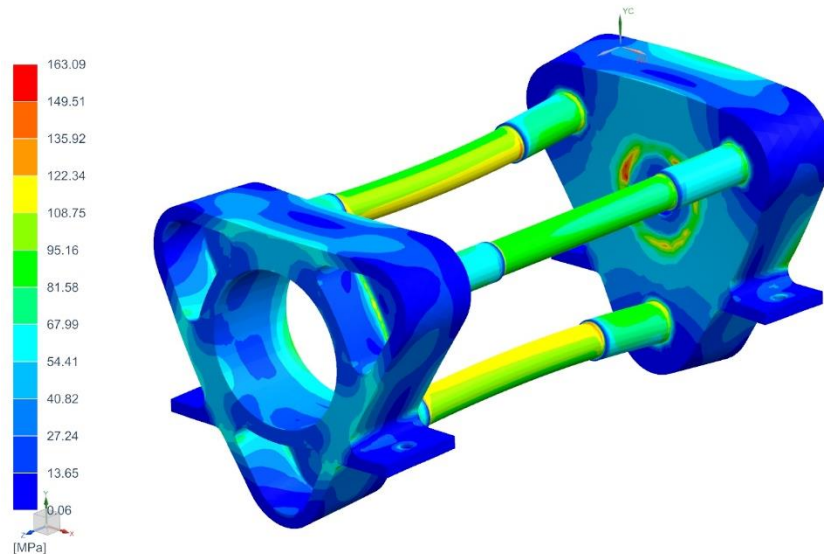
$\Delta l$  – prodloužení prutu [mm]

$l_1$  – délka většího průměru u přední traverzy [mm]

$l_2$  – délka malého průměru [mm]

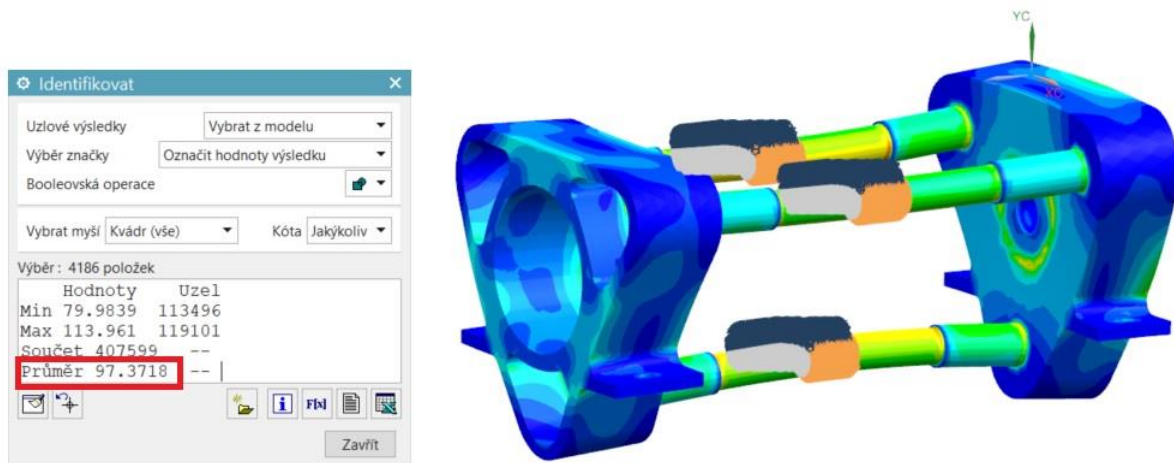
$l_3$  – délka většího průměru u zadní traverzy [mm]

Podle výpočtu provedeným PP vyšlo celkové prodloužení sloupu **1,54 mm**. Při porovnání výsledů z MKP a PP plyne, že je lze považovat za zcela identické.



Obr. 7-12 Napětí v rámu při zatíženém stavu

Na obrázku (Obr. 7-11) je vidět, že napětí v rámu už není tak celistvé jako tomu bylo v předchozím případě. Největší rozdíl oproti předešlému návrhu je vidět na sloupech. Maximální napětí je 163 MPa. Nachází se v místě, kde se opírá matrice o zadní traverzu. V porovnání s předchozím návrhem došlo ke snížení napětí v tomto místě. Bylo ale zapotřebí zvětšit styčnou plochu mezi maticí a zadní traverzou, jinak by v tomto místě vycházelo maximální napětí přes 200 MPa. Jelikož vybraná ocel na odlitky, ze které jsou traverzy zhotoveny má mez kluzu okolo 250 MPa, není hodnota 163 MPa nijak kritická. Z obrázku (Obr. 7-11) je patrné, že sloupy mají největší napětí na vnitřní straně a nejmenší na vnější straně.



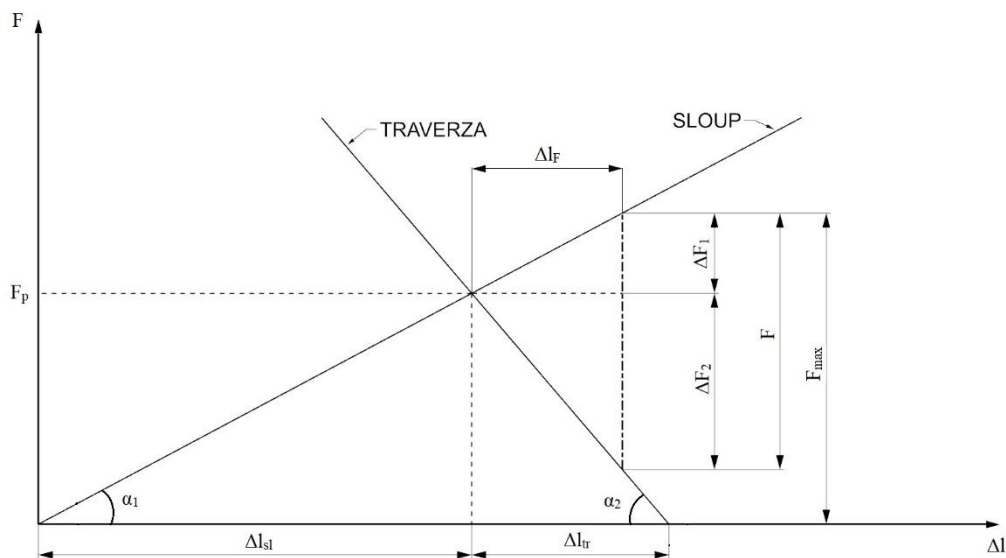
Obr. 7-13 Zprůměrované napětí v průřezu sloupu

Z obrázku (Obr. 7-12) je vidět, že zmíněné maximální napětí na vnitřní straně je zhruba 114 MPa a minimální na vnější straně zhruba 80 MPa. Průměrné napětí ve sloupu pak vychází zaokrouhleně na 97 MPa a mělo by být velice blízko napětí 100 MPa, na které byly sloupy navrženy. Rozdíl jsou necelé 3 MPa, což se dá považovat za vyhovující výsledek.

### Shrnutí:

Je důležité si uvědomit, že počítaný model je velice idealizovaný. Největší rozdíl oproti reálnému modelu je ten, že jsou zde zanedbané síly od předepnutého spoje mezi sloupem a traverzou. Nicméně i z tohoto modelu lze dostat velice dobrou představu jaké napětí a deformace v rámu budou. V dalším kroku bude vypočten předepnutý spoj. Z nové maximální síly ve sloupu bude určen minimální rozměr sloupu při zachování stejného dovoleného napětí jako při určování rozměrů rámu pro MKP. Předpokládaný výsledek je takový, že minimální rozměr sloupu by se měl zvětšit.

### Výpočet předepnutého spoje:



Obr. 7-14 Předepínací diagram

Prvním cílem v tomto návrhu bude stanovit velikost předepínací síly a poté určit maximální sílu v předepjatém spoji. Velikost předepjaté síly se většinou bere jako 1,3 až 1,5násobek maximální provozní síly ve sloupu (25 MN). Z maximální síly bude navržen minimální rozměr sloupu. V následujících výpočtech bude potřeba poměr tuhostí mezi sloupem a traverzou. Je tedy uvažováno, že traverza bude mít pětinašobnou tuhost než sloup. Bezpečnost pro dovolené napětí je 3 vzhledem k mezi kluzu zvoleného materiálu.

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{300}{3} = 100 \text{ MPa}$$

$$F_p = 1,5 \cdot F = 1,5 \cdot \frac{25}{3} = 12,5 \text{ MN}$$

Z předepínacího diagramu v obrázku (Obr. 7-13) je vidět, že maximální velikost se počítá jako součet předepínací síly a přírůstku zatížení ve sloupu  $\Delta F_1$ . Proto v následujícím kroku bude odvozen vztah pro výpočet  $\Delta F_1$ , kde bude právě zapotřebí poměr tuhostí sloupu a traverzy.

Odvození  $\Delta F_1$ :

$$tg\alpha_1 = \frac{\Delta F_1}{\Delta l_F}$$

$$tg\alpha_2 = \frac{\Delta F_2}{\Delta l_F}$$

Jelikož je  $tg\alpha_1$  a  $tg\alpha_2$  roven přímo tuhostem  $k_{sl}$  a  $k_{tr}$ , bude dále používáno toto značení.

$$\frac{k_{sl}}{k_{tr}} = \frac{\Delta F_1}{\Delta l_F} \cdot \frac{\Delta l_F}{\Delta F_2} = \frac{\Delta F_1}{\Delta F_2} = \frac{1}{5}$$

Z předepínacího diagramu plyne, že  $\Delta F_1 + \Delta F_2 = F$ . Tato hodnota se musí rozdělit v poměru 1:5 na složky  $\Delta F_1$  a  $\Delta F_2$ .

$$\Delta F_1 = F \cdot \frac{1}{6} = \frac{25}{3} \cdot \frac{1}{6} = 1,38 \text{ MN}$$

Při známé velikosti síly  $\Delta F_1$  lze dopočítat maximální sílu.

$$F_{max} = F_p + \Delta F_1 = 12,5 + 1,38 = 13,88 \text{ MN}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot d_{sl}^2}{4}} \Rightarrow d_{sl} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,88 \cdot 10^6}{\pi \cdot 100}} = 418 \text{ mm}$$

Zaokrouhlený minimální průměr sloupu je 420 mm. V tomto případě je zvolený závit S450 x 16.

$F_{max}$  – maximální síla ve sloupu [N]

$\Delta F_1$  – přírůstek zatížení ve sloupu [N]

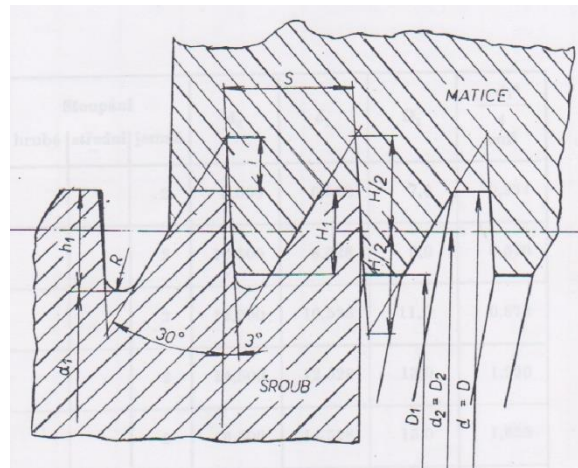
$F$  – síla ve sloupu od pracovního zatížení [N]

$F_p$  – předepínací síla [N]

$k_{tr}$  – tuhost traverzy [N/mm]

$k_{sl}$  – tuhost sloupu [N/mm]

### Návrh matice:



Obr. 7-15 Schéma lichoběžníkového nerovnoramenného závitu [7]

Tab. 7-1 Rozměry vybraného závitu

| Rozměry      | D   | D <sub>1</sub> | d <sub>1</sub> | d <sub>2</sub> | p <sub>H</sub> |
|--------------|-----|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Hodnoty [mm] | 450 | 426            | 422,23         | 438            | 16             |

Hlavním cílem návrhu matice je napočítat takové rozměry, aby v závitu nevznikal větší tlak než dovolený. Dovolенý tlak bude brán jako 75 % z 25 MPa. Nejdříve je nutné určit styčnou plochu závitu.

$$H_1 = \frac{D - D_1}{2} = \frac{450 - 426}{2} = 12 \text{ mm}$$

$$p_D = \frac{F_{max}}{S_z} = \frac{F_{max}}{0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot n_z} \Rightarrow$$

$$n_z = \frac{F_{max}}{0,75 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{13,88 \cdot 10^6}{0,75 \cdot \pi \cdot 438 \cdot 12 \cdot 25} = 45$$

$$n_z = \frac{l_m}{p_H} \Rightarrow l_m = n_z \cdot p_H = 45 \cdot 16 = 720 \text{ mm}$$

Jelikož jsou ale tyto matice ve spoji dvě, každá matice bude mít délku **360 mm**.

Výpočet vnějšího průměru pūlené matice:

Při výpočtu vnějšího průměru pūlené matice se bude vycházet z otlacení mezi maticí a traverzou. Doporučená maximální hodnota vzniklého tlaku mezi maticí a traverzou je 80 MPa.

$$p_D = \frac{F_{max}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot p_D} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,88 \cdot 10^6}{\pi \cdot 80} + 450^2} = 650 \text{ mm}$$

|                              |      |
|------------------------------|------|
| $H_l$ – styčná plocha závitu | [mm] |
| $n_z$ – počet závitů         | [-]  |
| $l_m$ – délka matice         | [mm] |
| $p_H$ – rozteč závitu        | [mm] |

### Výpočet úhlu pootočení matice:

Pro tento výpočet je potřeba jako první vypočítat deformace, které vzniknou na traverze a na sloupu od předepínací síly.

$$\Delta l_{sl} = \frac{4 \cdot F_{max} \cdot L}{E \cdot \pi \cdot d_{sl}^2} = \frac{4 \cdot 13,88 \cdot 10^6 \cdot 400}{210000 \cdot \pi \cdot 420^2} = 0,19 \text{ mm}$$

Pokud jsou v poměru 1:5 tuhosti, musejí být ve stejném poměru i deformace.

$$\frac{\Delta l_{tr}}{\Delta l_{sl}} = \frac{1}{5} \Rightarrow \Delta l_{tr} = \frac{\Delta l_{sl}}{5}$$

$$\Delta l_{cel} = \Delta l_{sl} + \Delta l_{tr} = 0,19 + \frac{0,19}{5} = 0,228 \text{ mm}$$

Úhel pootočení

$$\vartheta = \frac{\Delta l_{cel}}{p_H} \cdot 360^\circ = \frac{0,228}{16} \cdot 360^\circ = 5,13^\circ$$

K tomuto vypočtenému pootočení je potřeba přičíst dva až tři stupně a to z důvodu otláčení mezi maticí a traverzou, ke kterému časem dojde.

$$\vartheta_{skut} = 8^\circ$$

Při zvětšení úhlu pootočení se změní celková deformace, kterou je nutno zpětně dopočítat.

$$\Delta l_{skut} = \frac{\vartheta_{skut} \cdot p_H}{360^\circ} = \frac{8 \cdot 16}{360^\circ} = 0,355 \text{ mm}$$

Pro pootočení matice je třeba sloup natahnout na požadovanou délku. Natažení se může dělat několika způsoby. Dva nejběžnější způsoby pro tento případ jsou natažení nějakým hydraulickým zařízením nebo ohřevem, kde se projeví teplotní roztažnost. Ohřev se může uskutečnit např. pomocí pece, indukčním ohřevem či plamenem.

$$\Delta l_{skut} = L \cdot \alpha \cdot \Delta t \Rightarrow$$
$$\Delta t = \frac{\Delta l_{skut}}{\alpha \cdot L} = \frac{0,355}{1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 400} = 71 \text{ }^\circ\text{C}$$

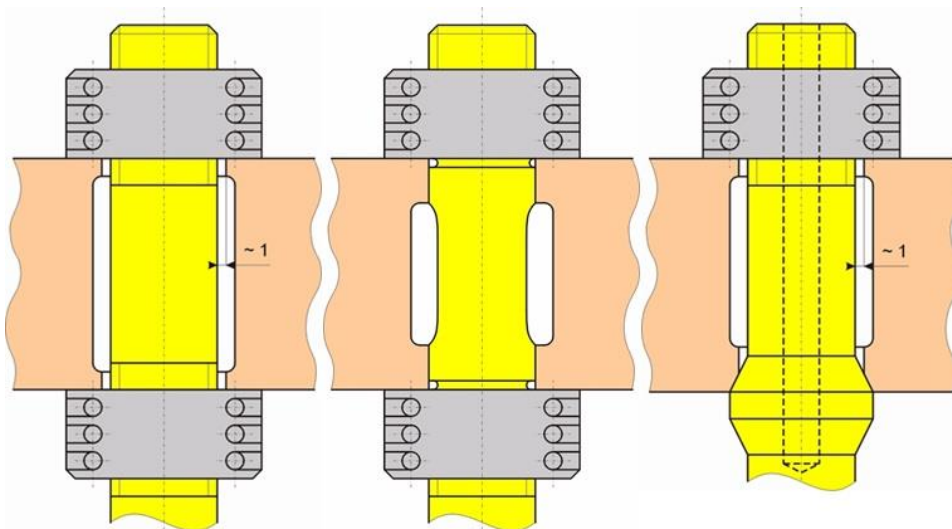
Pro požadované natažení je potřeba část sloupu, kde dochází ke spojení ohřát o 71 °C nad okolní teplotu.

|  |                    |
|--|--------------------|
| $\Delta l_{sl}$ – prodloužení sloupu od předepínací síly   | [mm]               |
| $\Delta l_{tr}$ – prodloužení traverzy od předepínací síly | [mm]               |
| $\Delta l_{cel}$ – celkové prodloužení                     | [mm]               |
| $\vartheta$ – úhel pootočení matice                        | [°]                |
| $\vartheta_{skut}$ – skutečný úhel pootočení matice        | [°]                |
| $\alpha$ – součinitel tepelné roztažnosti                  | [K <sup>-1</sup> ] |
| $\Delta t$ – rozdíl teplot pro předepnutí                  | [°C]               |

### Shrnutí:

Při porovnání výsledků, kde jsou sloupy zatíženy pouze pracovní silou a druhou variantu, kde se počítá i se silou od předepnutí vycházejí logicky různé minimální rozměry sloupu. Při analýze MKP byl navržen sloup o průměru 330 mm při síle 8,3 MN. Zatímco při započítání předepnutého spoje se síla působící na sloup zvýší na 13,88 MN. Tato velikost síly odpovídá při stejném dovoleném napětí rozměru 420 mm. Z tohoto poznatku vyplývá, že síla vzniklá předepnutím rozhodně není zanedbatelná.

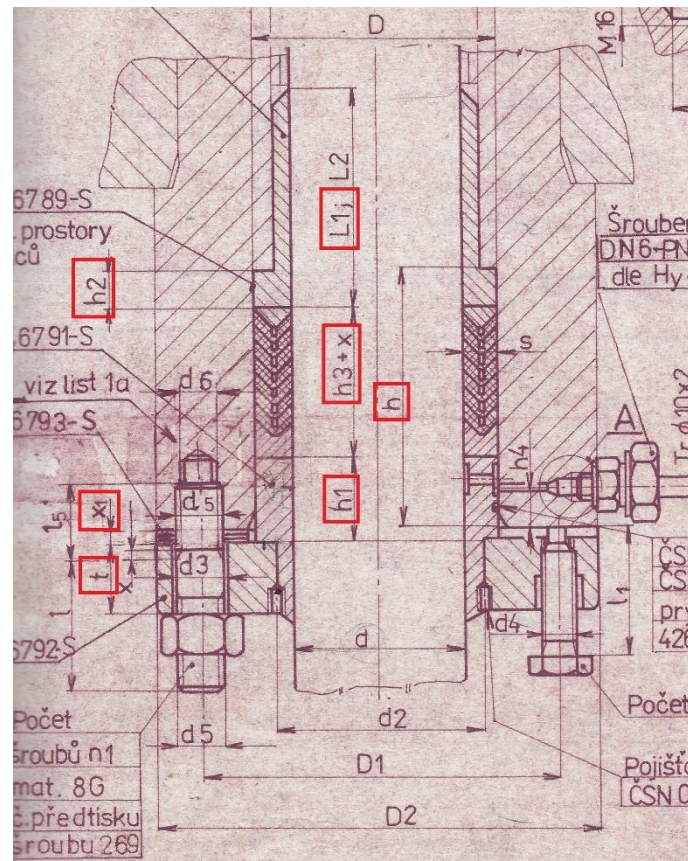
### Uložení sloupu v traverze:



Obr. 7-16 Uložení sloupu v traverze [8]

V obrázku (Obr. 7-15) jsou znázorněny způsoby uložení sloupu v traverze. V tomto případě byla vybrána prostřední varianta. Detail uložení sloupu je znázorněn v příložené výkresové dokumentaci sestavy.

### Uložení plunžru:



Obr. 7-17 Schéma uložení plunžru [2]

Plunžr je uložen v pracovním válci způsobem znázorněným v obrázku (Obr. 7-16). Tento způsob vedení je převzat ze společnosti Škoda Plzeň. Níže v tabulce (Tab. 7-2) jsou uvedeny některé rozměry jednotlivých součástí, které jsou součástí uložení plunžru.

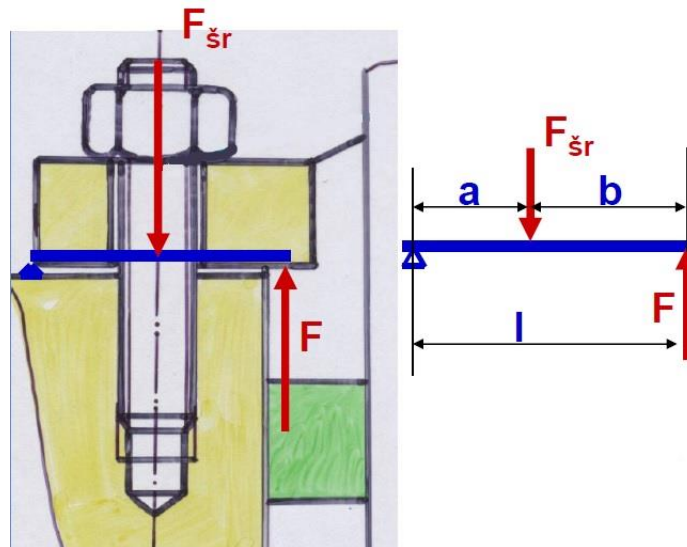
Tab. 7-2 Rozměry uložení plunžru

| ROZMĚR                   | [mm] |
|--------------------------|------|
| <b>L<sub>1</sub></b>     | 700  |
| <b>h<sub>3</sub> + x</b> | 104  |
| <b>h<sub>1</sub></b>     | 56   |
| <b>h<sub>2</sub></b>     | 45   |
| <b>h</b>                 | 205  |
| <b>t</b>                 | 160  |
| <b>x<sub>1</sub></b>     | 5    |



### 7.3 Šrouby příruby ucpávek:

V této části kapitoly se nejedná o samotné dimenzování šroubů, nýbrž jen o ověření, zda vybrané šrouby vyhovují dovolenému napětí. Z katalogu společnosti Škoda Plzeň byly vybrány odpovídající šrouby. Příruba je uchycena čtyřadvaceti šrouby M52x3. Šrouby příruby jsou zatěžovány silou, která je dána pracovním tlakem a plochou ucpávek plunžru. Dále z obrázku (Obr. 7-17) lze vyvodit, že šrouby jsou namáhány tahem a ohybem. Tento případ lze jednoduše převést na nosník. Materiál pro šrouby je zvolen 15 236.6 s mezí kluzu 539 MPa a modulem pružnosti 206 GPa. Bezpečnost pro dovolené napětí je zvolena 2.



Obr. 7-18 Výpočtový model šroubů příruby [9]

Jako první jsou vypočteny délkové rozměry „nosníku“ přes průměry, které jsou znázorněny v obrázku (Obr- 7-16). Hodnoty těchto průměrů jsou vzaty z katalogu Škody Plzeň.

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{539}{2} = 270 \text{ MPa}$$

$$a = 0,5 \cdot (D_2 - D_1) = 0,5 \cdot (1245 - 1145) = 50 \text{ mm}$$

$$D_{stř} = 0,5 \cdot (D + d_2) = 0,5 \cdot (1050 + 1028) = 1039 \text{ mm}$$

$$b = 0,5 \cdot (D_1 - D_{stř}) = 0,5 \cdot (1145 - 1039) = 53 \text{ mm}$$

$$l = a + b = 50 + 53 = 103 \text{ mm}$$

Dalším bodem výpočtu je určení sil, které působí na ve výpočtovém modelu.

$$F_v = p \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 32 \cdot \frac{\pi \cdot (1050^2 - 1000^2)}{4} = 2576106 \text{ N}$$

$$F = \frac{F_v}{n} = \frac{2576106}{24} = 107337,8 \text{ N}$$

$$F_{sr} = \frac{F \cdot l}{a} = \frac{107337,8 \cdot 103}{50} = 221115,9 \text{ N}$$

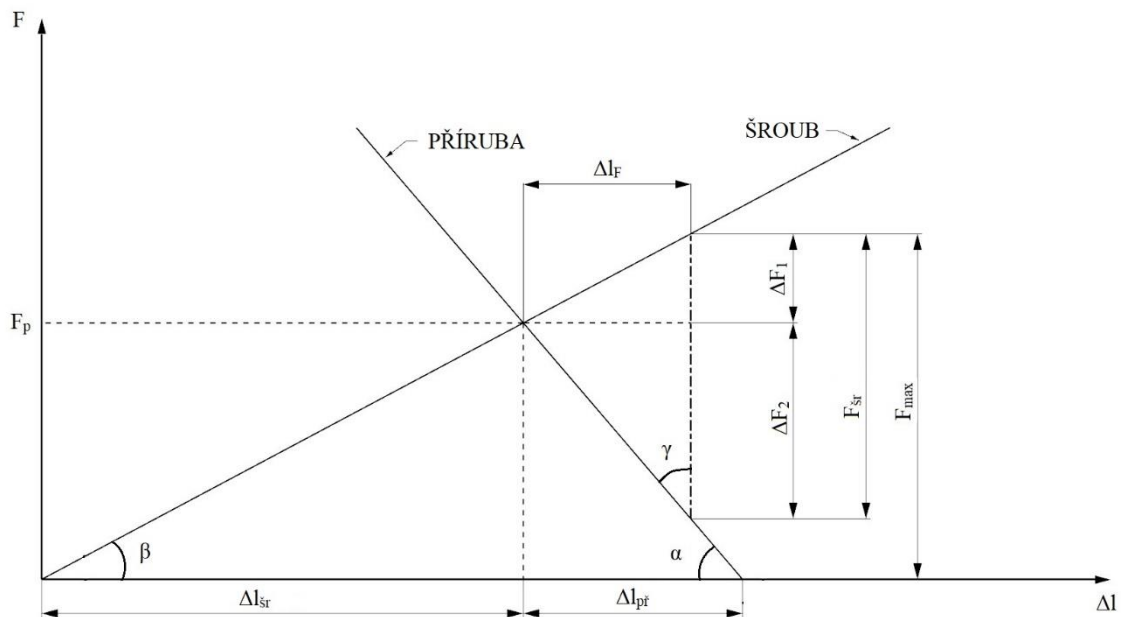
$$F_p = 1,3 \cdot F_{\dot{s}r} = 1,3 \cdot 221115,9 = 287450,6 \text{ N}$$

$F_v$  – síla působící od pracovního tlaku [N]

$F$  – síla působící na jeden šroub od pracovního tlaku [N]

$F_{\dot{s}r}$  – síla ve šroubu [N]

$F_p$  – předepínací síla šroubu [N]



Obr. 7-19 Předepínací diagram šroubového spoje příruby

### a) Nekonečně tuhá příruba

Následují výpočty prodloužení a tuhostí příruby a šroubu.

$$S_j = \frac{\pi \cdot d_{\text{stř}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50,1^2}{4} = 2003 \text{ mm}^2$$

$$\Delta l_{\dot{s}r} = \frac{F_p \cdot (x + t)}{E_{\dot{s}r} \cdot S_j} = \frac{287450,6 \cdot (5 + 160)}{2,06 \cdot 10^5 \cdot 2003} = 0,115 \text{ mm}$$

$$D_{N\dot{A}HR} = s + \frac{t}{10} = 80 + \frac{160}{10} = 96 \text{ mm}$$

$$S_{N\dot{A}HR} = \frac{\pi \cdot (D_{N\dot{A}HR}^2 - d_d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (96^2 - 49^2)}{4} = 5352,5 \text{ mm}^2$$

$$\Delta l_{př} = \frac{F_p \cdot t}{E_{př} \cdot S_{N\dot{A}HR}} = \frac{287450,6 \cdot 160}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5352,5} = 0,041 \text{ mm}$$

$$\text{tg} \beta = \frac{F_p}{\Delta l_{\dot{s}r}}$$

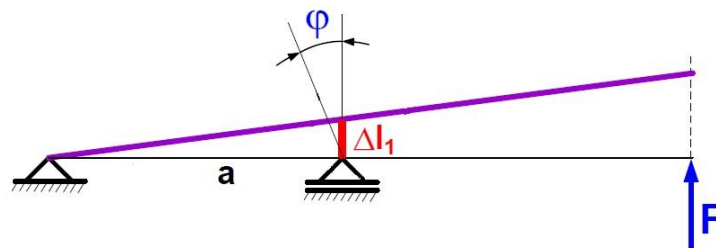
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_P}{\Delta l_{př}}$$

$$\gamma = 90^\circ - \alpha$$

$$\begin{aligned} \Delta l_F &= \frac{F_{\dot{s}r}}{\operatorname{tg} \beta + \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma}} = \frac{F_{\dot{s}r}}{\frac{F_P}{\Delta l_{\dot{s}r}} + \frac{1}{\operatorname{tg} \left( 90 - \operatorname{arctg} \left( \frac{F_P}{\Delta l_{př}} \right) \right)}} = \\ &= \frac{221115,9}{\frac{287450,6}{0,115} + \frac{1}{\operatorname{tg} \left( 90 - \operatorname{arctg} \left( \frac{287450,6}{0,041} \right) \right)}} = 0,0233 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$F_{max} = \operatorname{tg} \beta \cdot (\Delta l_{\dot{s}r} + \Delta l_F) = \frac{287450,6}{0,115} \cdot (0,115 + 0,0233) = 345564,4 \text{ N}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\Delta l_F}{a} \Rightarrow \varphi_1 = \operatorname{arctg} \left( \frac{\Delta l_F}{a} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{0,0233}{50} \right) = 0,0267^\circ$$



Obr. 7-20 Úhel pootočení šroubu při nekonečně tuhé traverze [9]

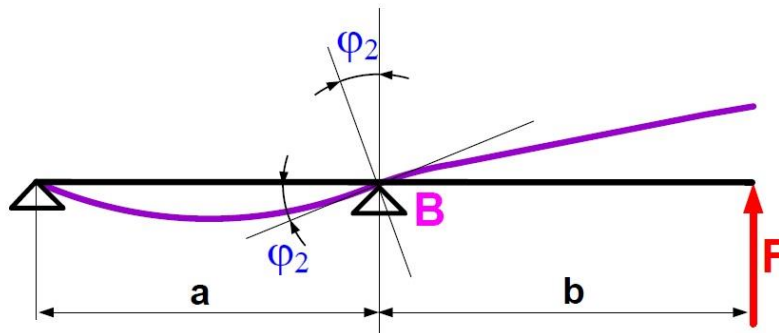
|  |        |
|--|--------|
| $F_{max}$ – maximální síla ve šroubu                       | [N]    |
| $\Delta l_{\dot{s}r}$ – deformace šroubu                   | [mm]   |
| $\Delta l_{př}$ – deformace příruby                        | [mm]   |
| $\operatorname{tg} \beta$ – tuhost šroubu                  | [N/mm] |
| $\operatorname{tg} \alpha$ – tuhost příruby                | [N/mm] |
| $\varphi_1$ – pootočení šroubu při nekonečně tuhé traverze | [°]    |

### b) Nekonečně tuhý šroub

$$J_B = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot B \cdot t^3 = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 23,5 \cdot 160^3 = 16042666,67 \text{ mm}^4$$

$$\varphi_2 = \frac{F \cdot b \cdot a}{3 \cdot E_{\dot{s}r} \cdot J_B} = \frac{107337,8 \cdot 53 \cdot 50}{3 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 16042666,67} = 2,896 \cdot 10^{-5} \text{ }^\circ$$

$$\varphi_c = \varphi_1 + \varphi_2 = 0,0267 + 2,896 \cdot 10^{-5} \doteq 0,0267^\circ = 4,66 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$



Obr. 7-21 Úhel natočení příruby v místě šroubu (B) [9]

$J_B$  – kvadratický moment [mm<sup>4</sup>]

$\varphi_2$  – úhel natočení příruby v místě šroubu [°]

$\varphi_c$  – celkový úhel natočení [°]

**Určení maximálního napětí ve šroubu:**

$$J_{\text{šr}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{šr}}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 50,1^4}{64} = 309257,9 \text{ mm}^4$$

$$M_O = \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E_{\text{šr}} \cdot J_{\text{šr}}}{x + t} = \frac{2 \cdot 4,66 \cdot 10^{-4} \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 309257,9}{5 + 160} = 359848,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot d_{\text{šr}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50,1^3}{32} = 12346 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{F_{\text{max}}}{S_j} + \frac{M_O}{W_O} = \frac{345564,4}{2003} + \frac{359848,7}{12346} = 202 \text{ MPa}$$

$J_{\text{šr}}$  – kvadratický moment šroubu [mm<sup>4</sup>]

$M_O$  – maximální ohybový moment šroubu [N/mm]

$W_O$  – modul průřezu v ohybu [mm<sup>3</sup>]

$\sigma_{\text{max}}$  – maximální napětí ve šroubu [MPa]

Výsledné maximální napětí ve šroubu vyšlo 202 MPa a v porovnání s dovoleným napětím, které bylo určeno 270 MPa zcela vyhovuje.

## 8 Závěr

V první části je představen historický vývoj vytlačovacích lisů a vytlačovacího procesu. Důležitým zjištěním této kapitoly je, že Thomas Burr roku 1820 jako první dokázal spojit proces vytlačování s hydraulikou. Je zde popsán vývoj i některých konkrétních částí samotného vytlačovacího lisu např. kontejneru. Vývoj těchto lisů do dnešní podoby trval přes 200 let.

Druhá kapitola je zaměřena především na zkoumání současného stavu, v jakém se dnešní hydraulické vytlačovací lisy nacházejí. Zástupci současných výrobců hydraulických vytlačovacích lisů byli vybráni UBE Machinery, SMS Group a TS Plzeň. Ze získaných podkladů lze zjistit, jak moc v této oblasti průmyslu technologicky postoupil. V dnešní době jsou vytlačovací lisy i samotný proces vytlačování řízen elektronickými systémy, které optimalizují a zefektivňují celou výrobu. Zajímavostí může být, že implementací těchto moderních technologií je možno ušetřit 30-50 % energie.

Další část se týká podrobného popisu vytlačovacích lisů a vytlačovací technologie. Jsou zde popsány způsoby, podle kterých lze dělit vytlačovací lisy ať už podle konstrukce samotného lisu, či zvolené technologie vytlačování. Důležitou částí je zde kinematické schéma vytlačovacího lisu. Podle něj si lze udělat představu, jak bude lis po zkompletování zhruba vypadat a jak jsou jednotlivé komponenty dohromady sestaveny.

Nejdůležitější částí je samotný návrh jednotlivých komponent. Jako první byly navrhovány jednotlivé pohony vytlačovacího lisu. Hlavní pohon je realizován pomocí plunžru, kde je jako první navržen průměr plunžru ze zadaného pracovního tlaku a maximální vytlačovací síly. Průměr plunžru je s ohledem na použití vhodné ucpávky zaokrouhlen na 1000 mm. Pomocí teorie silnostěnných nádob je určena tloušťka stěny plunžru. Plunžr je navržen jako dutý, jelikož tato varianta přináší celou řadu výhod, např. se tím výrazně sníží hmotnost. Podle rozměru zvolené ucpávky je vnitřní průměr pracovního válce. Tloušťka stěny válce je navržena stejným způsobem jako tloušťka stěny plunžru. Většina ostatních pohonů jsou realizovány pomocí dvojitých pístů. U tohoto typu pohonu je po návrhu dobré zkontrolovat pístnici, zda u ní nemůže dojít ke vzpěru. V další části byl navrhován rám lisu. Konstrukce rámu se skládá ze dvou traverz, tří sloupů a dvanácti půlených matic. Byl namodelován rám lisu, který vychází z konstrukce vytlačovacího lisu CXP 2500. Tento model byl následně zkoumán počítačovou simulací (metoda konečných prvků) v softwaru NX 11. Tímto výpočtem bylo zjištěno, že celý rám je předimenzovaný a napětí v rámu téměř nikde nepřesáhne hodnotu 100 MPa. Maximální deformace tohoto návrhu pak vychází 1,1 mm. Je tedy zapotřebí upravit rozměry modelu a opět tento model podrobit počítačovému výpočtu. Úprava rozměrů se týkala především průměru sloupů, kde z hodnoty 550 mm se průměr snížil na 330 mm. Maximální napětí v rámu se pohybuje okolo 160 MPa. Je nutné zdůraznit, že výpočtový model je velice zjednodušený a neuvažují se v něm předepnuté spoje mezi sloupy a traverzami, kvůli kterým by se namáhání sloupů zvětšilo. Některé jednoduché výpočty byly provedeny pomocí teorie pružnosti a pevnosti a výsledky byly následně porovnány s výsledky metody konečných prvků. Další navrhovanou komponentou rámu byla půlená matice, která musí splňovat dovolený tlak v závitě a dovolený tlak mezi maticí a přírubou. Aby nebyl předepnutý spoj úplně zanedbán, byl proveden výpočet předepnutého spoje mezi sloupem a traverzou. Výsledkem tohoto výpočtu je následující, že vlivem předepnutí by sloup měl mít minimální průměr 420 mm místo 330 mm při zvolené stejné bezpečnosti.

## Literatura:

- [1]ČECHURA, Milan a Jiří STANĚK. *Tvářecí stroje hydraulické lisy*. 1. plzeň: vydavatelství západočeské univerzity, 1999. ISBN 80-7082-480-8.
- [2]KŮRKA. *Plunžrové ucpávky*. 1. Plzeň: neuvedeno, 1981.
- [3]KOLEKTIV AUTORŮ. *Dichtelemente für Hydraulik und Pneumatik*. 2. Hamburg: Martin Merkel KG, Hamburg, 1980.
- [4]ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. *Konstrukce tvářecích strojů*. 1. Plzeň: Vydavatelství Západočeská univerzita, 1999. ISBN 978-80-261-0513-8.
- [5]BAUSER, M, G SAUER a K SIEGERT. *Extrusion: Second edition*. 2. Ohio: ASM International, 2006.
- [6]RUDOLF, B a M KOPECKÝ. *Tvářecí stroje-základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL, 1982.
- [7]AUTOR NEUVEDEN. *ČESKOSLOVENSKÁ STÁTNÍ NORMA ČSN 01 4052*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1966.
- [8]STANĚK, Jiří. *Sloupové matice: KKS/KTS přednáška*. Plzeň, 2007.
- [9]STANĚK, Jiří. *Výpočet příruby pracovního válce: KKS/KTS přednáška*. Plzeň.
- [10]SAHA, Prapid. *Aluminium Extrusion Technology*. Ohio: ASM International, 2000.
- [11]TS Plzen: *Hydraulic Presses* [online]. [cit. 2020-07-04]. Dostupné z: <http://www.czech-presses.eu/hydraulic-presses.htm>
- [12]*History of Aluminium Extrusion. In: Framing Tech* [online]. [cit. 2020-07-04]. Dostupné z: <https://www.framingtech.com/history-of-aluminum-extrusion/>
- [13]UBE Machinery: *Extrusion Presse* [online]. [cit. 2020-07-04]. Dostupné z: <https://www.ubemachinery.co.jp/english/product/extrusion.html>
- [14]SMS Group: *Extrusion presses for steel* [online]. [cit. 2020-07-04]. Dostupné z: <https://www.sms-group.com/plants/all-plants/extrusion-presses-for-steel/>
- [15]*Metal Extrusion. In: The Library of Manufacturing* [online]. [cit. 2020-07-04]. Dostupné z: <http://thelibraryofmanufacturing.com/extrusion.html#top>
- [16]*METAL SHAPING PROCESSES: The Library of Congress Cataloging* [online]. [cit. 2020-07-04]. Dostupné z: <https://books.google.cz/books?>
- [17]Three major hollow extrusion setups: port-hole die, spider die, and bridge die. <https://www.researchgate.net/> [online]. [cit. 2020-07-06]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Three-major-hollow-extrusion-setups-port-hole-die-spider-die-and-bridge-die\\_fig2\\_325356951](https://www.researchgate.net/figure/Three-major-hollow-extrusion-setups-port-hole-die-spider-die-and-bridge-die_fig2_325356951)
- [18]Hot Extrusion Temperature for Various Metals. *Industrialextrusion machinery.com* [online]. [cit. 2020-07-06]. Dostupné z: [http://www.industrialextrusionmachinery.com/extrusion\\_process\\_hot\\_extrusion.html](http://www.industrialextrusionmachinery.com/extrusion_process_hot_extrusion.html)

## Seznam obrázků

|   |    |
|---|----|
| Obr. 2-1 Hydraulický lis realizovaný Josephem Bramahem [1] .....              | 2  |
| Obr. 2-2 Bramahův lis pro vytlačování olova [5] .....                         | 3  |
| Obr. 2-3 Hydraulický vytlačovací lis (1895) [5] .....                         | 4  |
| Obr. 2-4 Třívrstvý kontejner s indukčním zahříváním [5] .....                 | 5  |
| Obr. 3-1 Vytlačovací lis NPC-SS [13] .....                                    | 7  |
| Obr. 3-2 Energetické využití START-STOP [14] .....                            | 7  |
| Obr. 3-3 Vytlačovací lis SMS 60 MN [14] .....                                 | 8  |
| Obr. 3-4 Vytlačovací lis SMS 150 MN pro vytlačování slitin hliníku [14] ..... | 9  |
| Obr. 3-5 Vytlačovací lis CXT 1600-P [6] .....                                 | 11 |
| Obr. 4-1 Hydraulický vytlačovací lis pro přímé vytlačování [10] .....         | 13 |
| Obr. 4-2 Hydraulický vytlačovací lis pro nepřímé vytlačování [10] .....       | 14 |
| Obr. 4-3 Konstrukce rámu vytlačovacího lisu [4] .....                         | 15 |
| Obr. 4-4 Schéma vytlačování plného profilu [4] .....                          | 16 |
| Obr. 4-5 Schéma vytlačování dutého profilu pomocí trnu [4] .....              | 17 |
| Obr. 4-6 Kombinované matrice [17] .....                                       | 18 |
| Obr. 5-4-1 Kinematické schéma hydraulického vytlačovacího lisu .....          | 19 |
| Obr. 6-1 Schéma hlavního pohonu .....   | 22 |
| Obr. 6-2 Řešení utěsnění plunžru [1] .....                                    | 24 |
| Obr. 6-3 Průběh napětí ve stěně plunžru .....                                 | 25 |
| Obr. 6-4 Průběh napětí ve stěně válce .....                                   | 28 |
| Obr. 6-5 Detail dosednutí plunžru na dno válce .....                          | 31 |
| Obr. 6-6 Schematické znázornění zpětného pohonu .....                         | 32 |
| Obr. 6-7 Schéma dvojčinného pístu pro pohon kontejneru .....                  | 33 |
| Obr. 6-8 Schéma dvojčinného pístu pro pohon nůžek .....                       | 35 |
| Obr. 7-1 Zjednodušený výpočtový model rámu .....                              | 36 |
| Obr. 7-2 Rozměry prvotního návrhu rámu .....                                  | 37 |
| Obr. 7-3 Deformace rámu lisu v nezatíženém stavu .....                        | 37 |
| Obr. 7-4 Maximální průhyb sloupu v nezatíženém stavu .....                    | 38 |
| Obr. 7-5 Deformace rámu v zatíženém stavu .....                               | 39 |
| Obr. 7-6 Napětí v rámu při zatíženém stavu .....                              | 39 |
| Obr. 7-7 Zprůměrované napětí v průřezu sloupu .....                           | 40 |
| Obr. 7-8 Výpočtový model rámu s upravenými rozměry .....                      | 41 |
| Obr. 7-9 Deformace rámu lisu v nezatíženém stavu .....                        | 42 |
| Obr. 7-10 Deformace rámu lisu v zatíženém stavu .....                         | 42 |
| Obr. 7-11 Odměřené deformace sloupu .....                                     | 43 |
| Obr. 7-12 Napětí v rámu při zatíženém stavu .....                             | 44 |
| Obr. 7-13 Zprůměrované napětí v průřezu sloupu .....                          | 44 |
| Obr. 7-14 Předepínací diagram .....   | 45 |
| Obr. 7-15 Schéma lichoběžníkového nerovnoramenného závitu [7] .....           | 47 |
| Obr. 7-16 Uložení sloupu v traverze [8] .....                                 | 49 |
| Obr. 7-17 Schéma uložení plunžru [2] .....                                    | 50 |
| Obr. 7-18 Výpočtový model šroubů příruby [9] .....                            | 51 |
| Obr. 7-19 Předepínací diagram šroubového spoje příruby .....                  | 52 |
| Obr. 7-20 Úhel pootočení šroubu při nekonečně tuhé traverze [9] .....         | 53 |
| Obr. 7-21 Úhel natočení příruby v místě šroubu (B) [9] .....                  | 54 |

## Seznam tabulek

|  |    |
|--|----|
| Tab. 3-1 Parametry vytlačovacích lisů pro vytlačování slitin oceli [14] .....    | 8  |
| Tab. 3-2 Parametry konkrétních vytlačovacích lisů pro slitiny oceli [14] .....   | 8  |
| Tab. 3-3 Parametry vytlačovacích lisů pro vytlačování slitin hliníku [14] .....  | 9  |
| Tab. 3-4 Parametry konkrétních vytlačovacích lisů pro slitiny hliníku [14] ..... | 9  |
| Tab. 3-5 Parametry vytlačovacích lisů řady CXT [6] .....                         | 10 |
| Tab. 4-1 Teploty materiálů pro vytlačování za tepla [18] .....                   | 16 |
| Tab. 6-1 Zadané parametry vytlačovacího lisu .....                               | 22 |
| Tab. 7-1 Rozměry vybraného závitu .....  | 47 |
| Tab. 7-2 Rozměry uložení plunžru .....   | 50 |



## Seznam příloh

Příloha č. 1 – CAD 3D modely navrhovaného třísloupového hydraulického vytlačovacího lisu

### Výkresová dokumentace

| <b>Druh dokumentace</b> | <b>Název</b>    | <b>Číslo výkresu</b> | <b>Formát</b> |
|-------------------------|-----------------|----------------------|---------------|
| Výkres sestavy          | Vytlačovací lis | VL-01                | A2            |
| Výrobní výkres          | Pracovní válec  | VV-01                | A3            |

### Použitý software

Microsoft Office Word 2016

NX 12.0

Autodesk Inventor Professional 2018