

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Porovnání stavění válců válcovacích stolic

Autor: **Bc. Pavel Stránský**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

**ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**  
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel STRÁNSKÝ**  
Osobní číslo: **S14N0042K**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Porovnání stavění válců válcovacích stolic**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

**Základní požadavky:**

V úvodu práce bude provedena rešerše na téma válcovací stroje. V práci budou vypracovány varianty konstrukčních válcovací stolice. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.

**Základní technické údaje:**

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

**Osnova diplomové práce:**

1. Provedení rešerše na téma válcovací stroje
2. Návrh konstrukčních variant
3. Konstrukční návrh zvoleného řešení
4. Vypracování zadané výkresové dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**KOVÁČ, A., JENKUT, M.** *Tvárníacie stroje*. Bratislava: Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978

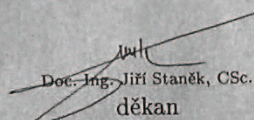
**STANĚK, J.** *Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2001

**RUDOLF, B., KOPECKÝ, M.** *Tvářecí stroje*. Praha: SNTL, 1985

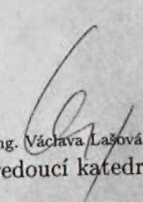
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Hejduk**  
TS Plzeň a.s.

Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**  
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



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

V Plzni dne 22. září 2014

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Stránský	Jméno Pavel	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	„Stavba výrobních strojů a zařízení“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del>BAKALÁŘSKÁ</del>	Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Porovnání stavění válců válcovacích stolic		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

**POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)**

<b>CELKEM</b>	73	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	65	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh hydraulického stavění pracovních válců válcovací stolice DUO s analytickými výpočty i využitím metody konečných prvků. 3D model a výpočty jsou zpracovány v programu Siemens NX a výkresová dokumentace pak v Solid Edge.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>válcovací stolice, DUO, hydraulické stavění pracovních válců, pracovní tlak, pracovní síla, kapalina, stlačitelnost kapaliny</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Stránský	Name Pavel		
<b>FIELD OF STUDY</b>	Design of Manufacturing Machines and Equipment			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan		
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<b>Delete when not applicable</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Comparison of stroke device of rolling mill rollers			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	73	<b>TEXT PART</b>	65	<b>GRAPHICAL PART</b>	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The Diploma work contains design of hydraulic device for change position rolls of rolling mill DUO with analytical calculations and using finite element method. 3D model and the calculations are processed in Siemens NX and drawings in Solid Edge.
<b>KEY WORDS</b>	rolling mill, DUO, hydraulic device for change position of rolls of rolling mill, working pressure, working power, liquid, compressibility of the liquid

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé práce panu Doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. a konzultantovi panu Ing. Jiřímu Hejdukovi, za praktické poznámky, rady a připomínky.

## Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk .....	11
1. Zadavatel - TS Plzeň a.s. (dříve ŠKODA TS) - Těžké strojírenství.....	13
1.1. Cíl diplomové práce.....	13
2. Úvod do problematiky .....	14
2.1. Teorie válcování .....	14
2.2. Válcovací stolice.....	14
2.3. Základní rozdělení válcovacích stolic.....	15
2.4. Části válcovací stolice .....	17
2.4.1. Stojany .....	19
2.4.2. Pracovní válce .....	20
2.4.3. Ložiska .....	20
2.4.4. Nastavovací zařízení .....	21
2.4.5. Stolice ozubených válců .....	22
2.4.6. Vřetena a objímky.....	23
2.4.7. Reduktory.....	23
2.4.8. Pohony válcovacích stolic.....	24
2.4.9. Spojky .....	24
3. Návrh konstrukce stavěcího zařízení pracovních válců .....	25
3.1. Původní konstrukce s elektromechanickým stavěním.....	25
3.2. Hydraulické stavěcí zařízení.....	28
3.3. Hydraulický obvod .....	29
3.4. Průměry hydraulických válců s ohledem na dosažení válcovací síly.....	31
3.4.1. Celková síla působící na píst.....	31
3.5. Návrh hydraulického válce .....	34
3.6. Výpočet příruby hydraulického válce.....	35



3.6.1. Výpočet šroubů .....	37
3.6.2. Příruba nekonečně tuhá.....	38
3.6.3. Výpočet při uvažování tuhého šroubu .....	39
3.7. Výpočet stlačitelnosti pracovní kapaliny .....	41
3.7.1. Charakteristika kapalin .....	41
3.7.2. Stlačitelnost kapalin .....	42
3.8. Výpočet stlačení sloupce kapaliny.....	43
3.8.1. Výpočet sloupce $T1 = 60$ mm.....	43
3.8.2. Výpočet sloupce $T2 = 120$ mm.....	44
3.8.3. Výpočet sloupce $T3 = 180$ mm.....	45
3.9. Shrnutí výsledků .....	47
3.10. Tlakový úbytek při průtoku kapaliny.....	47
3.10.1. Výpočet tlakového úbytku při nastavení pístu 3 mm/s do tlaku.....	47
3.10.2. Výpočet tlakového úbytku při nastavení pístu 10 mm/s do otevření.....	48
3.10.3. Shrnutí výsledků .....	49
4. Výpočet konstrukce stolice pomocí MKP .....	50
4.1. Výpočet tuhosti stojanu .....	50
4.1.1. Okrajové podmínky stojanu .....	51
4.1.2. Posunutí stojanu ve svislé ose $Z$ .....	52
4.1.3. Napětí ve stojanu.....	52
4.2. Výpočet hydraulického válce.....	53
4.2.1. Okrajové podmínky válce .....	54
4.2.2. Deformace válce .....	55
4.2.3. Napětí ve válci .....	56
4.3. Zhodnocení výsledků.....	57
5. Celkové množství kapaliny dodávaného zdrojem .....	58

6. Porovnání dosud používaného kombinovaného elektromechanického s čistě hydraulickým stavěním válců z hlediska konstrukčního, montážního a nákladů na údržbu a provoz .....	59
6.1. Porovnání z hlediska konstrukčního .....	59
6.2. Porovnání z hlediska montáže a nákladů na údržbu a provoz .....	60
7. Závěr .....	62
Seznam obrázků.....	64
Seznam příloh .....	65

## Seznam použitých symbolů a zkratek

### Seznam symbolů

$l$	délka	[mm]
$d, D$	průměr	[mm]
$E$	modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F$	síla	[N]
$S$	plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$k$	bezpečnost	[-]
$m$	hmotnost	[kg]
$p$	tlak	[MPa]
$Re$	napětí na mezi kluzu	[MPa]
$\sigma_D$	dovolené napětí v tahu	[MPa]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\beta$	součinitel stlačitelnosti	[m <sup>2</sup> N <sup>-1</sup> ]
$V$	objem	[m <sup>3</sup> ]
$\rho$	hustota	[kg m <sup>-3</sup> ]
$T$	teplota	[°C]
$Q$	průtok	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
$R$	hydraulický odpor	[N s <sup>2</sup> m <sup>8</sup> ]
$g$	gravitační zrychlení	[m s <sup>-2</sup> ]
$M_o$	ohybový moment	[Nm]
$\varphi$	úhel	[°]
$W_o$	modul průřezu v ohybu	[m <sup>3</sup> ]

### Seznam zkratek

1D	Jednorozměrný
2D	Dvourozměrný
3D	Trojrozměrný
MKP	Metoda konečných prvků

## Úvod

Tématem diplomové práce je návrh nového konstrukčního řešení zařízení pro stavění válců reverzní válcovací stolice DUO, pro válcování bloků a ploštin za tepla. Zadavatelem této práce je firma TS Plzeň a.s.

Současný stav je takový, že válcovací stolice jsou vybaveny elektromechanickým stavěcím zařízením nebo elektromechanickým zařízením s hydraulickým dostavováním válcovací mezery. Hlavním cílem této práce je ověření, zda tyto systémy stavění válců budou moci být nahrazeny čistě hydraulickým zařízením, které je předmětem mé práce.

# 1. Zadavatel - TS Plzeň a.s. (dříve ŠKODA TS) - Těžké strojírenství



TS Plzeň a.s. (dříve ŠKODA TS) zajišťuje již více než 150 let konstrukci a výrobu různých strojů a zařízení. Pro své zákazníky zajišťuje kompletní servis činností od konzultací a úvodních studií až po zpracování konstrukční dokumentace, výrobu, dodávky, montáže a uvedení zařízení do provozu.

Konstrukční a projekční kanceláře společnosti jsou vybaveny nejmodernějšími CAD systémy, výrobní proces je zajišťován pomocí automatického systému řízení výroby. Pružnost a maximální vstřícnost při zajišťování potřeb a požadavků zákazníků jsou typické znaky práce společnosti TS Plzeň a.s. [1]

## 1.1.Cíl diplomové práce

Hlavním cílem mé diplomové práce je provedení konstrukčního návrhu zařízení pro stavění válců DUO stolice v čistě hydraulickém provedení. Tohoto cíle bude dosaženo pomocí následujících dílčích cílů:

- Průměry hydraulických válců s ohledem na dosažení válcovací síly při válcování za tepla.
- Určení množství tlakového oleje dodávaného zdrojem 22 MPa
- Vlastnosti sloupce tlakového oleje ve válcích v závislosti na poloze pístu ve válci
- Pevnostní kontrola nejvíce namáhaných částí stavění (válec)
- Porovnání dosud používaného kombinovaného elektromechanického s čistě hydraulickým stavěním válců z hledisek konstrukčních, montážních a nákladů na údržbu a provoz

## 2. Úvod do problematiky

### 2.1. Teorie válcování

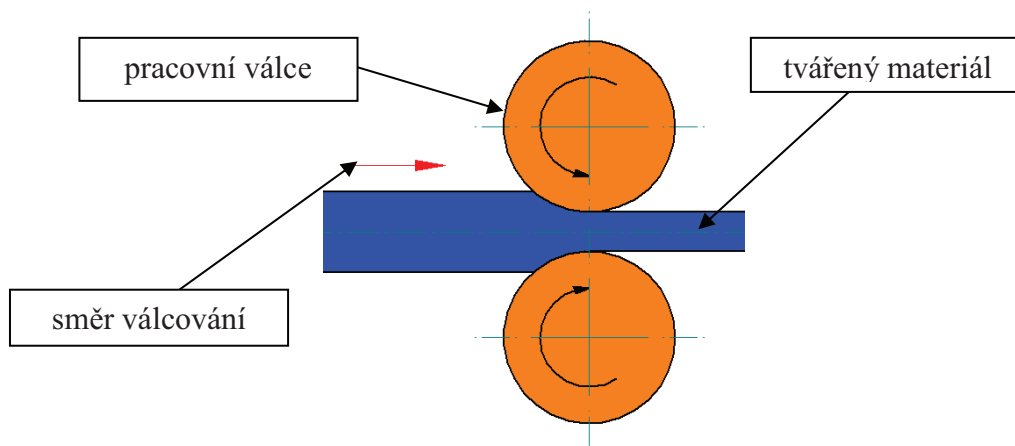
[2, 3, 4]

Při válcování dochází k tváření materiálu mezi dvěma otáčejícími se válci. Základní rozdělení je válcování za tepla a za studena. Dělicím kritériem je výše rekrytalizační teploty  $T_R$  dané slitiny nebo kovu. Hodnota rekrytalizační teploty závisí na teplotě tavení  $T_{tav}$ :

$$T_R \approx 0,35 \div 0,40 T_{tav}$$

Válcováním za studena probíhá při teplotách nižších než  $0,3 T_{tav}$ . Materiálu je zvyšována jeho pevnost, tvrdost a mez kluzu. Naopak tažnost a kontrakce klesá. Ke zpevnění materiálu dochází v důsledku zdeformování krystalické mřížky. Pokud je nutné materiál dále tvářet, musí mu být obnoveny jeho původní vlastnosti tzv. rekrytalizačním žiháním.

Tvářecí postupy prováděné nad teplotou  $0,7 T_{tav}$ , se nazývají tváření za tepla. Při válcování za tepla nedochází ke zpevnění materiálu. Krystalická mřížka nezůstane po tváření zdeformována, protože ihned po jejím zdeformování dochází k rekrytalizaci. Při tváření za tepla je deformační odpor materiálu menší než při tváření za studena a proto stačí k přetvoření materiálu menší síly.



Obr. 1 Průběh válcování

### 2.2. Válcovací stolice

Stroje, využívající ke zpracování materiálu dvojici pracovních válců, které konají rotační pohyb. Touto technologickou operací jsou zpravidla zpracovávány polotovary ze slévárny tzv. ingoty.

Technologie válcování materiálu za tepla je používána především v těžkém průmyslu. Válcování za studena je využito při konečném válcování přesných vývalků z polotovary. Ve válcovnách se válcují polotovary (předvalky) nebo hotové výrobky:

- tvarové profily a nosníky
- kolejnice
- plechy
- bezešvé trubky
- dráty většího průměru
- speciální vývalky



Obr. 2 Válcovací stolice<sup>1</sup>

### 2.3. Základní rozdělení válcovacích stolic

Válcovací stolice zachycuje silové účinky vznikající při válcování mezi materiálem a nástrojem. Podle smyslu otáčení válců rozdělujeme stolice:

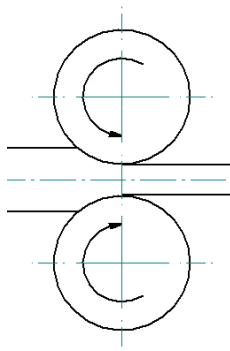
- jednosměrné – válce se otáčejí jedním směrem
- vratné (reversní) – válce mění smysl otáčení

---

<sup>1</sup> Zdroj: <http://yong-bi.blogspot.cz/2012/03/pilot-hot-rolling-mill-system-at.html>

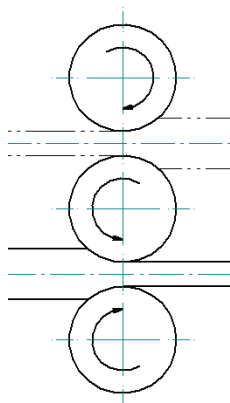
V závislosti na konstrukci, počtu a uložení válců rozlišujeme několik typů válcovacích stolic:

- *duo* – mají dva pracovní válce, které jsou zabudované v předvalkových a profilových tratích



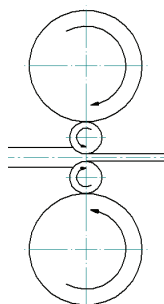
Obr. 3 Válcovací stolice duo

- *trio* – mají tři pracovní válce



Obr. 4 Válcovací stolice trio

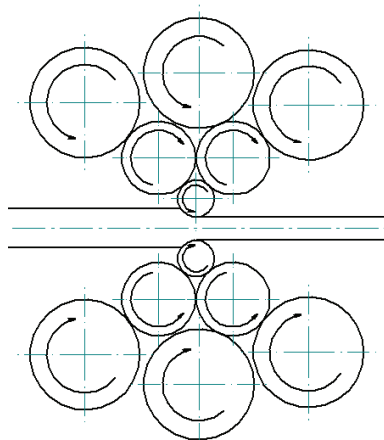
- *kvarto* – je vybavena dvěma pracovními a dvěma opěrnými válci. Pracovní válce mají menší průměr a jejich průhybu při působení válcovacích sil zabráňují opěrné válce s větším průměrem



Obr. 5 Válcovací stolice kvarto



- *víceválcové stolice* – stolice různých konstrukcí s vyšším počtem válců pro válcování pásů (šestiválcové, dvanáctiválcové a dvacetiválcové stolice)



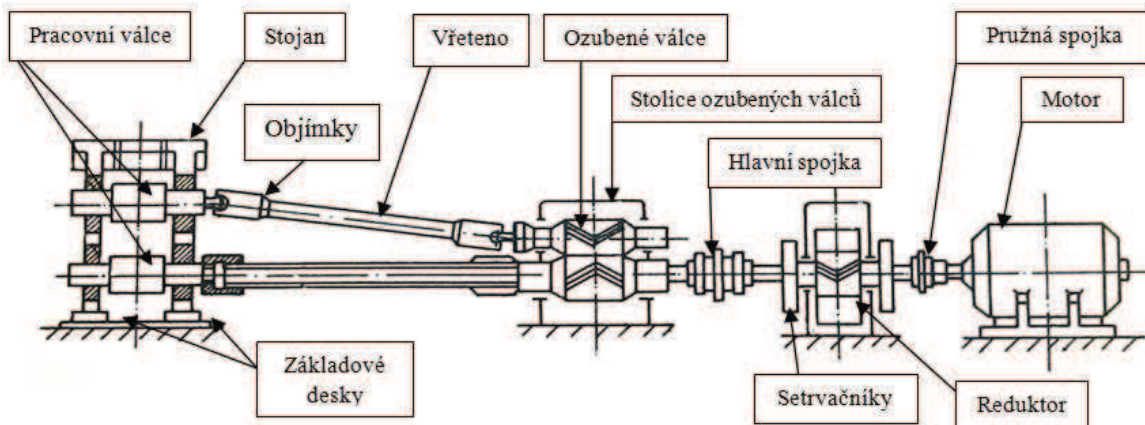
Obr. 6 Dvanáctiválcová stolice

## 2.4. Části válcovací stolice

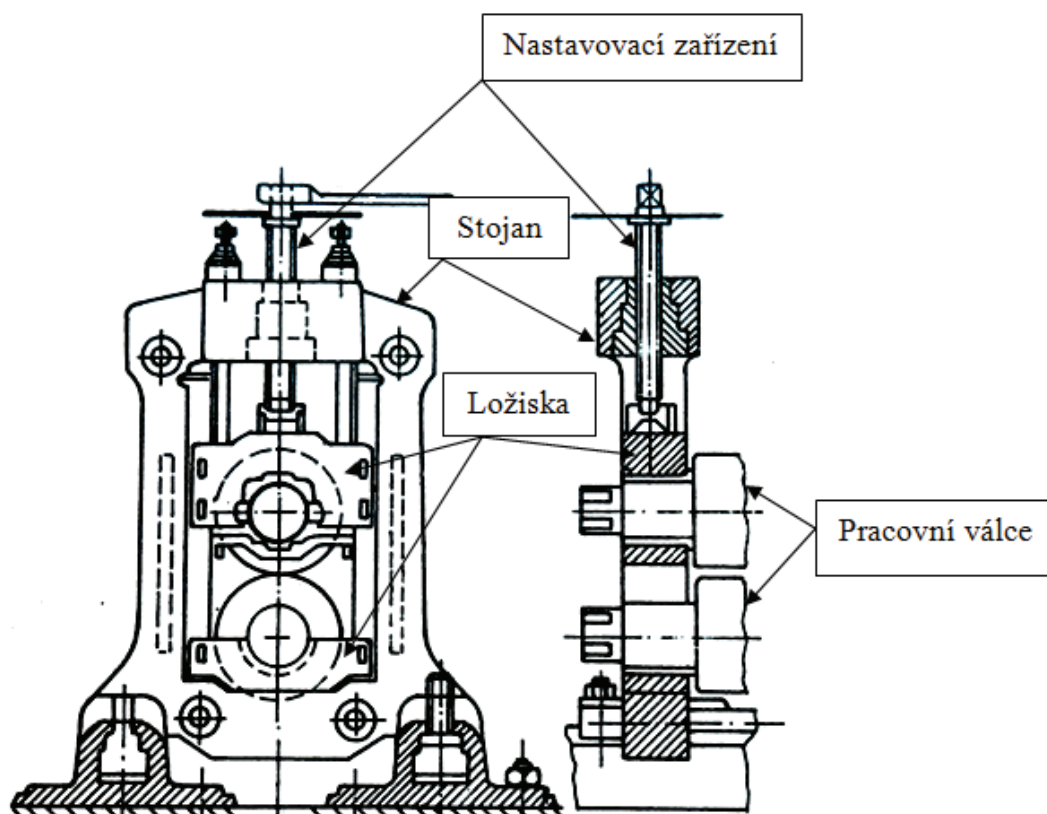
Konstrukce válcovací stolice se skládá z těchto částí:

- stojany
- pracovní válce
- nastavovací zařízení
- vyvažovací zařízení
- pohon

Otáčivý pohyb válců, které jsou uloženy v ložiskových tělesech ve stojanu, zabezpečuje motor. Válce jsou pomocí objímek spojeny s vřeteny. Další částí je stolice se dvěma ozubenými válci, pro zajištění synchronních otáček pracovních válců. Ke snížení počtu otáček slouží reduktor, jenž může být opatřen setrvačnicí. Mezi motorem a reduktorem je pružná spojka a mezi reduktorem a stolicí ozubených válců se nachází hlavní spojka. Stojany jsou upevněny základovými deskami k podkladu. Schéma válcovací stolice je zobrazeno na *Obr. 7* a *8*.



Obr. 7 Válcovací stolice včetně pohonu [2]

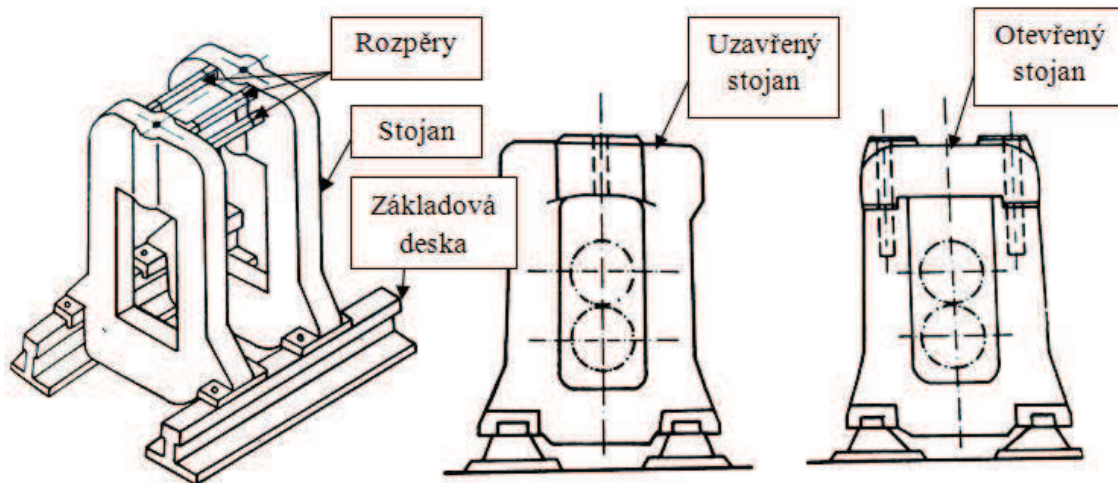


Obr. 8 Válcovací stolice – bokorys [2]

### 2.4.1. Stojany

Každá válcovací stolice má dva stojany, ve kterých jsou uloženy čepy válců. Horní a dolní část je spojena příčnými traverzami. Traverzy jsou pevně spojeny se stojany a zabraňují vzniku vibrací a výkyvů. Stojany se vyrábějí z legované litiny anebo z legované oceli jako odlitek. Z konstrukčního hlediska dělíme stojany:

- uzavřené – vyrábějí se z jednoho kusu
- otevřené – mají oddělenou hlavu, která je ke stojanu přišroubována



Obr. 9 Stojany [2]

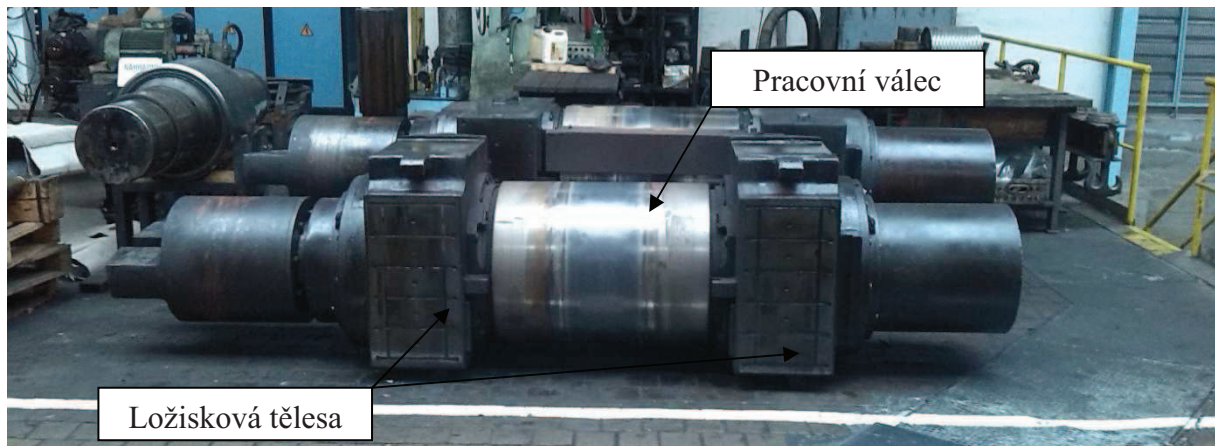


Obr. 10 Odlitek stojanu<sup>2</sup>

<sup>2</sup> Zdroj: <http://www.citicmc.com/uploadfile/201310/8/1422599329.jpg>

### 2.4.2. Pracovní válce

Základní částí válcovací stolice jsou válce, mezi nimiž se kov plasticky deformuje. Dávají materiálu požadovaný tvar, rozměr a jakost povrchu. Přenášejí silové a momentové zatížení. Válce rozdělujeme podle jejich funkce na pracovní a opěrné. Podle technologie jsou rozděleny na válce na válcování plochých vývalků, na kalibrované a speciální válce.



Obr. 11 Pracovní válec

### 2.4.3. Ložiska

Ložiska jsou určeny pro přesné uložení čepů a válců, a to v horizontální nebo vertikální rovině. Používají se ložiska s kluzným, valivým nebo kapalinovým třením. Jejich konstrukce se skládá z ložiskového tělesa a ložisek. Ložiska s kluzným třením, mají vyrobené pánve z umělých organických látek a dosahují tření 0,02 až 0,1.



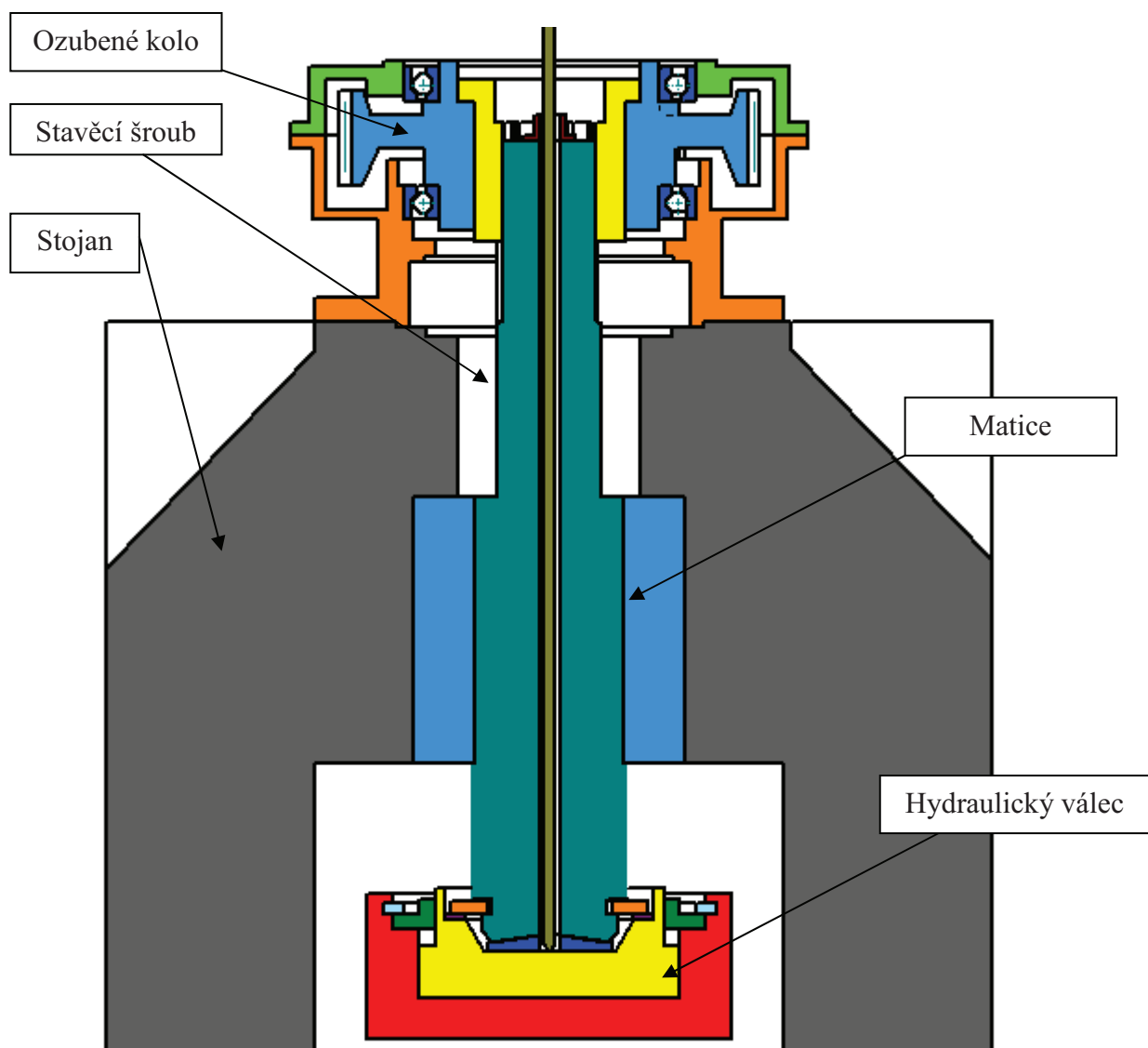
Obr. 12 Valivé ložisko

Valivá ložiska mají podstatně nižší součinitel tření (0,0012 až 0,003). Díky menšímu opotřebení zajišťují vysokou přesnost válcovaného materiálu. Používají se kuželíková, soudečková a válečková ložiska.

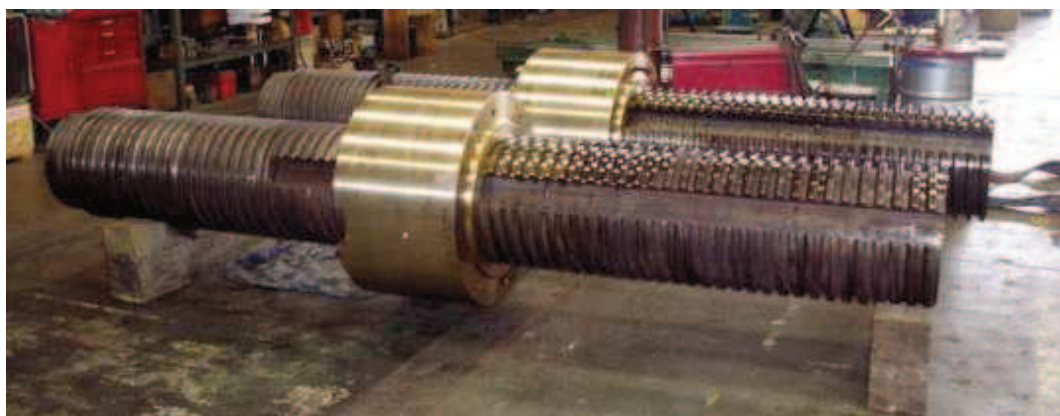
#### 2.4.4. Nastavovací zařízení

Slouží k změně polohy horního válce a tím k nastavení mezery mezi válci. Základní je mechanické nastavení pomocí stavěcího šroubu ovládané pákou. Novější způsob se nazývá elektromechanické stavění, kde je stavěcí šroub otáčen pomocí šnekového převodu viz *Obr. 13*.

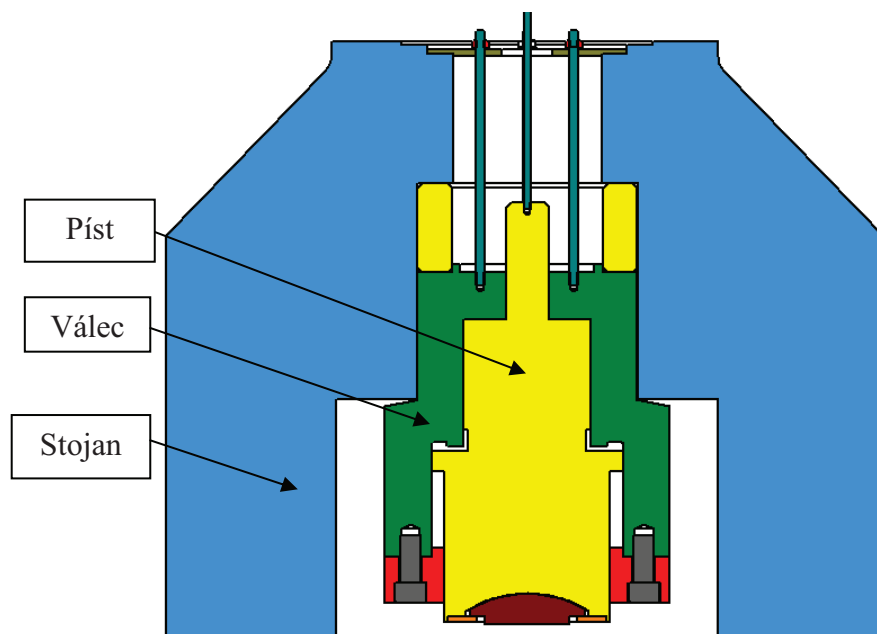
Nejnovější konstrukce je poháněna čistě hydraulicky. V hydraulickém válci je nastavována pomocí dodávané kapaliny poloha pístu a tím i velikost mezery mezi válci viz *Obr. 15*.



Obr. 13 Schéma elektromechanického stavěcího zařízení s hydraulickým válcem pro dostavení



Obr. 14 Stavěcí šroub s mosaznou matkou<sup>3</sup>



Obr. 15 Hydraulické stavění válců

#### 2.4.5. Stolice ozubených válců

Na přenos otáčivého pohybu hřídele motoru a na jeho rozdělení na pracovní válce se používá stolice ozubených válců. Ozubené válce jsou uloženy v litinové skříni s odnímatelným krytem naplněným olejem.

Poháněný je spodní ozubený válec momentem  $M$ , který se přenáší na oba hřebenové válce a přes vřetena na pracovní válce.

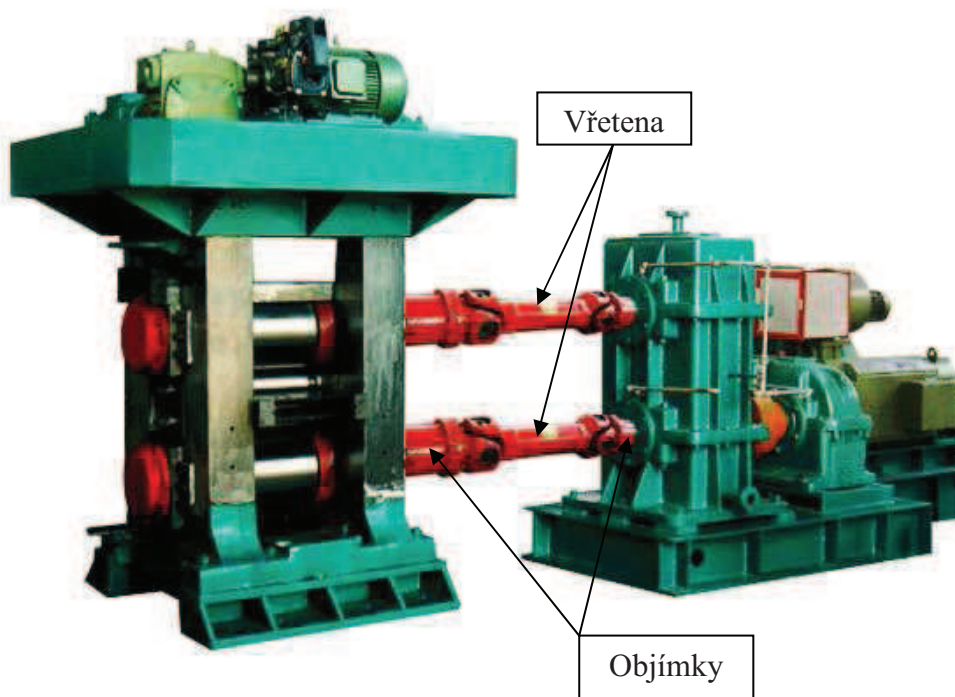
<sup>3</sup> Zdroj: <http://www.herr-voss.com/cmsFiles/pgallery/541/735.jpg>

Ozubené válce jsou vyrobeny z kované legované oceli s kaleným, většinou evolventním, ozubením.

#### 2.4.6. Vřetena a objímky

Vřetena jsou ocelové kované hřídele spojující čepy pracovních válců s čepy ozubených válců. Umožňují také osové vychýlení podle polohy hnaného válce.

Vřetena se spojují pomocí objímek, jež jsou vyrobeny ze stejně pevného materiálu jako vřetena. Objímky, kromě toho, že spojují vřetena, mají i úlohu pojistky v případě extrémního zatížení stolice.



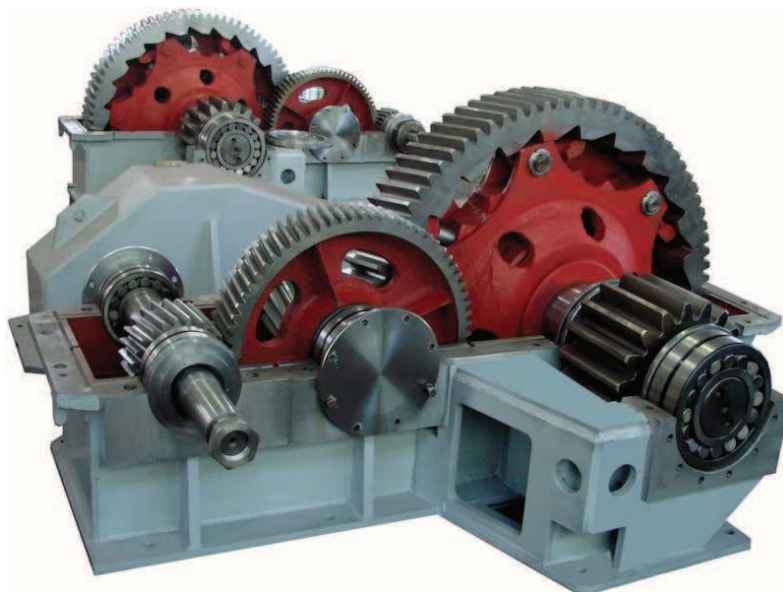
Obr. 16 Vřetena a objímky<sup>4</sup>

#### 2.4.7. Reduktory

Reduktory jsou převody ozubením, které snižují počet otáček od hnacího motoru k pracovním válcům stolice. Mohou být jednostupňové, dvoustupňové, třístupňové.

<sup>4</sup>Zdroj:

[http://img.weiku.com/waterpicture/2011/10/27/19/550X1300\\_aluminum\\_plate\\_hot\\_rolling\\_mill\\_634594806539207056\\_1.jpg](http://img.weiku.com/waterpicture/2011/10/27/19/550X1300_aluminum_plate_hot_rolling_mill_634594806539207056_1.jpg) 28. 2. 2015



Obr. 17 Reduktor

#### 2.4.8. Pohony válcovacích stolic

Pohon válcovací stolice se skládá z motoru hlavního pohonu s regulačním systémem, z ozubených převodů a spojovacích prvků. Kromě toho plynulou práci stolice zajišťují pomocné mechanismy vybavené samostatnými elektromotory s příslušnou regulací.

Vzhledem ke zvyšující se hmotnosti vývalků, válcovacích rychlostí, nároků na přesnost a snižování spotřeby energie je třeba volit elektrické pohony tak aby se při nich mohla využít řídicí a výpočtová technika.

#### 2.4.9. Spojky

Spojky jsou určeny k přenosu krouticího momentu na pracovní válce. Funkčně rozlišujeme spojky za elektromotorem, které jsou převážně pružné. Jejich úlohou je tlumit válcovací nárazy a zamezit přenos nárazů na elektromotor. Většinou jsou kotoučové, zubové nebo diskové.

Hlavní spojky přenášejí krouticí moment na stolicí ozubených válců.

---

<sup>4</sup>Zdroj: <http://www.magma.net.ua/pictures/reduktor-00.jpg> 28. 2. 2015



### 3. Návrh konstrukce stavěcího zařízení pracovních válců

Cílem této práce je návrh konstrukce nastavovacího zařízení pracovních válců válcovací stolice. Původní konstrukce je vybavena elektromechanickým stavěním s hydraulickým dostavováním válcovací mezery. Nová konstrukce bude s čistě hydraulickým stavěním pracovních válců válcovací stolice.

#### Požadované parametry hydraulického stavění:

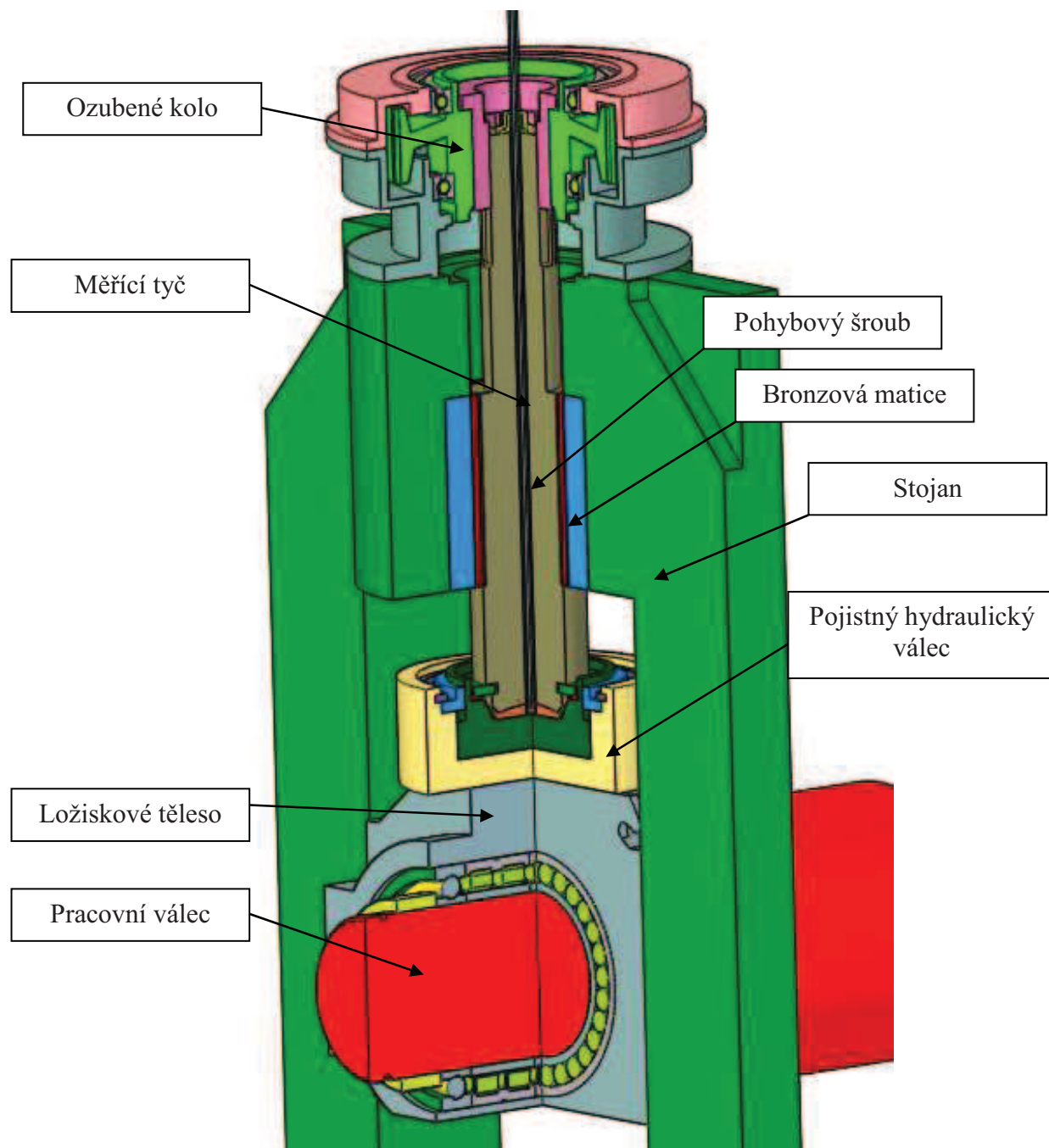
- |   |                   |                |
|---|-------------------|----------------|
| • Válcovací síla max.                           |                   | <b>6,5 MN</b>  |
| • Max. rychlost stavění                         | -do tlaku         | <b>3 mm/s</b>  |
|   | -otevření stolice | <b>10 mm/s</b> |
| • Pracovní zdvih hydraulických válců            |                   | <b>180 mm</b>  |
| • Max. pracovní tlak zdroje hydraulického oleje |                   | <b>22 MPa</b>  |

#### 3.1. Původní konstrukce s elektromechanickým stavěním

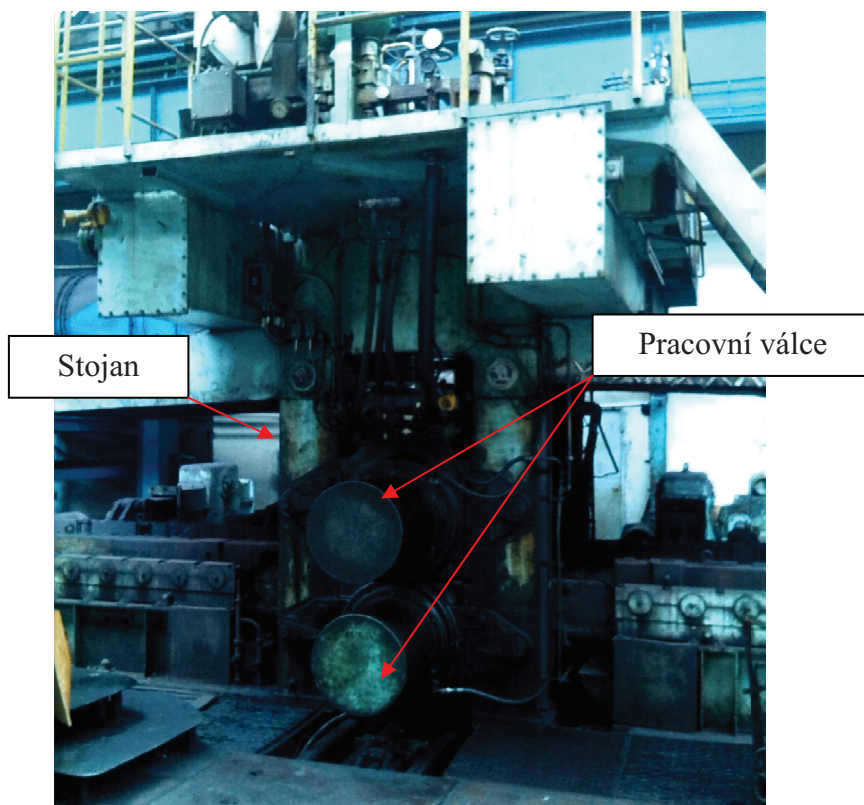
Původní elektromechanická konstrukce je založena na principu pohybového šroubu. Elektrický pohon přes šnekový převod roztáčí ozubené kolo. Otáčivý pohyb z ozubeného kola na pohybový šroub přenáší rovnoboké drážkování. Svislý pohyb se přenáší přes závit, který je umístěn ve střední části šroubu a bronzové matici upevněné ve stojanu.

Malý hydraulický válec zde slouží pouze jako pojistka proti přetížení pro případ zaklesnutí vývalku mezi válci. K tomuto případu může dojít při chybně nastaveném úběru. Výška jeho zdvihu je pouze 25 mm viz *Obr. 18*.

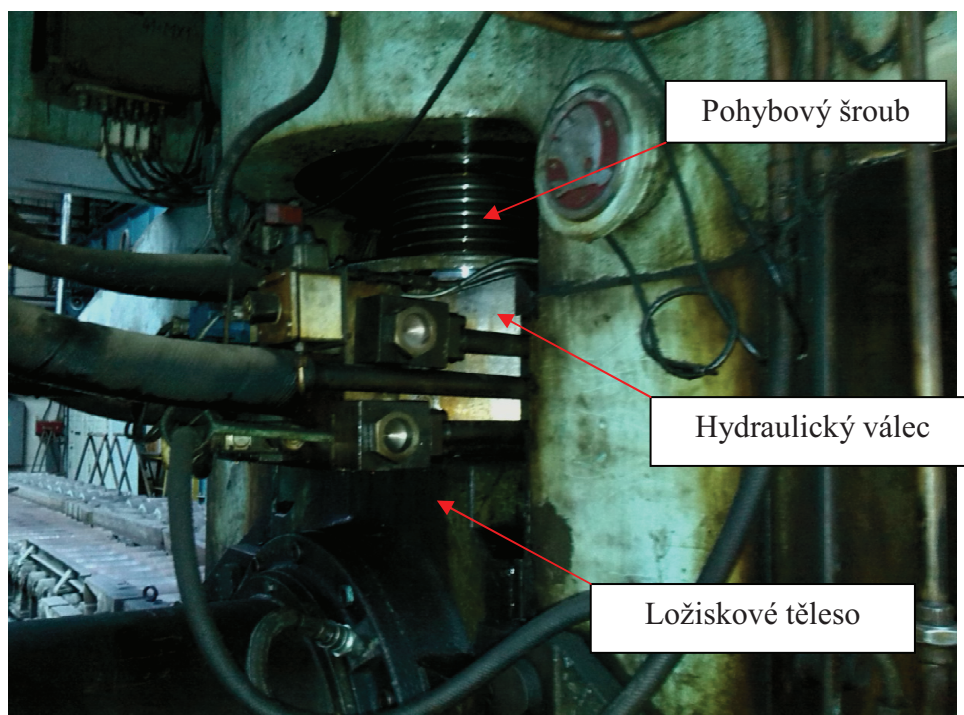
Nová konstrukce bude implementována do stávajícího stojanu a bude navržena tak, aby nebyla potřeba úprava konstrukce stojanu.



Obr. 18 Řez původní konstrukce s elektromechanickým stavěním válců



Obr. 19 Elektromechanické stavění pracovních válců

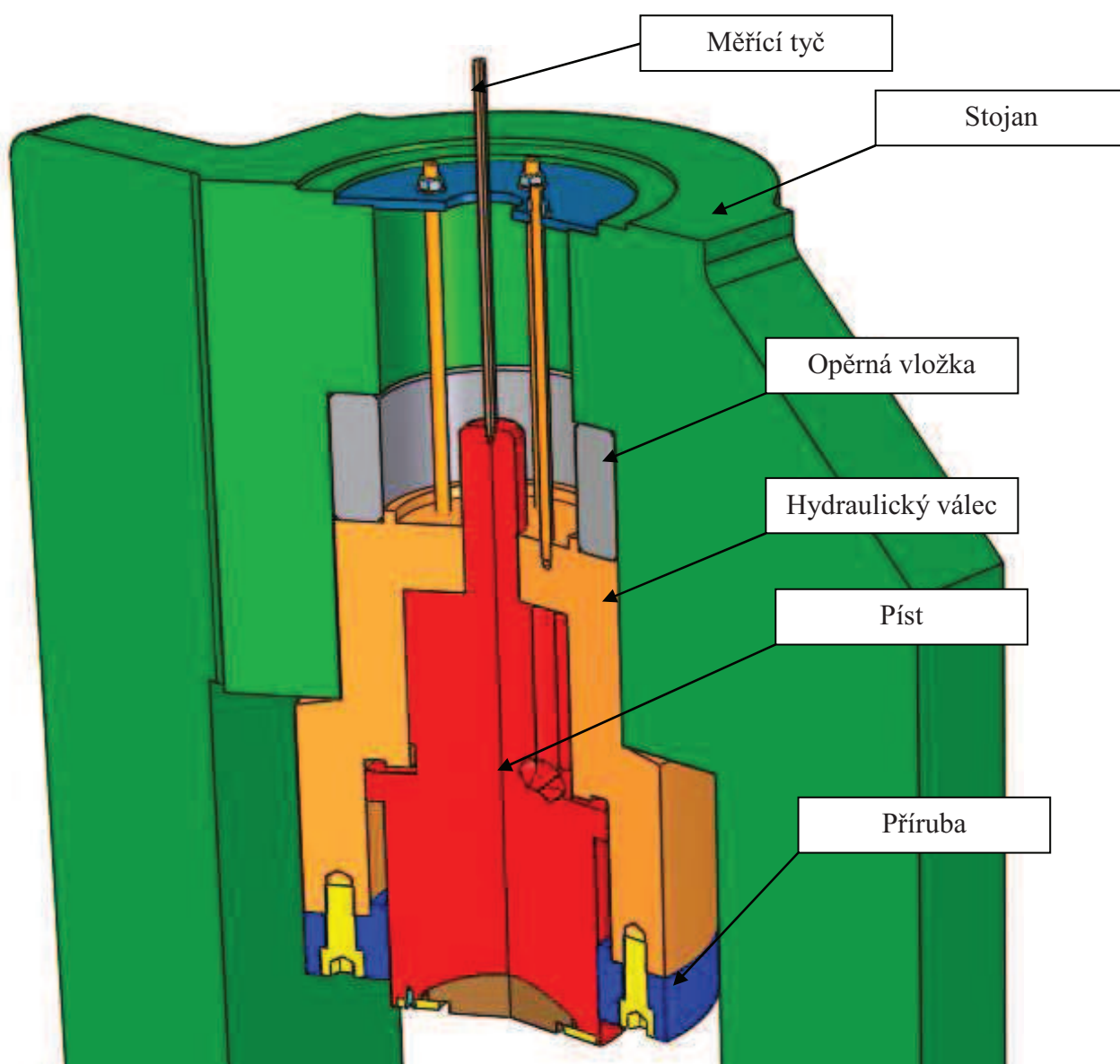


Obr. 20 Elektromechanické stavění pracovních válců

### 3.2. Hydraulické stavěcí zařízení

Hydraulické válce stavění jsou dvojitě s diferenciálním pístem s poměrem ploch pístu a mezikruží pístu a pístnice 4:1. Pístnice je chromována natvrdo, vnitřek válce je iontově nitridován. Hydraulické válce jsou osazeny kombinací těsnění s vodícími pouzdry, což zajišťuje vysokou životnost a připouští radiální síly na píst.

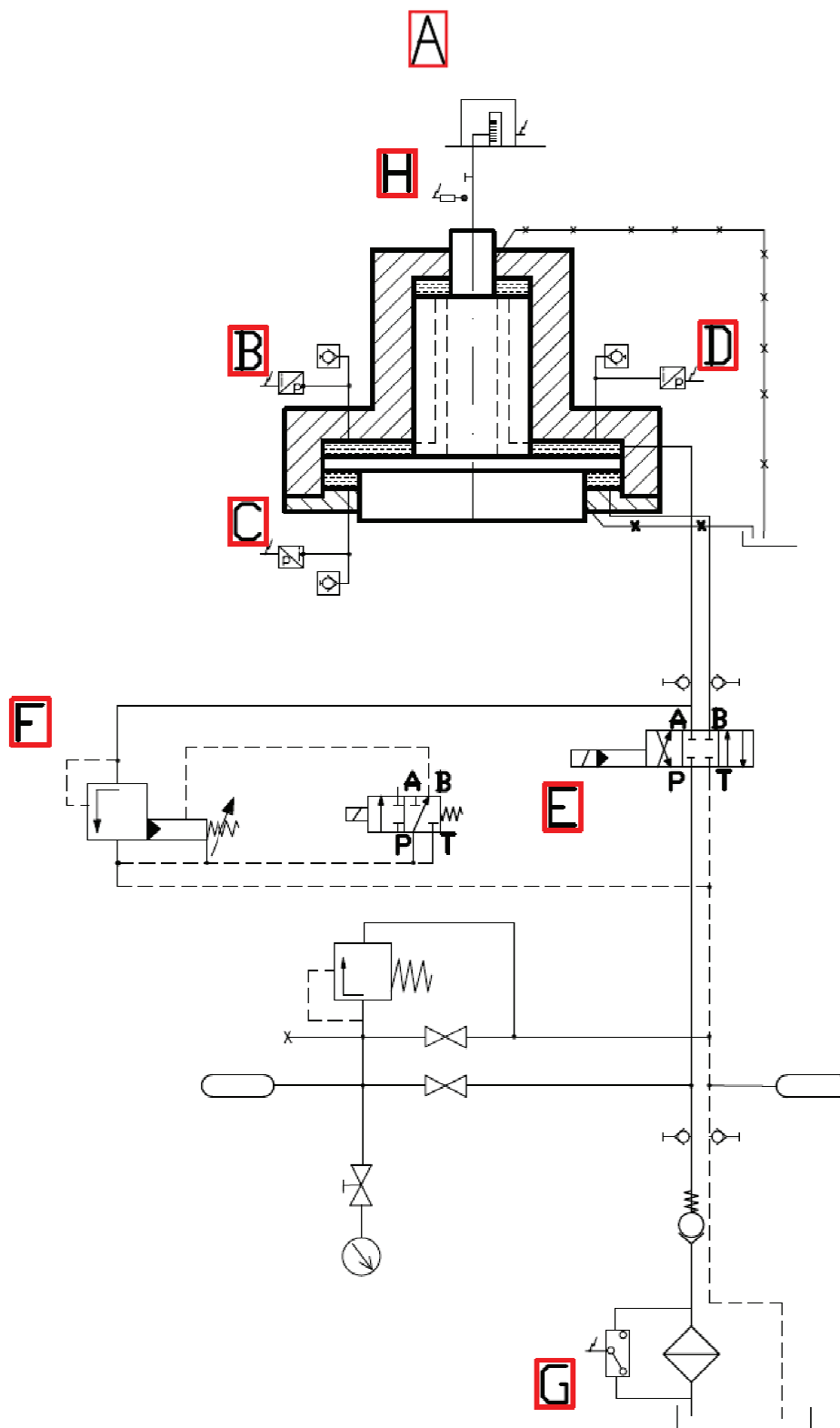
Poloha pístu hydraulického válce se snímá tyčí, která je upevněna na čepu hydraulického válce, kde je přes kluzné vedení umístěn inkrementální snímač polohy. Kluzné vedení zajišťuje, že na snímací hlavu čidla polohy není zaneseno žádné přídavné namáhání a že je zajištěna přesnost ustavení čidla předepsaná výrobcem čidla v provozní dokumentaci. Tlak kapaliny pod i nad pístem je snímán tlakovými čidly. Z těchto údajů se vyhodnocuje celková válcovací síla. Řez hydraulickým stavěním je znázorněn na Obr. 21.



Obr. 21 Řez hydraulickým stavěním pracovních válců

### 3.3. Hydraulický obvod

System je navržen dle schématu na *Obr. 22* tak, že ho lze provozovat v režimu konstantní polohy, kdy průtok tlakového oleje do prostoru hydraulických válců je řízen servoventily.



Obr. 22 Schéma hydraulického obvodu

### Konstantní poloha pístu

Polohu pístu každého hydraulického válce, snímá jeden inkrementální snímač polohy *A*. Tyto snímače jsou umístěny na plošině válcovací stolice. Na horní části pístu je připevněna tyč, která slouží k přenosu polohy pístu na snímač *A*. Skutečná poloha pístu je porovnána se zadanou hodnotou v součtovém členu a zjištěná polohová odchylka je po zesílení v regulátoru polohy zavedena jako vstupní signál do servoventilu *E*. V režimu konstantní polohy musí být ještě zapojena stranová vazba, která zabezpečuje, že nebude docházet k rozdílnému pohybu obou hydraulických válců a tím k přičení uložení válců. Stranová vazba je nadřazena všem režimům.

Tlaková čidla *B*, *C*, *D* měří tlaky v prostorech na obou stranách hydraulických válců. Z tlaků je vyhodnocována válcovací síla, které je využito k informaci pro valciře a současně k ochraně proti přetížení a ke kompenzaci deformace válcovací stolice a stlačení kapaliny.

### Přetížení

Přesáhne-li válcovací síla jmenovitou hodnotu o **2 %** a na této hodnotě zůstane po předem stanovenou dobu, regulátor vyšle impuls a servoventil *E* spojí prostory na straně činných ploch hydraulických válců s odpadem, tj. jsou propojeny cesty  $P \rightarrow B$ ,  $A \rightarrow T$ . Stranová vazba zůstává v činnosti.

Přesáhne-li válcovací síla jmenovitou hodnotu o **4 %** a na této hodnotě zůstane opět předem stanovenou dobu, jsou rovněž propojeny kanály  $P \rightarrow B$ ,  $A \rightarrow T$ , na cívkách magnetů pojišťovacích ventilů dojde ke ztrátě napětí a pojišťovací ventil *F* přepouští do odpadu. Stranová vazba nadále zůstává v činnosti.

Pozn.: Při aktivaci přetížení o 2 a 4 % dochází k havarijnímu zastavení tratě.

Doba, po kterou musí zůstat tlak na určité hodnotě, aby byl dán impuls k přetížení, je stanovena při uvádění do provozu.

### Výpadek proudu

Při výpadku proudu dochází ke ztrátě napětí na servoventilu *E*, pojišťovacím ventilu *F*. Prostory na straně činných ploch hydraulických válců jsou spojeny s odpadem. Stolice se rozevře.

### Indikace zanesení filtrů

V místě obsluhy je na panelu vyveden signál z indikátoru zanesení filtru *G* tak, aby bylo možné identifikovat konkrétní filtr. Při zanesení vložky je možné připustit pouze nouzový provoz, maximálně do konce směny. Po této době je nutné vložku filtru vyměnit.

### Ochrana víka hydraulického válce

Víko hydraulického válce stavění nelze dimenzovat tak, aby při dosednutí pístu na víko uneslo jmenovitou sílu. Proto nesmí v provozu nikdy dosednout píst na víko. Výjimečně se připouští dosednutí pístu na víko hydraulického válce při manipulačním tlaku zdroje **2 MPa** při nastavování koncových spínačů na ochranu víka.

Maximální zdvih hydraulického válce je softwarově omezen na pracovní zdvih 180 mm. Další ochrana víka je zajištěna koncovým spínačem *H*, který je nastaven  $\sim 1$  mm za

softwarovou ochranou s tolerancí  $\sim 0,1$  mm předního vůči zadnímu hydraulickému válci. Dojde-li k selhání softwarové ochrany při zdvihu **180 mm**, po sepnutí spínače **H** při zdvihu  $\sim 180$  mm se na **E** vypne napětí a pojišťovací ventily se propojí do odpadu.

Tento stav je havarijní, stolice se rozevře, ale stranová vazba zůstane v činnosti. Další válcování není možné, dokud se neodstraní příčina softwarového selhání.

Koncové spínače se nastavují při montáži u odběratele specialisty z výrobního závodu. Po výměně vadného za nový je nutno spínač znovu seřídít. K tomu je nutné odblokovat softwarovou ochranu zdvihu. Nastavování provádět při manipulačním tlaku zdroje **2 MPa**, při vyjmutém uložení pracovních a opěrných válců.

### 3.4. Průměry hydraulických válců s ohledem na dosažení válcovací síly

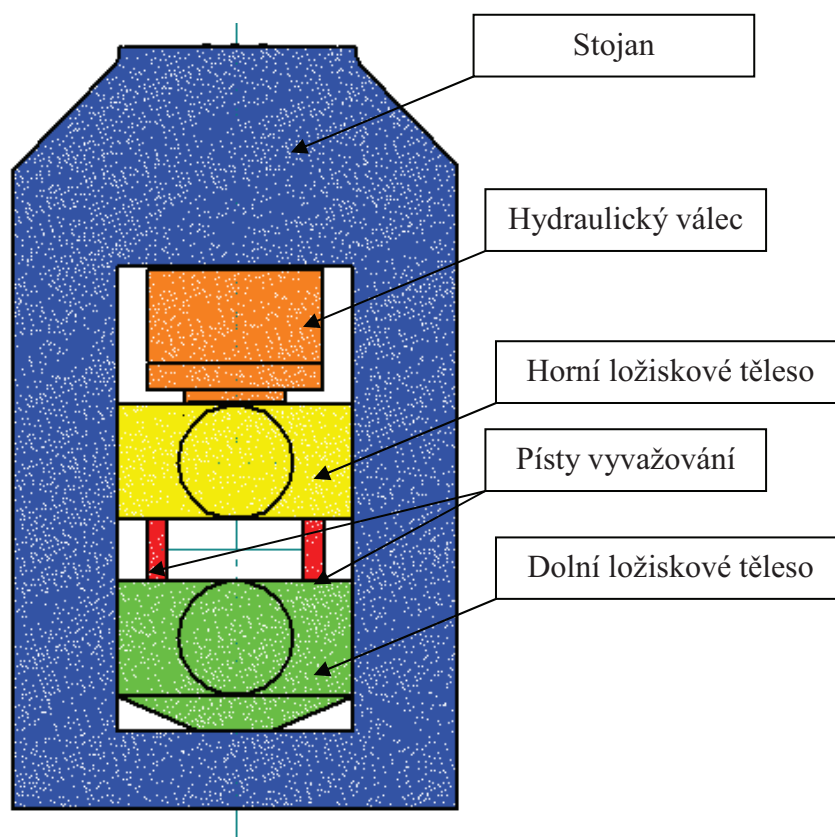
Průměr hydraulického válce je vypočten z maximální válcovací síly a maximálního pracovního tlaku kapaliny uvnitř válce:

- maximální síla na jeden válec: **3,25 MN**
- maximální pracovní tlak: **22 MPa**

#### 3.4.1. Celková síla působící na píst

Na hydraulický píst působí kromě válcovací síly také síla od vyvažování horního pracovního válce a ložiskového tělesa. Vyvažování slouží k otevření válcovací mezery po odlehčení od pracovního tlaku ve válci. Tato síla působí nepřetržitě, a proto je nutné ji zahrnout do výpočtu.

Síla na vyvažování na jeden píst se definuje jako součet tíhy ložiskového tělesa a polovina tíhy pracovního válce. K výsledné tíze je připočteno ještě 30% tíhy jako bezpečnost.



Obr. 23 Schéma vyvažování horního válce

**Pracovní síla:**

$$F = 3,25 \text{ MN}$$

**Síla vyvažování horního válce:**

$$\text{Tíha ložiskového tělesa: } F_{LT} = 12\,700 \text{ N}$$

$$\text{Tíha poloviny pracovního válce: } F_{PV} = 24\,850 \text{ N}$$

$$\text{Celková síla vyvažování +30 \%: } F_{30} = 48\,815 \text{ N}$$

**Celková síla působící na píst:**

$$F_C = F + F_{30} = 3\,250\,000 + 48\,815 = 3\,298\,815 \text{ N}$$

**Pracovní plocha pístu:**

$$S_1 = \frac{F_C}{p} = \frac{3.299}{22} = 0.149 \text{ m}^2$$



Pracovní plocha na horní straně pístu se nachází mezi průměry  $\varnothing d$  a  $\varnothing D_2$  viz Obr. 23. Ze známé pracovní plochy  $S_1$  a  $\varnothing d = 0,1$  m, jenž byl zvolen, bude vypočten  $\varnothing D_2$ .

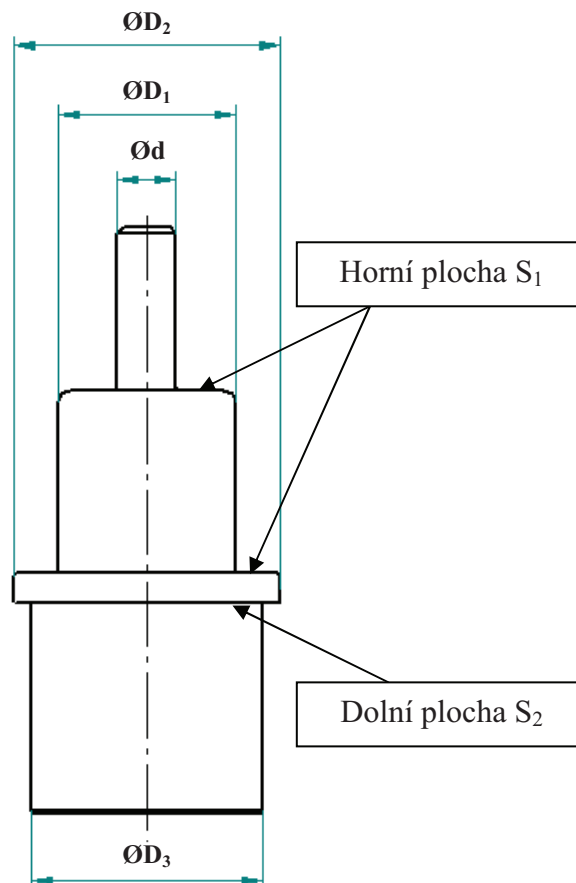
$$\varnothing D_2 = \sqrt{\frac{4S}{\pi} + d^2} = \sqrt{\frac{4 * 0,149}{\pi} + 0,1^2} = 0,448 \text{ m} \approx 0,45 \text{ m}$$

Spodní plocha válce je v poměru 4:1 k horní ploše.

$$S_2 = \frac{S_1}{4} = \frac{0,149}{4} = 0,038 \text{ m}^2$$

Ze známého  $\varnothing D_2$  a plochy  $S_2$  bude dále dopočten  $\varnothing D_3$ .

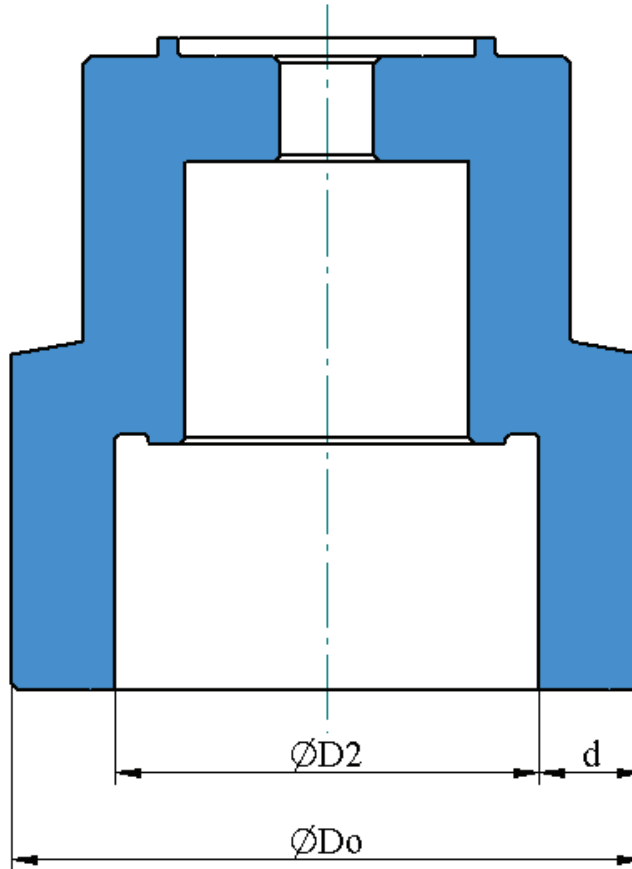
$$D_3 = \sqrt{D_2^2 - \frac{4 * S_2}{\pi}} = \sqrt{0,45^2 - \frac{4 * 0,038}{\pi}} = 0,393 \text{ m} \approx 0,4 \text{ m}$$



Obr. 24 Schéma průměrů pístu

### 3.5. Návrh hydraulického válce

Hydraulický válec bude vyroben z materiálu 51CrV4 s napětím na mezi kluzu 600 MPa



Obr. 25 Schéma rozměrů hydraulického válce

**Dovolené napětí:**

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{600}{5} = 120 \text{ MPa}$$

**Válcová část:**

$$D_o = d_1 * \sqrt{\frac{\sigma_D + 0,4 * p}{\sigma_D - 1,3 * p}} = 450 * \sqrt{\frac{120 + 0,4 * 22}{120 - 1,3 * 22}} = 534,2 \text{ mm} \sim 550 \text{ mm}$$

**Tloušťka stěny válce:**

$$d = \frac{D_o - D_2}{2} = \frac{550 - 450}{2} = 50 \text{ mm}$$

- zvolena tloušťka stěny s ohledem na šrouby k uchycení příruby **d = 100 mm**

### 3.6. Výpočet příruby hydraulického válce

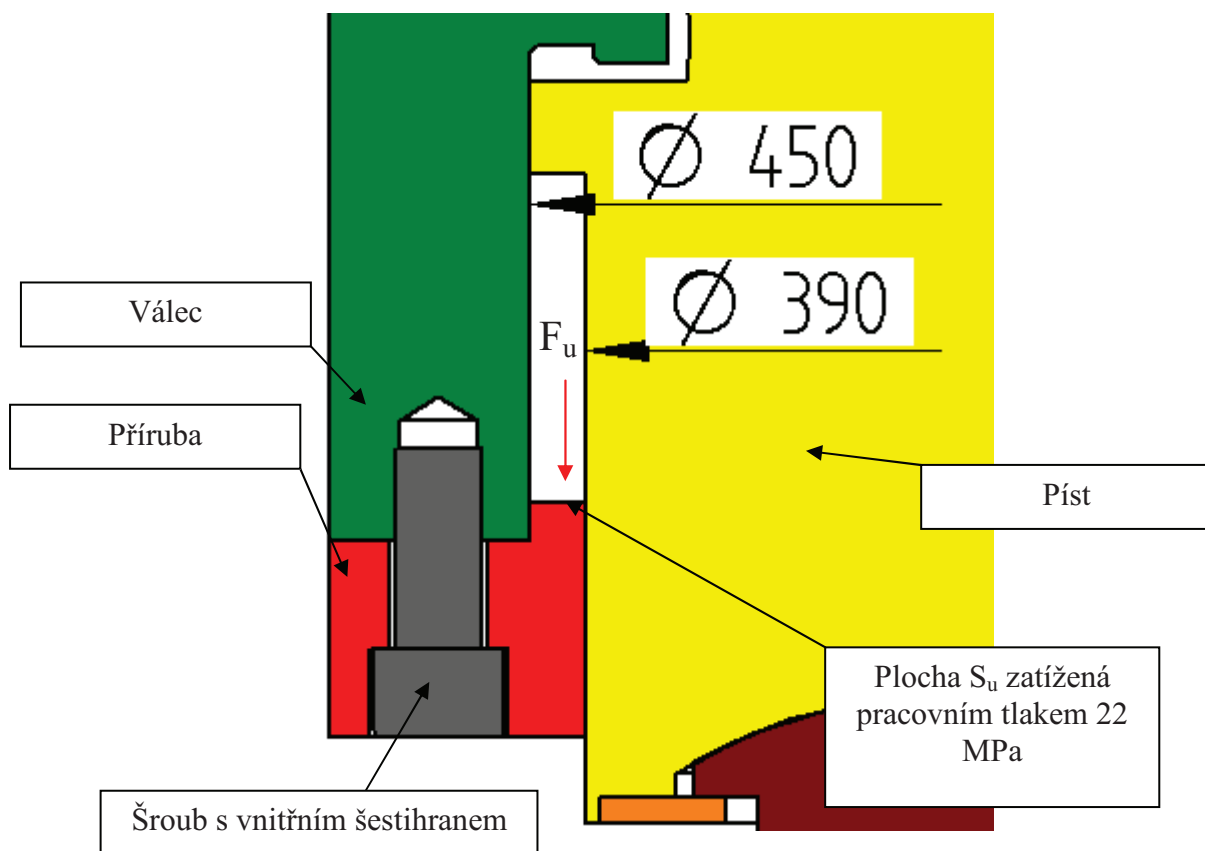
Zvolen materiál 51CrV4 s mezí kluzu  $Re = 600 \text{ MPa}$

**Dovolené napětí:**

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{600}{5} = 120 \text{ MPa}$$

Prvním krokem k výpočtu příruby hydraulického válce je zjištění plochy, na kterou působí tlak, jak je znázorněno na *Obr. 26*.

$$S_u = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(450^2 - 390^2)}{4} = 39\,564 \text{ mm}^2$$



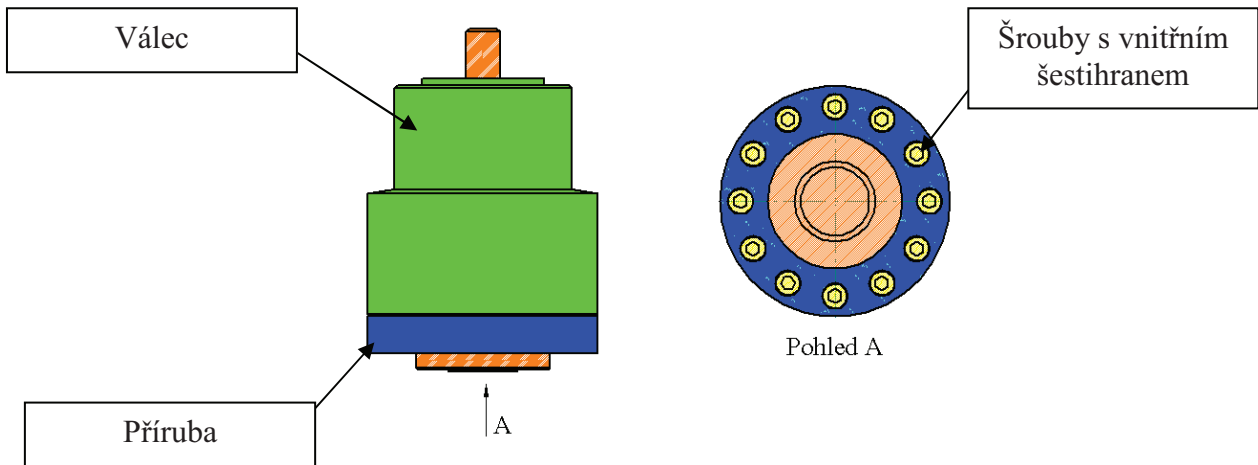
Obr. 26 Síla působící na přírubu

**Síla působící na přírubu:** zvolený počet šroubů:  $n = 12$

$$F_u = p * S_u = 22 * 39\,564 = 870\,408\text{ N}$$

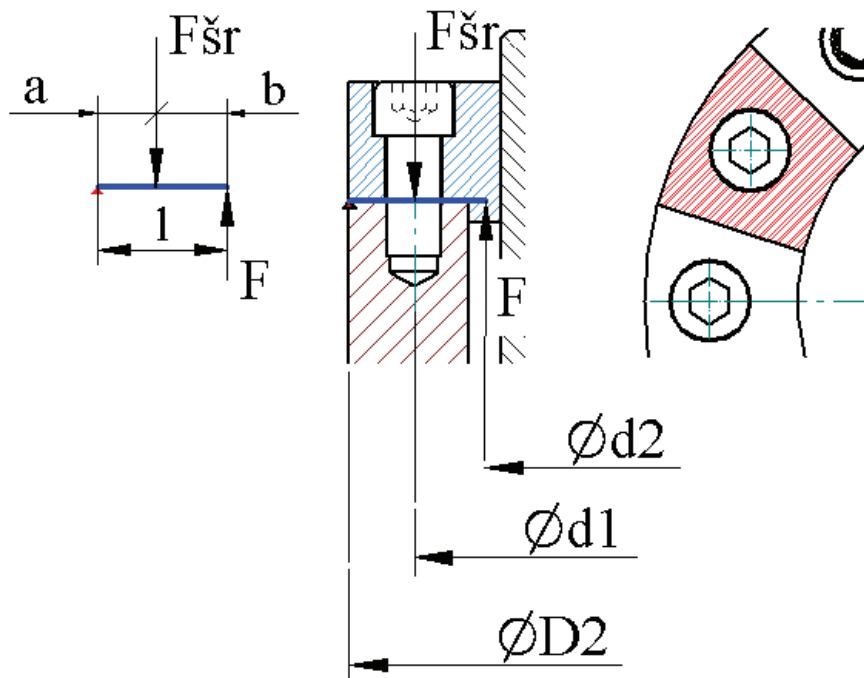
**Síla na jeden šroub:**

$$F = \frac{F_u}{n} = \frac{870\,408}{12} = 72\,534\text{ N}$$



Obr. 27 Umístění šroubů na přírubě

Na přírubě je vyseknut segment s jedním šroubem a nahrazen nosníkem viz *Obr. 28*.



Obr. 28 Schéma zatížení šroubu

Z podmínky rovnováhy momentů na nosníku:

$$l = \frac{D_2 - d_2}{2} = \frac{670 - 420}{2} = 125 \text{ mm}$$

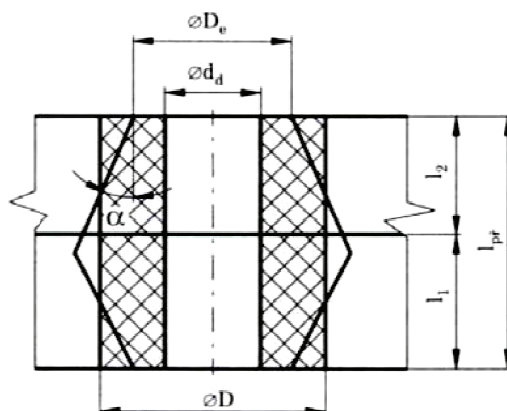
$$a = \frac{D_2 - d_1}{2} = \frac{670 - 550}{2} = 60 \text{ mm}$$

$$F * l - F_{\check{s}r} * a = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{\check{s}r} = \frac{F * l}{a} = 151\,112,5 \text{ N}$$

### 3.6.1. Výpočet šroubů

Náhradní průřez kde  $D_e = 75 \text{ mm}$  a  $d_d = 53 \text{ mm}$  viz Obr. 29.

$$S_{\text{náhradní}} = \pi \frac{(D_e - d_d)}{4} = 2\,210,53 \text{ mm}^2$$



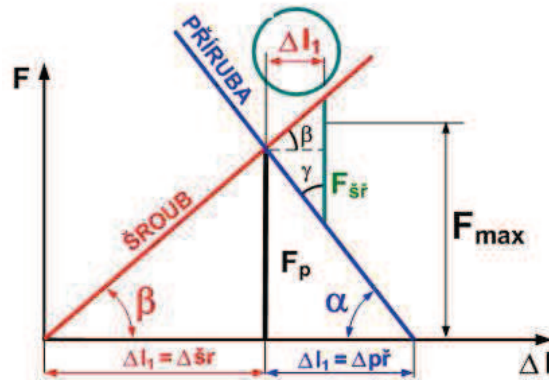
Obr. 29 Náhradní průřez

- zvolen materiál 13 240.6, dle tabulek M48,  $n = 12$

$$Re = 540 \text{ MPa}$$

$$E = 206\,000 \text{ MPa}$$

### 3.6.2. Příruba nekonečně tuhá



Obr. 30 Silové poměry šroub-příruba

Síla v přírubě:

$$F_p = 1,3 * F_{šr} = 1,3 * 151\,112,5 = 196\,446,3\,N$$

Průřez jádra šroubu M48:

$$d_3 = 43,297\,mm$$

$$S_j = \frac{\pi d_3^4}{4} = \frac{\pi * 43,297^2}{2} = 1471,58\,mm^2$$

Rozdíl délek šroubu:

$$\Delta l_1 = \Delta šr = \frac{F_p * (x + l_{př})}{E_{šr} * S_j} = 0,084\,mm$$

Rozdíl délek příruby:

$$\Delta l_2 = \Delta př = \frac{F_p * l_{př}}{E_{př} * S_{náhradní}} = 0,053\,mm$$

Výpočet tgβ:

$$tg\beta = \frac{F_p}{\Delta šr} = 2\,331\,895,8$$

Výpočet tgα:

$$tg\alpha = \frac{F_p}{\Delta př} = 3\,713\,740,8$$

Výpočet  $\Delta l_1$ :

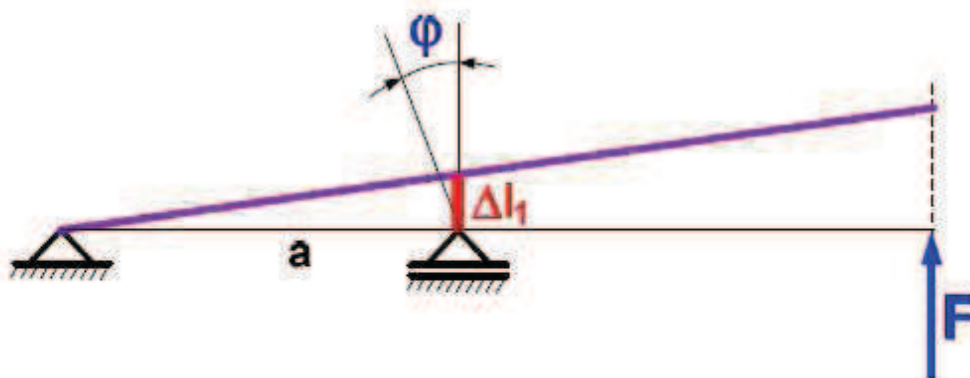
$$\Delta l_1 = \frac{F_{\text{šr}}}{tg\alpha + tg\beta} = 0,025 \text{ mm}$$

Maximální síla:

$$F_{\text{max}} = tg\beta * (\Delta\text{šr} + \Delta l_1) = 254\,732,7 \text{ N}$$

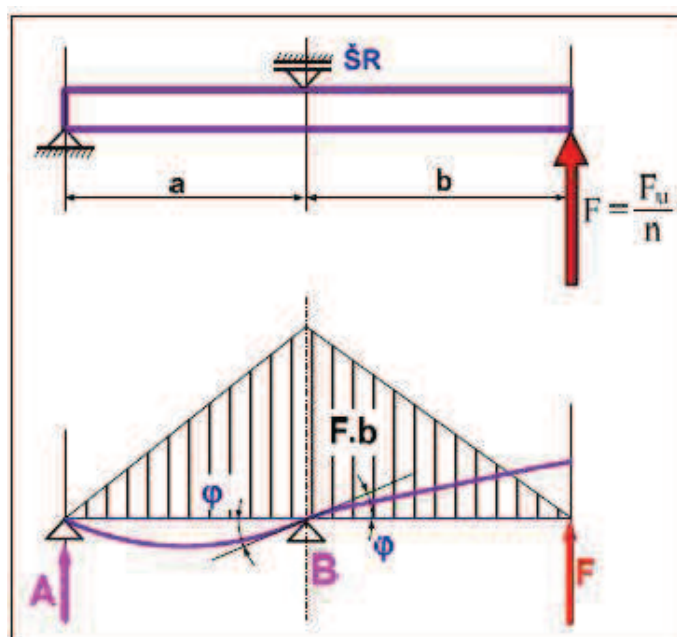
Výpočet  $\varphi_1$ :

$$\varphi_1 = \arctg \frac{l_1}{a} = 0,0014^\circ$$



Obr. 31 Výpočet úhlu natočení

### 3.6.3. Výpočet při uvažování tuhého šroubu



Obr. 32 Výpočet síly F

**Síla na jeden šroub:**

$$F = \frac{F_u}{n} = 72\,534\text{ N}$$

**Úhel natočení  $\varphi_2$ :**

$$\varphi_2 = \left( \frac{F \cdot b \cdot a}{3 \cdot E \cdot J_b} \right) = 0,000022^\circ$$

**Rozměr ohýbané příruby:**

$$B = \frac{\left( \frac{\pi \cdot D_1}{12} \right) \cdot d_5}{2} = 47,958\text{ mm}$$

**Výška příruby:**

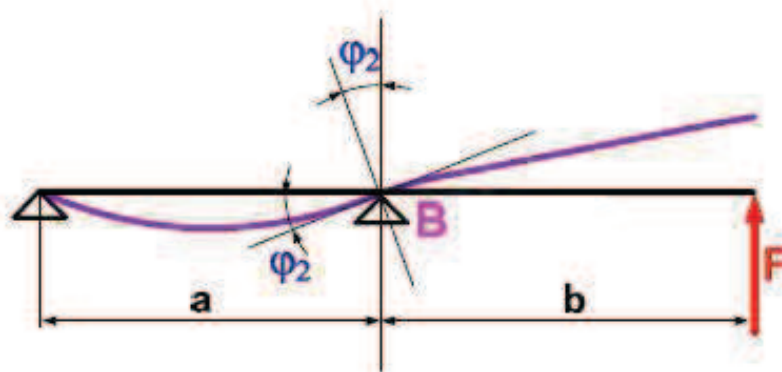
$$h = t = 60\text{ mm}$$

**Výpočet kvadratického momentu průřezu  $J_B$ :**

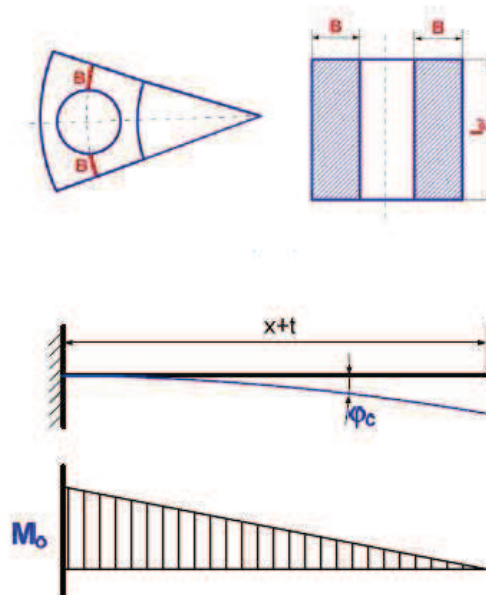
$$J_B = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot B \cdot t_{pr}^3 = 1\,726\,500\text{ mm}^4$$

**Celkový úhel natočení šroubu:**

$$\varphi_c = \varphi_1 + \varphi_2 = 0,00089^\circ$$



Obr. 33 Výpočet  $\varphi_2$



Obr. 34 Výpočet  $J_B$  a  $\varphi_c$



**Ohybový moment:**

$$M_o = \frac{2 \cdot \varphi_c \cdot E \cdot J_{\text{šr}}}{(x+t)} = 976\,924 \text{ Nmm}$$

**Výpočet  $J_{\text{šr}}$ :**

$$J_{\text{šr}} = \frac{\pi d_5^4}{64} = 172\,417,32 \text{ mm}^4$$

**Výpočet  $W_o$ :**

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_5^3}{32} = 7\,964,4 \text{ mm}^3$$

**Průřez šroubu:**

$$S_{\text{šr}} = \frac{\pi \cdot d_5^2}{4} = 1471,59 \text{ mm}^2$$

**Maximální napětí šroubu:**

$$\sigma_{\text{max šr}} = \frac{F_{\text{max}}}{S_{\text{šr}}} + \frac{M_o}{W_o} = 294,8 \text{ MPa}$$

**Bezpečnost na jeden šroub:**

$$k = \frac{Re}{\sigma_{\text{max šr}}} = \frac{540}{294,8} = 1,83$$

Zvolený materiál 13 240.6 s napětím na mezi kluzu  $Re = 540 \text{ MPa}$  vyhovuje pro toto připevnění příruby k válci.

### 3.7. Výpočet stlačitelnosti pracovní kapaliny

[5, 6]

#### 3.7.1. Charakteristika kapalin

Kapalina je mezistupeň mezi pevným tělesem a plynem. Z vlastností plynných tekutin si kapaliny zachovávají velkou pohyblivost a jsou schopné přijímat libovolný tvar nádoby. Avšak na rozdíl od plynů kapaliny vytvářejí v nádobách volné hladiny.

Z vlastností tuhých těles se kapaliny vyznačují malou stlačitelností a velkou hustotou (měrnou hmotností). Ve srovnání s plyny jsou kapaliny stlačitelné nepatrně. Mnoho násobně ovšem převyšují stlačení tuhých konstrukčních materiálů. Například voda o teplotě  $20^\circ\text{C}$  se dokáže stlačit 80krát více než ocel.

Důvod, proč se kapaliny využívají k přenosu energie je ten, že kapaliny mají teplotní stálost, i když jsou stlačeny vysokými tlaky. Kapaliny tedy nevyžadují jako plyny energii potřebnou pro krytí zvýšení tzv. vnitřní tepelné energie. Vnitřní energie se při přenosu mechanické energie nedá využít a lze jí tedy nazývat jako energii ztrátovou. V praxi to znamená, že na stejné stlačení téhož objemu se u kapalin spotřebuje mnohem méně práce než u plynů.

### 3.7.2. Stlačitelnost kapalin

Stlačitelnost je vyjadřována součinitelem stlačitelnosti  $\beta$ , jenž udává poměrnou změnu objemu kapaliny připadající na jednotku změny tlaku.

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} * \frac{\Delta V}{V}$$

Z tohoto výrazu lze vytknout objemovou změnu:

$$\Delta V = \beta * V * \Delta p$$

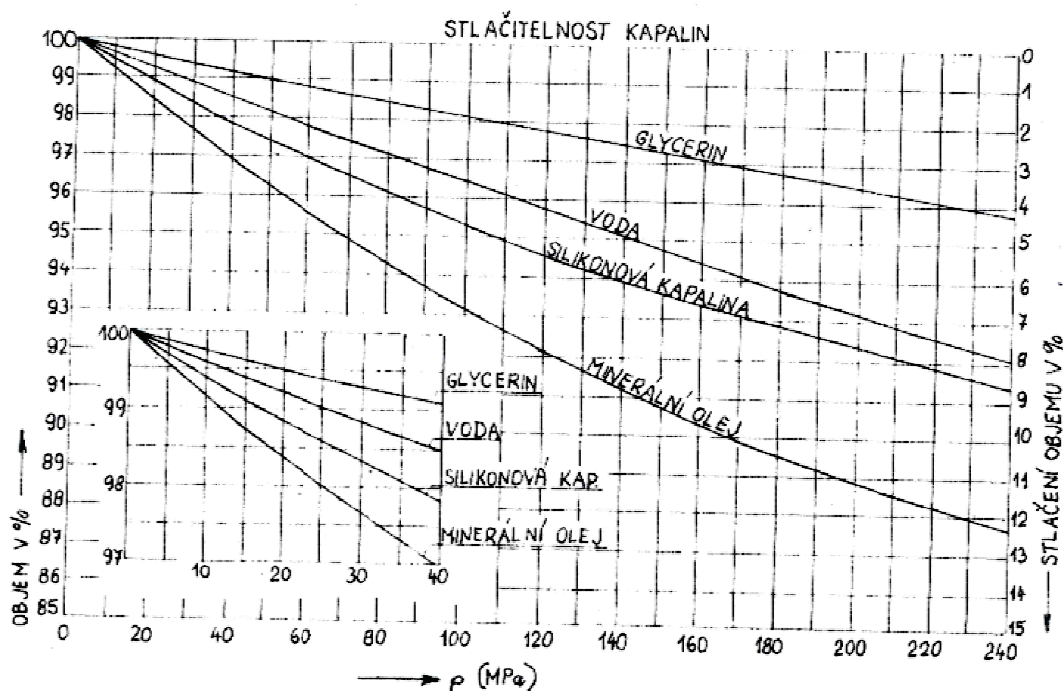
Je-li stlačen objem  $V$  tlakem  $\Delta p$ , objem potom bude:

$$V_0 = V - \Delta V = V * (1 - \beta \Delta p)$$

Pro nejběžněji používané tlaky v hydraulických systémech (7÷25 MPa) je hodnota součinitele stlačitelnosti  $\beta$  u minerálních olejů  $6 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2 \text{ N}^{-1}$ .

Zásadní požadavek na kapaliny využívané v hydraulických zařízeních je, aby jejich stlačitelnost byla minimální, protože práce vynaložená na stlačení kapaliny je ztracena. Při uvolnění tlaku ji nelze získat zpět. Tyto ztráty způsobují snižování objemové účinnosti čerpadel a motorů a tím destabilizují hydraulický systém.

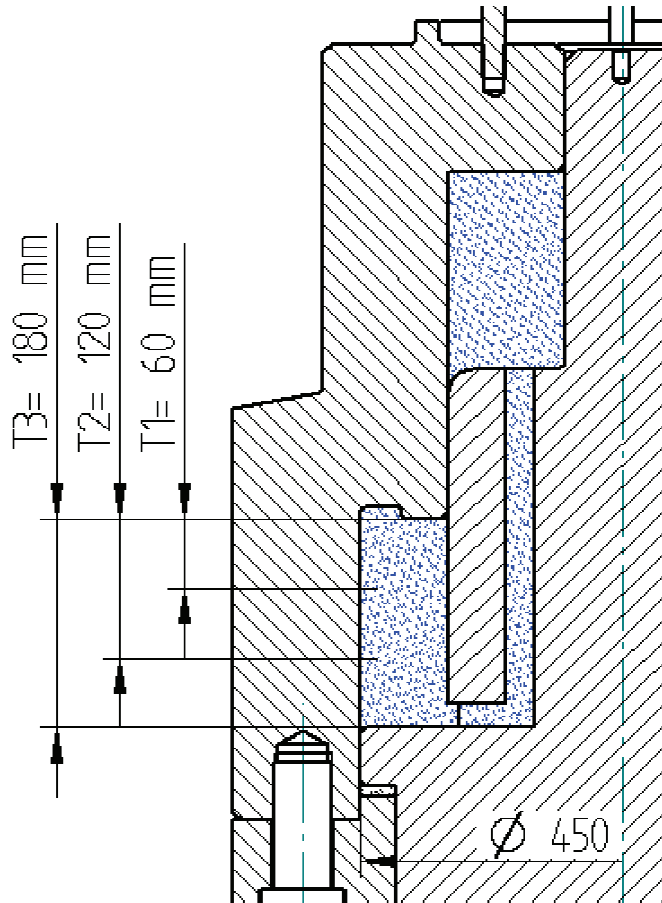
Diagram stlačitelnosti kapalin je zobrazen na Obr. 35.



Obr. 35 Diagram stlačení kapalin

### 3.8. Výpočet stlačení sloupce kapaliny

Maximální zdvih pístu je stanoven na 180 mm. Pro zjištění stlačení sloupce kapaliny ve válci bude počítáno se třemi polohami vysunutí pístu T1, T2 a T3 viz Obr. 36.



Obr. 36 Sloupec kapaliny ve válci

#### 3.8.1. Výpočet sloupce T1 = 60 mm

Nestlačený objem kapaliny ve válci nad pracovními plochami:

$$\begin{aligned}V &= S * T1 \\V &= 0,15 * 0,06 \\V &= 0,009 \text{ m}^3 = 9 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

K objemu nad pracovní plochou je nutno připočítat objem v přepouštěcích kanálech:

$$V_{pv} = 0,000678 \text{ m}^3 = 0,678 \text{ dm}^3$$

Celkový objem kapaliny nad pracovní plochou:

$$\begin{aligned}V_c &= V + V_{pv} \\V_c &= 9 + 0,678 \\V_c &= 9,68 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

Při působení tlaku 22 MPa je původní objem stlačen:

$$\begin{aligned}\Delta V &= V_c * (1 - \beta \Delta p) \\ \Delta V &= 9,68 * (1 - 6 * 10^{-10} * 22) \\ \Delta V &= 9,55 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

Objem stlačení vlivem působení tlaku:

$$\begin{aligned}V_s &= V_c - \Delta V \\ V_s &= 9,68 - 9,55 \\ V_s &= 0,13 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

Výška sloupce stlačeného objemu:

$$\begin{aligned}X_1 &= \frac{V_s}{S} \\ X_1 &= \frac{0,13}{15} \\ X_1 &= 0,867 \text{ mm}\end{aligned}$$

### 3.8.2. Výpočet sloupce T2 = 120 mm

Postup výpočtu je totožný jako u T1. Výpočet nestlačeného objemu kapaliny:

$$\begin{aligned}V &= S * T2 \\ V &= 0,15 * 0,12 \\ V &= 0,018 \text{ m}^3 = 18 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

Objem v přepouštěcích kanálech:

$$V_{pv} = 0,000678 \text{ m}^3 = 0,678 \text{ dm}^3$$

Celkový objem kapaliny:

$$\begin{aligned}V_c &= V + V_{pv} \\ V_c &= 18 + 0,678 \\ V_c &= 18,68 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

Při působení tlaku 22 MPa se původní objem stlačí:

$$\begin{aligned}\Delta V &= V_c * (1 - \beta \Delta p) \\ \Delta V &= 18,68 * (1 - 6 * 10^{-10} * 22) \\ \Delta V &= 18,43 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

Objem stlačení vlivem působení tlaku:

$$\begin{aligned}V_s &= V_c - \Delta V \\ V_s &= 18,68 - 18,43 \\ V_s &= 0,25 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

Výška sloupce stlačeného objemu:

$$X_2 = \frac{V_s}{S}$$

$$X_2 = \frac{0,25}{15}$$

$$X_2 = 1,64 \text{ mm}$$

### 3.8.3. Výpočet sloupce T3 = 180 mm

Postup výpočtu je totožný jako u T1. Výpočet nestlačeného objemu kapaliny:

$$V = S * T3$$

$$V = 0,15 * 0,18$$

$$V = 0,027 \text{ m}^3 = 27 \text{ dm}^3$$

Objem v přepouštěcích kanálech:

$$V_{pv} = 0,000678 \text{ m}^3 = 0,678 \text{ dm}^3$$

Celkový objem kapaliny nad pracovní plochou:

$$V_c = V + V_{pv}$$

$$V_c = 26,9 + 0,678$$

$$V_c = 27,678 \text{ dm}^3$$

Při působení tlaku 22 MPa se původní objem stlačí:

$$\Delta V = V_c * (1 - \beta \Delta p)$$

$$\Delta V = 27,68 * (1 - 6 * 10^{-10} * 22)$$

$$\Delta V = 27,31 \text{ dm}^3$$

Objem stlačení vlivem působení tlaku:

$$V_s = V_c - \Delta V$$

$$V_s = 9,68 - 9,55$$

$$V_s = 0,368 \text{ dm}^3$$

Výška sloupce stlačeného objemu:

$$X_3 = \frac{V_s}{S}$$

$$X_3 = \frac{0,368}{15}$$

$$X_3 = 2,44 \text{ mm}$$



Obr. 37 Graf výšky stlačení sloupce kapaliny



Obr. 38 Graf stlačení objemu kapaliny

### 3.9. Shrnutí výsledků

Výsledné hodnoty stlačení kapaliny jsou důležité pro správné nastavení polohy pístu, před najetím vývalku mezi válce.

Při vysunutí pístu z válce o velikosti 60 mm je nutné nastavit mezeru mezi válci 59,12 mm, protože vlivem stlačení kapaliny bude mezera mezi válci roztažena o 0,88 mm. Do válce je nutné dodat o 0,13 l kapaliny více.

Při maximálním vysunutí pístu 180 mm je zapotřebí vysunout píst o 2,44 mm více, jelikož dojde ke stlačení sloupce kapaliny o 2,44 mm. Do válce je nutné dodat 0,37 l kapaliny více.

### 3.10. Tlakový úbytek při průtoku kapaliny

Kapalina musí být do hydraulického válce dopravena určitou rychlostí. Do tlaku bude píst vysouván rychlostí 3mm/s a otevření stolice bude probíhat rychlostí 10 mm/s.

Průměr kanálků přivádějících kapalinu do hydraulického válce je 12 mm. Tímto výpočtem bude zjištěno, zda nedojde k příliš velkému tlakovému úbytku v kanálcích hydraulického válce.

#### 3.10.1. Výpočet tlakového úbytku při nastavení pístu 3 mm/s do tlaku

Výška sloupce:  $h_1 = 3 \text{ mm} = 0,003 \text{ m}$

Čas na doplnění:  $t = 1 \text{ s}$

Pracovní plocha:  $S = 0,15 \text{ m}^2$

Doplněný objem:

$$V_1 = S * h_1$$

$$V_1 = 0,15 * 0,003$$

$$V_1 = 0,00045 \text{ m}^3$$

Potřebný průtok k doplnění daného objemu:

$$Q_1 = \frac{V_1}{t} \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$Q_1 = \frac{0,00045}{1}$$

$$Q_1 = 0,00045 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Výpočet tlakového úbytku:

$$\Delta p_2 = \frac{8 * \varepsilon * \rho}{\pi^2 * d^4} * Q_1^2$$
$$\Delta p_2 = \frac{8 * 3 * 800}{\pi^2 * 0,012^4} * 0,00045^2$$
$$\Delta p_2 = 18\,997,7 \text{ Pa} \approx 19 \text{ kPa}$$

### 3.10.2. Výpočet tlakového úbytku při nastavení pístu 10 mm/s do otevření

Výška sloupce:  $h_2 = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$

Čas na doplnění:  $t = 1 \text{ s}$

Pracovní plocha:  $S = 0,15 \text{ m}^2$

Doplněný objem:

$$V_2 = S * h_2$$

$$V_2 = 0,15 * 0,01$$

$$V_2 = 0,0015 \text{ m}^3$$

Potřebný průtok k doplnění daného objemu:

$$Q_2 = \frac{V_2 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]}{t}$$

$$Q_2 = \frac{0,0015}{1}$$

$$Q_2 = 0,0015 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Výpočet tlakového úbytku:

$$\Delta p_2 = \frac{8 * \varepsilon * \rho}{\pi^2 * d^4} * Q_2^2$$
$$\Delta p_2 = \frac{8 * 3 * 800}{\pi^2 * 0,012^4} * 0,0015^2$$
$$\Delta p_2 = 210\,731,7 \text{ Pa} \approx 210,7 \text{ kPa}$$



### **3.10.3. Shrnutí výsledků**

Z výsledků tlakového úbytku je patrné, že dochází k minimálním ztrátám tlaku v důsledku průměrů kanálků v hydraulickém válci.

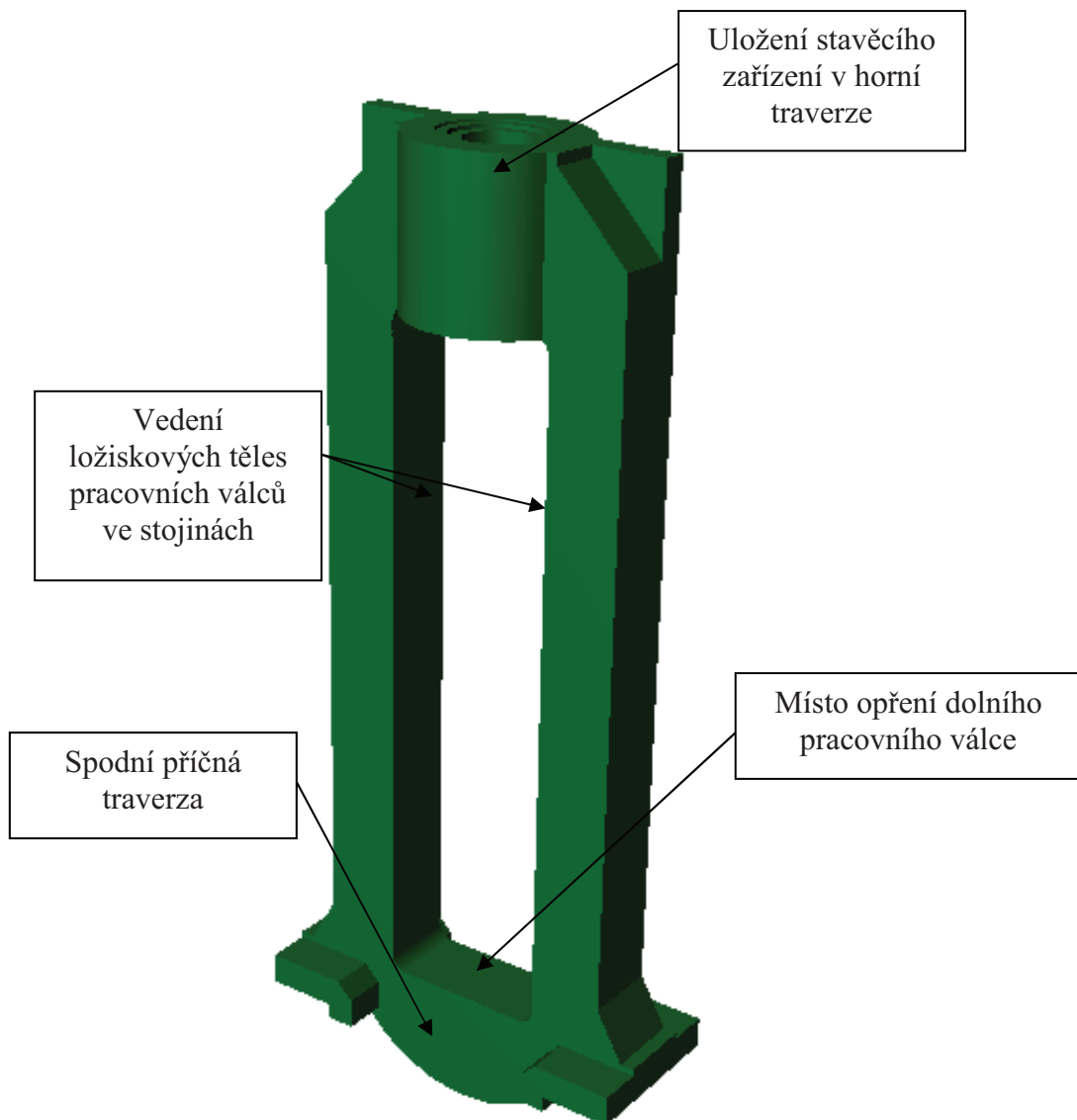
Při stavění do tlaku (3 mm/s) má tlakový úbytek velikost 19 kPa a při rozevírání stolice je jeho hodnota 210,7 kPa.

## 4. Výpočet konstrukce stolice pomocí MKP

### 4.1. Výpočet tuhosti stojanu

Každá válcovací stolice má dva stojany, ve kterých je uloženo vedení pracovních válců. Horní a dolní část je spojena příčnými traverzami. Traverzy jsou pevně spojeny se stojany a zabraňují vzniku vibrací a výkyvů. Stojany se vyrábějí z legované litiny anebo z legované oceli.

Tato konstrukce je z pevnostního hlediska předimenzována z důvodu požadavku na vysokou tuhost. Tímto výpočtem bude zjištěno prodloužení stojanu při působení maximální válcovací síly.

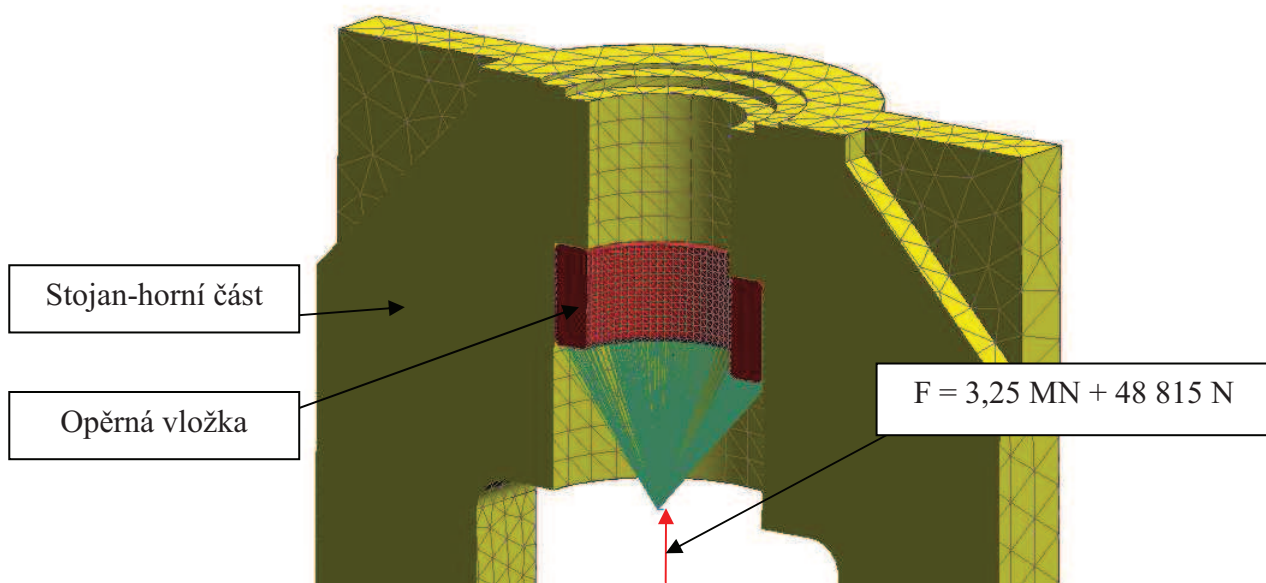


Obr. 39 Model stojanu

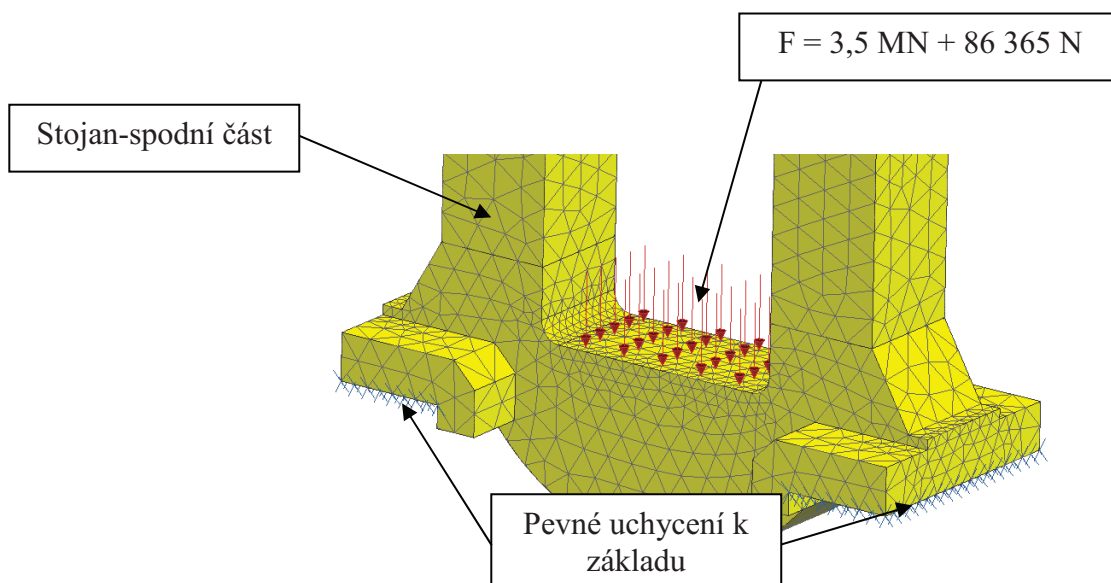
#### 4.1.1. Okrajové podmínky stojanu

Stojan válcovací stolice je namáhán osově od pracovních válců válcovací stolice. Síla se do konstrukce stojanu přenáší přes stavěcí zařízení a prstencovou vložku. Maximální pracovní síla je 6,5 MN, tedy na jeden válec působí 3,25 MN a síla na vyvažování horního pracovního válce 48 815 N viz *Obr. 40*.

K základu je připevněn stojan pomocí šroubů. Na spodní část stojanu působí tíha dolního pracovního válce, ložiskového tělesa a síla na vyvažování, jejichž součet je roven 86 365 N. Rovněž zde působí válcovací síla 3,25 MN, viz *Obr 41*.



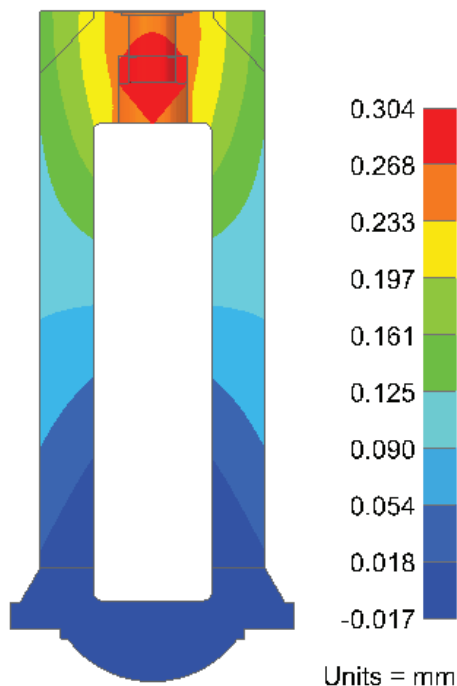
Obr. 40 Okrajové podmínky pro stojan



Obr. 41 Okrajové podmínky pro stojan

#### 4.1.2. Posunutí stojanu ve svislé ose Z

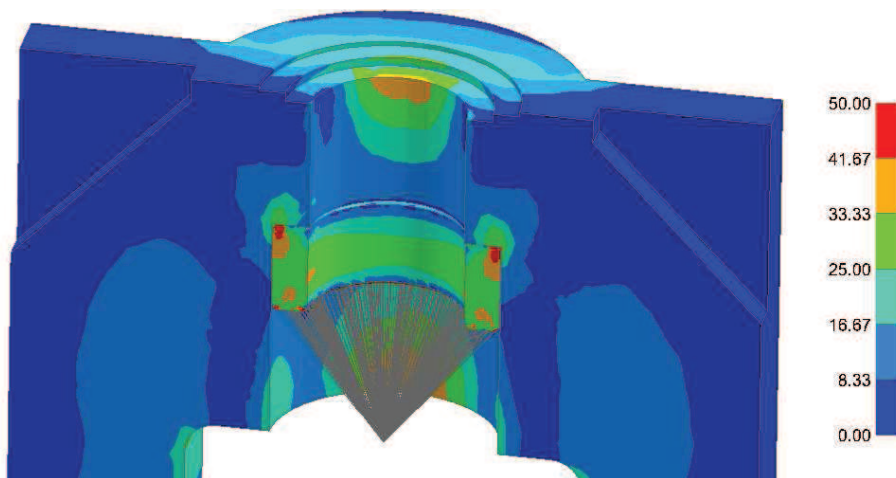
Při tomto zatížení se stojan prodlouží o 0,304 mm. K největšímu posunutí dojde v místě uložení pracovního válce, jak je zobrazeno na *Obr. 37*.



Obr. 42 Deformace stojanu ve svislé ose Z

#### 4.1.3. Napětí ve stojanu

Stojany válcovacích stolic jsou především dimenzovány na tuhost. Pevnostní analýza je spíše orientační. Z výsledků MKP je patrné, že největší napětí se koncentruje mezi vložkou a stojanem viz *Obr. 43*. Maximální napětí, které se koncentruje v místě uložení vložky je 50 MPa.



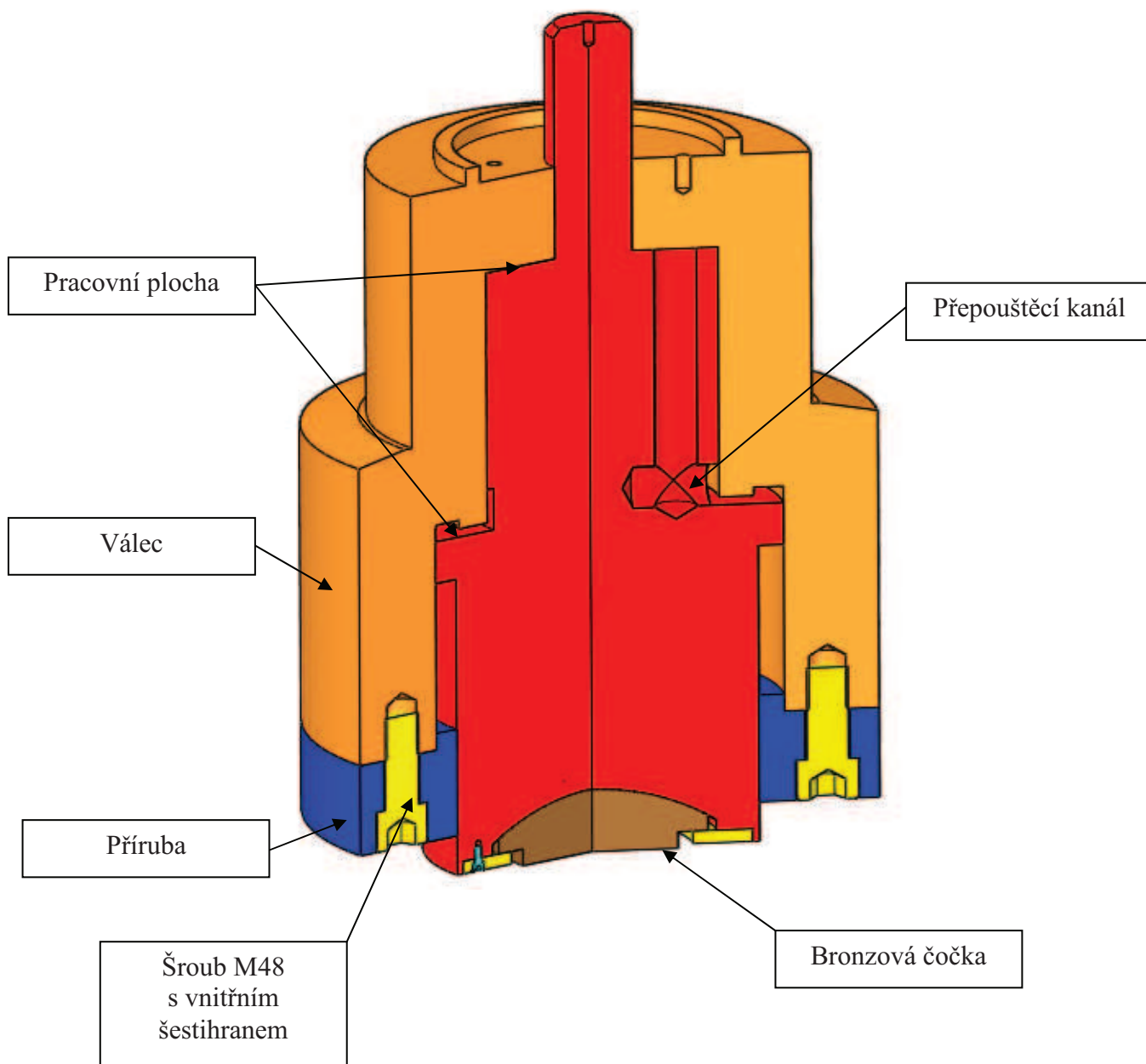
Obr. 43 Napětí ve stojanu

## 4.2. Výpočet hydraulického válce

Hydraulický válec je namáhán rovnoměrně po vnitřní straně maximálním pracovním tlakem 22MPa. K válci je pomocí dvanácti šroubů přichycena příruba.

Pracovní plochy se nacházejí na horní straně pístu. Kapalina se dostává pomocí přepouštěcích kanálů do horní části válce. Na spodní stranu pístu bude přiváděn tlak, aby nedošlo k dozednutí pístu na přírubu.

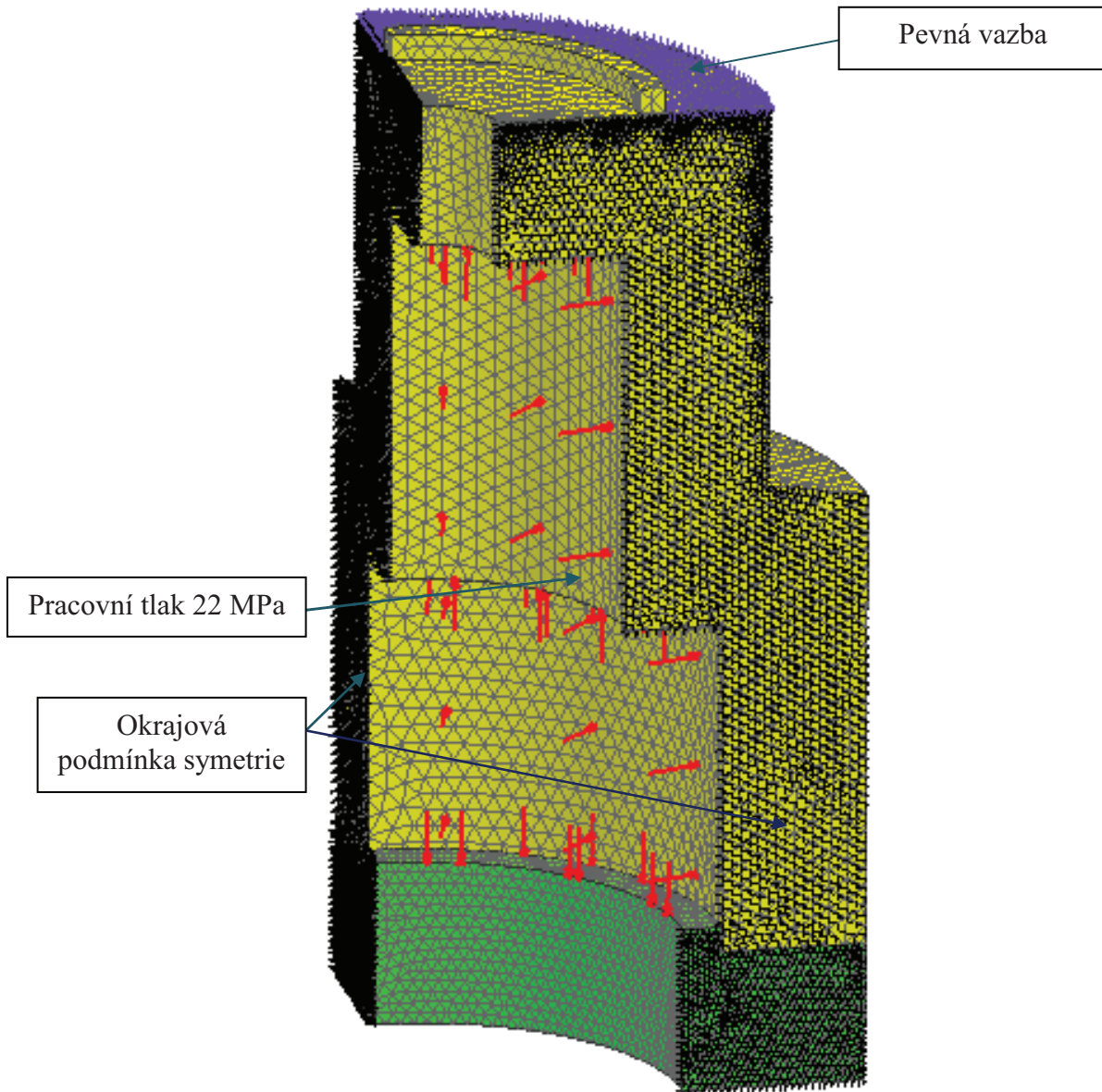
Na spodní straně pístu se nachází bronzová čočka k zajištění osového zatížení.



Obr. 44 Hydraulický válec

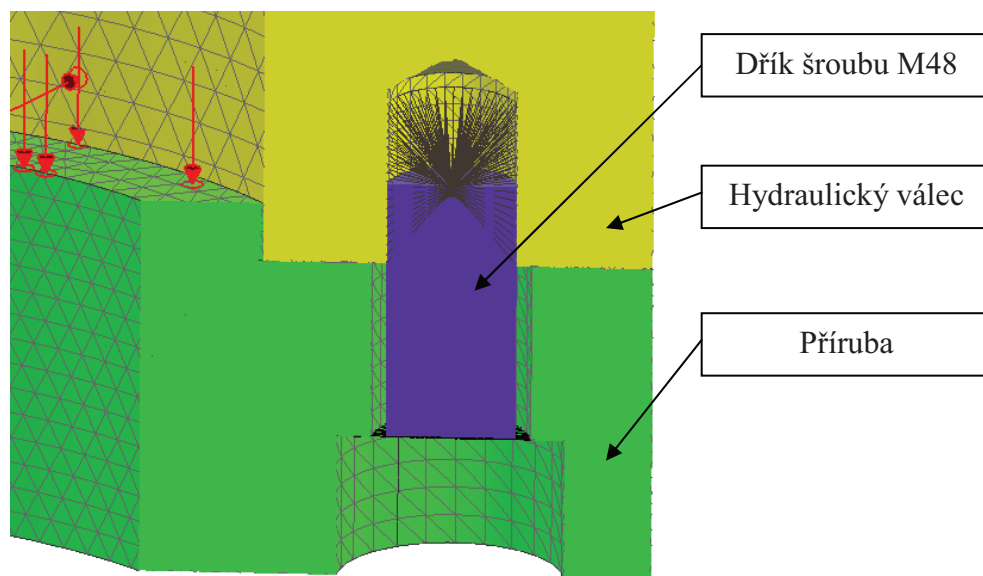
#### 4.2.1. Okrajové podmínky válce

Válec je namáhán pracovním tlakem 22 MPa rovnoměrně na vnitřních stranách a také na část příruby. Součást je symetrická, proto může být počítána pouze  $\frac{1}{4}$  konstrukce doplněna o okrajové podmínky symetrie. Pevná vazba na horní ploše válce, znázorňuje opření válce o opěrnou vložku. Tyto okrajové podmínky jsou vyobrazeny na *Obr. 45*.



Obr. 45 Hydraulický válec

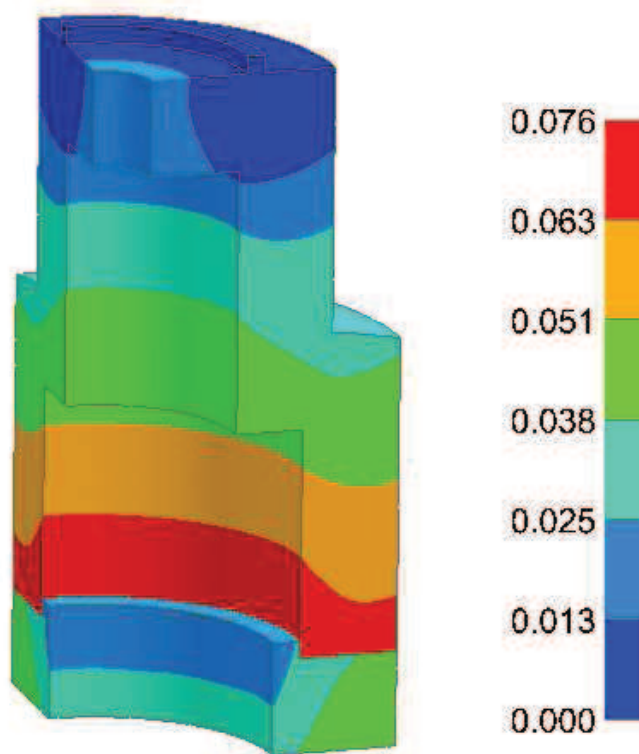
Spojení příruby a válce zajišťují šrouby M48 s vnitřním šestihranem. Po obvodu je rozmístěno 12 kusů. Pro výpočet byly použity pro znázornění dřívku šroubů 1D prvky viz *Obr. 46*. Šrouby budou předepnuty dle tabulek od výrobce. Pro tento typ šroubů výrobce doporučuje předepnutí o velikosti 419 813 N.



Obr. 46 Šroub M48

#### 4.2.2. Deformace válce

Z výsledků výpočtu MKP vyplývá, že z tuhostního hlediska je válec a příruba dostatečně nadimenzována. Největší posunutí, které stěna válce vykoná má velikost 0,076 mm, jak je zobrazeno na *Obr. 47*.



Obr. 47 Deformace válce a příruby

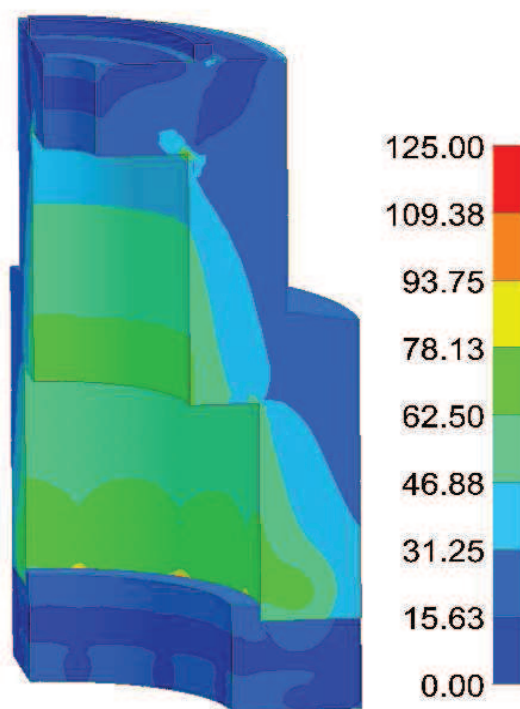
U dřívku šroubu M48 dojde k prodloužení o 0,055 mm, jak je znázorněno na *Obr. 48*.



Obr. 48 Deformace šroubu M48

#### 4.2.3. Napětí ve válci

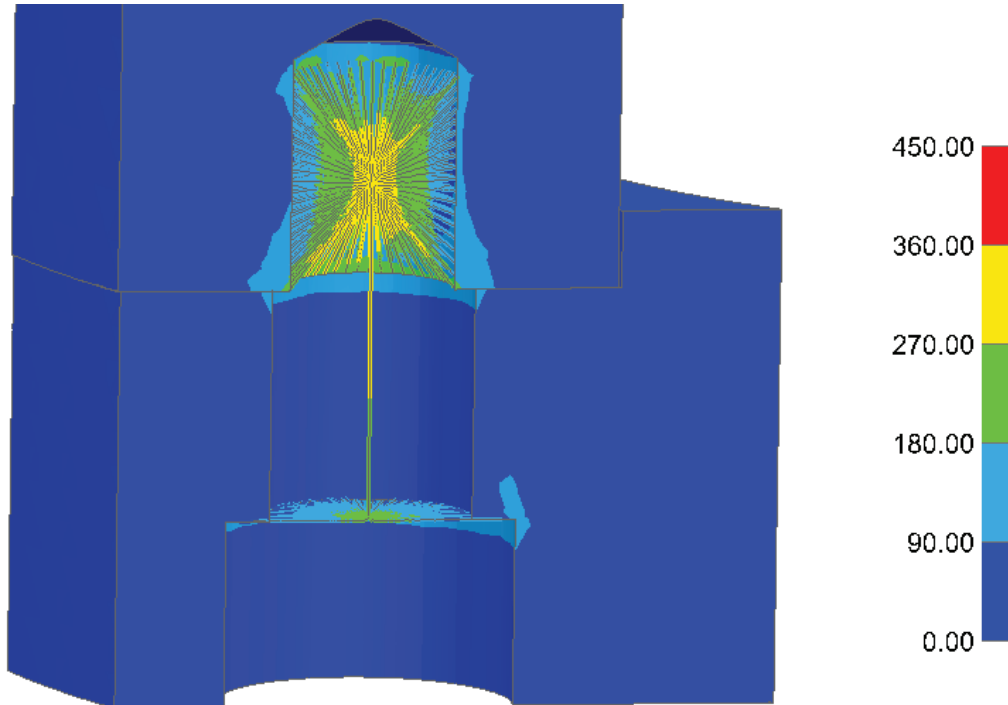
V materiálu válce 51CrV4 s napětím na mezi kluzu 600 MPa a dovoleným napětím 120 MPa se při působení maximálního tlaku koncentruje největší napětí o velikosti 85 MPa viz *Obr. 49*.



Obr. 49 Napětí ve válci



Ve šroubech M48 se koncentruje napětí o velikosti 400 MPa. Materiál, z něhož jsou šrouby vyrobeny, má mez kluzu o velikosti 540 MPa. Z pevnostního hlediska je uchycení příruby k válci dostatečně nadimenzováno viz *Obr. 50*.



Obr. 50 Napětí ve šroubech

### 4.3. Zhodnocení výsledků

Z výsledků vyplývá, že hydraulický válec je dostatečně nadimenzován, jak z hlediska tuhostního, tak z hlediska pevnostního. Dochází tedy k minimálnímu „nafouknutí“ válce a není nutné kompenzovat posunutí stěny dodáním kapaliny.

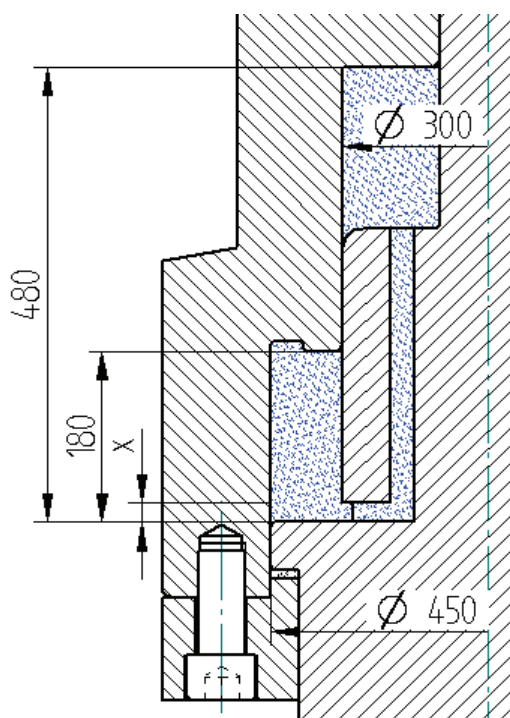
Stojan válcovací stolice se při maximálním zatížení „rozevře“ o 0,304 mm. Toto posunutí bude muset být bráno v úvahu pro dosažení požadované mezery mezi válci při válcování. Ze známého posunutí stolice při válcování je nutné dodat tolik kapaliny do válce, aby byl o 0,304 mm vysunut více.

## 5. Celkové množství kapaliny dodávaného zdrojem

Dodáním většího množství kapaliny do válce se bude kompenzovat stlačení kapaliny a rozevření stolice během válcování, která je znázorněna výškou sloupce X na *Obr. 51*.

Stlačení sloupce kapaliny bylo vypočítáno v kapitole 3.8. Dále je nutné zahrnout do výpočtu deformaci stojanu.

Deformace válce je minimální a není proto nutné ji kompenzovat.



Obr. 51 Celkové množství kapaliny dodané do válce

Aby bylo vykompenzováno natažení stolice, je nutné dodat objem  $V_{zs}$  při známé výšce sloupce  $x_{zs}$  a pracovní ploše  $S_1$ :

$$V_{zs} = S_1 * x_{zs}$$

$$V_{zs} = 0,15 * 0,000304$$

$$V_{zs} = 0,0000456 \text{ m}^3$$

$$V_{zs} = 0,047 \text{ dm}^3 \approx 50 \text{ ml}$$

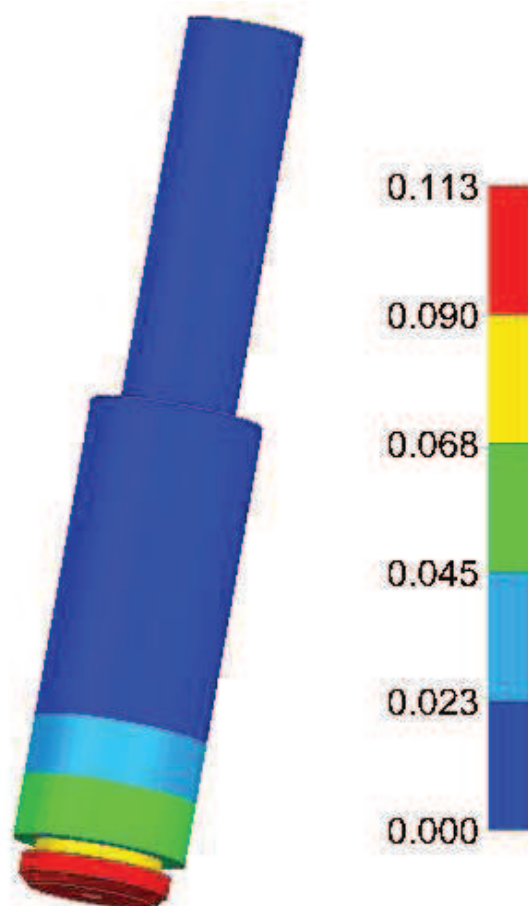
Z posunutí rámu válcovací stolice vyplývá, že v každé poloze je nutné načerpat do hydraulického válce o 50 ml více kapaliny.

## 6. Porovnání dosud používaného kombinovaného elektromechanického s čistě hydraulickým stavěním válců z hlediska konstrukčního, montážního a nákladů na údržbu a provoz

### 6.1. Porovnání z hlediska konstrukčního

Hlavním rozdílem mezi elektromechanickým a hydraulickým stavěním je tuhost konstrukce. V hydraulickém válci dochází ke stlačení sloupce kapaliny, s nímž je nutné počítat a kompenzovat ho. Navíc v každé poloze pístu je velikost stlačení odlišná, což ale platí i pro šroub mechanického stavění.

Pohybový šroub elektromechanického stavění má větší tuhost. Při maximálním vysunutí dojde ke stlačení pouze o 0,113 mm, viz *Obr. 52*.



Obr. 52 Stlačení pohybového šroubu

Výhodou hydraulického stavění je ovšem možnost přestavování pracovního válce během válcování a tím regulaci tloušťky válcovaného materiálu. Tuto operaci nelze provést u mechanického stavění z důvodu vysoké energetické náročnosti na elektromotor.

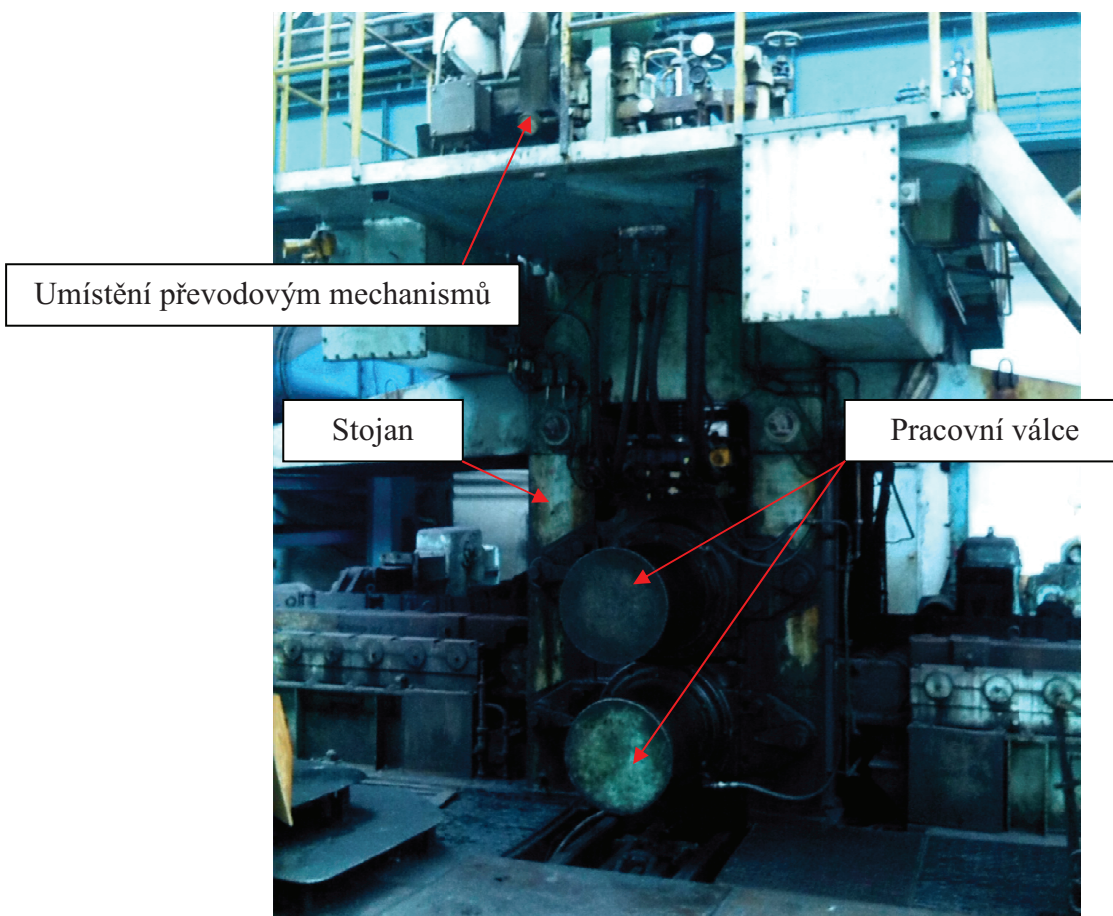
Hydraulické stavění je též výhodnější z důvodu pojištění stolice proti přetížení. V tomto případě není nutná pojistka proti přetížení v případě zaklesnutí materiálu mezi válci.

U mechanického stavění byla pojistka proti přetížení nutná součástí konstrukce.

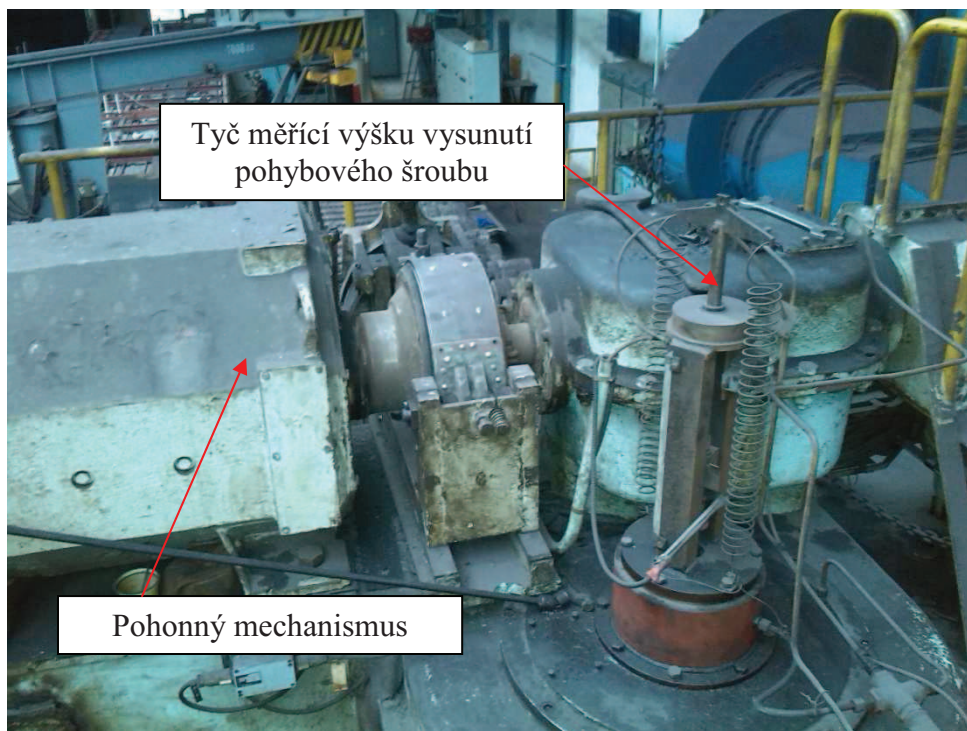
Hlavní výhodou hydraulického stavění je možnost řízení pomocí softwaru. Hydraulický obvod je z hlediska počítačového řízení snazší než pohybový šroub. Možnost zpětné vazby mezi snímači tlaku ve válci a servoventilem zaručuje přesnější a jednodušší práci při nastavování válcovací mezery a korekci tloušťky materiálu při válcování.

## 6.2. Porovnání z hlediska montáže a nákladů na údržbu a provoz

Z hlediska montáže je jednodušší hydraulické stavění, protože odpadá nutnost instalace převodového mechanismu a elektromotoru na horní plochu válcovací stolice viz *Obr. 53*. Z toho také vyplývají menší pořizovací náklady na montáž a samotnou konstrukci.



Obr. 53 Válcovací stolice s elektromechanickým stavěním



Obr. 54 Umístění převodového systému na horní plošině válcovací stolice

Z hlediska nákladů na provoz je opět výhodnější hydraulické stavění válců, kde při větším výkonu, než u původního elektromechanického stavění, dochází k menší energetické náročnosti.

## 7. Závěr

Z výsledků výpočtů a porovnání z hledisek konstrukčních, montážních a nákladů na výrobu vyplývá, že jedinou výhodou elektromechanického stavění oproti hydraulickému je tuhost konstrukce. Sloupec kapaliny v hydraulickém válci je stlačen při maximálním vysunutí až o 2,44 mm.

Stlačení sloupce kapaliny je ale možno přesně spočítat a tento nedostatek jde snadno kompenzovat dodáním většího množství kapaliny do hydraulického válce. Díky zpětné vazbě, kterou zajišťují snímač polohy pístu a snímače tlaku nad a pod pístem je snadnější ovládání stavěcího zařízení a kontrola při válcování.

Další výhodou hydraulického oproti elektromechanickému stavění jsou nároky na zástavbový prostor. Součástí elektromechanického stavění je pohon a převodový mechanismus umístěný na plošině nad pracovními válci.

Energeticky méně náročný je také hydraulický mechanismus, u něhož je pohon zajištěn pomocí tlakového zdroje.

- [1] <http://www.tsplzen.cz/> [cit. 2015-01-30]
- [2] KOLLEROVÁ, M., ŽÍDEK, J., POČTA, B., DĚDEK, V. *Valcovanie*. Bratislava, 1991. ISBN 80-05-00729-9.
- [3] STANĚK, J., *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje*, Plzeň. Západočeská univerzita, 2001.
- [4] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M., *Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce*, Praha, SNTL 1982.
- [5] PROKEŠ, J., *Hydraulické mechanismy*. České vysoké učení technické v Praze, 1970
- [6] PIVOŇKA, J., *Příručka hydraulických pohonů*. Praha, SNTL 1969.

## Seznam obrázků

Obr. 1 Průběh válcování .....	14
Obr. 2 Válcovací stolice <sup>1</sup> .....	15
Obr. 3 Válcovací stolice duo.....	16
Obr. 4 Válcovací stolice trio .....	16
Obr. 5 Válcovací stolice kvarto .....	16
Obr. 6 Dvanáctiválcová stolice .....	17
Obr. 7 Válcovací stolice včetně pohonu [2].....	18
Obr. 8 Válcovací stolice – bokorys [2] .....	18
Obr. 9 Stojany [2] .....	19
Obr. 10 Odlitek stojanu <sup>2</sup> .....	19
Obr. 11 Pracovní válec.....	20
Obr. 12 Valivé ložisko .....	20
Obr. 13 Schéma elektromechanického stavěcího zařízení s hydraulickým válcem pro dostavení .....	21
Obr. 14 Stavěcí šroub s mosaznou matkou <sup>3</sup> .....	22
Obr. 15 Hydraulické stavění válců.....	22
Obr. 16 Vřetena a objímky <sup>4</sup> .....	23
Obr. 17 Reduktor .....	24
Obr. 18 Řez původní konstrukce s elektromechanickým stavěním válců .....	26
Obr. 19 Elektromechanické stavění pracovních válců.....	27
Obr. 20 Elektromechanické stavění pracovních válců.....	27
Obr. 21 Řez hydraulickým stavěním pracovních válců .....	28
Obr. 22 Schéma hydraulického obvodu .....	29
Obr. 23 Schéma vyvažování horního válce .....	32
Obr. 24 Schéma průměrů pístu .....	33
Obr. 25 Schéma rozměrů hydraulického válce .....	34
Obr. 26 Síla působící na přírubu .....	35
Obr. 27 Umístění šroubů na přírubě .....	36
Obr. 28 Schéma zatížení šroubu .....	36
Obr. 29 Náhradní průřez .....	37
Obr. 30 Silové poměry šroub-příruba .....	38
Obr. 31 Výpočet úhlu natočení .....	39



Obr. 32 Výpočet síly $F$ .....	39
Obr. 33 Výpočet $\varphi_2$ .....	40
Obr. 34 Výpočet $J_B$ a $\varphi_c$ .....	40
Obr. 35 Diagram stlačení kapalin .....	42
Obr. 36 Sloupec kapaliny ve válci .....	43
Obr. 37 Graf výšky stlačení sloupce kapaliny .....	46
Obr. 38 Graf stlačení objemu kapaliny .....	46
Obr. 39 Model stojanu .....	50
Obr. 40 Okrajové podmínky pro stojan .....	51
Obr. 41 Okrajové podmínky pro stojan .....	51
Obr. 42 Deformace stojanu ve svislé ose $Z$ .....	52
Obr. 43 Napětí ve stojanu .....	52
Obr. 44 Hydraulický válec .....	53
Obr. 45 Hydraulický válec .....	54
Obr. 46 Šroub M48 .....	55
Obr. 47 Deformace válce a příruby.....	55
Obr. 48 Deformace šroubu M48 .....	56
Obr. 49 Napětí ve válci .....	56
Obr. 50 Napětí ve šroubech .....	57
Obr. 51 Celkové množství kapaliny dodané do válce.....	58
Obr. 52 Stlačení pohybového šroubu.....	59
Obr. 53 Válcovací stolice s elektromechanickým stavěním .....	60
Obr. 54 Umístění převodového systému na horní plošně válcovací stolice .....	61

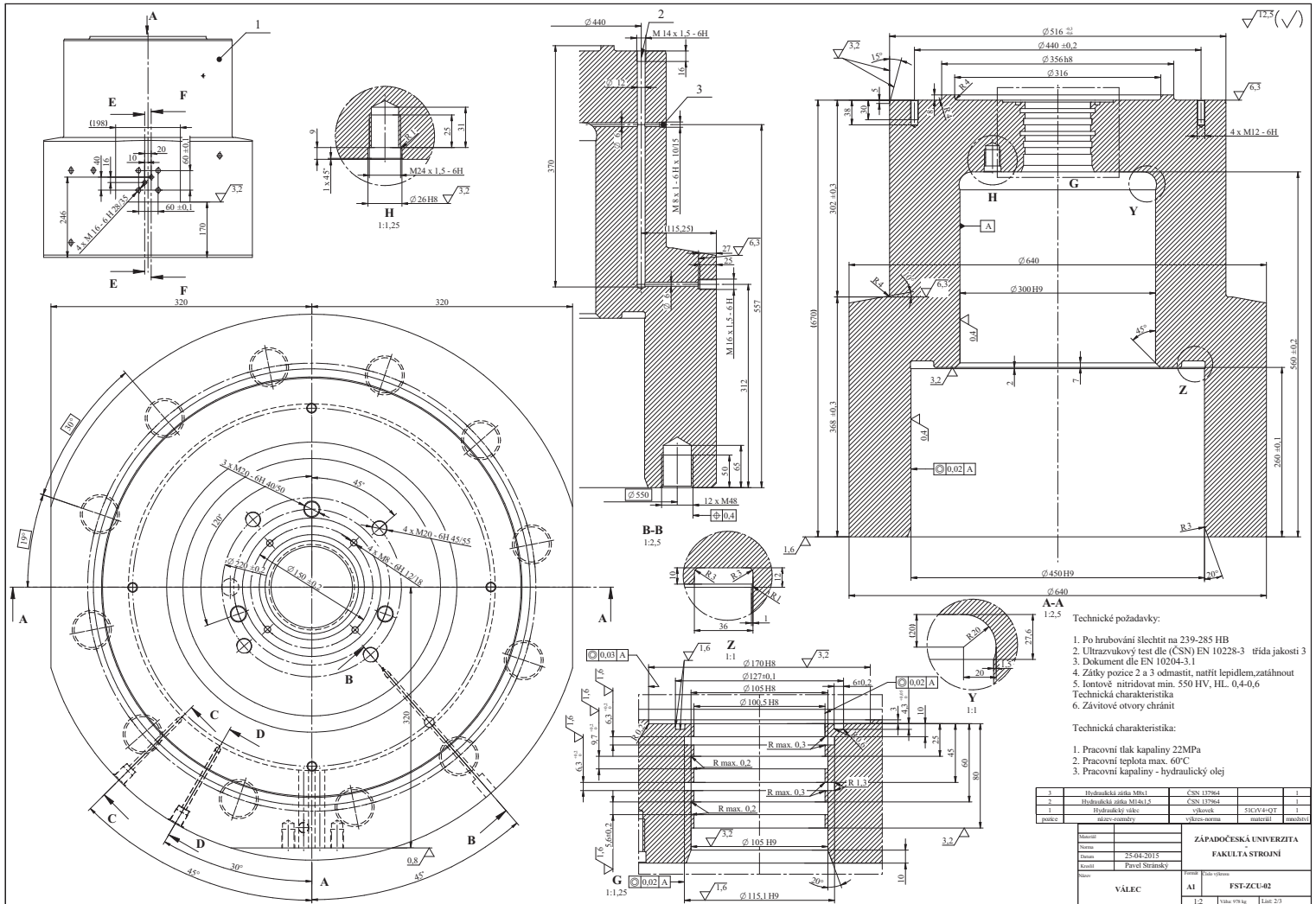
## Seznam příloh

PŘÍLOHA 1: Výrobní výkres pístu

PŘÍLOHA 2: Výrobní výkres válce

PŘÍLOHA 3: Výkres sestavy





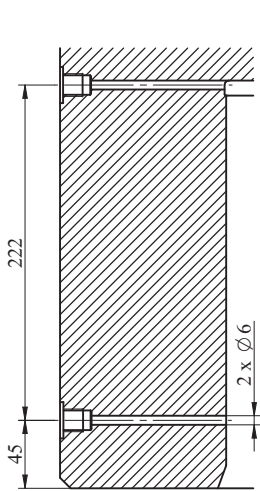
- Technické požadavky:**
- Po hrubování sleščit na 239-285 HB
  - Ultrazvukový test díle (ČSN) EN 10228-3 třída jakosti 3
  - Dokument dle EN 10204-3.1
  - Zátěhy pozice 2 a 3 odmastit, natřít lepidlem, zatáhnout
  - lontové nitrátovat min. 550 HV, HL, 0,4-0,6
  - Technická charakteristika
  - Závňové otvory chránit

- Technická charakteristika:**
- Pracovní tlak kapaliny 22MPa
  - Pracovní teplota max. 60°C
  - Pracovní kapalina - hydraulický olej

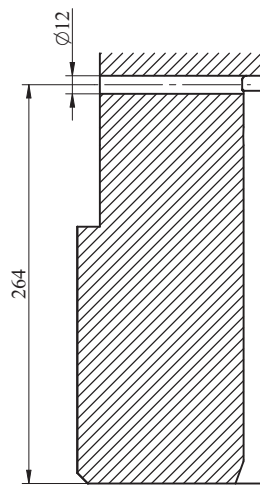
číslo	popis	norma	stav
1	Hydraulická zápa M16x1	ČSN 17784	1
2	Hydraulická zápa M14x1,2	ČSN 17784	1
3	Hydraulický válec	Výkresová norma	1
4	zápa	Výkresová norma	1

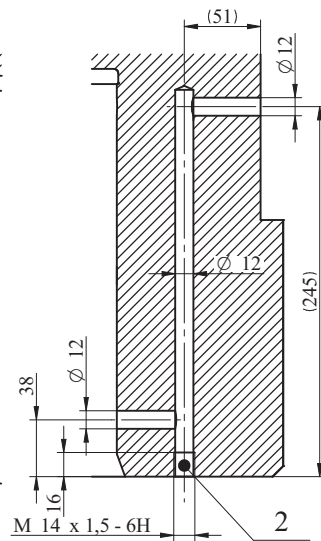
část	část	část
1	2	3
4	5	6
7	8	9
10	11	12
13	14	15
16	17	18
19	20	21
22	23	24
25	26	27
28	29	30
31	32	33
34	35	36
37	38	39
40	41	42
43	44	45
46	47	48
49	50	51
52	53	54
55	56	57
58	59	60
61	62	63
64	65	66
67	68	69
70	71	72
73	74	75
76	77	78
79	80	81
82	83	84
85	86	87
88	89	90
91	92	93
94	95	96
97	98	99
100	101	102
103	104	105
106	107	108
109	110	111
112	113	114
115	116	117
118	119	120
121	122	123
124	125	126
127	128	129
130	131	132
133	134	135
136	137	138
139	140	141
142	143	144
145	146	147
148	149	150
151	152	153
154	155	156
157	158	159
160	161	162
163	164	165
166	167	168
169	170	171
172	173	174
175	176	177
178	179	180
181	182	183
184	185	186
187	188	189
190	191	192
193	194	195
196	197	198
199	200	201
202	203	204
205	206	207
208	209	210
211	212	213
214	215	216
217	218	219
220	221	222
223	224	225
226	227	228
229	230	231
232	233	234
235	236	237
238	239	240
241	242	243
244	245	246
247	248	249
250	251	252
253	254	255
256	257	258
259	260	261
262	263	264
265	266	267
268	269	270
271	272	273
274	275	276
277	278	279
280	281	282
283	284	285
286	287	288
289	290	291
292	293	294
295	296	297
298	299	300
301	302	303
304	305	306
307	308	309
310	311	312
313	314	315
316	317	318
319	320	321
322	323	324
325	326	327
328	329	330
331	332	333
334	335	336
337	338	339
340	341	342
343	344	345
346	347	348
349	350	351
352	353	354
355	356	357
358	359	360
361	362	363
364	365	366
367	368	369
370	371	372
373	374	375
376	377	378
379	380	381
382	383	384
385	386	387
388	389	390
391	392	393
394	395	396
397	398	399
400	401	402
403	404	405
406	407	408
409	410	411
412	413	414
415	416	417
418	419	420
421	422	423
424	425	426
427	428	429
430	431	432
433	434	435
436	437	438
439	440	441
442	443	444
445	446	447
448	449	450
451	452	453
454	455	456
457	458	459
460	461	462
463	464	465
466	467	468
469	470	471
472	473	474
475	476	477
478	479	480
481	482	483
484	485	486
487	488	489
490	491	492
493	494	495
496	497	498
499	500	501
502	503	504
505	506	507
508	509	510
511	512	513
514	515	516
517	518	519
520	521	522
523	524	525
526	527	528
529	530	531
532	533	534
535	536	537
538	539	540
541	542	543
544	545	546
547	548	549
550	551	552
553	554	555
556	557	558
559	560	561
562	563	564
565	566	567
568	569	570
571	572	573
574	575	576
577	578	579
580	581	582
583	584	585
586	587	588
589	590	591
592	593	594
595	596	597
598	599	600
601	602	603
604	605	606
607	608	609
610	611	612
613	614	615
616	617	618
619	620	621
622	623	624
625	626	627
628	629	630
631	632	633
634	635	636
637	638	639
640	641	642
643	644	645
646	647	648
649	650	651
652	653	654
655	656	657
658	659	660
661	662	663
664	665	666
667	668	669
670	671	672
673	674	675
676	677	678
679	680	681
682	683	684
685	686	687
688	689	690
691	692	693
694	695	696
697	698	699
700	701	702
703	704	705
706	707	708
709	710	711
712	713	714
715	716	717
718	719	720
721	722	723
724	725	726
727	728	729
730	731	732
733	734	735
736	737	738
739	740	741
742	743	744
745	746	747
748	749	750
751	752	753
754	755	756
757	758	759
760	761	762
763	764	765
766	767	768
769	770	771
772	773	774
775	776	777
778	779	780
781	782	783
784	785	786
787	788	789
790	791	792
793	794	795
796	797	798
799	800	801
802	803	804
805	806	807
808	809	810
811	812	813
814	815	816
817	818	819
820	821	822
823	824	825
826	827	828
829	830	831
832	833	834
835	836	837
838	839	840
841	842	843
844	845	846
847	848	849
850	851	852
853	854	855
856	857	858
859	860	861
862	863	864
865	866	867
868	869	870
871	872	873
874	875	876
877	878	879
880	881	882
883	884	885
886	887	888
889	890	891
892	893	894
895	896	897
898	899	900
901	902	903
904	905	906
907	908	909
910	911	912
913	914	915
916	917	918
919	920	921
922	923	924
925	926	927
928	929	930
931	932	933
934	935	936
937	938	939
940	941	942
943	944	945
946	947	948
949	950	951
952	953	954
955	956	957
958	959	960
961	962	963
964	965	966
967	968	969
970	971	972
973	974	975
976	977	978
979	980	981
982	983	984



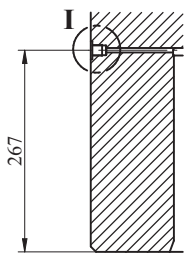
**C-C**  
1:2,5



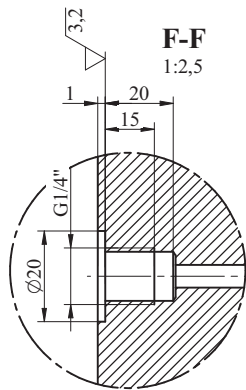
**F-F**  
1:2,5



**E-E**  
1:2,5



**D-D**  
1:5



**I**  
1:1

**Technické požadavky:**

1. Po hrubování šlechtit na 239-285 HB
2. Ultrazvukový test dle (ČSN) EN 10228-3 třída jakosti 3
3. Dokument dle EN 10204-3.1
4. Zátky pozice 2 a 3 odmastit, natřít lepidlem, zatáhnout
5. Iontově nitridotvat min. 550 HV, HL. 0,4-0,6
6. Závitové otvory chránit

**Technická charakteristika:**

1. Pracovní tlak kapaliny 22MPa
2. Pracovní teplota max. 60°C
3. Pracovní kapaliny - hydraulický olej

3	Hydraulická zátka M8x1	ČSN 137964		1
2	Hydraulická zátka M14x1,5	ČSN 137964		1
1	Hydraulický válec	výkovek	51CrV4+QT	1
pozice	název-rozměry	výkres-norma	materiál	množství

Materiál		<b>ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA FAKULTA STROJNÍ</b>		
Norma				
Datum	25-04-2015			
Kreslil	Pavel Stránský			
Název	<b>VÁLEC</b>	Formát	Číslo výkresu	
		<b>A3</b>	<b>FST-ZCU-02</b>	
		1:5	Váha: 978 kg	List: 2/3

