

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojírenství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Analýza deformace pracovních válců lisu

Autor: **Miroslav SVOBODA**

Vedoucí práce: **Ing. Václav KUBEC, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Miroslav SVOBODA**
Osobní číslo: **S14B0372P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Analýza deformace pracovních válců hydraulických lisů**
Zadávací 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:

Zpracujte rešerši na téma hydraulické pohony u hydraulických lisů. Cílem práce je analýza namáhání pracovních válců hydraulických lisů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše na pohony hydraulických lisů
2. Analýza namáhání pracovních válců
3. Napěťová a deformační analýza
4. Zhodnocení, závěr

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

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999


ČECHURA, M., STANĚK, J. Tvářecí stroje: hydraulické lisy /1. vyd. Plzeň: ISBN 80-7082-480-8, 1999

STANĚK, J. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje /1. vyd. Plzeň: ISBN 80-7082-738-6, 2001


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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Svoboda	Jméno Miroslav		
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „ Stavba výrobních strojů a zařízení			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kubec, Ph.D.	Jméno Václav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Analýza deformace pracovních válců lisu			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	36	TEXTOVÁ ČÁST	30	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje napětovou a deformační analýzu stávajícího konstrukčního řešení pracovních válců lisu. Obsahuje varianty ke snížení napětí v kritických oblastech. Výpočty byly provedeny v software NX 9.0.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Pracovní válce lisu, hydraulický lis, kritická místa, design, počítačová simulace

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Svoboda	Name Miroslav
FIELD OF STUDY	B2301 „ Design of Manufacturing Machines and Equipment	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kubec, Ph.D.	Name Václav
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Analysis of deformation of work cylinders hydraulic presses	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	36	TEXT PART	30	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor includes stress-strain analysis of the existing design of the work cylinders. It includes variants to reduce stress in critical areas. The simulations were made by NX 9.0 software.
KEY WORDS	work cylinders, hydraulic press, design, critical areas, design, komputer simulation

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Václavovi Kubcovi, Ph.D., za jeho rady, připomínky a metodické vedení.

Obsah

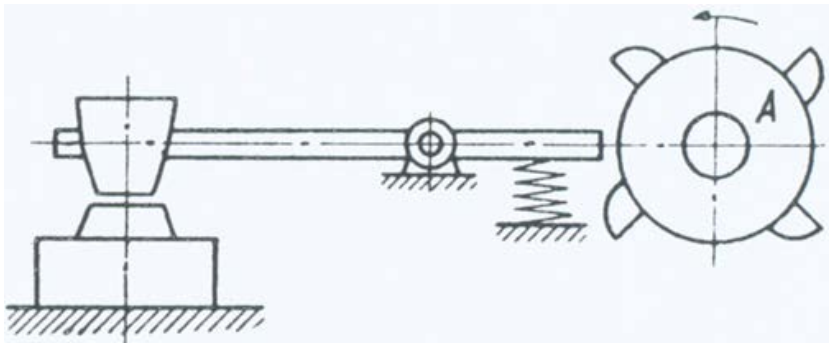
Přehled použitých zkratk a symbolů	2
1. Úvod k tvářecím strojům	3
2. Cíle bakalářské práce	4
3. Dělení tvářecích strojů.....	5
3.1. Základní typy tvářecích strojů	6
3.1.1. Mechanické lisy	6
3.1.2. Buchary.....	7
3.1.3. Hydraulické lisy.....	8
3.1.4. Pohon hydraulických válců.....	9
4. Popis stroje	11
4.1 Popis technického zařízení	12
4.2 Popis výpočtového modelu	13
5. Výsledky napětí v pracovním válci	16
5.1 Analýza a výsledky stávajícího konstrukčního řešení	17
5.2 Konstrukční návrh s rádiusem	19
5.2.1 První varianta – výsledky z analýzy.....	20
5.2.2 Druhá varianta – výsledky z analýzy.....	22
5.3 Konstrukční návrh s rádiusem a zkosením	24
5.3.1 Třetí varianta – výsledky z analýzy	25
6. Výsledky posunutí a porovnání.....	27
7. Závěr.....	30
Citovaná literatura.....	31

Přehled použitých zkratk a symbolů

p	tlak	[MPa]
A	práce	[J]
M_k	moment	[Nmm]
F	síla	[N]
S	plocha	[m ²]
σ_D	dovolené napětí	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
R_e	mez kluzu	[MPa]
k	statická bezpečnost	[-]

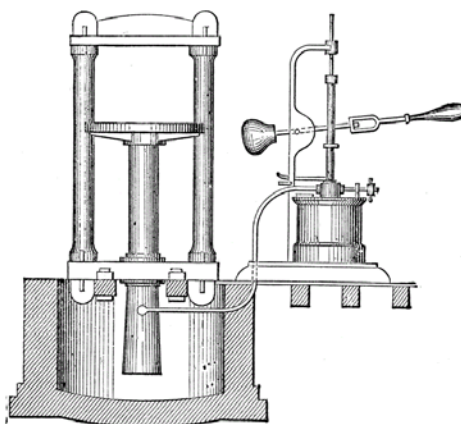
1. Úvod k tvářecím strojům

Prvním způsobem, jak byl kov zpracováván, bylo jeho tváření. Kov se tvářel ručně pomocí kovadliny a kladiva. Toto tváření vynaložené lidskou energií bylo velice primitivní a náročné. Zvětšením poptávky po kovových výrobcích, ač se jednalo o šperky, zbraně, pracovní a zemědělské nástroje, musel člověk najít lepší a snadno dostupný zdroj energie. Začal využívat síly dobytka a posléze ve středověku energii větru a vody. Ve starém Řecku se využívaly jednoduché vřetenové lisy, kde se začalo používat šroubu jako prvku ke zvýšení síly lisů na víno. První popis dvou vřetenového lisu učinil matematik a vynálezce Hérón. Lis sloužil na lisování olivového oleje.



Obr. 1 Schéma pohonu vodního hamru

Začátkem 11. století nastává obrovský zlom ve vývoji pohonu strojů. Vodní kola poháněná tekoucí vodou začala pohánět železářské vodní hamry (obr. 1) a tím došlo k mechanizaci ruční práce. Postupem času v době vynálezu střelného prachu a vzniku palných zbraní je kladen požadavek kovat větší a hmotnější kusy. Ruční pýchování, které se v té době bylo prováděno na menších výkovech, se na velkých kusech nedalo zvládnout. Proto muselo dojít k rozsáhlejší mechanizaci práce a využít energii přírodních zdrojů místo práce člověka jako např. válcovny železného plechu nebo rámová vodní pila, obojí bylo poháněno vodním kolem. K dalšímu zdokonalení došlo v době, kdy již člověk byl schopen plně využívat energii vodní páry a později elektrické energii. Vznikaly nové typy bucharů, jako například padací (lanové, deskové, pásové), parní. V důsledku tohoto byla modernizována i konstrukce mechanických a hydraulických lisů.



Obr. 2 Bramahův hydraulický lis

Použití hydrauliky jako pohonu tvářecích strojů bylo poprvé využito v 18. století. Tekutina byla do pohonné jednotky vháněna čerpadlem. Známy je anglický patent č. 2405 hydraulického lisu od Bramaha (Obr. 2). Angličan Joseph Bramah použil principu rovnoměrného šíření tlaku v kapalině.

Na přelomu 19. a 20. století dochází k velkému rozvoji konstrukce hydraulických lisů. Například firma Krupp v Essenu v roce 1928 vyrobila hydraulický kovací lis s pracovní silou 150 MN. V Německu roku 1951 byl postaven hydraulický lis o síle 300 MN. Později byly provedeny modely lisů o síle 500 a 750 MN. V ročním období 1971 až 1973 byl proveden návrh na dřívější Vysoké škole strojní a elektrotechnické (VŠSE) v Plzni ve spolupráci z TS Škoda Plzeň.

Závěrem k této kapitole, kde byl velmi stručně nastíněn vývoj tvářecí techniky, je možno dodat, že od 80. let nastal velký rozvoj tvářecích strojů, který je především spojen s rychlým vývojem v oblasti elektrických pohonů, hydraulických systémů a řídicí a vyhodnocovací elektroniky.

2. Cíle bakalářské práce

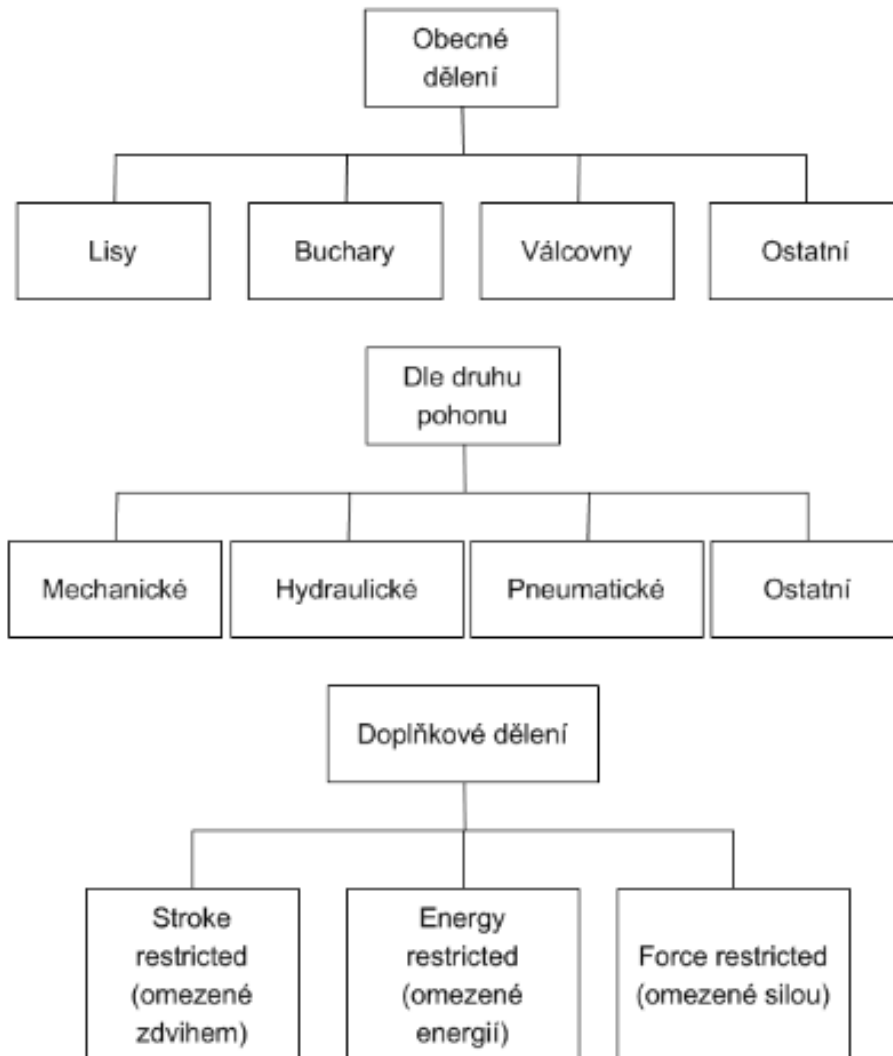
Ve své práci se zaměřím na analýzu deformace pracovních válců hydraulického lisu. Konkrétně na oblast uchycení, kde dochází k vrubovému napětí při pracovním zatížení. Bylo nutné vytvořit několik konstrukčních úprav, které by vedly ke zvýšení tuhosti sledované oblasti. Pro zpracování bakalářské práce bylo nutné stanovit tematické kroky a cíle práce.

Jednotlivé kroky a cíle práce:

1. Výběr technologie pro napět'ovou a deformační analýzu.
2. Deformační a napět'ová analýza se stávajícím konstrukčním řešením válců, zatížené vybranou technologií.
3. Deformační a napět'ová analýza konstrukčních variant, zatížené vybranou technologií.
4. Porovnání jednotlivých výsledků a stanovení nejlepší varianty

3. Dělení tvářecích strojů

V této kapitole jsou uvedena základní rozdělení tvářecích strojů, které jsou v současnosti používány. Toto rozdělení vychází z literatury [1].



Obr. 3 Schéma klikového mechanismu lisu

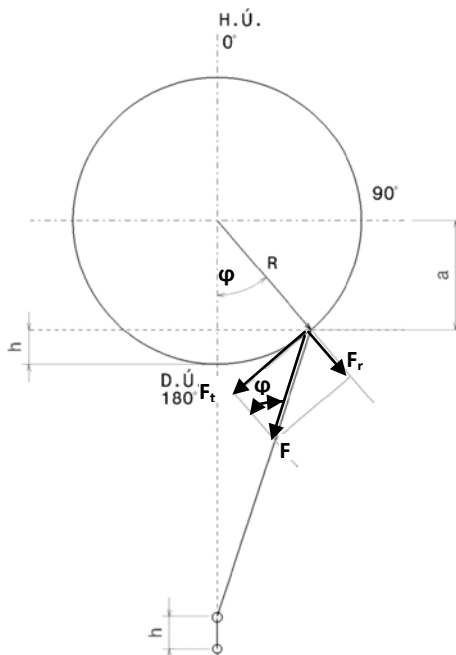
Dále je možno dělit tvářecí stroje podle druhu relativního pohybu výstupního členu:

- Stroje s přímočarým pohybem výstupního členu (lisování, kování)
- Stroje s nepřímým pohybem výstupního členu (válcování)

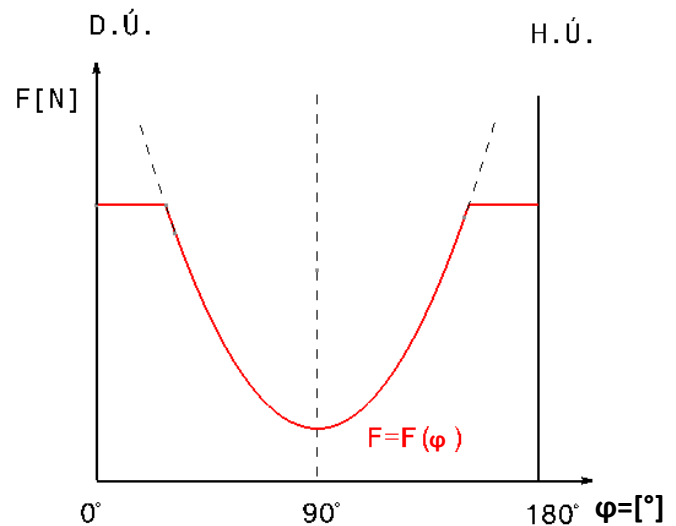
3.1. Základní typy tvářecích strojů

3.1.1. Mechanické lisy

Mechanické lisy využívají klikového, kloubového, excentrického mechanismu, také systémů váček nebo vřetenového mechanismu (vřetenový lis) pro vytvoření pracovního zdvihu pracovní síly. Pracovní síla je v závislosti na zdvihu proměnná. V porovnání s hydraulickými lisy je rychlost výstupního členu mechanických lisů větší.



Obr. 4 Základní dělení tvářecích strojů



Obr. 5 Průběh síly v závislosti na zdvihu

Výpočet pracovní síly v závislosti na zdvihu:

$$M_K = konst.$$

$$M_k = F_t \cdot R$$

$$F = \frac{F_t}{\sin \varphi}$$

$$F = \frac{M_K}{R \cdot \sin \varphi}$$

$$\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi = 1; \quad \sin^2 \varphi = 1 - \frac{a^2}{R^2}$$

$$F = \frac{M_K}{R \cdot \sqrt{1 - \frac{a^2}{R^2}}} \Rightarrow F = \frac{M_K}{\sqrt{R^2 - a^2}}$$

$$h = x = R - a \Rightarrow \underline{a = R - x}$$

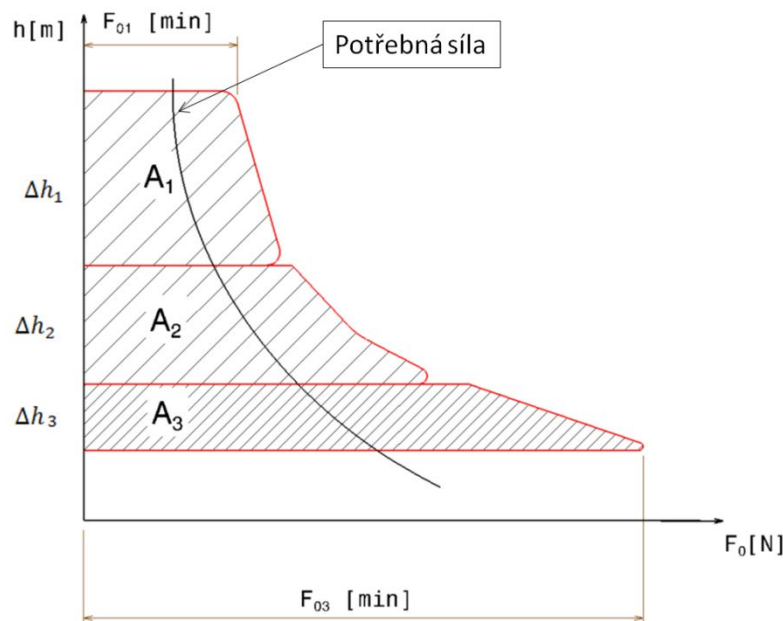
$$\underline{F(x) = \frac{M_K}{\sqrt{2R \cdot x - x^2}}}$$

3.1.2 Buchary

Princip činnosti stroje je takový, že pohybující se beran je vyzdvižen do výšky h a následně spuštěn kovací rychlostí 4 až 8 [m.s⁻¹] nebo je urychlen a se zvýšenou rychlostí 20 až 60 [m.s⁻¹] dopadne na kovaný kus, který je umístěn na šabotě. Vzhledem k tomu, že je do stroje přenášeno velké množství energie, je nutno vytvořit základ, který je schopen absorbovat rázovou energii. Hmotnost šaboty je tedy 10x až 20x větší než hmotnost beranu.

Pokud by např. prostory neumožňovali použití takto objemného základu, existuje zvláštní skupina bucharů a to *protiběžné buchary*. U protiběžných bucharů se pohybuje dolní i horní beran. Výkovek je umístěn v zápustce na spodním beranu. V okamžiku, kdy dojde ke kontaktu beranu a výkovek se větší část energie než u šabotových přemění v deformační práci. Na rozdíl od klasického provedení kde se pohybuje horní beran, není energie přenášena do základu, tudíž není potřeba šaboty. Zařízení může pracovat i v horizontální poloze.

U bucharu pro práce při jednotlivých úderech platí, že $A_1 = A_2 = A_3$. Pro deformace při jednotlivých úderech platí $\Delta h_1 > \Delta h_2 > \Delta h_3$.

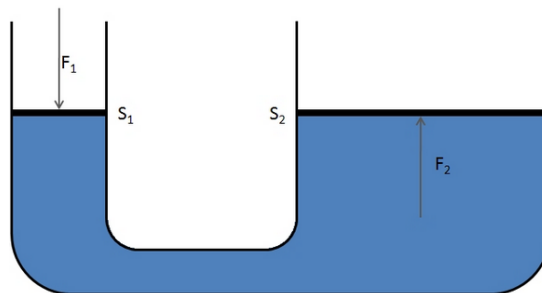


Obr. 6 Tvářecí síla na bucharu při třech úderech o stejné energii

Křivka potřebné síly nám rozděluje plochy prací na dvě části. Plocha od křivky nalevo udává energii přeměněnou na mechanickou práci potřebnou ke změně tvaru tvářeného tělesa. Plocha napravo znázorňuje energii přeměněnou ve ztráty v rámu způsobené vibracemi.

3.1.3. Hydraulické lisy

Pracují na základě poznatku o rovnoměrném šíření tlaku všemi směry (Pascalův zákon).

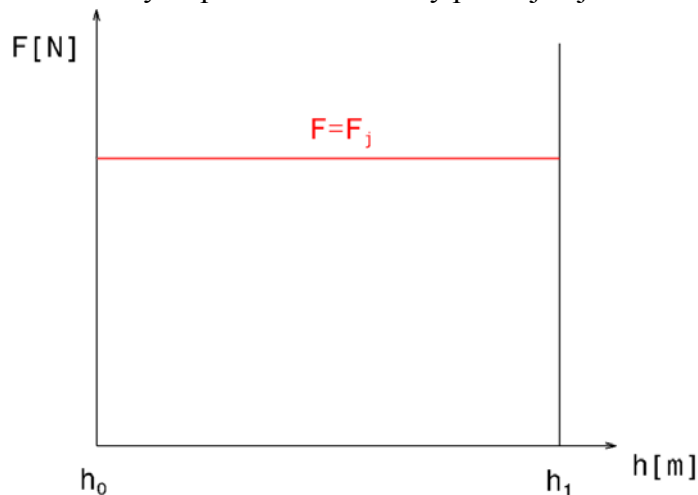


Obr. 7 Princip hydraulického lisu

$$p_1 = p_2$$

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

Pracovní síla je u hydraulických válců vyvozena tlakem kapaliny na čelo plunžru (nebo pístu) v hydraulickém válci. Tyto stroje k překonání deformační práce odporu tvářeného materiálu využívají potencionální energii při rychlosti beranu menší než asi $0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Síla na beranu F je konstantní a není závislá na dráze beranu h . Porovnáním s mechanickými lisy jsou největší výhody v tom, že je možné konstruovat stroj na síly až 10^3 [MN]. Rychlost beranu lze nastavit podle potřeby s možností plynulé regulace. Na druhou stranu konstrukce a údržba bude více složitá, nehledě na vyšší pořizovací náklady při stejné jmenovité síle.



Obr. 8 Průběh síly v závislosti na dráze beranu

Podle uložení hydromotoru lze lisy dělit na:

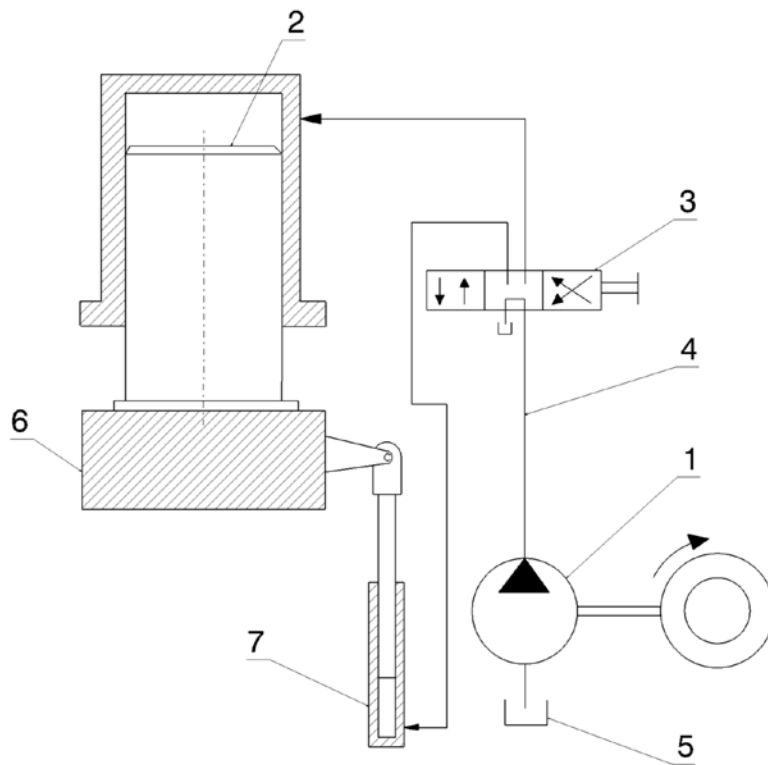
- Svislé - s horním uložením pracovního válce
 - s dolním uložením pracovního válce
- Vodorovné
- Kombinované

3.1.4 Pohon hydraulických válců

Hydraulický pohon přeměňuje elektrickou energii pomocí elektromotoru a čerpadla na tlakovou a ta na mechanickou, která se mění na práci. Zdrojem energie v hydraulických lisech je tlaková energie kapaliny. Používaný tlak pracovní kapaliny v pohonu je 20, 32 a 40 MPa. V některých případech 100 až 120 MPa. V hydraulických lisech se tlaková energie pracovní kapaliny používá na vyvození sil potřebných na plastickou deformaci při tváření materiálu.

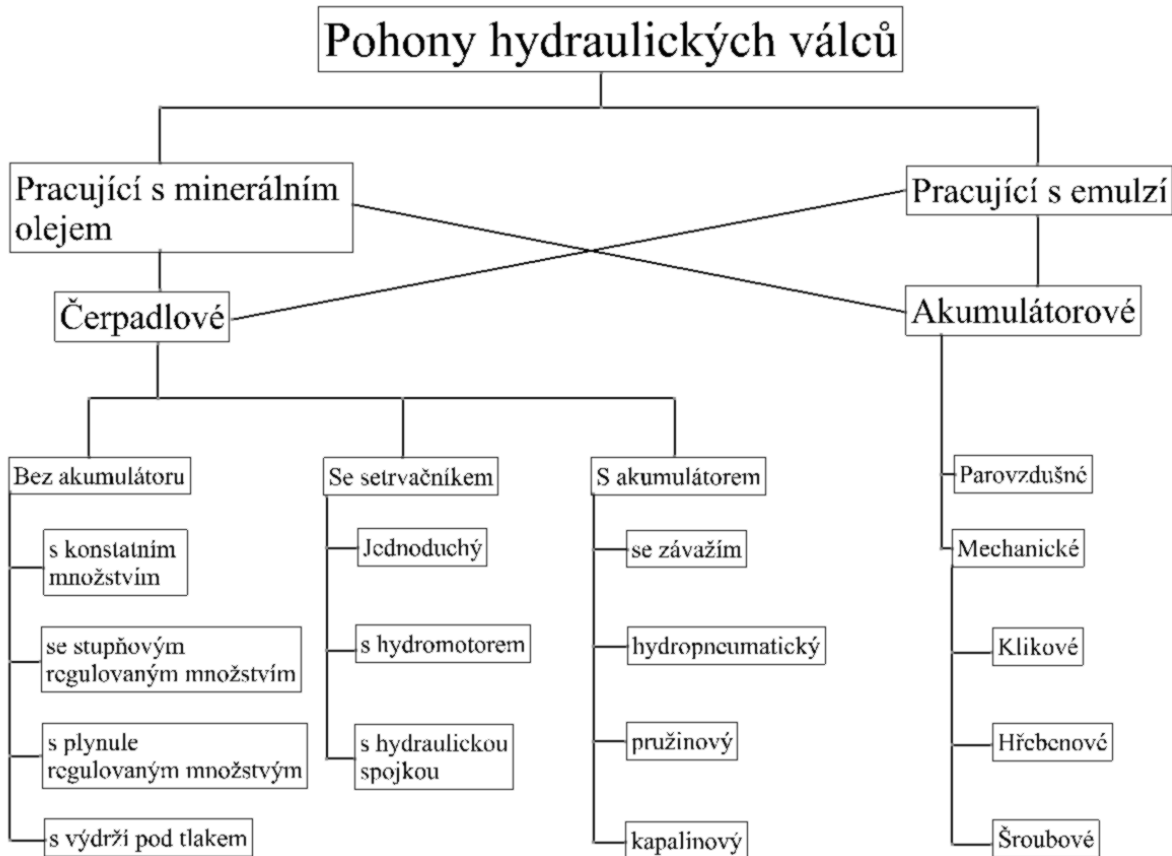
Hydraulický pohon (Obr. 9):

- 1) Čerpadlo
- 2) Hydromotor
- 3) Rozdělovač a regulovací zařízení
- 4) Potrubí
- 5) Pomocné mechanizmy (zásobníky, nádržky, filtry, akumulátory chladicí zařízení)
- 6) Horní příčnick
- 7) Válec zajišťující zpětný pohyb



Obr. 9 Princip pohonu hydraulických lisů [2]

Hydraulickým pohonem se nastavuje velikost síly, rychlost a pohyb pracovních mechanismů. Pohony rozdělujeme na čerpadlové a akumulátorové (Obr. 10). V čerpadlovém pohonu se na přeměnu mechanické energie elektromotoru na tlakovou energii používá čerpadlo, v akumulátorovém pohonu akumulátor.



Obr. 10 Rozdělení pohonů hydraulických lisů

4. Popis stroje

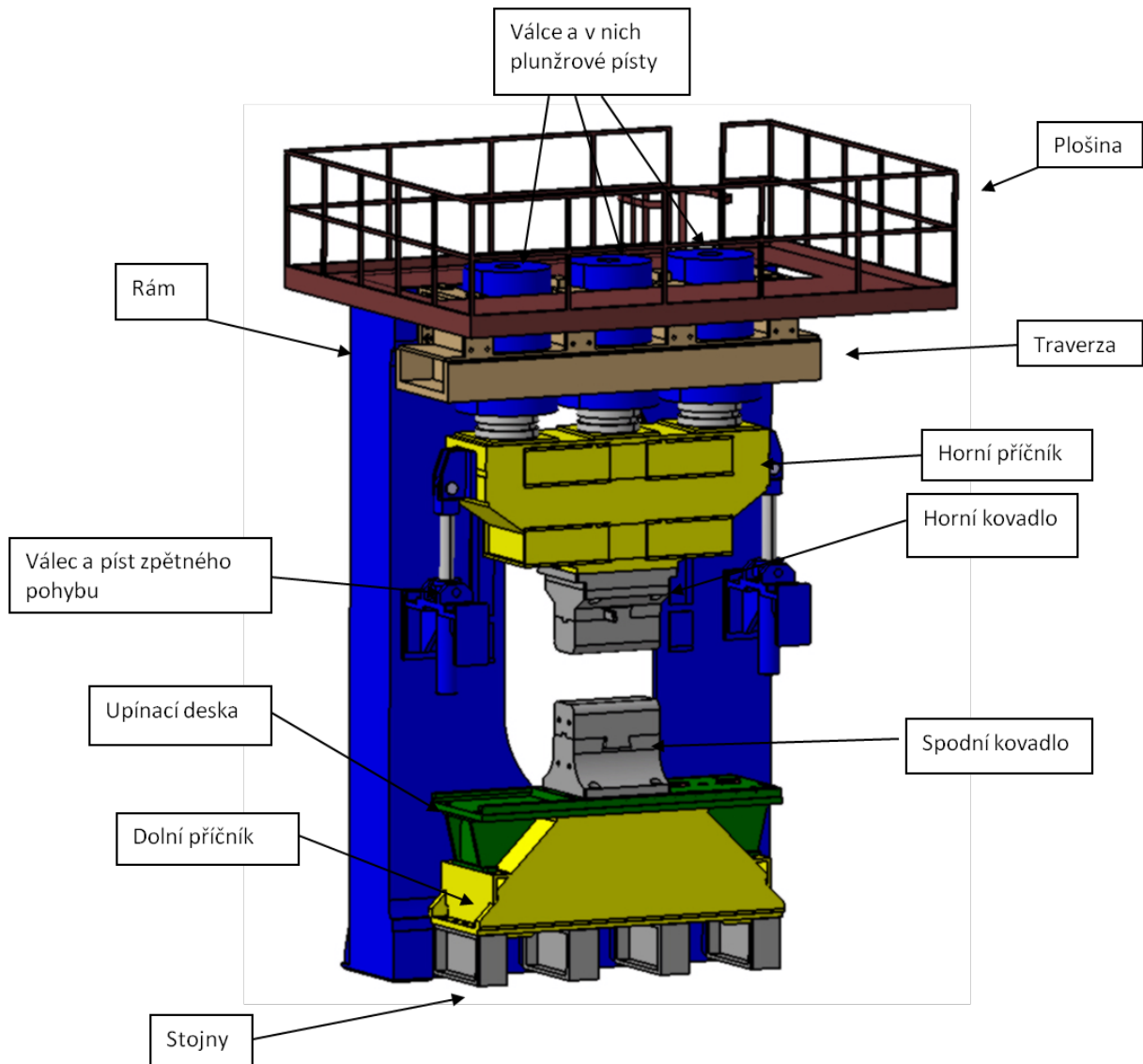
Před samotnou analýzou pracovních válců bylo nutné vytvořit 3D data hydraulického lisu. Model byl vytvořen pomocí výkresové dokumentace poskytnuté firmou COMTES FHT a.s.. Samotný lis, který se nachází v této firmě, se už několik let využívá při různých technologických operacích.



Obr. 11 Hydraulický lis

4.1 Popis technického zařízení

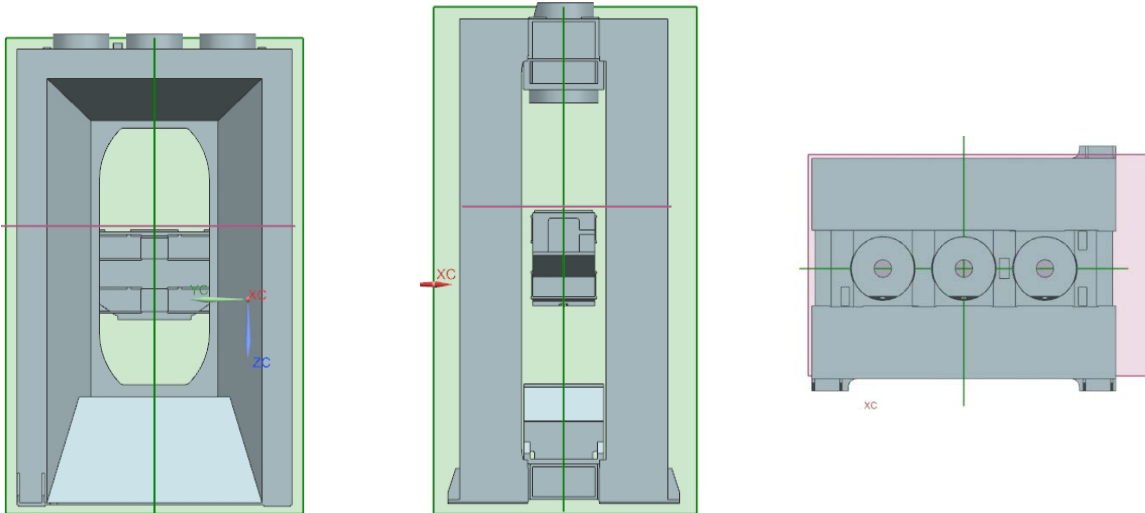
Rám je hlavním nosným elementem lisu. Jedná se o dvojité O-rám, mezi nimiž je v horní části připevněna traverza pomocí šroubových spojů. V traverze se nacházejí 3 otvory pro uchycení pracovních válců. V každém válci je plunžrový píst. Pro pohyb pístů je použita hydraulická kapalina o tlaku 32 MPa. Písty svou dolní čelní plochou tlačí na horní příčník, kde je již uchyceno kovadlo. Sám příčník je veden v hlavním vedení lisu. Stroj je při své práci zatížen centrickým i excentrickým zatížením. V této semestrální práci je uvažováno pouze centrické zatížení.



Obr. 12 3D model lisu - řez

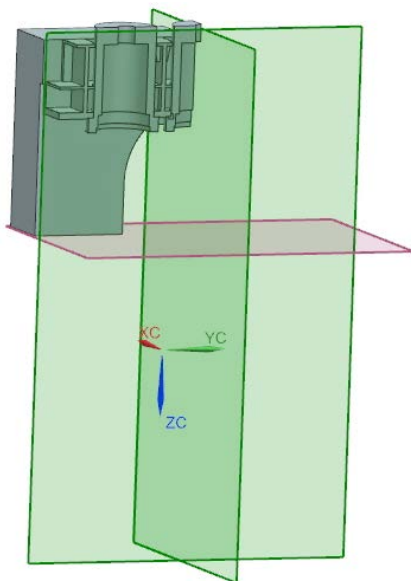
4.2 Popis výpočtového modelu

Lis je symetrický podle dvou rovin YZ a XZ. Tento poznatek vedl k možnosti, zjednodušit výpočtový model na jednu čtvrtinu. Čtvrtina vznikla odříznutí celého modelu lisu podle těchto dvou rovin symetrie.

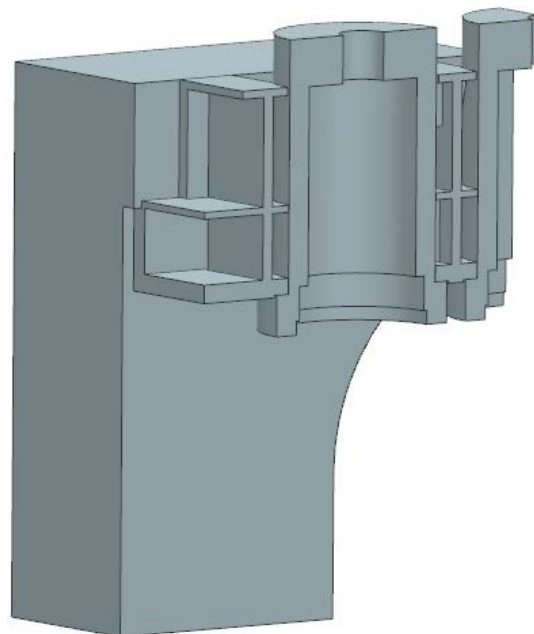


Obr. 13 Roviny symetrie (zelené)

K pevnostním výpočtům a následně vyhodnocení napětí válců byla potřeba pouze horní část. Model se mohl tedy zmenšit a to tak, že se odřízla spodní část podle pomocné roviny, která je v polovině zdvihu. Model se skládá z čtvrtiny O-rámu, čtvrtiny traverzy, půl válce a čtvrt válce. Z modelu lisu byl vynechán pohyblivý a dolní příčník s kovády, plunžrové písty, upínací deska, zpětné písty, stojny a plošina.

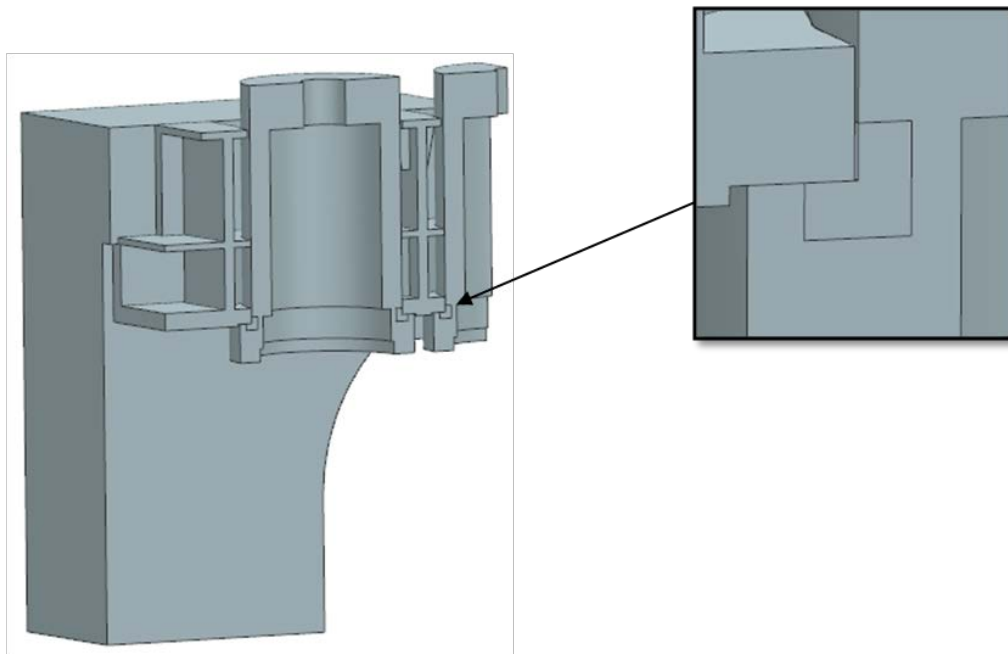


Obr. 14 Pomocná rovina (růžová)



Obr. 15 Vzniklý model

V oblasti, kde podle předpokladů dojde k vzniku koncentrace napětí, musí být zasicování jemnější. Oblast se nachází mezi vnější stěnou a přírubou válce. Aby došlo k jemnějšímu zasicování, musela být okolo tohoto místa vyříznuta oblast, které se zasicovala jemnější sítí. Po vyříznutí vznikl konečný výpočtový model.



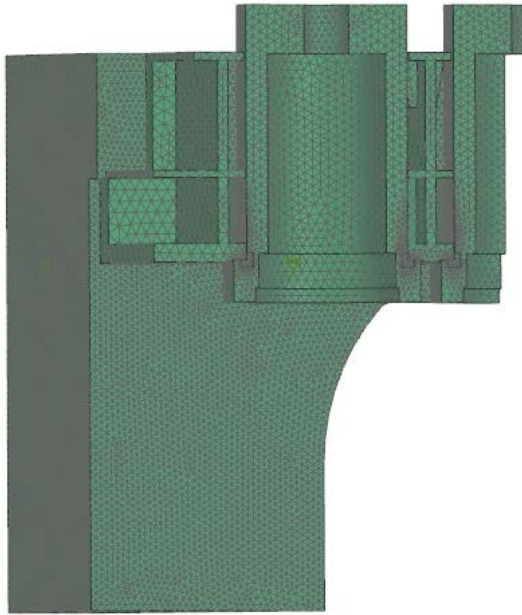
Obr. 16 Oblast předpokládané koncentrace napětí

Model byl následně zasicován sítí typu *3D Tetrahedral (10)* kromě oblastí s předpokládaným výskytem koncentrace napětí. Tam byl použit jemnější druh sítě *3D Swept mesh (20)*.

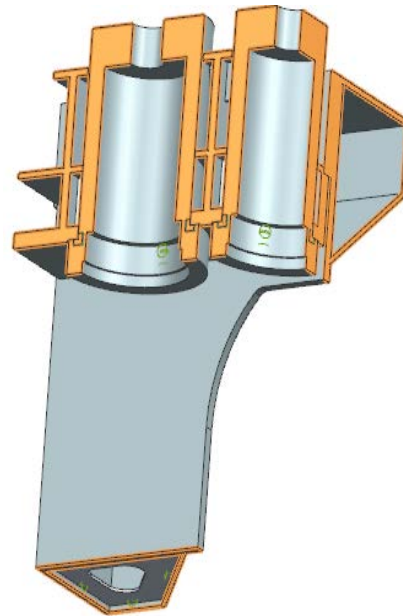
3D Tetrahedral (10)	Velikost elementu
Rám	30
Traverza	50
Válec půl	40
Válec čtvrt	40
Žebra	30
3D Swept mesh	Velikost elementu
Split – Válec půl	10
Split – Válec čtvrt	10

Tab. 1 Použité druhy sítě a jejich velikosti na jednotlivých dílech

Na všechny vzniklé řezné plochy se zadala podmínka symetrie. Jelikož tyto plochy jsou orientovány do všech tří směrů, tak tyto podmínky odebraly všechny stupně volnosti.

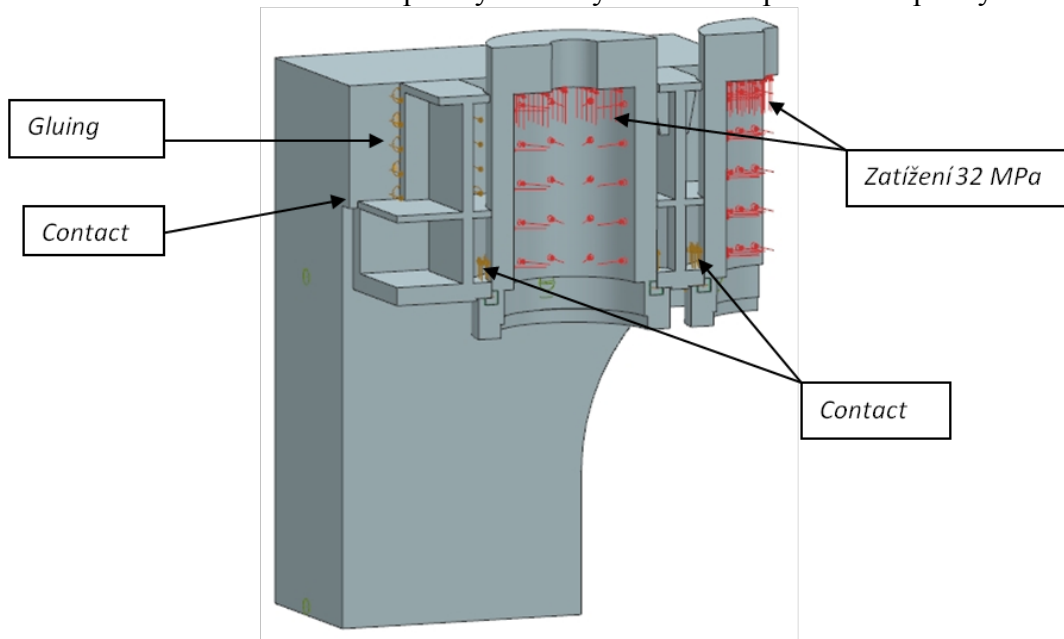


Obr. 17 Zasiťovaný model



Obr. 18 Podmínka symetrie na řezných plochách

Dále v místech, kde je traverza pomocí šroubových spojů připevněna k rámu byla dána podmínka *Gluing*. Tato vazba představuje slepení vybraných ploch. Tyto plochy se stanou totožné. Mezi dosedací čelní plochy rámu a traverzy byla dána podmínka *Contact*. Tato vazba řeší dotyk mezi vybranými plochami. V místech, kde pracovní válce dosedají na traverzu, byla dána vazba *Contact*. Na vnitřní plochy válců byl zadán tlak pracovní kapaliny 32 MPa.



Obr. 19 Přehled zadaných podmínek a zatížení

5. Výsledky napětí v pracovním válci

Vnitřním přetlakem kapaliny dojde ve válci k působení trojosé napjatosti, pro kterou platí, obecně známe vztahy z nauky o pružnosti a pevnosti. Pomocí těchto vztahů bylo určeno napětí ve stěnách válce. Výsledek posloužil k porovnání výsledků z napěťové analýzy pomocí metody MKP. V tabulce je uveden druh materiálu válce a jeho vlastnosti s vypočteným dovoleným napětím σ_D . Pro porovnání výsledků ze samotných simulací se určila jednotná škála v intervalu od 0 do 347.5 MPa. Horní hranice představuje dovolené napětí σ_D .

Výpočet napětí ve vnitřní stěně válce:

$$\text{Tečné napětí} \dots \sigma_t = p \cdot \frac{\delta^2 + 1}{\delta^2 - 1}$$

$$\text{Radiální napětí} \dots \sigma_r = -p$$

$$\text{Osová napětí} \dots \sigma_o = p \cdot \frac{1}{\delta^2 - 1}$$

p ... tlak ve válci 32 MPa

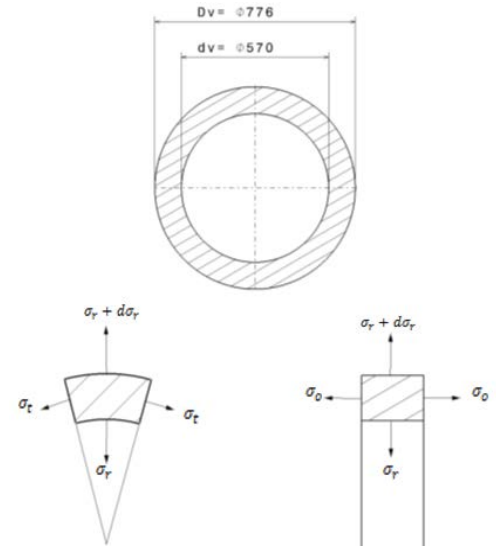
δ ... poměr vnějšího a vnitřního ϕ válce $\delta = \frac{D_V}{d_V}$

$$\delta = \frac{776}{570} = 1,3614 [-]$$

$$\sigma_t = 32 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,3614^2 + 1}{1,3614^2 - 1} = 106\,993\,265,8 [Pa] \cong \mathbf{107 [MPa]}$$

$$\sigma_r = -32 [MPa]$$

$$\sigma_o = 32 \cdot \frac{1}{1,3614^2 - 1} = 37\,496\,632,9 [Pa] \cong \mathbf{37,5 [MPa]}$$



Obr. 20 Schéma trojosé napjatosti

Maximální redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 + \sigma_o^2 - (\sigma_r \cdot \sigma_t + \sigma_r \cdot \sigma_o + \sigma_o \cdot \sigma_t)}$$

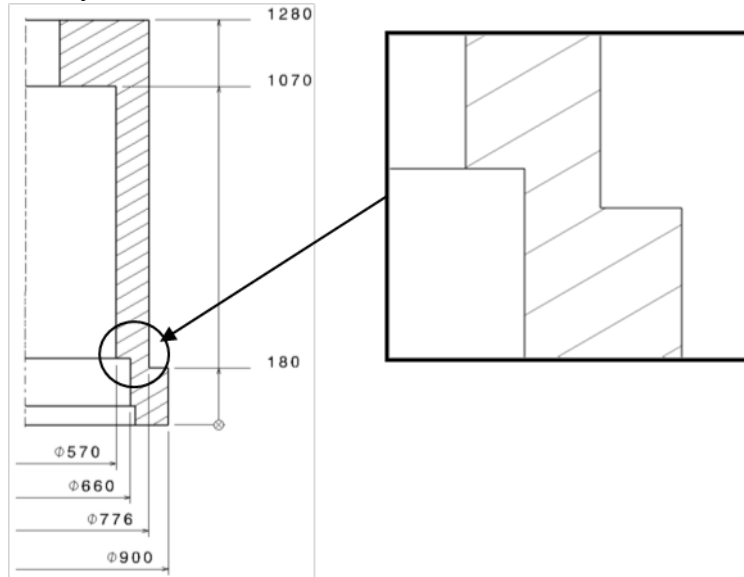
$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{107^2 + (-32)^2 + 37,5^2 - [(-32) \cdot 107 + (-32) \cdot 37,5 + 37,5 \cdot 107]}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \mathbf{120,3 [MPa]}$$

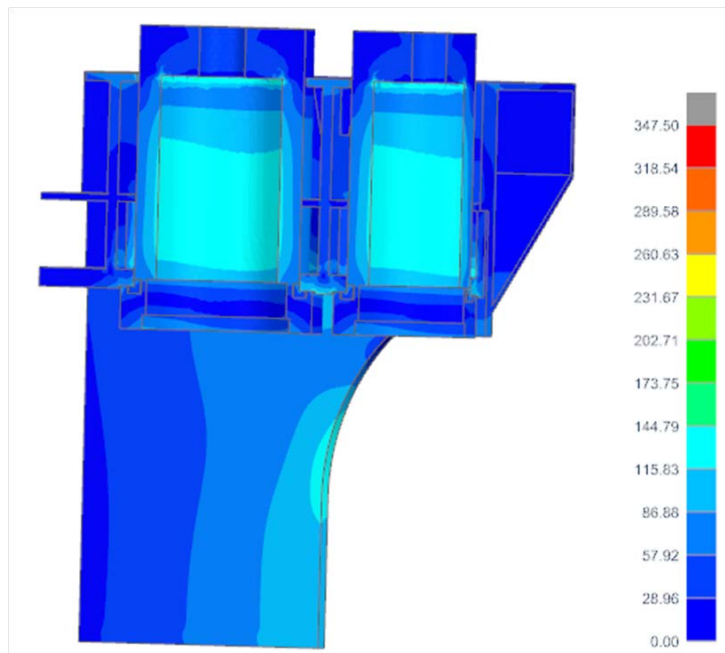
Materiál válce	ČSN	EN	R _m [MPa]	R _e [MPa]	Statická bezpečnost k	Dovolené napětí σ_D
1.7218	15 130	25CrMo4	900-1000	695	2	347,5

5.1 Analýza a výsledky stávajícího konstrukčního řešení

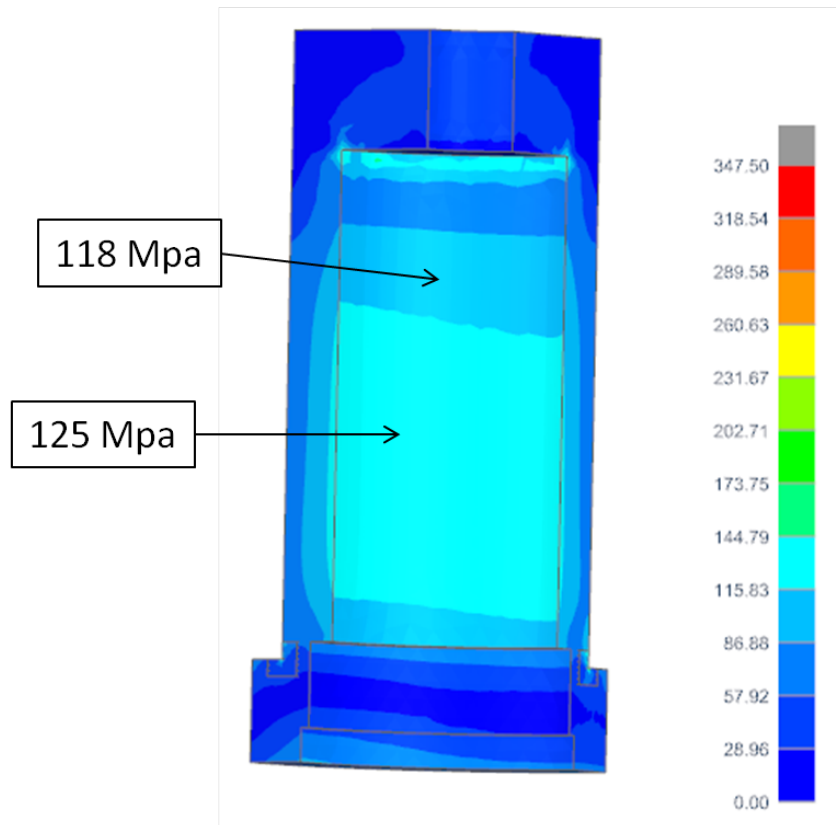
Předmětem zájmu byla oblast, kde se ve spodní části válce vnější stěna setkává s přírubou válce, jak je vidět na (Obr. 21). Tento přechod je pod pravým úhlem bez plynulého navázání např. rádiusem nebo zkosením. V této oblasti se vyskytla koncentrace vrubového napětí, které by mohlo mít nepříznivý vliv na životnost válce.



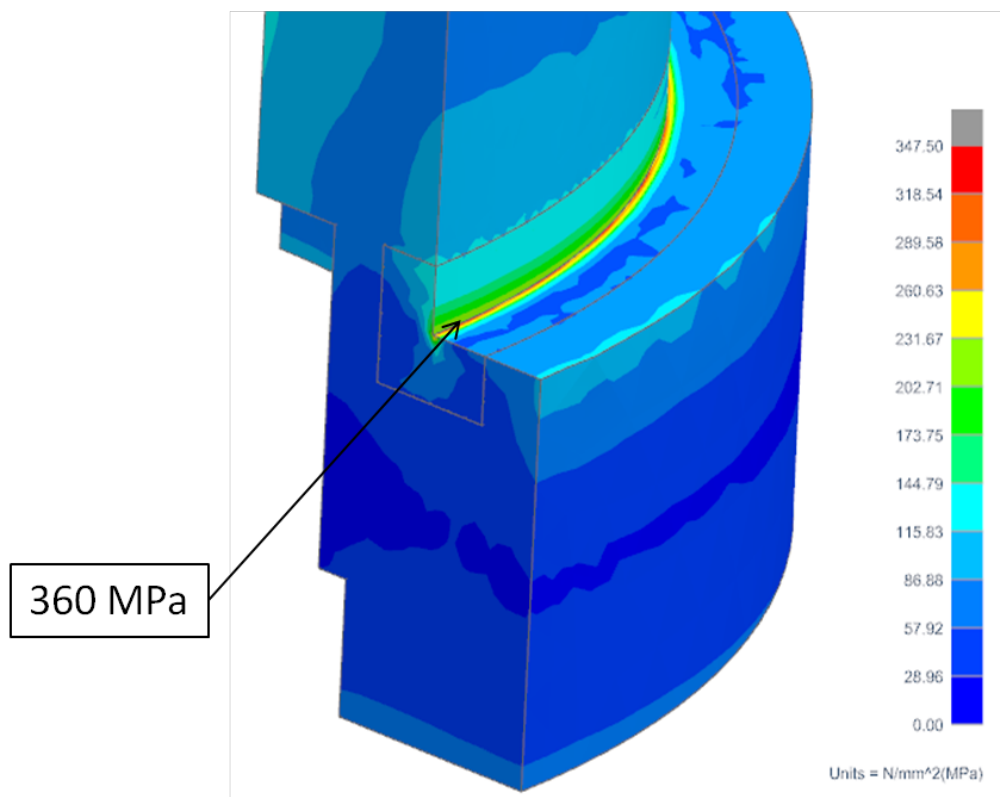
Obr. 21 Základní rozměry válce



Obr. 22 Napětí Von-Mises, sestava lisu



Obr. 23 Napětí Von-Mises na vnitřní stěně válce

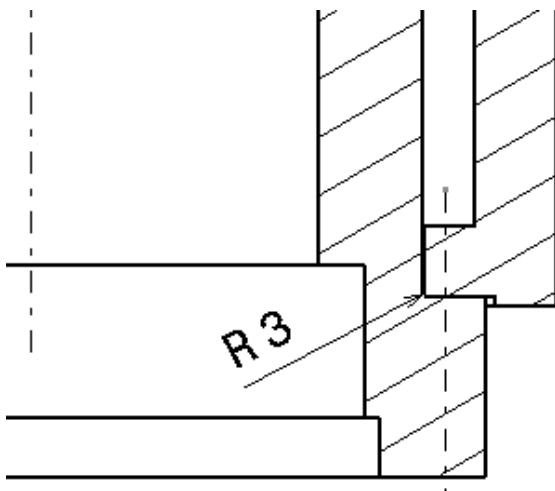


Obr. 24 Detail na oblast s koncentrací napětí

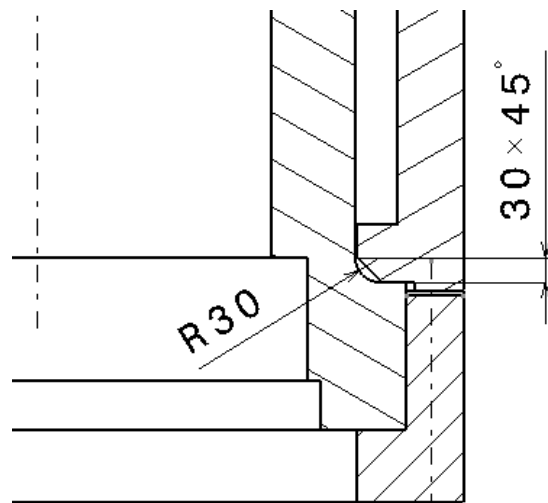
Výsledky napětí ze simulace ve stěně válce byly porovnány s analytickým řešením. Na (Obr. 23) je vidět, že se napětí ve stěně pohybuje v rozmezí od 118 MPa do 125 MPa. V porovnání výsledné hodnoty z analytického řešení můžeme výslednou hodnotu 120,3 MPa brát jako podobnou. Hodnoty napětí ze simulace jsou v toleranci 5%. Dále výsledky ukazují, že v kritickém místě kolmého napojení vnější stěny s čelem paty válce vzniklo koncentrované napětí o maximální velikosti 360 MPa, jak je vidět na (Obr. 24). Tato hodnota je větší než dovolené napětí 347,5 MPa. Takto vysoké napětí by mohlo zkrátit životnost stroje. Při náhlém vysokém zatížení by mohlo vést i k poruše materiálu.

5.2 Konstrukční návrh s rádiusem

Byly vytvořeny dva konstrukční návrhy, které by měli vést k příznivému snížení napětí v kritické oblasti. V první variantě se do oblasti s výskytem vysokého napětí vložil plynulý přechod mezi stěnami pomocí malého rádiusu o poloměru 3 mm. Větší poloměr už by vedl k úpravě traverzy. V druhé variantě byl poloměr zvětšen na 30 mm. S touto variantou se musela konstrukčně upravit také traverza. Na ní se muselo vytvořit sražení 30x45, aby spodek čelní hrany traverzy nebyl s válcem v kolizi. Musel se také vyřešit jiný způsob uchycení válce k traverze. Po přidání sražení nezbyl dostatek místa pro šrouby, které byly vedeny přírubou válce. Problém se vyřešil přidáním prstence, který je pomocí šroubového spojení spojen s traverzou. Změna byla provedena pouze na jednom z pístů, aby byly na první pohled zřejmé rozdíly mezi stavem před a po změně. Podle předpokladů se napětí a posunutí v této oblasti sníží. Ovšem přidáním rádiusu bylo do oblasti přidáno více materiálu, který zvýšil tuhost, a to mohlo vést k zvýšení napětí.

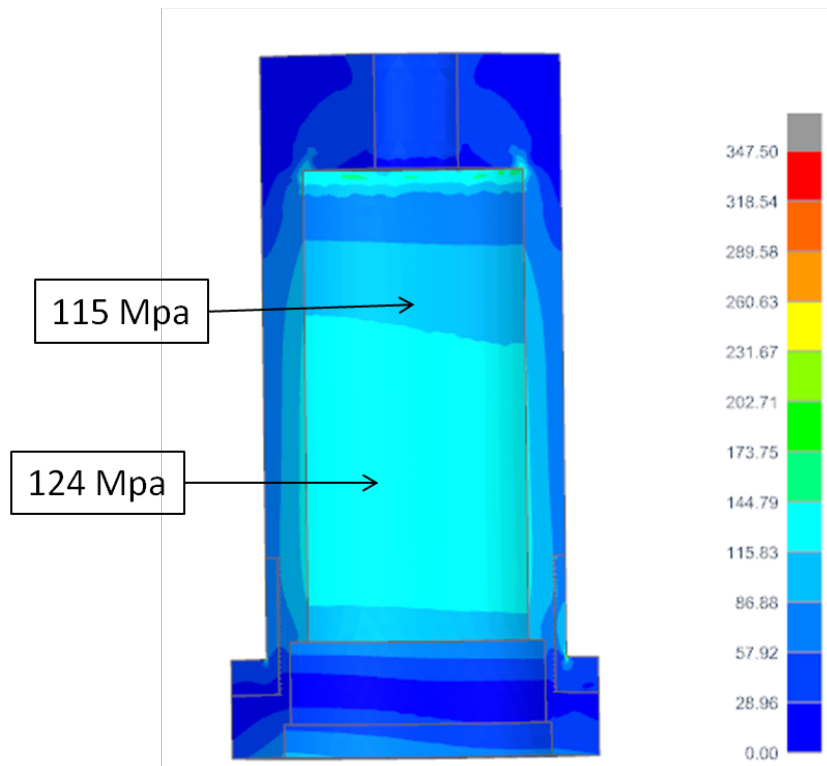


Obr. 25 První varianta

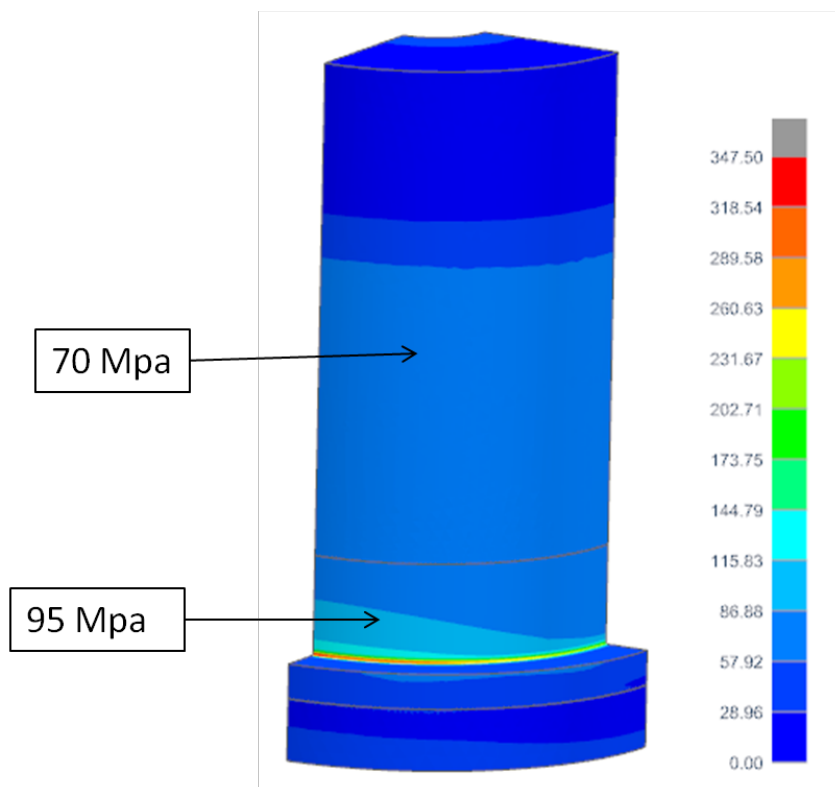


Obr. 26 Druhá varianta

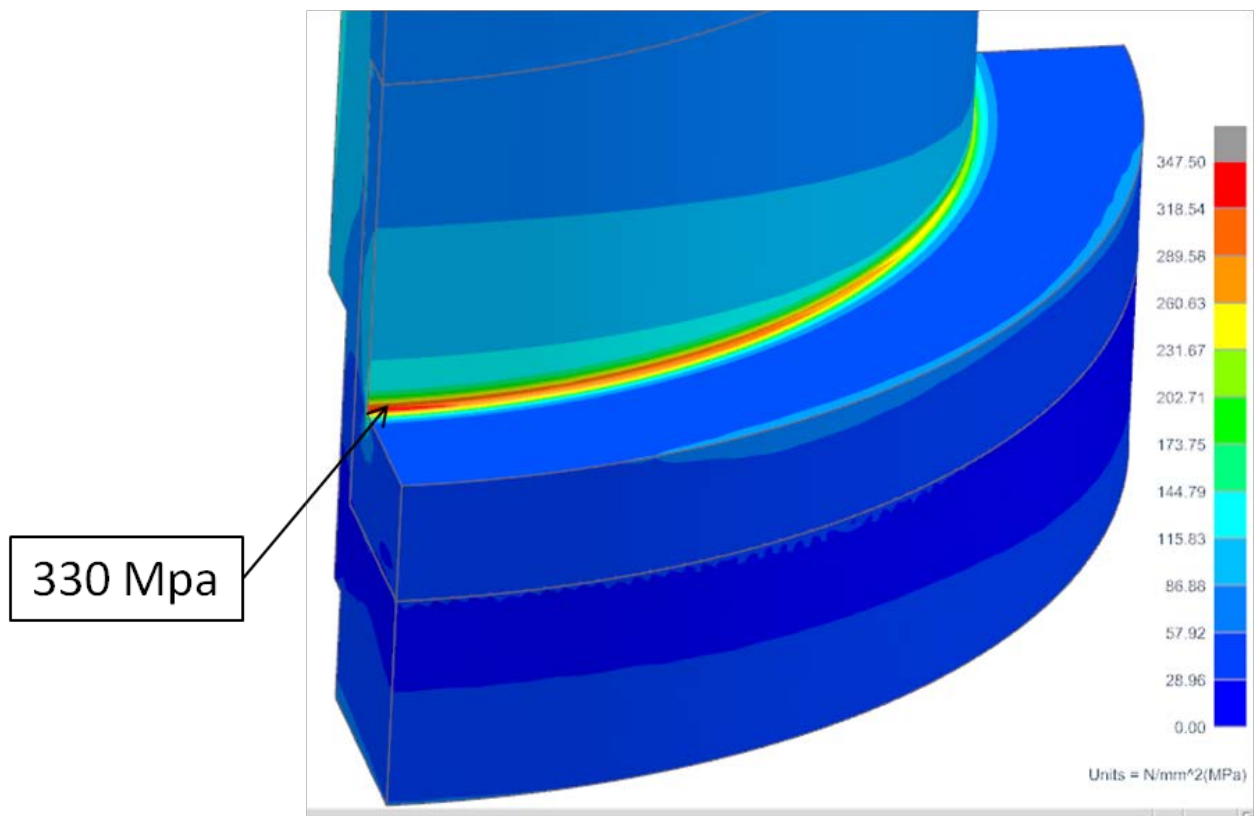
5.2.1 První varianta – výsledky z analýzy



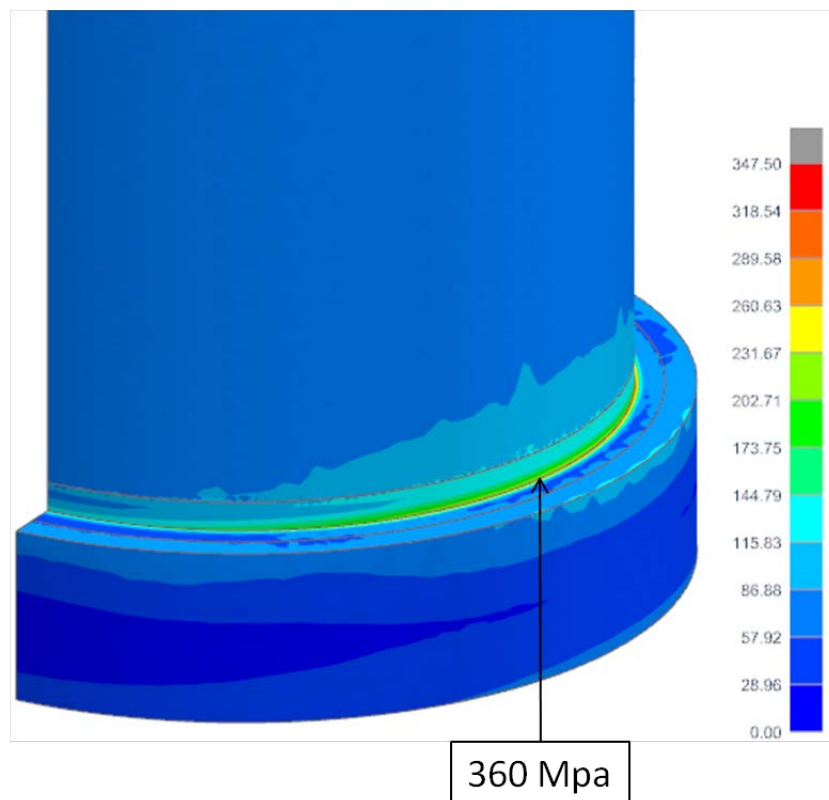
Obr. 27 Napětí Von-Mises na vnitřní stěně válce - první varianta



Obr. 28 Napětí Von-Mises na zadní stěně válce – první varianta



Obr. 29 Napětí v kritické oblasti ve válci s rádiusem



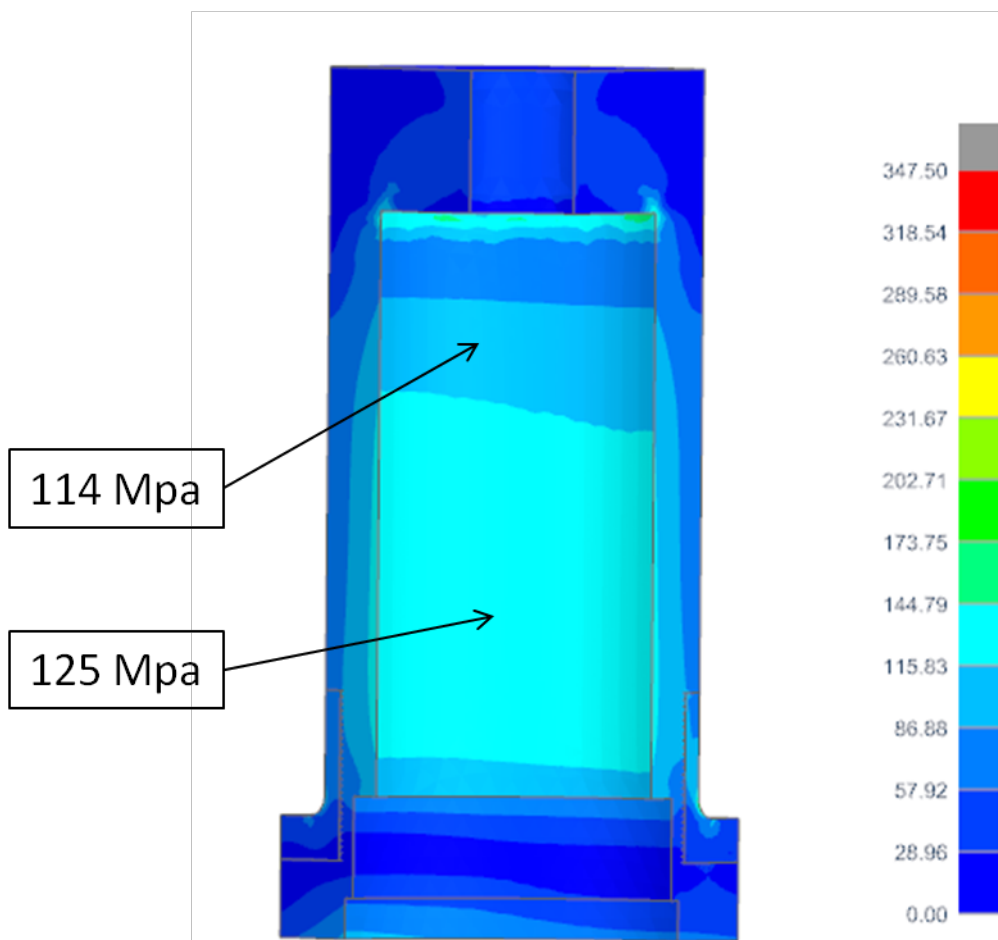
Obr. 30 Napětí v kritické oblasti ve válci bez úpravy

Z výsledku na obrázku (Obr. 29) je zřejmé, že došlo k poklesu napětí v kritické oblasti na 330 MPa. Hodnota nepřesáhla hodnotu dovoleného napětí, byla menší než 347,5 MPa. Tento pokles se dá vysvětlit tak, že koncentrované napětí, které se soustředilo v místě přechodu ploch, bylo uvolněno do větší oblasti právě přidáním rádiusu. Při porovnání s válcem bez úpravy (Obr. 30) je rozdíl napětí 30 MPa. Tato varianta je příznivá díky malé konstrukční změně na válci, která by finanční náklady příliš nezvýšila. Nově přepočítaná statická bezpečnost dosahuje hodnoty 2,1[-]. Varianta by mohla být vhodná, pokud by napětí bylo blízko dovolenému napětí a bylo by zapotřebí ho snížit. Relativně malou změnou se dosáhlo větším poklesem napětí. Hodnoty napětí na vnitřní stěně válce zůstali stejné s tolerancí $\pm 5\%$ vzhledem k analytickému výpočtu.

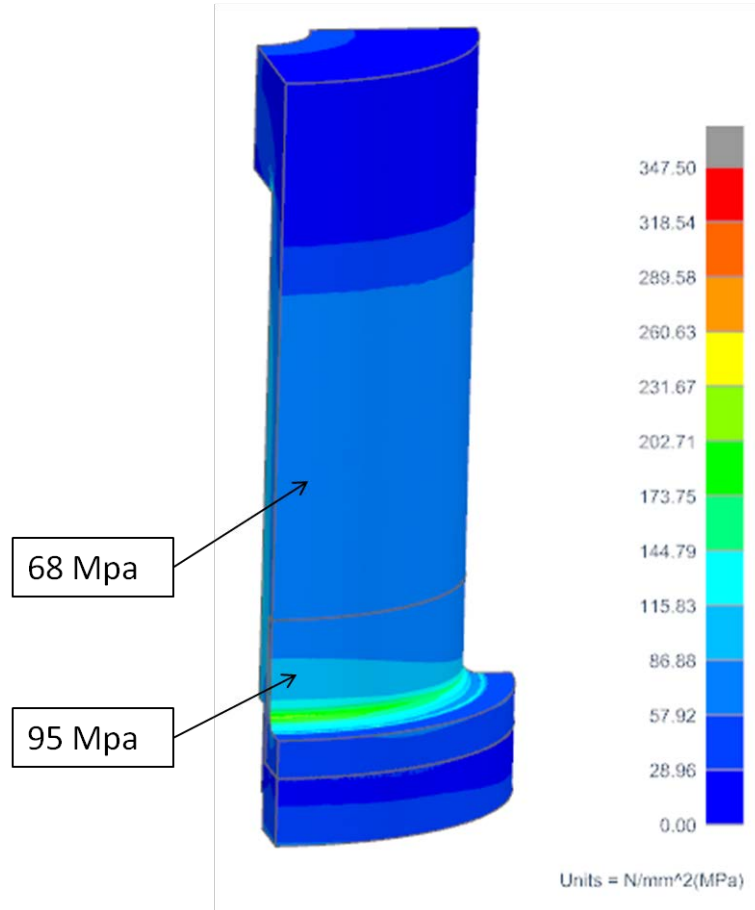
Přepočítání statické bezpečnosti pro variantu 1:

$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{695}{330} = 2,1[-]$$

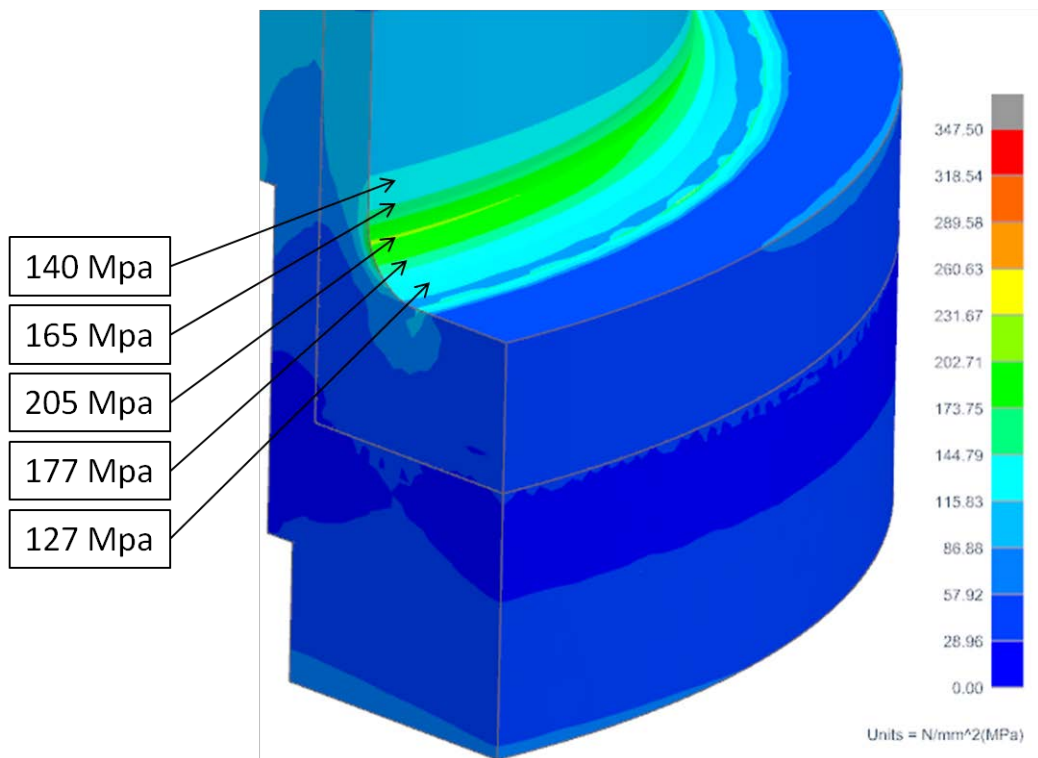
5.2.2 Druhá varianta - výsledky z analýzy



Obr. 31 Napětí Von-Mises na vnitřní stěně válce-druhá varianta



Obr. 32 Napětí Von-Mises na zadní stěně válce – druhá varianta



Obr. 33 Detail na oblast s rádiusem

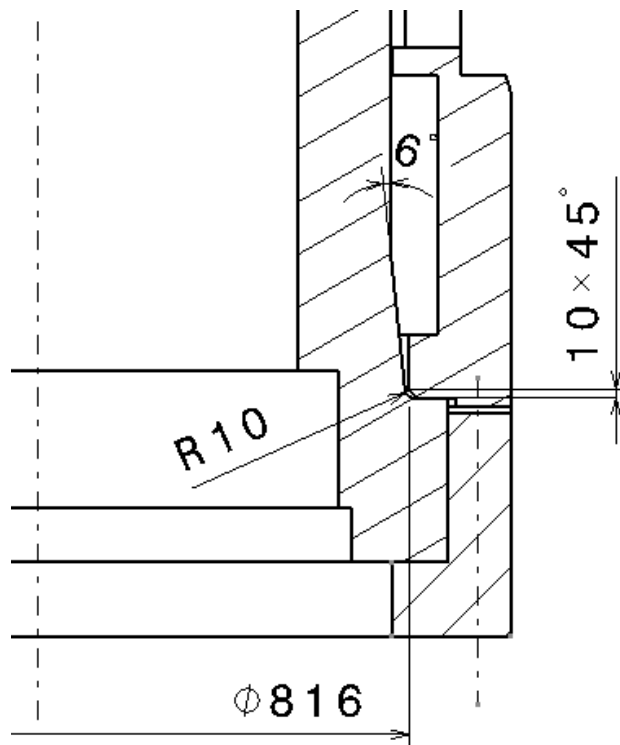
Z výsledků na (Obr. 33) je zřejmé, že došlo vysokému poklesu napětí. Hodnota v kritické oblasti klesla na 205 MPa. Rozdíl mezi stavem s úpravou a bez úpravy je 155 MPa, což se dá klasifikovat jako velice příznivé zlepšení. V detailním pohledu na oblast s rádiusem je vidět plynulé rozložení napětí podél rádiusu. Nevzniká zde žádná koncentrace napětí. Nově přepočítaná statická bezpečnost dosahuje hodnoty 3,4[-]. Hodnoty napětí na vnitřní stěně válce zůstali stejné s tolerancí $\pm 5\%$ v porovnání s analytickým výpočtem. Tato varianta by mohla dopomoci k prodloužení životnosti stroje. Finanční náklady v porovnání s variantou 1 jsou větší. Konstrukčně se musela upravit traverza přidáním sražení, aby nedošlo při montáži ke kolizi s rádiusem na válci. Také se muselo změnit uchycení válce, protože už nezbyl dostatek místa pro šroubové spoje. Uchycení se vyřešilo přidáním prstence, na jehož čelní plochy se přemístilo šroubové spojení, jak je vidět na (Obr. 26).

Přepočítání statické bezpečnosti pro variantu 2:

$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{695}{205} = 3,39 \cong 3,4[-]$$

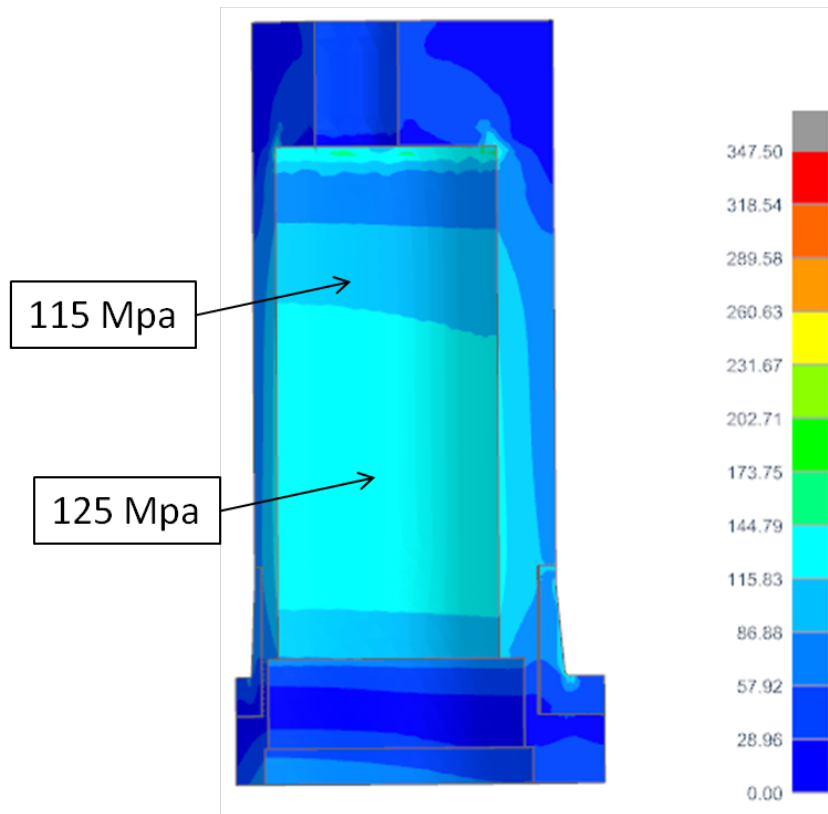
5.3 Konstrukční návrh s rádiusem a zkosením

Třetí varianta spočívá se změnou tvaru válce už před kritickou oblastí s následným plynulým přechodem pomocí rádiusu. Návrh byl, přidat zkosení o velikost 6° s následným rádiusem 10 mm. Muselo se provést také pár změn na traverze. Zvětšení vnitřního průměru pro uložení válce z 780mm na 810 mm a přidáním zkosení $10 \times 45^\circ$. Uchycení válce bylo převzato z druhé varianty pomocí prstence.

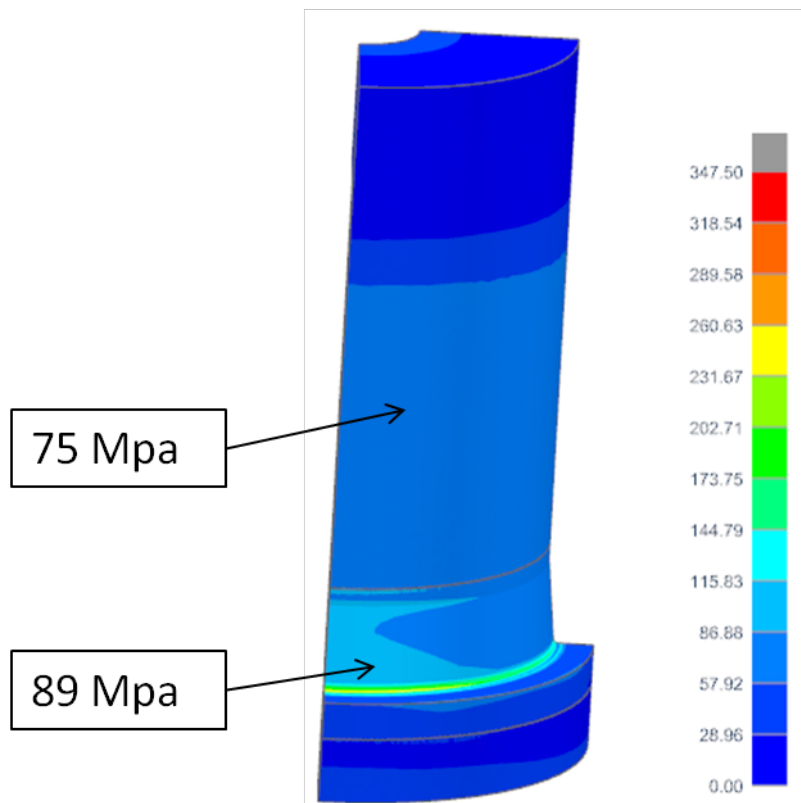


Obr. 34 Třetí varianta

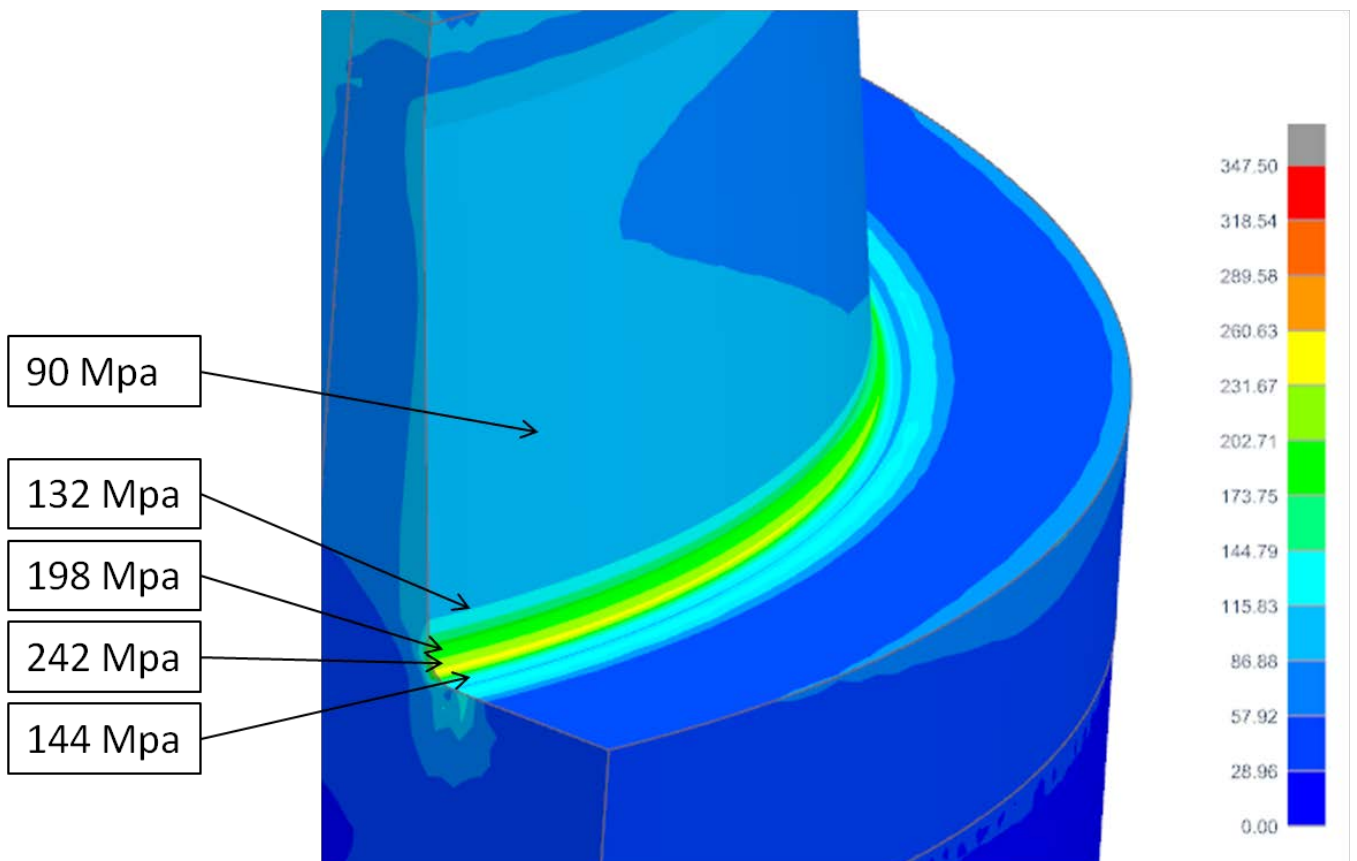
5.3.1 Třetí varianta – výsledky z analýzy



Obr. 35 Napětí Von-Mises na vnitřní stěně válce-třetí varianta



Obr. 36 Napětí na zadní stěně válce-třetí varianta



Obr. 37 Detail kritické oblasti-třetí varianta

Z výsledků na (Obr. 37) je vidět pokles napětí v kritické oblasti. Hodnota v kritické oblasti klesla na 242 MPa. Rozdíl mezi stavem s úpravou a bez úpravy je 118 MPa. Tento pokles není větší než u druhé varianty, ale opět se dá klasifikovat jako příznivé zlepšení. V detailním pohledu na (Obr. 37) je vidět plynulejší rozložení napětí podél stěny. Nevzniká zde žádná koncentrovaná napětí. Nově přepočítaná statická bezpečnost dosahuje hodnoty 2,87[-]. Hodnoty napětí na vnitřní stěně válce zůstali stejné s tolerancí $\pm 5\%$ v porovnání s analytickým výpočtem. Tato varianta by mohla dopomoci k prodloužení životnosti stroje. Finanční náklady v porovnání s variantou 1 a 2 jsou větší. Konstrukčně se musela upravit traverza zvětšením vnitřního rádiusu a přidáním sražení, aby nedošlo při montáži ke kolizi s válci. Také se muselo změnit uchycení válce, protože už nezbyl dostatek místa pro šroubové spoje. Uchycení se převzalo z druhé varianty.

Přepočítání statické bezpečnosti pro variantu 3:

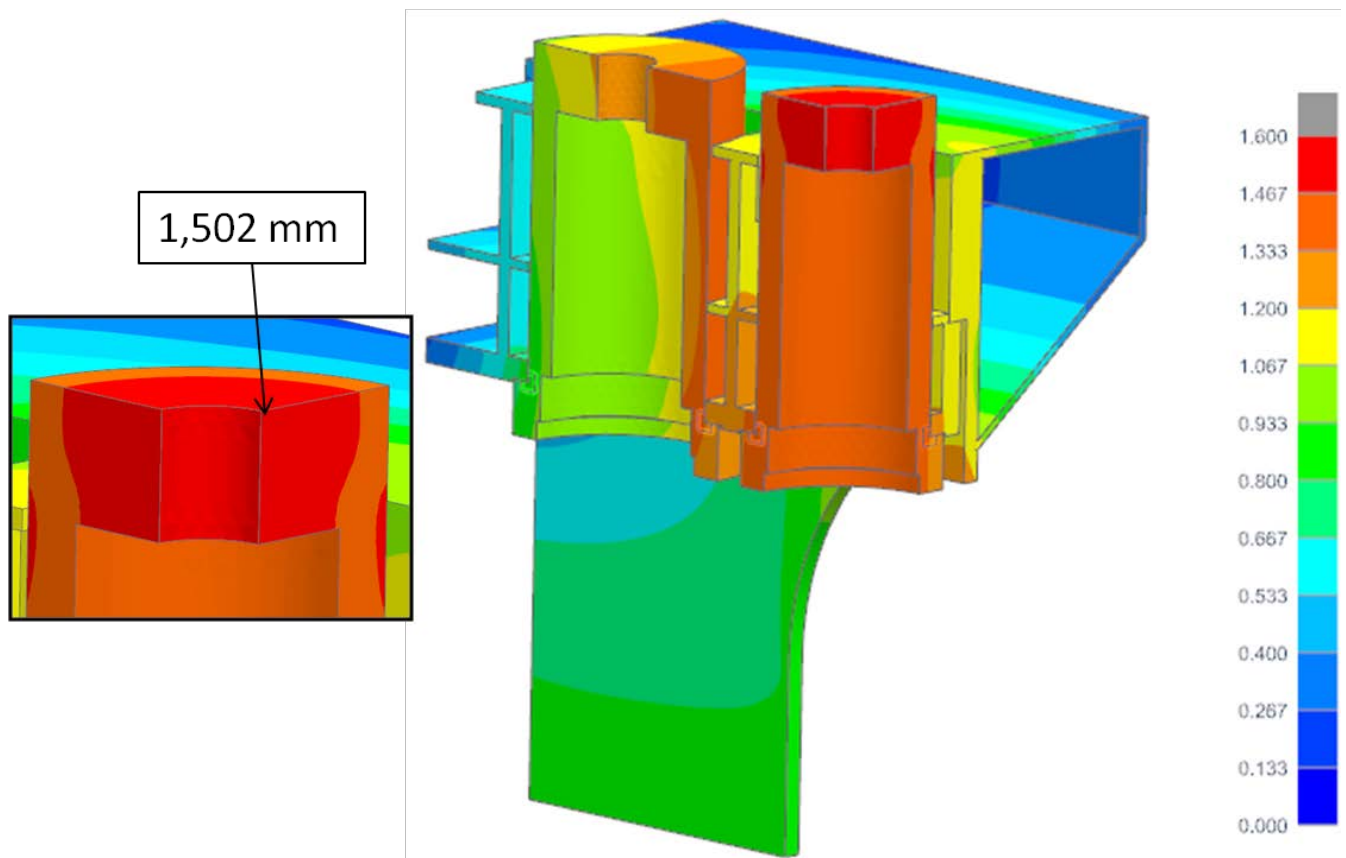
$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{695}{242} = 2,87 [-]$$

6. Výsledky posunutí a porovnání

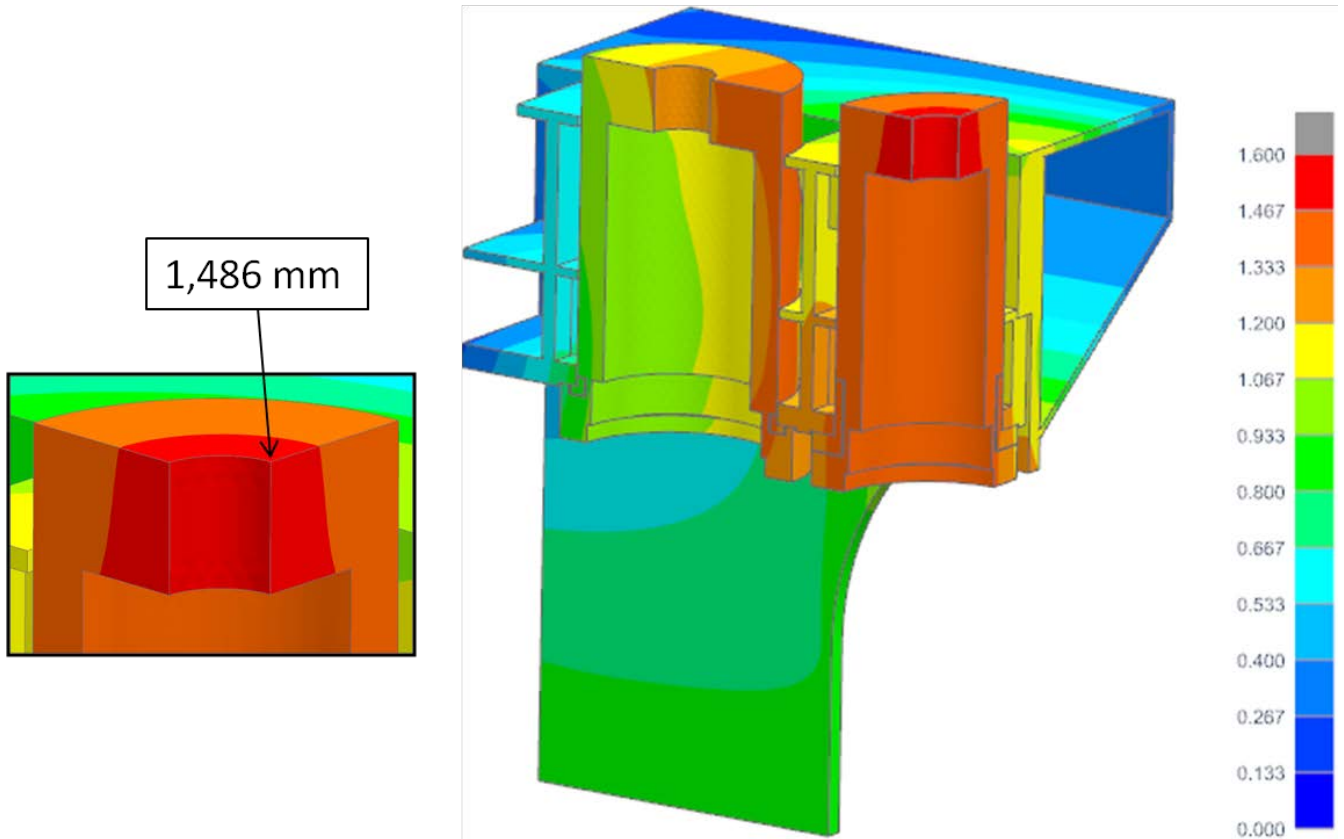
Sledovalo se posunutí celé sestavy lisu. Předpokládalo se, že s každou změnou na válci a traverze se bude měnit i celková tuhost stroje a celkové posunutí lisu. Porovnávala se hodnota posunutí v bodě na vrchu prostředního válce. Pro porovnání jednotlivých variant se určila jednotná škála v intervalu od 0 do 2 mm.

Jednotlivé varianty půjdou takto za sebou:

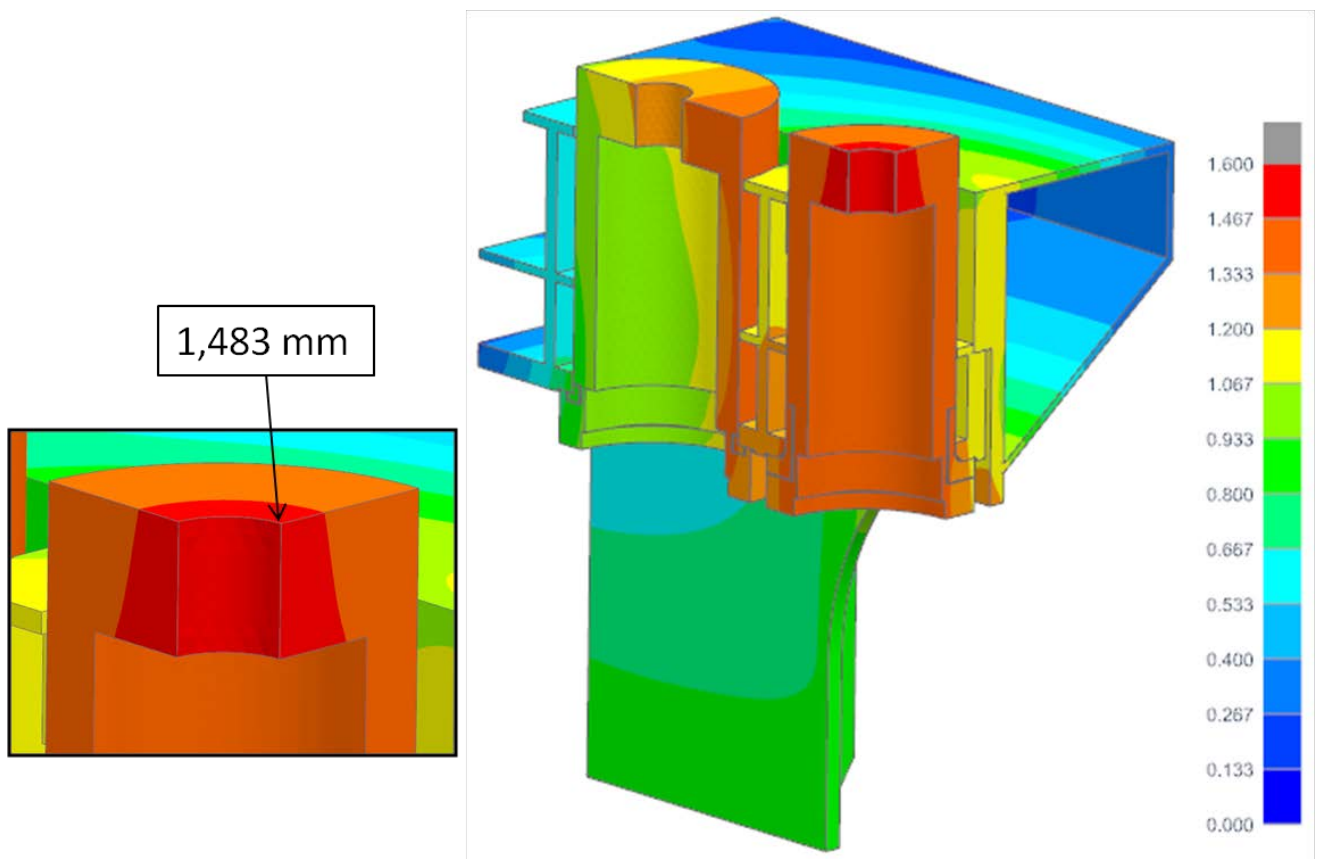
- A. Stávající konstrukční řešení bez úpravy válce a traverzy
- B. První varianta s rádiusem R3 bez úpravy traverzy
- C. Druhá varianta s rádiusem R30 a úpravou na traverze
- D. Třetí varianta se zkosením na válci 6° a rádiusem R10 a s úpravou na traverze



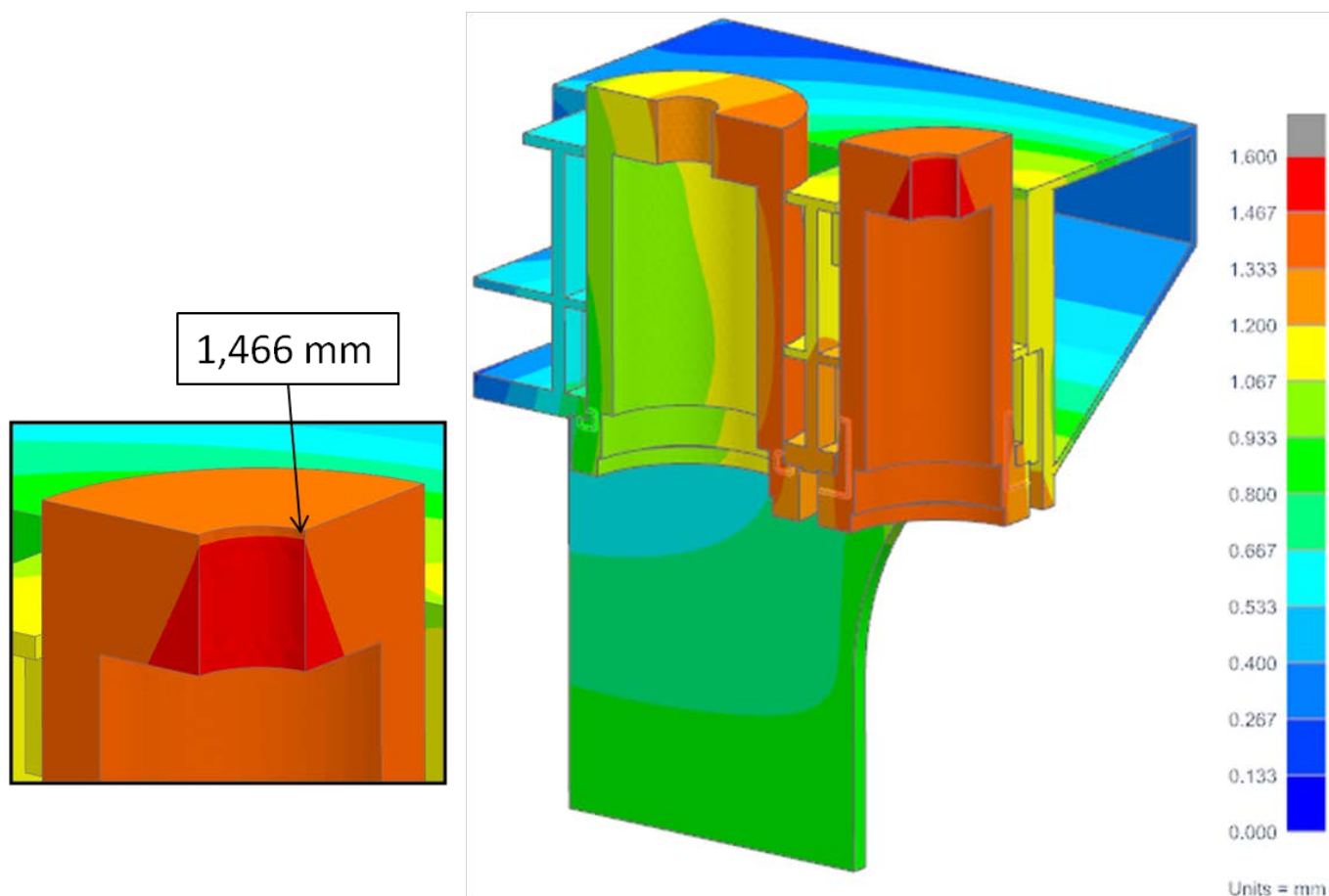
Obr. 38 Stávající řešení



Obr. 39 První varianta



Obr. 40 Druhá varianta



Obr. 41 Třetí varianta

Varianta	Stávající řešení A	První varianta B	Druhá varianta C	Třetí varianta D
Posunutí [mm]	1.502	1.486	1.483	1,466

Tab. 2 Shrnutí posunutí jednotlivých variant

Porovnávací veličinou byla stanovena varianta A. Výsledky ukazují ve všech ostatních variantách pokles posunutí. U varianty B došlo ke zvýšení tuhosti přidáním materiálu, a proto došlo k poklesu posunutí. U varianty C došlo vůči A také k poklesu posunutí ze stejného důvodu, ovšem v porovnání s variantou B nedošlo téměř k žádnému rozdílu. Příčina by mohla být ve změně tvaru na traverze. Jelikož zde byl odebrat materiál sražením, tuhost se v tomto místě mohla snížit a to by vedlo následně k vyššímu posunutí. Vliv zvýšení tuhosti válce přidáním materiálu a snížení tuhosti traverzy odebráním materiálu nevznikl téměř vůbec žádný rozdíl mezi variantou B a C. U varianty D došlo k největšímu poklesu posunutí. Vliv na to měla větší konstrukční změna než u ostatních variant. Tuhost válce se v tomto případě nejvíce zvýšila. Došlo sice také k větším úpravám traverzy vzhledem k ostatním variantám, ale v samotném závěru se posunutí natolik nezvýšilo. Pokud by byl požadavek na snížení celkového posunutí, muselo by se zasáhnout do celkového konstrukčního řešení stroje. Kupříkladu ke změně tvaru rámu.

7. Závěr

Byla provedena obecná rešerše na téma tvářecí stroje, kde byl u každého typu stroje nastíněn jeho princip činnosti a průběh síly vůči jedné proměnné např. úhlu natočení, rozdílu výšce napěchování nebo výšce zdvihu.

Byla provedena analýza pohonu hydraulického lisu pomocí programu NX. 9.0. Porovnávalo se napětí na vnitřní straně válce. Nejdříve byl proveden analytický výpočet redukováného napětí podle HMH na vnitřní stěně válce. Hodnota z analytického výpočtu se porovnávala s výsledky ze simulace a ve všech případech se tyto hodnoty vyskytovaly v rozmezí $\pm 5\%$. Především se porovnávalo napětí v kritické oblasti, které se nacházelo v místě přechodu vnější stěny a příruby válce. Z výsledků simulace stávající konstrukce vyšlo, že se v této oblasti nachází vysoká koncentrace napětí o velikosti 360 MPa, která přesahovala napětí dovolené 347.5 MPa. V důsledku na to byly vytvořeny celkem tři varianty, které by měly příznivě snížit napět.

V první variantě byl do kritické oblasti přidán rádius o velikosti 3mm. Výsledky ukázaly snížení napětí v tomto místě o 30 MPa. Celkové posunutí se v této variantě také snížilo.

V druhé variantě byl do kritické oblasti přidán rádius o velikosti 30mm. V důsledku přidání rádiusu docházelo ke kolizi mezi válcem a traverzou, proto musela být upravena také traverza, a to přidáním sražení 30x45°. Také bylo změněno jiné uchycení válce k traverze. Výsledky ukázaly nejvyšší pokles napětí ze tří variant a to o 155 MPa. Celkové posunutí se v této variantě snížilo.

Ve třetí variantě bylo do kritické oblasti přidáno zkosení 6° s navázáním na čelo paty pomocí rádiusu o velikosti 10mm. Aby nedocházelo ke kolizi válce a traverzy, musely se provést změny i na traverze. Změna spočívala ve zvětšení vnitřního průměru na 810mm a přidáním zkosení 10x45°. Změna uchycení válce k traverze se převzala z druhé varianty. Výsledky ukázaly snížení napětí v kritické oblasti o 118 MPa. V této variantě došlo k nejvyššímu poklesu posunutí.

	Napětí v kritické oblasti [MPa]	Celkové posunutí [mm]	Statická bezpečnost [-]	Náklady na úpravu
Výchozí konstrukce	360	1.502	2	žádné
První varianta	330	1.486	2.1	malé
Druhá varianta	205	1.483	3.4	střední
Třetí varianta	242	1.466	2.87	nejvyšší z variant

Z uvedených tabulek vyplývá, že z hlediska napětí je nejvíce výhodná druhá varianta, z pohledu posunutí je nejvíce výhodná třetí varianta. Protože se jedná o hydraulický lis, u kterého je síla nezávislá na zdvihu, z tohoto důvodu nemá posunutí takovou váhu jako hodnoty napětí. Z tohoto důvodu je nevhodnější druhá varianta i přesto, že bylo potřeba provést drobné úpravy okolních dílů.

Citovaná literatura

- [1] J. Staněk, Základy stavby výrobních strojů- Tvářecí stroje, Plzeň: ZČU, 2001.
- [2] A. Kováč a M. Jenkut, Tvárniace stroje, Bratislava, 1978.
- [3] M. Čechura a J. Staněk, Tvářecí stroje - Hydraulické lisy, Plzeň: ZČU, 1999.
- [4] B. Rudolf a M. Kopecký, Tvářecí stroje: Základy výpočtů a konstrukce, Praha, 1982.