

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh kotvení stojanu mechanického lisu

Autor: **Bc. Jan Matoušek**

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

Akademický rok 2017/2018

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan MATOUŠEK**

Osobní číslo: **S15N0073P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Název tématu: **Návrh kotvení stojanu mechanického lisu**

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:

V úvodu práce bude provedena rešerše na téma kotvení stojanů mechanických lisů. V práci budou vypracovány varianty řešení kotvení stojanu. 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 kotvení stojanů mechanických lisů
2. Návrh konstrukčních variant
3. Konstrukční návrh zvoleného řešení
4. Vypracování zadané výkresové dokumentace

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

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

KAMELANDER, I. *Tvářecí stroje I.* Brno: VUT, 1989

STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje*. Plzeň: ZČU, 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. Martin Volejníček**
ŠMERAL Brno a.s.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2017**
Termín odevzdání diplomové práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2017

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

Tímto bych chtěl poděkovat všem lidem, kteří mi přispěli radami a připomínkami při zpracování této diplomové práce, zejména pak panu Doc. Ing. Janu Hlaváčovi Ph.D. za systematické vedení této diplomové práce. Neméně velké poděkování patří mé rodině za morální podporu při studiu.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Matoušek	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh kotvení stojanu mechanického lisu		

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	88	TEXTOVÁ ČÁST	60	GRAFICKÁ ČÁST	28
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce na téma návrhu kotvení stojanu mechanického lisu. Práce obsahuje rešerši s oblasti kotvení stojanů mechanických lisů, návrh vhodných variant. Následně je provedeno zhodnocení variant společně s detailním zpracováním vybrané varianty. Konečné řešení je podrobno FEM analýze a je zpracována výkresová dokumentace v určeném rozsahu.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Předepnutý stojan; předepnutí; kotvy; tváření; FEM analýza

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Příjmení Bc. Matoušek	Jméno Jan	
FIELD OF STUDY	2302T019 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST – KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of anchorage of the mechanical press stand		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN.	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	----------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	88	TEXT PART	60	GRAPHICAL PART	28
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis is focused on the design of anchoring of the mechanical press. The thesis includes the background research in the area of anchoring mechanical presses and design of appropriate variants. Subsequently, the variants are evaluated and selected variant is processed in detail. The final solution is subjected to FEM analysis and the drawing documentation is processed within the specified range.
KEY WORDS	Pre-bolting frame; pre-bolting; anchors; forming operation; FEM analysis

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	1
ÚVOD.....	2
1. SVISLÉ KOVACÍ LISY	3
2. STOJANY TVÁŘECÍCH STROJŮ.....	5
2.1. ODLÉVANÉ STOJANY.....	5
2.2. SVAŘOVANÉ STOJANY	6
2.3. KOTVENÉ STOJANY	7
2.4. PŘEDEPNUTÉ STOJANY	7
3. KOTVY STOJANŮ.....	8
3.1. PŘEDEPÍNÁNÍ KOTEV.....	8
3.1.1. <i>Využití tepelné roztažnosti.....</i>	8
3.1.2. <i>Hydraulické matice</i>	9
3.1.3. <i>Vícešroubové matice</i>	10
3.2. VLIV KOTEV NA KONSTRUKCI STOJANU	11
4. LIS LZK 2500	13
4.1. POPIS 3D MODELU	14
4.2. VELIKOST PŘEDEPÍNAČÍ SÍLY	16
5. VARIANTY ŘEŠENÍ.....	19
5.1. NÁVRH HYDRAULICKÉ MATICE.....	19
5.1.1. <i>Výhody, nevýhody hydraulické matice:</i>	22
5.2. NÁVRH VÍCEŠROUBOVÉ MATICE	23
5.2.1. <i>Výhody, nevýhody vícešroubové matice:.....</i>	25
5.3. VARIANTA 1 - „ROHATKA“.....	26
5.3.1. <i>Výhody, nevýhody varianty 1:</i>	29
5.4. VARIANTA 2 – „SLUNÍČKO“	30
5.4.1. <i>Výhody, nevýhody varianty 2:</i>	33
6. ZHODNOCENÍ VARIANT	34
7. POPIS ZVOLENÉHO ŘEŠENÍ.....	36
7.1. 3D-MODEL ZVOLENÉHO ŘEŠENÍ	36
7.1.1. <i>Matice.....</i>	37
7.1.2. <i>Přídavné šrouby</i>	39
7.1.3. <i>Podložka.....</i>	40
7.2. FEM ANALÝZA	41
7.2.1. <i>Analýza podložky.....</i>	41
7.2.2. <i>Analýza matice</i>	43
7.2.3. <i>Zhodnocení FEM analýzy.....</i>	48
7.3. MANIPULACE PŘI MONTÁŽI.....	50
7.4. OCHRANA VÍCEŠROUBOVÉ MATICE.....	52
7.5. MONTÁŽNÍ POSTUP	53
7.5.1. <i>Přípravné operace.....</i>	53

7.5.2. Instalace a předeptnutí.....	54
8. ZÁVĚR.....	56
LITERATURA	57
INTERNETOVÉ ZDROJE.....	57
SEZNAM OBRÁZKŮ	58
SEZNAM TABULEK.....	60
SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE	60

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

ZČU	Západočeský univerzita	
FST	Fakulta strojní	
KKS	Katedra konstruování strojů	
FEM	Finite element method	
CAD	Computer-aided design	
ČSN	Československá norma	
DIN	Deutsches Institut für Normung	
ISO	International Organization for Standardization	
3D	troj rozměrný	
1D	jedno rozměrný	
DÚ	dolní úvrat'	
HÚ	horní úvrat'	
TOO	tepelně ovlivněná oblast	
N	Newton	
bar	bar (jednotka tlaku)	
W	Watt	
m	metr	
kg	kilogram	
Pa	Pascal	
M	Moment	[N·m]
F	Síla	[N]
σ	Napětí	[Pa]
α, φ	Úhel	[°, rad]
Ph	Stoupání závitu	[mm]
D, d	Průměr	[mm]
R, r	Poloměr	[mm]
H, h	Výška	[mm]
X	Vzdálenost	[mm]
p	Tlak	[Pa]
f	Součinitel tření	[-]

ÚVOD

Diplomová práce se zabývá návrhem kotvení stojanu nového konstrukčního řešení lisu LZK 2500. Tento lis disponuje předepnutým svařovaným stojanem. Předepnuté stojany mají oproti jiným stojanům značnou výhodu z ekonomického hlediska. Je možné vyrábět lehčí samotné stojany a pomocí kotev řídit rozložení namáhání. Pro řízenou změnu namáhání jsou do stojanů vkládány kotvy, které se následně předepínají. K předepnutí stojanových kotev jsou používány kotevní matice. Velikost předepínací síly nedovoluje využít standardní způsoby utahování (točením matice), proto je nutné používat jiné způsoby umožňující vytvoření tak velkého předepnutí.

V úvodní části práce je provedena rešerše z oblasti svislých kovacích lisů a jejich stojanů. Následně jsou popsány stojanové kotvy společně s již používanými způsoby jejich předepínání. Jedná se o způsoby, které využívají zcela základních principů. Zadavatelem byl dodán model nového konstrukčního řešení lisu LZK 2500. Byl proveden jeho popis a stanovena hodnota předepínací síly.

V následujícím kroku jsou uvedeny možné varianty řešení. Jsou provedeny jejich hrubé výpočtové návrhy a sepsány výhody a nevýhody. Z navržených variant je pomocí hodnotící tabulky vybrána nevhodnější, která je detailněji rozpracována.

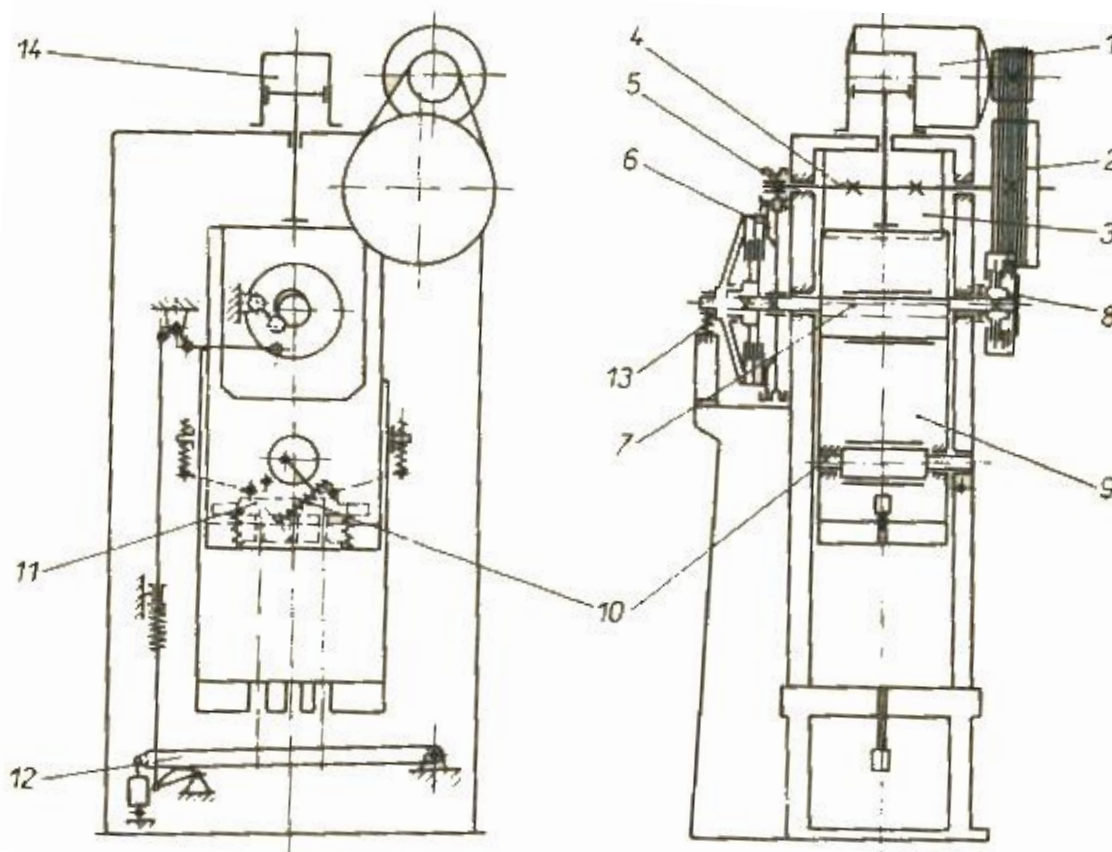
V další části se zabývám FEM analýzou, jsou popsány okrajové podmínky vstupující do výpočtu. Jsou navrženy dva zátěžné stavy, v prvním stavu působí jen předepínací síla a v druhém stavu působí maximální provozní síla v kotvách. Po provedené analýzy vybraného řešení jsou vyhodnoceny získané výsledky. Tato analýza slouží pro představu rozložení redukovaného napětí v celé konstrukci.

V předposlední části práce je navržen způsob manipulace se zařízením. Tento krok je důležitý z hlediska umístění. Kotevní přípravky jsou zpravidla umístěny v horní části lisu. V souladu s uvažováním zhoršené manipulovatelnosti je navržen montážní návod.

Ve finální části je vytvořena výkresová dokumentace s 3D modely. Obrázky 3D modelů jsou zakomponovány do práce pro lepší představivost.

1. SVISLÉ KOVACÍ LISY

Kovací lisy jsou stroje, kde beran vykonává přímočarý vratný pohyb. Jsou vyráběny se jmenovitou silou 2 až 120MN. Rozdělují se na dva druhy dle použitého pohonu, mechanické a hydraulické. Tato diplomová práce se zabývá mechanickými lisami, bude popsán pouze tento druh lisů. Mechanické lisy patří mezi tvářecí stroje zdvihové, tzn. velikost tvářecí síly je závislá na poloze beranu. Další rozdělení těchto lisů je možné dle použitého převodového mechanismu na výstředníkový, vřetenový, kolenový a klikový lis. V mnoha literaturách je jako základní představitel mechanických kovacích lisů uváděn klikový lis. Klikové lisy jsou vhodné pro tváření za tepla i za studena, nevhodnější jsou nejvýše 2 tvářecí operace. Největší výhodou těchto lisů je jejich tuhost, ta se pohybuje v rozmezí od 0,5 až 15MN·mm⁻¹. Tuhost klikového mechanismu je zajišťována krátkou ojnicí, excentrickým hřídelem a rozměrným beranem. U menších lisů se hmotnost těchto částí mechanismu pohybuje okolo 40t, u větších lisů až 90t. Výsledná tuhost lisu má zásadní vliv na požadovanou přesnost výkovek.[2] [3] [4]



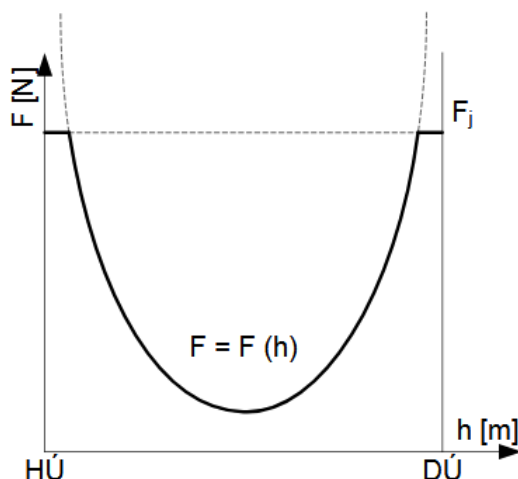
Obrázek 1 - Kinematické schéma klikového lisu [2]

1 - elektromotor, 2 – řemenice, 3 – setrvačnick, 4 – předlohový hřídel, 5 – pastorek, 6 – ozubené kolo se spojkou, 7 – klikový hřídel, 8 – brzda, 9 – beran, 10 – výstředníkový čep s uvolňovacím zařízením, 11 – horní vyhazovač, 12 – dolní vyhazovač, 13 – třetí ložisko klikového hřídele, 14 – válec vyvažování beranu

Obrázek 1 znázorňuje kinematické schéma klikového mechanismu. Rotační pohyb je generován elektromotorem. U mechanických kovacíh lisů jsou instalovány elektromotory s výkonem 20 až 500kW. Tento pohyb je pomocí řemenového převodu přenesen na předlohový hřídel. Na předlohovém hřídeli je umístěn setrvačnick, kterým dochází ke zvětšení energie stroje. Následně je tato energie pomocí pastorku přenesena na spojkové kolo uložené na výstředníkovém hřídeli. Spojka je zde používána lamelová s vodním chlazením. Ovládání spojky je možné realizovat hydraulicky nebo pneumaticky. Takto popsaný převod na spojkové kolo je využíván u větších lisů nad 25MN. U menších lisů se nepoužívá předlohový hřídel. Rozdílem těchto konstrukčních řešení je odlišný počet zdvihů za minutu. Menší kovací lisy jsou schopné vykonat až 110 zdvihů za minutu, zatímco velké lisy využívající předlohový hřídel disponují pouze 35 zdvihů za minutu. Na druhém konci výstředníkového hřídele se nachází brzda. Dříve se používali pásové brzdy, které byly nahrazeny brzdami čelistovými. V současnosti jsou využívány lamelové brzdy. Na výstředníkový hřídel je také připojena ojnice. Ta se nachází v prostřední části výstředníkového hřídele. Konstrukce ojnice je vyráběna jako dvoubodová nebo s tlačnou hlavou. Ojnice je pomocí spodního oka nebo tlačné hlavy spojena s beranem, a tím je na něj zajištěn přenos energie. Na upínací desce beranu je přichycena jedna polovina nástroje. Druhá polovina nástroje je uchycena na upínací ploše stolu. [2]

Z důvodů výroby velkého sortimentu výkovků, jsou používány nástroje (zápustky) různých výšek. Aby bylo možné použít více různých nástrojů na jednom lisu, jsou vybaveny zařízením pro změnu tzv. výšky sevření. První způsob pro změnu této výšky využívá tzv. protiběžný klín. Jedná se o stůl, který je složen ze dvou na sebe položených klínů. Vzájemným pohybem těchto klínů dochází ke změně sevření. Na horním klínu je vyrobena upínací plocha pro uchycení nástroje. V dalším způsobu je vložen mezi beran a ojnici výstředníkový hřídel. Jeho natočením dojde k posunutí výstředního průměru, a tím je beran posunut. Poslední variantou je využití výstředního pouzdra mezi výstředníkovým hřídelem a beranem. Natočením tohoto pouzdra dochází ke změně osy výstřednosti. Zajištění polohy výstředního pouzdra je realizováno připojením přestavovací brzdy. [3] [4]

S vysokými nároky na přesnost výkovků, je značný důraz na zmenšení bočních úkosů. Technologické úkosy mají značný vliv na vyjmutí výkovku ze zápustky. Pokud jsou úkosy malé, používají se pro lepší vyjmutí výkovku vyhazovače. Vyhazovače se nacházejí jak ve spodní, tak i v horní části zápustky. Jako první byly vyhazovače ovládány mechanicky. Veškerý pohyb byl odvozen z polohy výstředníkového hřídele. Tím bylo docíleno plně automatického pohybu vyhazovačů během tváření. V dnešní době se vyhazovače pohánějí za pomoci pneumatiky nebo hydrauliky. Nezávislost na hlavním pohonu lisu má výhodu v možnosti řízení doby a síly vyhazování.[1][2]



Obrázek 2 - Průběh pracovní síly klikového lisu [14]

Při špatném zvolení tvářecí operace, může nastat tzv. zaklínování stoje. K zaklínování dochází při přechodu kliky pásmem samosvornosti, nebo při přetížení stroje, což způsobí zastavení beranu v dolní úvrati (DÚ) nebo v její blízkosti. Stojan lisu je při tom pružně roztahován a díly klikového mechanismu se pružně ohýbají nebo stlačují. Pro odklínování beranu je nutné použít reverzní chod stroje. Pokud je zaklínování příliš velké a není možné využít reverzního chodu stroje pro jeho odblokování, je nutné použít jiný způsob. U starých lisů se přistoupilo na velmi razantní krok, kdy se rozřezávaly některé členy klikového mechanismu.[2] [4]

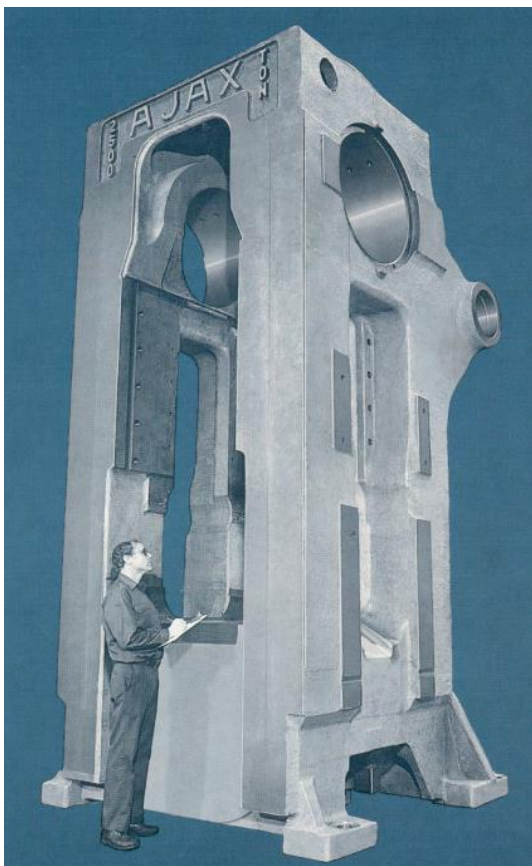
2. STOJANY TVÁŘECÍCH STROJŮ

Stojany kovacích lisů jsou jedny z nejdůležitějších součástí stroje. Během procesu kování musí zachytit veškerou působící sílu. Pro zajištění přesnosti výroby je nutné, aby byl stojan dostatečně tuhý. Během svého života jsou podrobeny velkému množství zátěžných stavů. Proto je nutné při jejich konstrukci brát ohled z hlediska únavové pevnosti. Základní konstrukce stojanů rozdělujeme na několik typů. U méně přesných strojů jsou používány otevřené stojany se základním tvarem připomínající písmeno „C“. Konstrukce tohoto tvaru nedisponují tak velkou tuhostí. Druhý typ stojanů má tvar písmene „O“, označovány jako uzavřené stojany. Tyto stojany jsou symetricky zatěžované, proto mají větší tuhost než stojany tvaru „C“. Další rozdělení stojanů je dle uspořádání na horizontální nebo vertikální. V závislosti na velikosti tvářecího stroje společně s výrobní kapacitou jsou stojany vyráběny z jednoho kusu nebo složené z několika samostatných dílů.[4]

2.1. Odlévané stojany

Slévání je jednou z nejstarších technologií výroby dílů. Jako materiály jsou používány oceli na odlitky např. ocel 42 2643.1. Sléváním je možné zhotovit součásti různé hmotnosti, od několika gramů až po desítky tun. Dále je možné vyrobit součásti složité konstrukce respektující průběh napětí touto součástí. Odlévané stojany se vyznačují vynikající tuhostí a schopností dobře pohlcovat rázy při dynamickém namáhání. Nevýhodou může být vznik objemových vad. Mezi tyto vady patří sraženiny, bubliny nebo vměstky. Pokud se na odlitku

vyskytuje velké množství stěn s rozdílnou tloušťkou, mohou se objevit místa s hrubozrnnou strukturou a ve výsledném odlitku vzniká vnitřní pnutí. [1]



Obrázek 3 - Odlévaný stojan [13]

Při návrhu odlévaného stojanu je nutné vycházet z požadavku pro zajištění stejnoměrných tloušťek jednotlivých stěn. To je ovlivněno zabíhavostí použité slévárenské slitiny a konstrukce respektující tento požadavek se někdy stává zbytečně předdimenzovanou. Nedílnou součástí výroby odlitku je výroba modelového zařízení. Modelové zařízení je nutné během své životnosti podrobovat kontrolám a také určitým opravám, aby bylo možné docílit požadované přesnosti výsledného odlitku. Veškeré tyto požadavky na konstrukci odlitků značně ovlivňují jejich výslednou cenu. Z ekonomického hlediska jsou odlitky nejvhodnější pro sériovou výrobu. V praxi, kdy se jedná o zakázkovou výrobu, záleží na zákazníkovi, zda je ochotný zaplatit veškeré výdaje spojené s výrobou odlévaného stojanu. [1]

2.2. Svařované stojany

Svařování má velké uplatnění ve výrobě strojů a zařízení pro široké spektrum průmyslových oborů. Tato technologie umožňuje výrobu poměrně složitých konstrukcí spojením jednoduchých polotovarů. Polotovary jsou plechy, profily, ale i různé odlitky či výkovky. Během svařování dodáváme do materiálu velké množství potřebné energie pro vytvoření požadované svarové housenky. V okolí svarové housenky vznikají tzv. tepelně ovlivněné oblasti (TOO). TOO je složena s několika pásem. Každé pásmo se vyznačuje svými vlastnostmi a strukturou. Se vznikem TOO dochází ke zvětšení vnitřního pnutí podél celého

svařence. Toto pnutí se odstraňuje následným žíhání. Stejně jako u odlévaných stojanů mají také svařované stojany své výhody. Během výroby svařovaného stojanu není nutné vytvářet modelové zařízení, což výrazně zkrátí dobu výroby stojanu. Při návrhu svařence je zapotřebí znát samotnou technologii svařování. Je nutné vyrobit plechové díly požadovaných tvarů společně se svarovými přípravami. Následně dochází k jejich svaření do jednotlivých podsestav. Rozložení celé konstrukce na jednotlivé podsestavy má zásadní vliv na výsledné tolerance. V místech s vyšší koncentrací napětí od vnějšího zatížení mohou nastat problémy s návrhem žeber. Umístění žeber musí splňovat dobrou dostupnost svářeče, aby bylo možné vyrobit svar v požadované kvalitě. Z ekonomického hlediska jsou svařované stojany nevhodnější pro zakázkovou nebo malosériovou výrobu. [1]

2.3. Kotvené stojany

Kotvené stojany jsou často využívány u velkých tvářecích strojů. Jejich konstrukce je rozdělena na samostatné díly, horní traverza, stojiny a dolní traverza. Toto rozdělení má svůj význam z hlediska výroby. Jak už bylo řečeno, kotvené stojany se používají pro velké tvářecí stroje a s tím je nutné vyrobit stojany velkých rozměrů. Veškeré díly mohou být vyrobeny jako svařované nebo jako odlitky. V některých případech se využívá i kombinace, kdy se traverzy vyrobí jako odlitky a stojiny jsou svařované. Pro zajištění soudržnosti jednotlivých částí u sebe se používají kotvy. Kotvy jsou zpravidla umístěny uvnitř stojin. Při návrhu takového stojanu je nutné dimenzovat jednotlivé části na vzniklá provozní zatížení a navrhnout předepínací sílu kotev. [4]

2.4. Předepnuté stojany

Předepnuté stojany jsou složeny ze stojanu a předepínacích kotev. Konstrukce samotného stojanu je vyráběna z jednoho kusu jako odlitek nebo svařenec. Kotvy jsou umístěny skrz stojiny a stlačují stojan v celé jeho výšce. Výhoda takto vyráběných stojanů je ve snížení výrobních nákladů na samotný stojan, protože jeho konstrukce je výrazně odlehčena oproti ostatním typům stojanů. Tuhosti potřebné pro zajištění požadované přesnosti výroby je dosaženo až montáží kotev do stojanu. Tato vlastnost předepnutých stojanů je využita při zaklínování lisu během tvářecí operace. Pro uvolnění zaklínování jsou kotevní matice povoleny, tím dochází k poklesu napětí v kotvách. Společně s odlehčováním kotev se zvětšuje zatížení působící na samotnou konstrukci stojanu. To způsobuje jeho natažení a následné rozklínování beranu.

3. KOTVY STOJANŮ

Jak už bylo uvedeno v předešlé kapitole, předepínací kotvy jsou používány u kotvených a předepnutých stojanů. Slouží pro zvětšení tuhosti stojanu. Kotvy jsou vyrobeny jako kované tyče se závitem na obou koncích. Zpravidla se jedná o nerovnoramenný lichoběžníkový závít. Jako materiály pro výrobu jsou používány kvalitní oceli např. ocel s označením 34CrNiMo6+QT. U kotvených stojanů je důležité zamezit odlehnutí jednotlivých částí, jsou používány kotvy větších rozměrů než u stojanů předepnutých. Při montáži stojanu jsou kotvy umístěny na požadované místo, procházejí skrz stojiny. Poté se na konce kotev umístí matice a následně je vyvoláno jejich předepnutí. Kotevní matice menších rozměrů jsou vyráběny z jednoho kusu. U velkých lisů se využívají dělené matice. Toto rozdělení má zásadní vliv na jejich manipulaci při montáži. Spojení obou polovin dělených matic je realizováno pomocí šroubových spojů.



Obrázek 4 - Stojanová kotva

3.1. Předepínání kotev

Pro vyvolání předepnutí kotev je celá řada způsobů. S přihlédnutím na jejich rozměry nejde použít klasické utahování matice. V této kapitole budou popsány tři základní způsoby používané v praxi. Mezi nejzákladnější způsoby patří využití tepelné roztažnosti materiálu, hydraulické a vícešroubové matice.

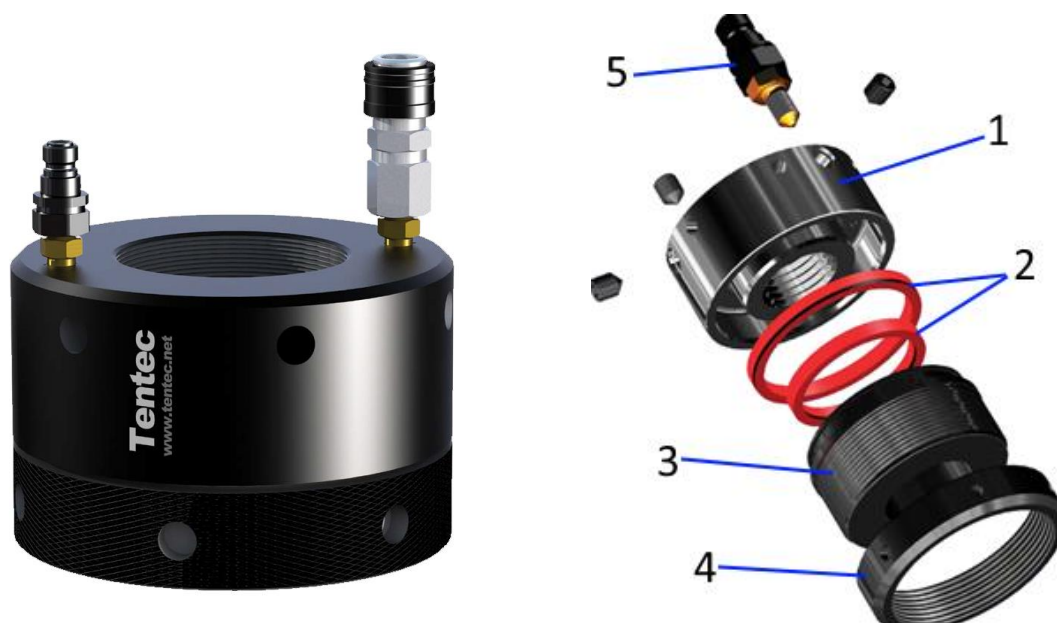
3.1.1. Využití tepelné roztažnosti

Nejstarším způsobem pro vytvoření předepnutí kotev je využití tepelné roztažnosti. V kotvách jsou v celé délce vyrobeny otvory, do kterých se vloží topná tělesa a kotvy v celé délce ohřejí. Až dojde k potřebnému ohřátí kotev, pootočí se matice o požadovaný úhel. Poté se nechá celý lis vychladnout a tím je docíleno požadovaného předpětí. Pokud je zapotřebí demontáže kotev, je nutné znovu použít ohřevu, aby bylo možné povolit kotevní matice. Při výpočtu potřebné změny teplot vycházíme z tepelné roztažnosti materiálu kotev a z jejich požadovaného prodloužení, které je přímo úměrné předepínací síle. Nevýhodou této

metody je dlouhá doba potřebného ohřevu. S dlouhou dobou ohřevu rostou i potřebné náklady na elektřinu.

3.1.2 Hydraulické matice

Jedná se o zařízení využívající tlak hydraulického média pro vytvoření požadovaného předpětí. Hydraulická matice je tvořena dvěma základními samostatnými částmi. V horní části je vytvořen závit odpovídající závitu napínaného šroubu a spodní část matice slouží pro přenesení napětí do spojované součásti, v našem případě rámu mechanického lisu. Mezi horní a dolní částí je vytvořen prostor pro hydraulické médium, které může dosahovat tlaku až 2275bar. [12]



Obrázek 5 - Hydraulická matice [12]

1 – Horní část, 2 – Těsnění, 3 – Dolní část, 4 – Pojistná matice, 5 – Přívod hydraulického média

Při montáži se hydraulická matice našroubuje na volný konec šroubu, v našem případě kotvy. Poté je do prostoru vytvořeného mezi horní a dolní částí matice přivedeno hydraulické médium. Po zaplnění komory kapalinou, dochází ke změně výšky matice. Celkové navýšení matice odpovídá deformaci od potřebné předepínací síle. Aby bylo možné přerušit dodávku hydraulického média v takovém tlaku během tváření, disponují matice pojistnými prvky. Na výše představené matici se nachází na dolní části pojistná matice. Po vytvoření požadovaného předpětí je tato pojistná matice vyšroubována až k horní části, kterou podepírá. Jako zdroje tlaku jsou využívány hydraulické generátory, se kterými je předepínání rychlé, ale neobejde se bez dodávky elektrické energie. V místech, kde není zajištěna dodávka elektrické energie, je možné využít i ručních pump. Oproti agregátům jsou ruční pumpy pomalejší, ale z hlediska nákladů úspornější. [12]

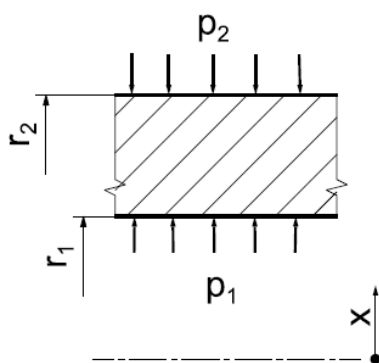
Při návrhu hydraulické matice vycházíme z teorie silnostěnných válcových nádob. Jednotlivé složky napětí se vypočítají pomocí následujících vztahů:

$$\text{Tečná složka: } \sigma_t = D_1 + \frac{D_2}{x^2}$$

Radiální složka: $\sigma_r = D_1 - \frac{D_2}{x^2}$

Osová složka: $\sigma_o = \frac{F}{A} = D_1$

Konstanty D_1 a D_2 se určují z okrajových podmínek.



Pro:

$$x = r_1 \quad ; \quad \sigma_{r(r_1)} = -p_1$$

$$x = r_2 \quad ; \quad \sigma_{r(r_2)} = -p_2$$

Pak:

$$D_1 = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$D_2 = (p_1 - p_2) \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

Obrázek 6 - Teorie silnostěnných nádob, okrajové podmínky

3.1.3. Vícešroubové matice

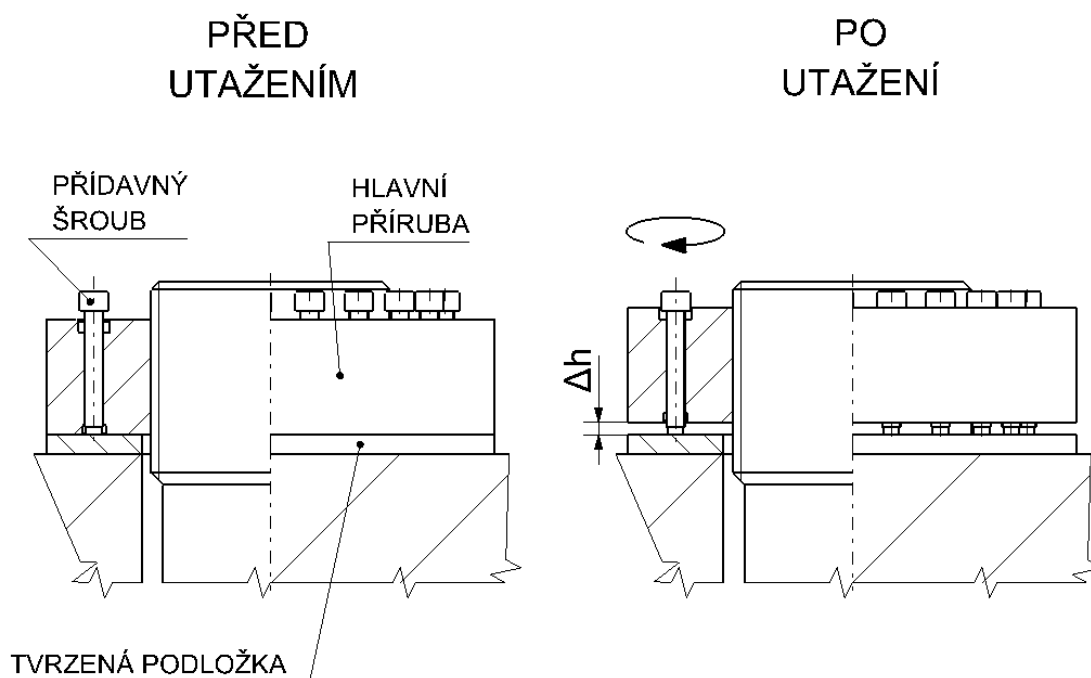
Vícešroubové matice jsou prvky využívající mechanickou práci pro dosažení předepnutí u velkých šroubových spojů. Konstrukce více šroubových matic je dělena na tři základní části. První část je tvořena hlavní přírubou, jedná se zpravidla o největší díl těchto matic. Základní tvar hlavní příruby je válcovitý. Uprostřed se nachází otvor se závitem stejných rozměrů jako na předepínaném šroubu. Okolo tohoto otvoru je umístěno určité množství menších šroubů. Tyto šrouby dosedají na tvrzenou podložku. Hlavní funkcí této podložky je ochrana povrchu spojované součásti proti otlačení a zlepšení přenosu napětí z matice do spojovaného materiálu.



Obrázek 7 - Vícešroubová matice společnosti NORDLOCK [10]

Při montáži je matice našroubována na požadovaný šroub. Poté se postupným utahováním malých šroubů docílí oddálení hlavní příruby matice od tvrzené podložky o Δh . Tato hodnota je přímo úměrná deformaci šroubu od předepínací síly. K utahování šroubů této

matice jsou používány různé přípravky. Pokud je utahovací moment malý je možné použít momentové klíče. V opačném případě je nutné použít přípravky umožňující vytvořit velké utahovací momenty. Tyto přípravky mohou využívat hydrauliku, momentové multiplikátory využívající planetovou převodovku pro zvětšení momentu.



Obrázek 8 - Vícešroubová matice

Při tvorbě rešerše byly nalezeny některé patenty zabývající se problematikou vícešroubových matic. Patenty chrání zejména tvar závitů na přídatných šroubech. Závit není vyroben na válcové ploše, ale na ploše s mírným bombírováním a jeho stoupání není konstantní. Tento tvar závitů zajišťuje lepší obsluhu při zvýšených teplotách, kdy na základě rozdílné teplotní roztažnosti může dojít k zadření. [11]

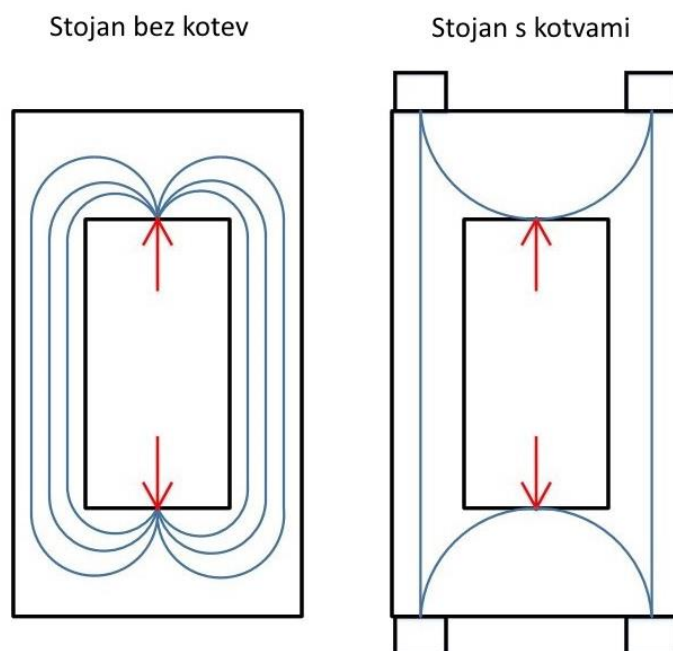
Čísla patentů:

US 5083889, US 6199453, US 6381827, US 6112396, US 6263764

3.2. Vliv kotev na konstrukci stojanu

Jak již bylo popsáno v předešlých kapitolách, kotvy jsou používány u kotvených a předepnutých stojanů. Jejich použití má zásadní vliv na konstrukci samotného stojanu. Obrázek 9 znázorňuje vliv kotev na způsob přenesení napětí od pracovního zatížení podél celé konstrukce stojanu. Na stojanech se vyskytují kritická místa, ve kterých kumuluje napětí. Těmito místy jsou zpravidla ostré přechody v pracovním prostoru a jeho okolí. Abychom předešli kumulaci napětí v těchto kritických místech, vytváříme plynulé přechody mezi průřezy. Tato úprava stojanů s sebou přináší výrobní problémy, a tím i zvýšení výrobních nákladů. Pokud ovšem použijeme kotvy, dochází ke zcela jinému rozložení napětí. Během zatížení pracovní silou je napětí přeneseno nejprve do kotevních matic a následně

přes kotvy. V rozích pracovního prostoru takto navržené konstrukce stále dochází ke kumulaci napětí, ale hodnoty již nejsou tak vysoké.



Obrázek 9 - Průběh siločar ve stojanu bez kotev a s kotvami

Společně se změnou rozložení napětí je ovlivněna životnost stojanu a zároveň celého lisu. Veškeré stojany jsou během svého života cyklicky zatěžovány. Bez kotev jsou zatěžovány míjivým zatěžováním s kladnou střední hodnotou. Při jejich návrhu je nutné dbát na to, aby ekvivalentní napětí σ_{ek} nepřekročila hodnotu meze únavy dané součástí. U kotvených stojanů plní kotvy funkci spojení jednotlivých dílů stojanu. Zároveň nesmí nastat odlehnutí jednotlivých částí od sebe. Při návrhu kotev pro kotvené stojany je vycházeno z diagramu předepnutého šroubového spoje. Velikost předepínací síly kotev je volena o 30-50% větší než je provozní síla. Zajištěním takovýchto hodnot předepínací síly je docíleno pulzující tlakové zatížení ve spojovaných dílech. Zatížení v jednotlivých spojovaných částech během cyklu nikdy nesmí překročit do kladných hodnot, do tahu. U stojanů předepnutých vycházíme z diagramu předepnutého stojanu. Rozdíl mezi diagramem předepnutého šroubového spoje a diagramem předepnutého stojanu je především v tom, že v předepnutém stojanu se nemusíme obávat odlehnutí jednotlivých částí. Velikost předepínací síly kotev pro předepnuté stojany je limitována dovoleným namáháním v kotvách. O dalším vlivu kotev na životnost stojanů by se mohla věnovat samostatná diplomová práce.

4. LIS LZK 2500

Jedná se o svislý kovací lis se jmenovitou tvářecí silou 25MN. Jako jiné kovací lisy i tento je vhodný pro zápusťkové kování. Pohyb beranu je zde realizován kulisovým mechanismem. Výhodou kulisového mechanismu oproti standardnímu klikovému mechanismu je větší tuhost a menší nároky na celkovou výšku lisu. Stroj disponuje svařovaným stojanem. Maximální rozměry lisu jsou 6,7 m na výšku, 4 m na šířku a 3,8 m na hloubku. Lis disponuje elektromotorem o výkonu 145kW a pohon je řešen s využitím předlohového hřídele dosahuje až 65 zdvihů za minutu. Kovací lisy od společnosti ŠMERAL Brno a.s. jsou dodávány s velice rozsáhlou diagnostikou, včetně moderních upínačů a velkým množstvím dalšího příslušenství. [8]

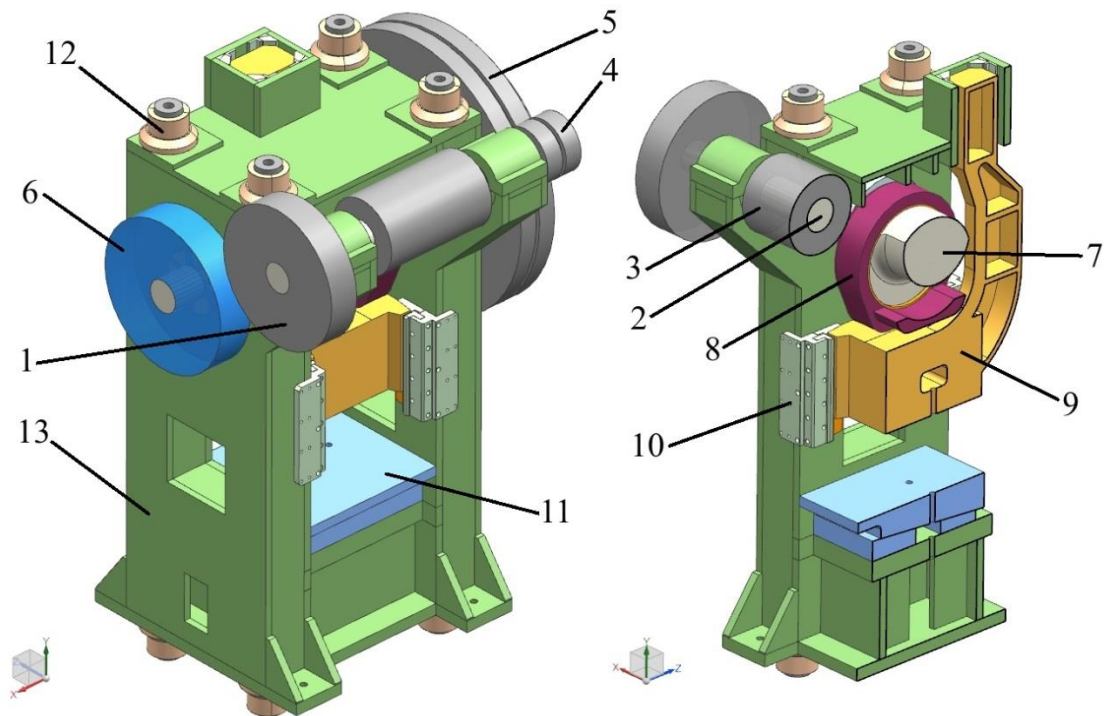
Tabulka 1 - Technické parametry lisu LZK 2500 P/SH [8]

	LZK 2500	
Tvářecí síla	MN	25,0
Sevření	mm	905
Průchod	mm	1410
Upínací plocha stolu	mm	1340 x 1400
Upínací plocha beranu	mm	1320 x 1100
Hydraulické přestavení beranu	mm	10
Zdvih	mm	320
Počet zdvihů	min⁻¹	65
Celkový instalovaný výkon	kW	145,0
Rozměry stroje V x Š x H	m	6,7 x 4 x 3,8



Obrázek 10 - Svislý kovací lis LZK 2500 [8]

4.1. Popis 3D modelu

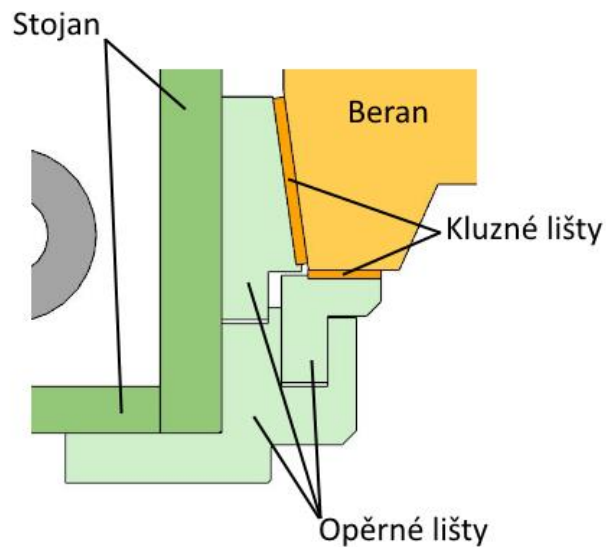


Obrázek 11 - 3D model lisu LZK 2500

1 – řemenice, 2 – předlohový hřídel, 3 – setrvačnik, 4 – pastorek, 5 – spojka, 6 – brzda, 7 – výstředníkový hřídel, 8 – konzola, 9 – beran, 10 – vedení, 11 – stůl, 12 – kotvy s maticemi, 13 – stojan

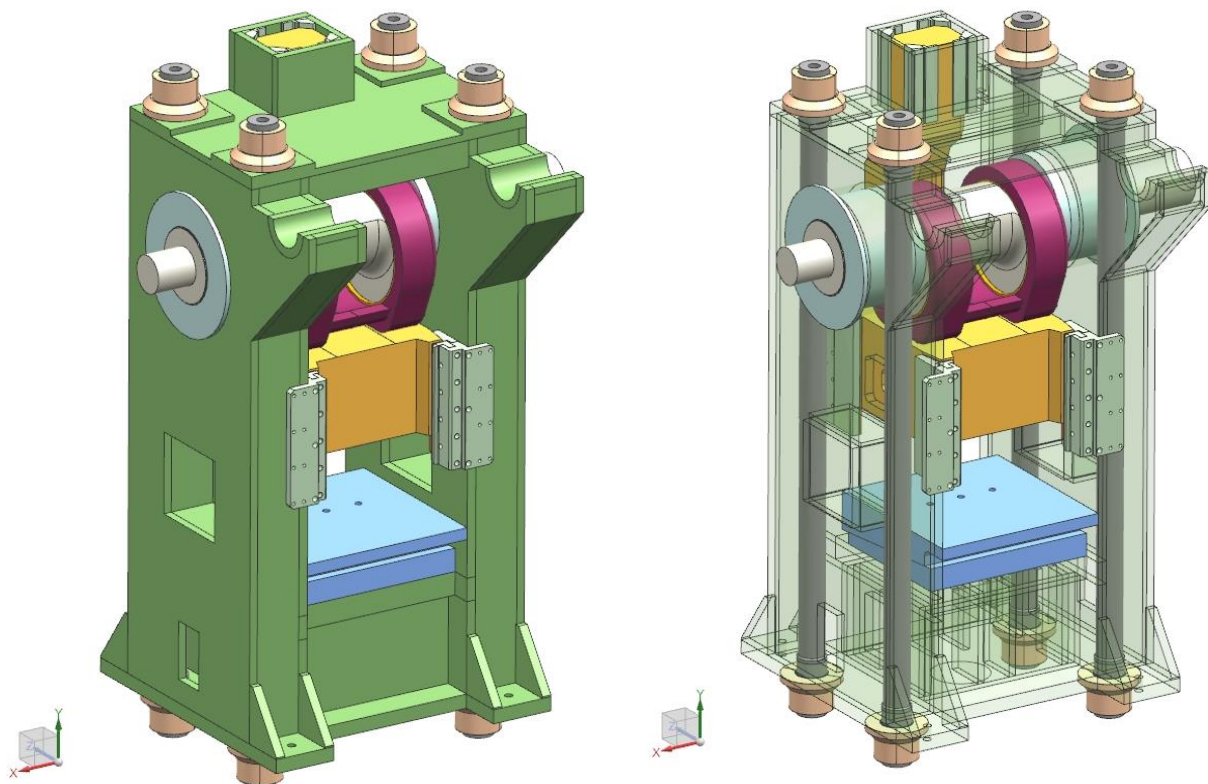
Společně se zadáním této diplomové práce byla dodána varianta nového konstrukčního řešení lisu LZK2500. Tato konstrukční varianta je od stávajícího lisu odlišná použitým stojanem. Je využitý svařovaný předepnutý stojan. Ve spodní části stojanu se nacházejí čtyři otvory průměru 70mm sloužící pro zachycení celého lisu k betonovému základu. Na výrobu stojanu jsou použity převážně plechy o tloušťkách 60 a 80 mm z oceli S355J2+N. Hmotnost takto navrženého stojanu je 40t. Předepnutí stojanu je realizováno čtyřmi kotvami společně s maticemi. Kotvy mají v celé své délce provrtán otvor o průměru 100mm. Otvor slouží pro vložení topných tyčí. Na obou koncích těchto kotev je vyroben nerovnoramenný lichoběžníkový závit s označením S250x16x45°. Každá kotva je zajištěna dvěma maticemi, které jsou dvoudílné. Umístění kotev je realizováno skrz stojiny. V modelu je také znázorněno částečné složení pohonu. Prvním dílem pohonu je řemenice, na kterou je přenesen pohyb z elektromotoru, který není součástí modelu. Tato řemenice je uložena na převislém konci předlohového hřídele. Uprostřed předlohového hřídele je umístěn setrvačnik a na druhém převislém konci se nachází pastorek. Pomocí pastorku je přenesen rotační pohyb na spojku. Jedná se o lamelovou spojku s elektronickým řízením. Spojka se nachází na převislém konci výstředníkového hřídele. Výstředníkový hřídel prochází skrz stojan a na jeho druhém převislém konci je umístěna brzda. V prostřední části mezi stojinami se nachází kulisa, ta je v kontaktu s beranem. Vedení beranu je složeno z opěrných a kluzných lišt. Opěrné lišty jsou vyrobeny z oceli. Pomocí těchto opěrných lišt jsou kluzné lišty přichyceny ke stojanu. Mezi kulisou a výstředníkovým hřídelem se nacházejí bronzová

pouzdra. Vedení výstředníkového hřídele ve stojanu je realizováno kluznými ložisky s bronzovými pouzdry. Ve spodní části pracovního prostoru se nachází stůl.



Obrázek 12 - Vedení beranu

Model pro FEM analýzy nebude obsahovat veškeré výše popsané součásti. Do výpočtového modelu nevstupují brzda, spojka, pastorek, výstředníkový hřídel, setrvačnick ani řemenice. Hmotnost výpočtového modelu je 100 815,5 kg.



Obrázek 13 – 3D model pro FEM analýzy

4.2. Velikost předepínací síly

Tato diplomová práce se zaměřuje na návrh kotvení stojanu. Nejprve stanovíme velikost předepínací síly. Při výpočtu vycházíme z maximálního dovoleného namáhání kotev. Materiál na výrobu kotev je ušlechtilá konstrukční ocel s označením 34CrNiMo6+QT. Mez kluzu tohoto materiálu je 650MPa, bezpečnost je $k = 3$. Hodnota dovoleného napětí pro jednu kotvu je:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{650}{3} = 216,7 \text{ MPa}$$

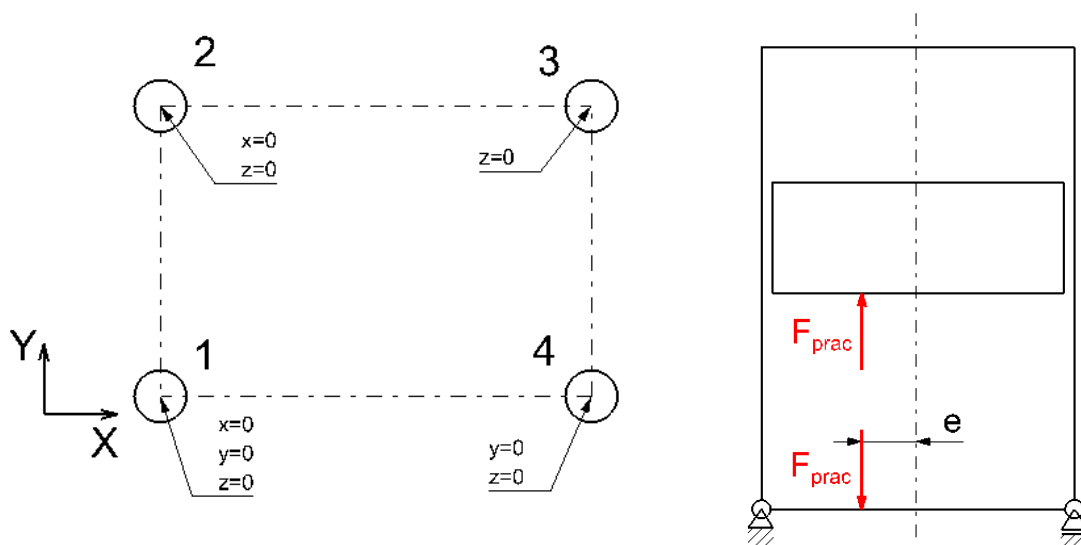
Z plochy průřezu kotvy A a z vypočteného dovoleného napětí σ_D získáme dovolenou provozní sílu pro jednu kotvu. Průřez kotvy odpovídá mezikruží s vnějším průměrem $\varnothing D = 225\text{mm}$ a otvorem o průměru $\varnothing d = 100\text{mm}$.

$$A = \frac{\pi \cdot (\varnothing D^2 - \varnothing d^2)}{4} = 31\,906,8 \text{ mm}^2$$

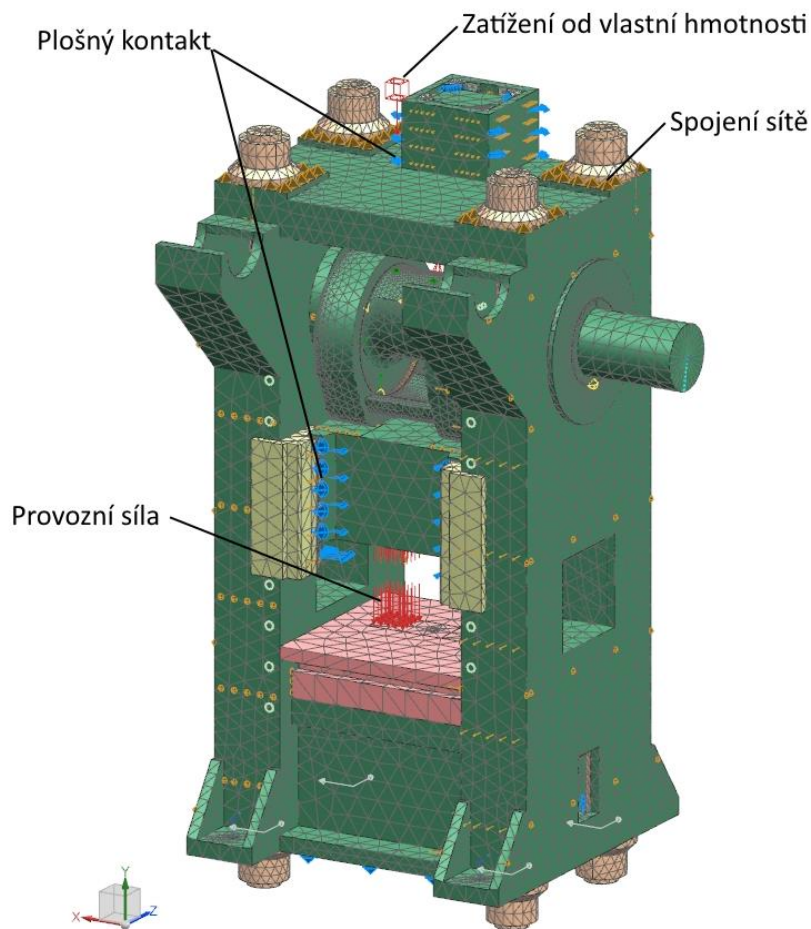
Z hlediska zjednodušení výpočtu dovolené provozní síly je během provozního zatížení kotvy uvažován čistý tah.

$$F_D = \sigma_D \cdot A = 6,914 \text{ MN}$$

K výpočtu přesné hodnoty předepínací síly byla využita FEM analýza. Jako okrajové podmínky vstupující do výpočtu byly definovány vnější zatížení jmenovitou pracovní silou $F_{prac} = 25\text{MN}$ společně s vlastní hmotností modelu a způsob ukotvení stojanu k betonovému podkladu. Je zapotřebí uvažovat, že v reálném provozu není nikdy docíleno toho, aby nositelka pracovní síly byla totožná s osou stojanu, proto byla stanovena excentricita $e = 300\text{mm}$. Ukotvení stojanu zajišťují již navržené otvory, ve kterých jsou zamezeny posuvy v určitých osách. Princip stanovení okrajových podmínek je na obrázku níže. Nula znázorňuje zamezení posuvu ve směru dané osy, tak aby byly odebrány veškeré stupně volnosti.

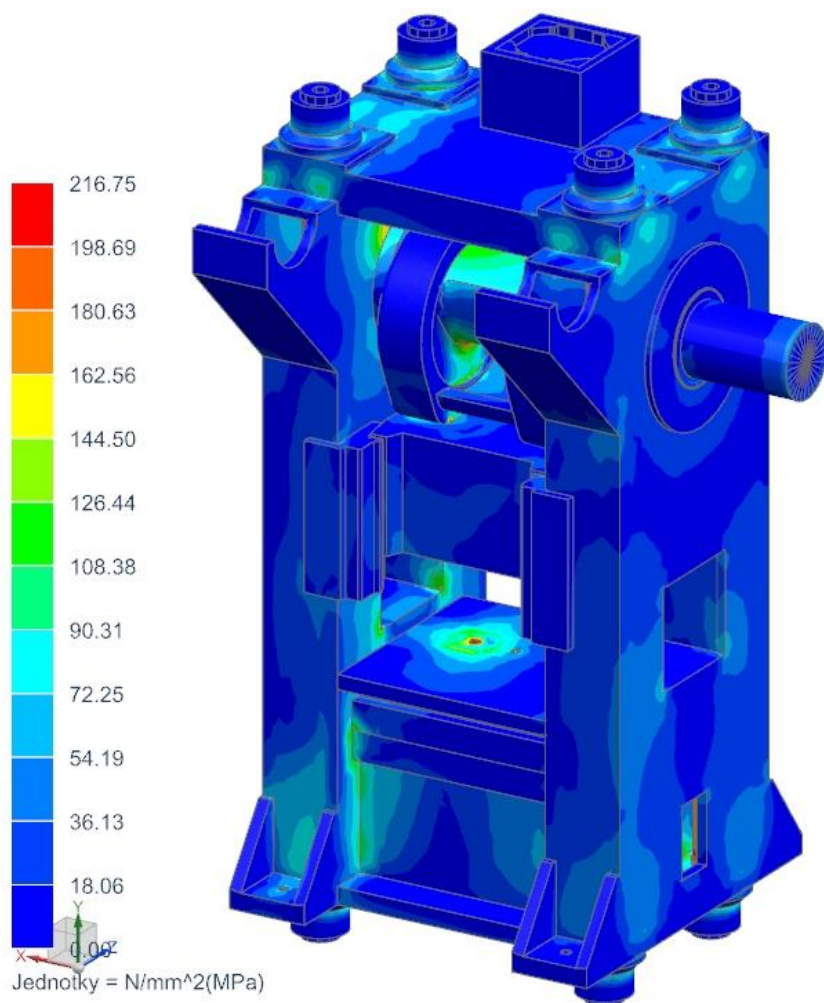


Obrázek 14 - Výpočet předepínací síly: Okrajové podmínky



Obrázek 15 - Výpočet předepínací síly, zasiťování modelu

Postupnou úpravou okrajových podmínek bylo dosaženo hodnoty dovolené provozní síly v kotvách. Tato hodnota byla zjištěna ve dvou kotvách, umístěných blíže k nositelce pracovní síly. Pro tento stav zatížení byla stanovena předepínací síla o velikosti $F_p = 5,37MN$. Na následujícím obrázku je znázorněno rozložení redukovaného napětí v celém výpočtovém modelu pro excentrické zatížení společně s působením vypočtenou předepínací silou. Z výsledků je patrné, že podél celé konstrukce stojanu se vyskytují místa, ve kterých dosahuje redukované napětí hodnot okolo 100MPa. Jelikož je rám tvarově složitý nebylo možné využít analytický výpočet tuhosti rámu. Proto bylo nutné použít FEM analýzu i pro zjištění potřebného prodloužení kotev odpovídající získané předepínací síle. Pro vytvoření požadovaného předpětí je nutné kotvy prodloužit o $\Delta l_p = 4,85mm$.



Obrázek 16 – Výpočtový model - rozložení redukovaného napětí Von Mises [MPa]

5. VARIANTY ŘEŠENÍ

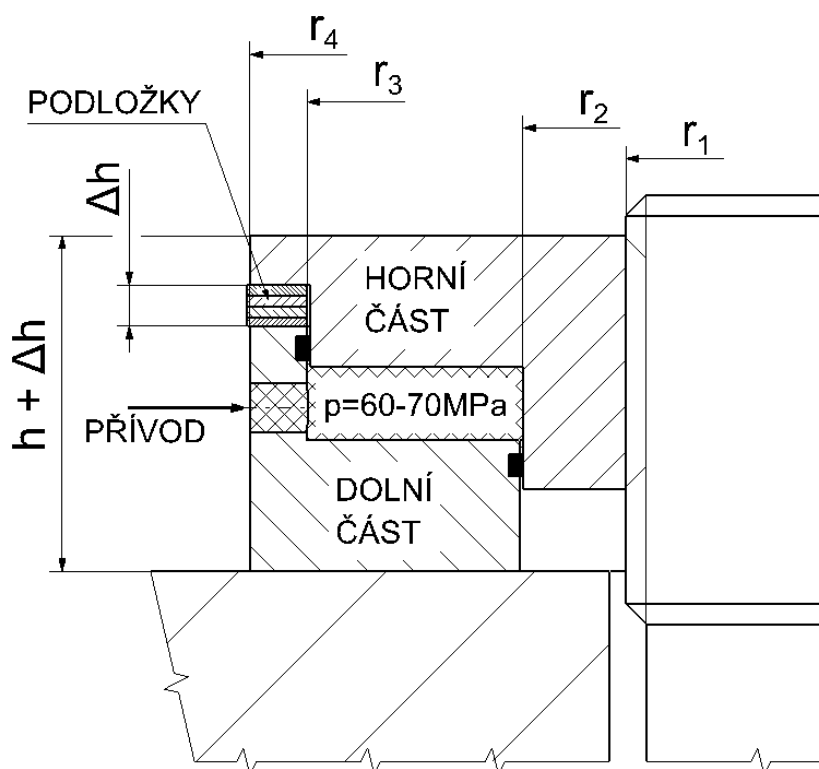
Mezi varianty vhodné pro vyvolání požadovaného předepnutí je možné zahrnout uvedené metody v Kapitole 3.1. Nejstarším způsobem je využití tepelné roztažnosti. Dalšími dvěma metodami jsou hydraulické matice a vícešroubové matice. V následujících kapitolách bude uveden hrubý návrh vícešroubové a hydraulické matice. Jako v každém jiném odvětví, tak i v konstrukci tvářecích strojů dochází postupem času k určitým inovacím. Jednou takovou inovací je snaha o navržení nového způsobu pro vytvoření předepídací síly u předepnutých stojanů. Společně s návrhy již používaných způsobu budou v dalších krocích uvedeny dvě nová konstrukční řešení. V prvním konstrukčním řešení dochází k utažení kotevní matice standardním způsobem, tj. postupným utahováním matice je docíleno požadovaného předepnutí. Tato varianta, s názvem Rohatka, byla pojmenována podle svého základního konstrukčního prvku. Druhá nově navržená varianta připomíná svým tvarem sluníčko, podle kterého také byla pojmenována. Tato varianta využívá k vytvoření předepnutí mechanického převodu, klínového mechanismu. V posledním kroku je provedeno zhodnocení jednotlivých variant, uvedení jejich výhod a nevýhod.

5.1. Návrh hydraulické matice

Návrh hydraulické matice vychází ze standardního konstrukčního řešení těchto matic. Je složena ze dvou částí, z horní a dolní části. Mezi těmito částmi je vytvořen prostor pro tlakové médium. Dolní část zastává funkci válce a horní část funkci pístnice a pístu. Při vytvoření požadovaného prodloužení kotvy jsou mezi dolní a horní část vloženy podložky. Podložky jsou vyrobeny na přesnou tloušťku. Použití těchto podložek má značnou výhodu v tom, že není nutná nepřetržitá dodávka hydraulického média. Přívod hydraulického média je na obrázku 17 umístěn do spodní části, ale to je pouze orientační a je možné ho libovolně změnit. Pracovní tlak je uvažován v rozmezí 600 ÷ 700 bar.

Před montáží hydraulické matice je provedena její kompletaci na pracovním stole. Obě poloviny jsou osazeny těsněními. Poté je zapotřebí kluzné plochy mazat vhodným mazivem. V dalším kroku je našroubován přívod hydraulického média a sestavení obou částí do sebe. Takto připravenou hydraulickou matici je možné našroubovat na požadovaný konec kotvy, která je již umístěna ve stojanu. Po přilehnutí matice k dosedací ploše na stojanu lisu se provede předepnutí kotvy. Při povolení kotvy je nutné opět připojit zdroj hydrauliky a matici trochu nadzvednout. Tím dojde k odlehčení podložek a je umožněno jejich vysunutí.

Na obrázku 17 je znázorněn koncepční návrh hydraulické matice v řezu. Jsou zde uvedeny základní parametry. Při návrhu je uvažován stávající závit kotvy s označením S250x16x45°, ze kterého je odvozen poloměr $r_1 = 125\text{mm}$. Na výrobu dolní a horní části matice je uvažována ocel C45, dřívějšímu označení dle ČSN odpovídá ocel 12 050.



Obrázek 17 - Hydraulická matice - základní rozměry

V tabulce níže je uvedena mez kluzu a mez pevnosti pro ocel 12 050 podle ČSN.

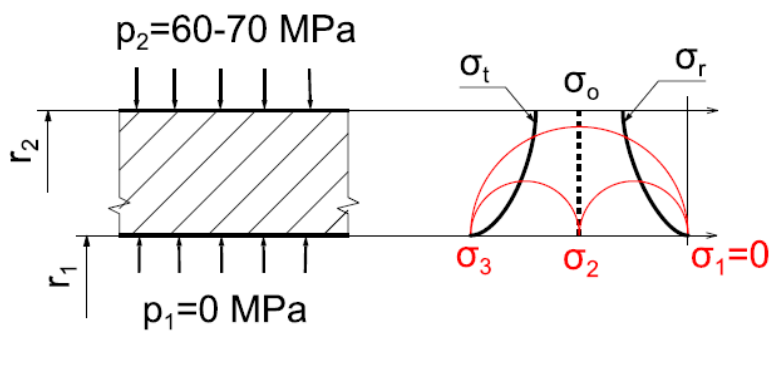
Tabulka 2 - Mechanické vlastnosti oceli 12050 [7]

Ocel 12050			
Mez kluzu	R_e	330	MPa
Mez pevnosti	R_m	Min. 550	MPa

Dovolené napětí pro zvolený materiál při uvažování bezpečnosti $k = 2$ je:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = 165 \text{ MPa}$$

Při návrhu je vycházeno z teorie silnostěnných nádob, obecné vztahy jsou uvedeny v kapitole 3.1.2. Nejprve je nutné získat velikost poloměru r_2 . Při jeho návrhu uvažujeme pracovní tlak hydraulického média $p_2 = 65 \text{ MPa}$. Obrázek 18 uvádí průběh napětí mezi poloměry r_1 a r_2 . Je patrné, že nejvíce namáhané místo je na menším poloměru (r_1), proto je nutné provést dimenzování na tomto poloměru.



Obrázek 18 - Průběh napětí mezi poloměry r_1 a r_2

Z Guestovy hypotézy pevnosti získáme redukované napětí dle následujícího vztahu. Za předpokladu, kdy $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$, je pro nás důležité pouze hodnota radiálního napětí $\sigma_{r(r_1)}$ a tečného napětí $\sigma_{t(r_1)}$.

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2 \cdot \tau_{max}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D$$

Po dosazení těchto rovnic do vztahů pro silnostěnné nádoby a následné úpravě dostaneme vztah pro výpočet poloměru r_2 .

$$r_2 \geq r_1 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_D}{\sigma_D - 2 \cdot p_2}} = 271,405 \text{ mm}$$

S přihlédnutím na velikosti standardně dodávaných těsnění je zvoleno:

$$r_2 = 280 \text{ mm} \Rightarrow \phi d_2 = 560 \text{ mm}$$

Velikost poloměru r_3 získáme ze vztahu, kde tlak je roven poměru síly a plochy, na kterou tato síla působí. Velikost této působící síly je v našem případě rovna požadované předepínací síle tj. $F = F_p = 5,37 \text{ MN}$. Po upravení získáme vztah:

$$r_3 \geq \sqrt{\frac{F_p}{p_2 \cdot \pi}} + r_2^2 = 323,57 \text{ mm}$$

Opět je nutné přihlédnout na rozměry standardně vyráběných těsnění. Na základě toho bylo zvoleno:

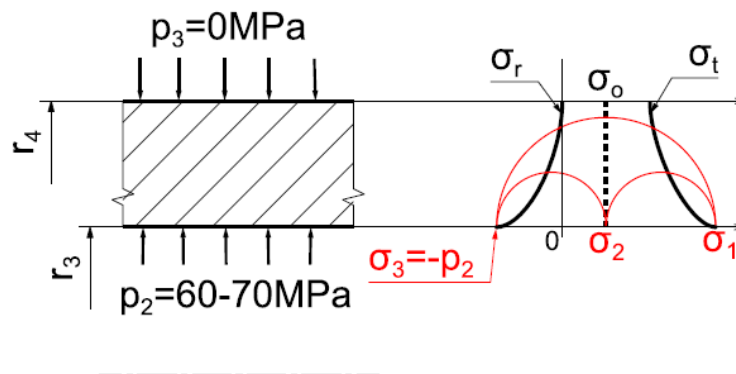
$$r_3 = 330 \text{ mm} \Rightarrow \phi d_3 = 660 \text{ mm}$$

V posledním kroku navrhne velikost poloměru r_4 . Při tomto návrhu je postupováno obdobně jako při návrhu poloměru r_2 . Jediný rozdíl je v okrajových podmínkách, protože tlak od pracovní kapaliny působí na vnitřním poloměru. Pro představu je na obrázku 19 uveden průběh napětí mezi poloměry r_3 a r_4 .

$$r_4 \geq r_3 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_D + 2 \cdot p_2}{\sigma_D}} = 441,248mm$$

Zvoleno:

$$r_4 = 450mm \Rightarrow \varnothing d_4 = 900mm$$



Obrázek 19 -Průběh napětí mezi poloměry r_3 a r_4

Výška hydraulické matice h je stanovena na 1,2 násobek nominálního průměru šroubu, tedy $h = 300mm$.

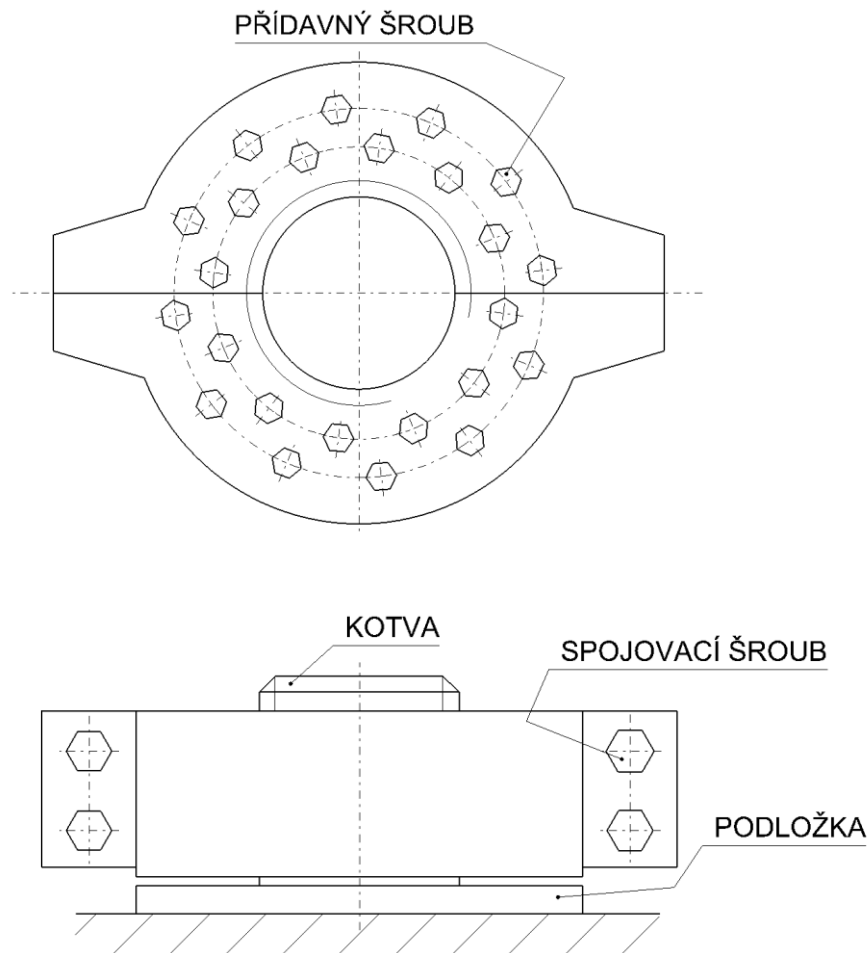
5.1.1. Výhody, nevýhody hydraulické matice:

- ⊕ Předpětím je v kotvě vyvoláno jen tahové zatížení.
- ⊕ Díky využití hydrauliky jsou zkráceny servisní i montážní časy.
- ⊕ Jednoduchá konstrukce.
- ⊖ Vzhledem k vysokým pracovním tlakům jsou vysoké pořizovací náklady na těsnící prvky.
- ⊖ Zvýšení nákladů na výrobu, z hlediska obrábění funkčních ploch.
- ⊖ Společně s vysokými pracovními tlaky hydraulického média vznikají náklady na generátor hydraulického tlaku.
- ⊖ Požadavek na větší zástavbový prostor (navržená matice požaduje zástavbový prostor o průměru 900 mm do výšky 300 mm).
- ⊖ Jelikož je matice jednodílná, je její montáž složitá, tj. během montáže matice na závit kotvy, je nutné zajistit souosost závitu matice se závitem kotvy.
- ⊖ Není zajištěna automatizace, protože je nutné po předepnutí vložit distanční podložky mezi horní a dolní část matice.

5.2. Návrh vícešroubové matice

Koncepce vícešroubové matice je tvořena jako dvoudílná matice. Obě části této matice jsou zcela totožné. Jejich spojení je realizováno čtyřmi spojovacími šrouby. Pro docílení tvarového spojení obou polovin, je nutné použít lícované šrouby. V každé části matice se nachází přídavné šrouby. Rozmístění těchto šroubů je navrženo do dvou soustředných kružnic. Mezi maticí a dosedací plochou na stojanu lisu je vložena podložka, zlepšující přenos napětí mezi maticí a stojanem.

Během montáže je nutné umístit podložku na požadované místo na stojanu. Následně se skrz tuto podložku a otvor vytvořený ve stojanu prostrčí kotva. Poté jsou obě poloviny matice umístěny okolo kotvy a spojeny lícovanými šrouby. Po umístění matice na volný konec kotvy je možné začít s postupným utahováním přídavných šroubů. Utažením všech přídavných šroubů je docíleno prodloužení kotvy. Toto prodloužení odpovídající deformaci od požadované předepínací síly. Během utahování je docíleno čistého tahového namáhání kotvy.



Obrázek 20 - Návrh vícešroubové matice

V následující tabulce jsou uvedeny vstupní parametry potřebné pro návrh vícešroubové matice.

Tabulka 3 - Předpoklady vícešroubové matice

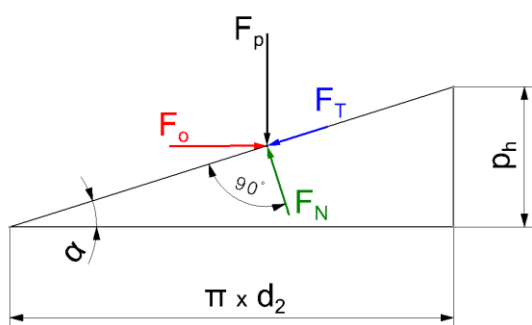
Předepínací síla	$F_p = 5,37 \text{ MN}$
Závit kotvy	S250 x 16 x 45°
Velikost přídavných šroubů	M20
Počet přídavných šroubů	$n = 36$
Uvažovaná pevností třída přídavných šroubů	8.8

Varianta využívá rozložení celkové předepínací síly na větší počet menších přídavných šroubů, to ovlivňuje vznik pasivních odporů. Při utahování standardního šroubu vznikají pasivní odpory v závitě a na dosedací ploše. Přídavné šrouby u vícešroubové matice mají specifické zakončení dřívku. Toto zakončení dřívku způsobí, že pasivní odpor od tření mezi dřívkem a podložkou nabývá nulových hodnot.

Před výpočtem utahovacího momentu každého přídavného šroubu je nutné stanovit úhel sklonu jeho šroubovice α .

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p_h}{\pi \cdot d_2} = 0,043 \Rightarrow \alpha = 2,462^\circ$$

Obvodová síla pro jeden přídavný šroub $F_{o\dot{s}}$ vzniklá od předepínací síly působí na roztečném průměru. Velikost této síly je možné zjistit pomocí následujícího vztahu. Obrázek 21 znázorňuje silový rozklad v závitě.



$$F_{o\dot{s}} = \frac{F_p}{n} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = f = 0,14$$

Obrázek 21 - Silový rozklad v závitě

$$F_{o\dot{s}} = 27\,298 \text{ N}$$

Jak už bylo řečeno, tato obvodová síla působí na roztečném průměru. Utahovací moment potřebný pro utažení přídavných šroubů je rovný momentu, který vytváří obvodová síla k ose šroubu.

$$M_{u\dot{s}} = \frac{F_{o\dot{s}} \cdot d_2}{2} = 250,81 \text{ Nm}$$

Nařízení vlády č.361/2007, §29 uvádí maximální dovolené hodnoty tažné síly pro muže i ženu. Předpokládejme, že osoba vykonávající servis lisu bude mužského pohlaví, pak je maximální tažná síla rovna 280N. Z výpočtu utahovacího momentu je patrné, že při použití momentového klíče s délkou jednoho metru bude utahovací síla rovna přibližně 251 N. Tato hodnota utahovací síly je v souladu s BOZP.

V dalším kroku návrhu je vypočtena minimální délka závitu v matici pro přídavné šrouby. Tento výpočet vychází z dovoleného tlaku v závitech. Pro ocelové matice a šrouby pevnostní třídy 8.8 uvádí norma ČSN EN ISO 898-1 hodnotu dovoleného tlaku $p_D = 150MPa$. Počet nosných závitů n_z se vypočítá dle vztahu:

$$n_z \geq \frac{F_p}{n \cdot p_D \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \left(\frac{D - d_1}{2}\right)} = 10,3 \text{ závitu}$$

Minimální délka závitu L_z pro přídavné šrouby musí být:

$$L_z \geq n_z \cdot p_h = 26 \text{ mm}$$

Délka závitu pro přídavné šrouby nesmí být menší než 26 mm.

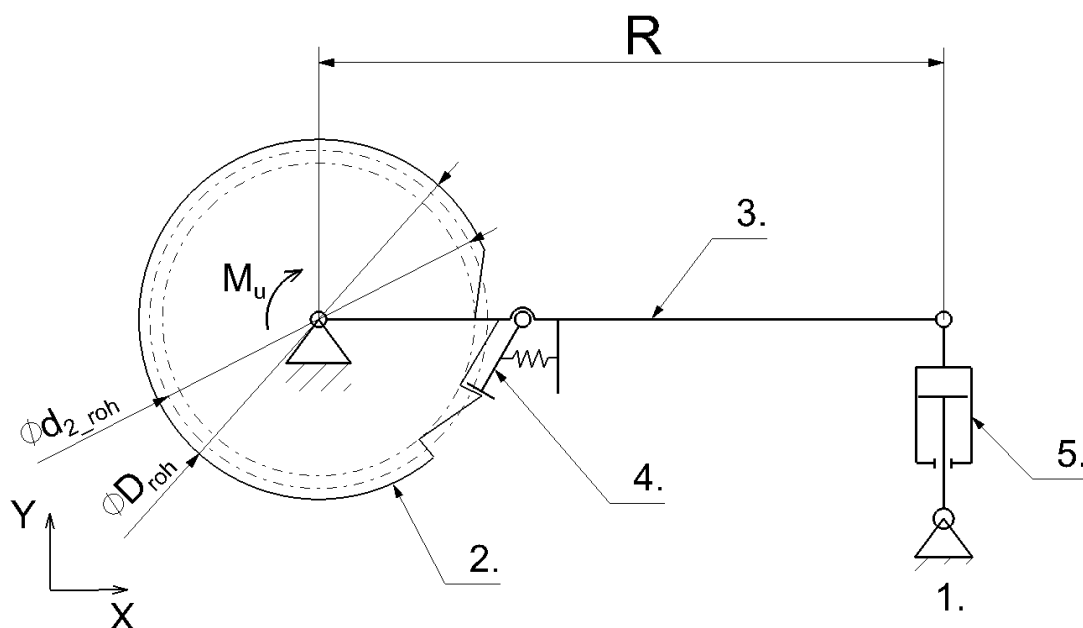
Pro spojení obou částí matice k sobě jsou navrženy čtyři lícované šrouby o velikosti M20x110-8.8 dle normy DIN 609. Na kotvě je vytvořen nerovnoramenný lichoběžníkový závit, který je samosvorný, tudíž není nutné navrhovat předepínací sílu pro tyto spojovací šrouby.

5.2.1. Výhody, nevýhody vícešroubové matice:

- ⊕ Z návrhu je patrné, že takto navržená konstrukce vícešroubové matice je značně jednoduchá.
- ⊕ Stejně jako u hydraulické matice je při předpětí kotva namáhána pouze tahovým zatížením.
- ⊕ Nízké náklady (odstranění pořizovacích nákladů na těsnící prvky a hydraulický generátor).
- ⊕ Zjednodušení montáže, protože matice je navržena jako dvoudílná.
- ⊕ Malý zástavbový prostor
- ⊖ Vzhledem k způsobu namáhání jsou potřeba kvalitnější materiály
- ⊖ Pro vyvolání předepínací síly je zapotřebí vynaložit určité množství manuální práce. Samozřejmě, čím delší bude momentový klíč, tím menší budou nároky na vykonanou práci.

5.3. Varianta 1 - „ROHATKA“

S přihlédnutím na klasický způsob utahování šroubů postupným otáčením matice byla navržena varianta s názvem „ROHATKA“. Jak je patrné z názvu, tak v tomto konstrukčním řešení je využíváno rohatky se západkou. Rohatka je navlečena na šestihrannou matici kotvy a postupným otáčením této rohatky je dosaženo potřebného předeprnutí. Jako pohon je zvolen dvoučinný hydraulický válec, který je uchycen na jenom konci páky. V druhém konci páky je uchycena rohatka. Pro přenos momentu z páky na rohatku slouží západka. V záběru je západka zajištěna pružinou. Při vratném pohybu páky je pružina západky stlačena a tím je docíleno deaktivování západky.



Obrázek 22 - Varianta 1: Kinematické schéma

1 – skříň (rám), 2 – rohatka, 3 – páka, 4 – západka s pružinou, 5 – hydraulický válec

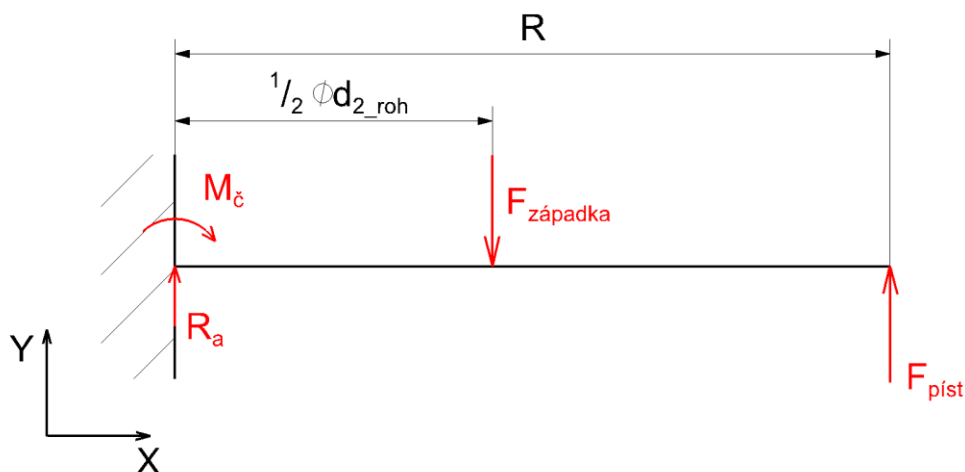
Tabulka 4 - Varianta 1: Vstupní parametry

Roztečný průměr rohatky	$\Phi d_{2,roh}$	470 mm
Vnější průměr matice	ΦD_{matice}	375 mm
Střední průměr dosedací plochy matice	Φd_s	317,5 mm
Délka páky	R	500 mm
Poloměr čepového tření	$r_{\check{c}}$	210 mm
Součinitel tření (ocel-ocel)	f	0,15
Šířka zubu rohatky	b_{roh}	130 mm

Typ závitů na kotvě je ponechán, jedná se o nerovnoramenný lichoběžníkový závit s označením S250x16x45°. Jako první stanovíme potřebný utahovací moment kotevní matice M_u . Utahovací moment je složen z třecího momentu v závitě M_z a třecího momentu

na dosedací ploše matice M_H . Vnější průměr dosedací plochy matice je roven 1,5 násobku jmenovitého průměru závitu na kotvě tj. $\Phi D_{matice} = 375\text{mm}$. Úhel stoupání šroubovice α pro zvolený závit kotvy je $1,243^\circ$.

$$M_u = M_z + M_H = F_p \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) \cdot \frac{\Phi d_2}{2} + F_p \cdot f \cdot \frac{\Phi d_s}{2} = 846,1 \text{ kNm}$$



Obrázek 23 - Varianta 1: Výpočtový nosník

V dalším kroku navrhne rozměry hydraulického válce. Pro tento návrh si páku zjednodušíme a budeme ji počítat jako jednostranně vetknutý nosník. Na obrázku 23 je znázorněn výpočtový nosník společně se zatěžujícími silami. V místě uchycení nosníku působí reakce R_a a moment čepového tření M_ζ , který vzniká při otáčení rohatkou a směřuje proti směru otáčení. Ve stejném směru otáčení jako moment čepového tření je síla $F_{západka}$. Tato síla vzniká jako reakce kontaktu mezi rohatkou a západkou. Nositelka této síly je tečná k roztečnému průměru rohatky. Její velikost je rovna:

$$F_{západka} = \frac{2 \cdot M_u}{\Phi d_{2_roh}} = 3,6 \text{ MN}$$

Na volném konci nosníku působí síla $F_{píst}$, kterou je vyvolává hydraulický válec. Tuto sílu je potřeba navrhnout, aby bylo možné pokračovat v dalších výpočtech návrhu. Pro získání velikosti této síly budeme vycházet z podmínky rovnováhy ve směru osy Y a z momentové podmínky rovnováhy.

$$\sum F_{iy} = 0; R_a + F_{píst} - F_{západka} = 0$$

$$\sum M_i = 0; M_\zeta + F_{západka} \cdot \frac{\Phi d_{2_roh}}{2} - F_{píst} \cdot R = 0$$

Dále víme, že moment čepového tření je roven:

$$M_\zeta = R_a \cdot f_\zeta \cdot r_\zeta$$

Součinitel čepového tření f_ζ volíme pro nezaběhaný čep, tudíž:

$$f_\zeta = 1,5 \cdot f$$

Po upravení rovnic z podmínek rovnováhy a rovnice pro čepové tření, získáme následující vztah pro sílu $F_{píst}$:

$$F_{píst} = \frac{F_{západka}}{R + f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}} \cdot \left(f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}} + \frac{\Phi d_{2_roh}}{2} \right) = 1,86 \text{ MN}$$

Při návrhu hydraulického válce budeme uvažovat pracovní tlak $p_{prac} = 60 - 70 \text{ MPa}$. Minimální průměr pístu hydraulického válce, tj. vrtání válce $\Phi d_{válec}$ získáme ze vztahu:

$$\Phi d_{válec} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{píst}}{\pi \cdot p_{prac}}} = 190,88 \text{ mm}$$

zvoleno

$$\Phi d_{válec} = 195 \text{ mm}$$

Minimální vnější průměr hydraulického válce opět vypočteme dle teorie silnostěnných nádob.

$$\Phi D_{válec} \geq \Phi d_{válec} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_D + 2 \cdot p_{prac}}{\sigma_D}} = 195 \cdot \sqrt{\frac{100 + 2 \cdot 65}{100}} = 295,7 \text{ mm}$$

Thloušťka stěny válce nesmí klesnout pod hodnotu **50,35 mm**.

Nyní budou navrženy rozměry zubů rohatky. Jako dovolený tlak při otlacení budeme uvažovat $p_{dov} = 80 \text{ MPa}$ a dovolenou hodnotu smykového napětí pro stříh zubu $\tau_{dov} = 100 \text{ MPa}$. Počet spoluzabírajících zubů je $n = 6$. Minimální výška zubu h_{zub} a minimální tloušťka zubu na roztečné kružnici S_{t_zub} jsou rovny:

$$h_{zub} \geq \frac{F_{západka}}{n \cdot p_{dov} \cdot b_{roh}} = 57,7 \text{ mm}$$

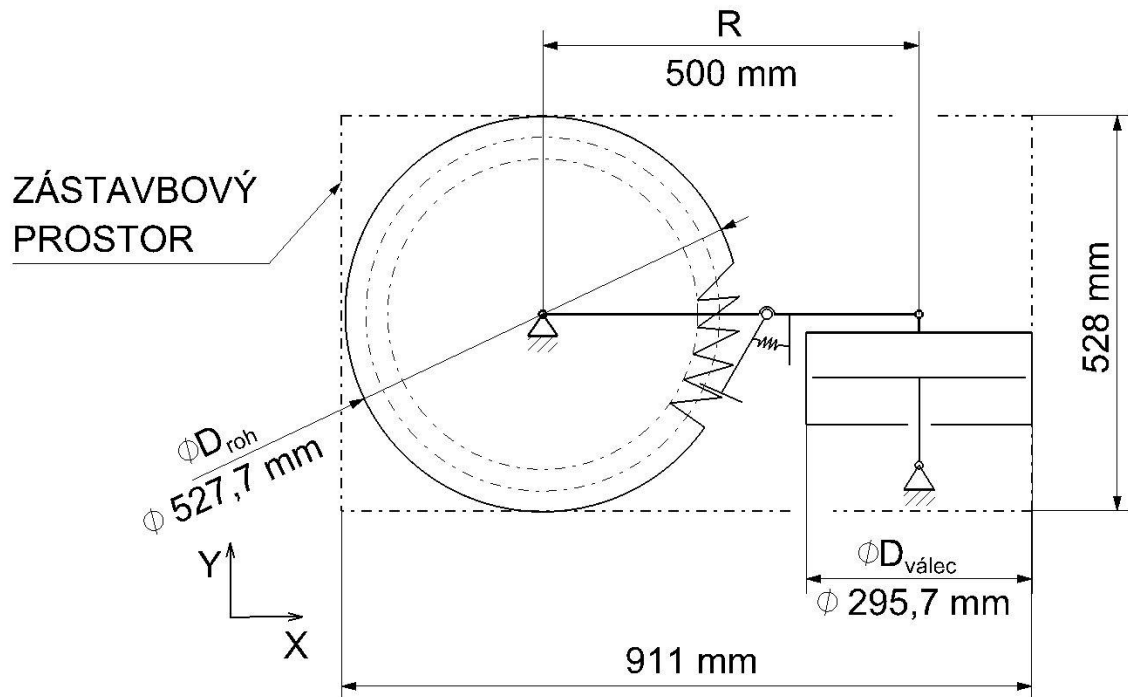
$$S_{t_zub} \geq \frac{F_{západka}}{n \cdot \tau_{dov} \cdot b_{roh}} = 46,2 \text{ mm}$$

Hlavový průměr rohatky ΦD_{roh} a patní průměr rohatky Φd_{p_roh} jsou rovny:

$$\Phi D_{roh} = \Phi d_{2_roh} + h_{zub} = 527,7 \text{ mm}$$

$$\Phi d_{p_roh} = \Phi d_{2_roh} - h_{zub} = 412,3 \text{ mm}$$

Jak je již patrné z vypočtených základních rozměrů, toto konstrukční řešení bude mít značně veliký zástavbový prostor. S rostoucími rozměry dochází ke značným problémům s manipulací se zařízením. Protože v této variantě dochází k otáčení rohatky pouze v jednom směru, je nutné před povolením kotevní matice celé zařízení převrátit. S přihlédnutím na celkovou výšku lisu, je nadbytečná aktivita dělníků nepřijatelná z hlediska bezpečnosti. Tímto již můžeme říci, že takto navržené konstrukční řešení nevyhovuje.



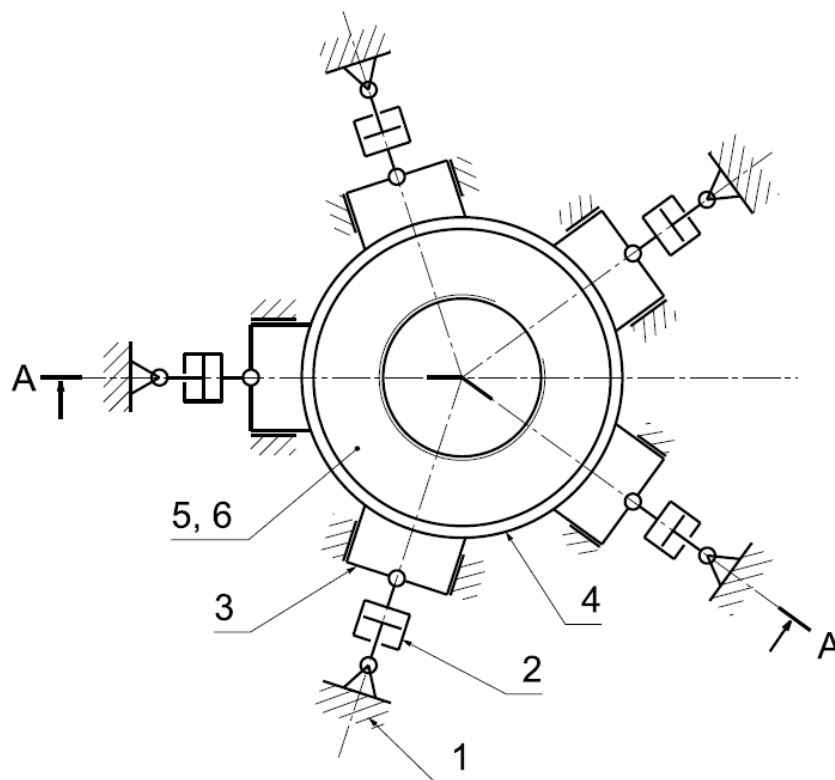
Obrázek 24 - Varianta 1: Minimální zástavbový prostor

5.3.1. Výhody, nevýhody varianty 1:

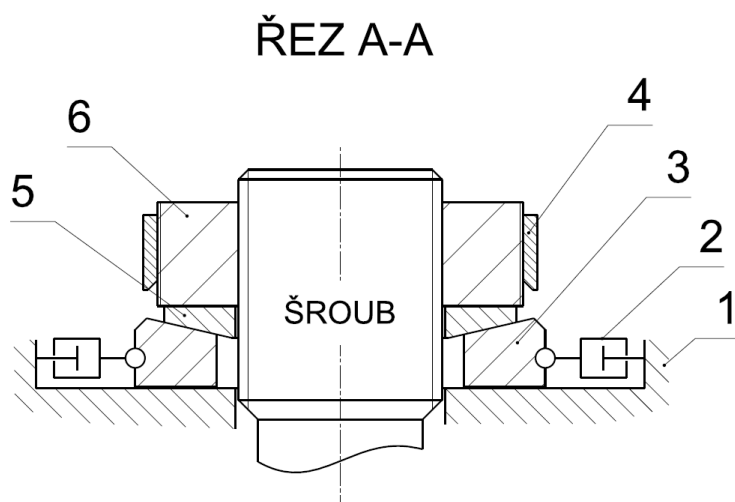
- ⊕ Možnost oddělit tuto variantu od matice umožňuje předepínat větší množství kotev jedním zařízením.
- ⊕ Umožněna úplná automatizace předepínání kotev (netřeba lidského zásahu).
- ⊖ Kotva je namáhána kombinací tahu a krutu. Krut vzniká od otáčení matice resp. rohatky.
- ⊖ Vzhledem k značnému vzniku pasivních odporů je potřeba hydraulický válec velkých rozměrů, s tím rostou náklady na pořízení těsnících prvků a hydraulického generátoru.
- ⊖ Oproti dříve uvedeným způsobům se jedná o složité konstrukční řešení.
- ⊖ Velké nároky na zástavbový prostor.

5.4. Varianta 2 – „SLUNÍČKO“

Následující varianta využívá princip klínového mechanismus. Popis kinematického schématu (Obrázek 26) je následující. Jak už bylo uvedeno, tak tento přípravek využívá ke své činnosti klínový mechanismus. Požadovaná předepínací síla je značně veliká, proto bylo navrženo celkem pět klínů. Jednotlivé klíny jsou umístěny okolo předepínaného šroubu je směřují do jeho středu. Posunem všech klínů směrem do středu je dosíleno elastické deformace přepínaného šroubu. Velikost deformace šroubu je totožná s natažením šroubu od předepínací síly. Každý klín disponuje vlastním hydraulickým válcem. Pro zajištění přímočarého vratného pohybu klínů je nutné, aby hydraulické válce byly dvoučinnné. Druhá strana hydraulických válců je přichycena k rámu přípravku. Funkcí rámu není jen uchycení válců, ale také zajistit vedení každého klínu. Na předepínaném šroubu je našroubována matice zajišťující přenos zatížení do šroubu. Mezi klíny a maticí je umístěna podložka, která má zajistit ochranu dosedací plochy matice a zároveň kopíruje horní kluzné plochy jednotlivých klínů. Z důvodu odstranění požadavku na permanentní udržování požadovaného tlaku v hydraulickém mediu je na matici umístěna tzv. převlečná matice. Při dosažení požadované polohy klínů je tato převlečná matice postupně dotahována do té doby, než dosedne na vytvořená sedla na klínech. Při takto zajištěných klínech není nutné trvale udržovat tlak v hydraulickém obvodu. Před povolením předepínaného šroubu jsou klíny na krátký okamžik zatlačeny. Tímto zatlačením klínů dojde mezi nimi a převlečnou maticí k odlehnutí, což umožní její následné povolené. Schéma této varianty je uvedeno na obrázcích 25 a 26.



Obrázek 25 - Varianta 2: Kinematické schéma, půdorys



Obrázek 26 - Varianta 2: Kinematické schéma, řez A-A

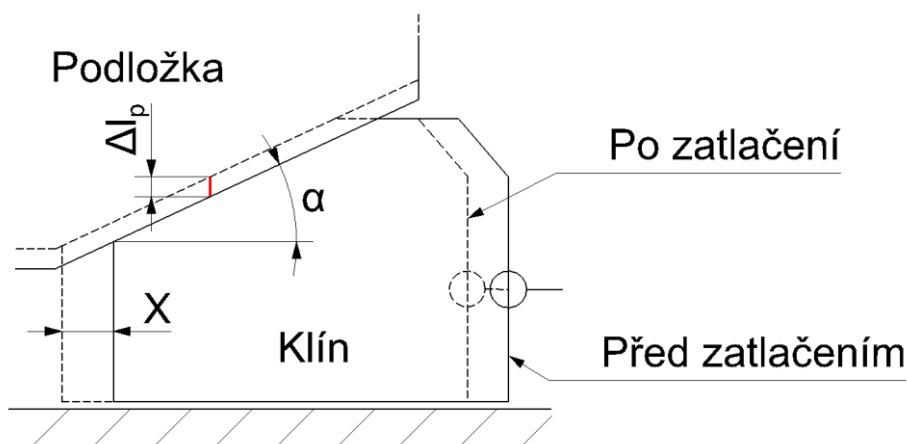
1 – rám, 2 – hydraulický válec, 3 – klín, 4 – převlečná matice, 5 – podložka, 6 – matice

Jak už bylo uvedeno, tato varianta disponuje klínovým mechanismem. Silový rozklad na jednom klínu je totožný se silovým rozkladem v závitě, ten byl již uveden při návrhu základních rozměrů vícešroubové matice. Pro výpočet síly potřebné pro zatlačení klínu je nutné znát jeho sklon α . Hodnota sklonu je navržena na $\alpha = 17^\circ$. Poté velikost tlačné síly jednoho klínu $F_{tlač}$ je:

$$F_{tlač} = \frac{F_p}{n} \cdot [tg(\varphi + \alpha) + f] = 621\,789\,N$$

Při výpočtu je uvažován statický součinitel tření f na rozhraní ocel – ocel:

$$tg \varphi = f = 0,15$$



Obrázek 27 - Varianta 2: Posunutí klínu

Klín posuneme o vzdálenost X , aby bylo dosaženo požadovaného předepnutí. Tuto hodnotu zjistíme pomocí goniometrické funkce:

$$X = \frac{\Delta l_p}{tg \alpha} = \frac{4,85}{tg 17^\circ} = 15,86\,mm$$

V dalších krocích navrhne minimální rozměry hydraulického válce. V hydraulickém médiu uvažujeme stejný pracovní tlak jako u hydraulických matic, $p_{prac} = 60 - 70 MPa$. Velikost vrtání hydraulického válce $\phi d_{válec}$ zjistíme ze vztahu:

$$\phi d_{válec} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{tlač}}{\pi \cdot p_{prac}}} = 110,36 \text{ mm}$$

Z ekonomického hlediska je průměr vrtání válce zvolen na celočíselnou hodnotu.

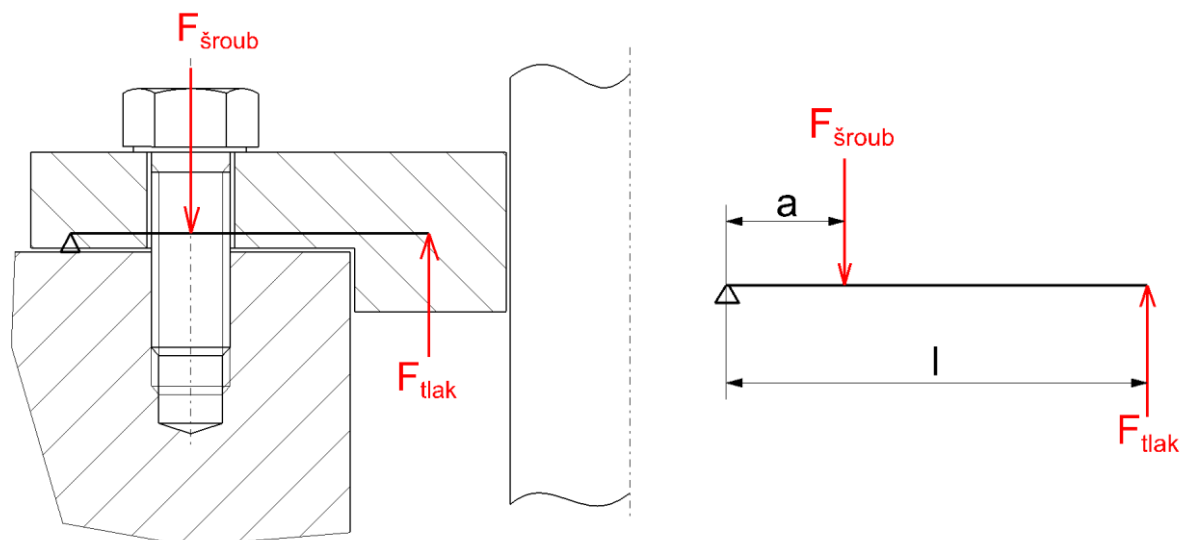
$$\phi d_{válec} = 115 \text{ mm}$$

Jako každá tlaková nádoba je i hydraulický válec vystaven značnému namáhání od působení pracovního tlaku. Proto je důležité stanovit minimální vnější průměr válce $\phi D_{válec}$, tak aby nedošlo k jeho deformaci. Při návrhu vnějšího průměru vycházíme z teorie silnostěnných nádob. Dovolené napětí ve válci je stanoveno na $\sigma_D = 100 MPa$. Během výpočtu využijeme Guestovu hypotézu pevnosti.

$$\phi D_{válec} \geq \phi d_{válec} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_D + 2 \cdot p_{prac}}{\sigma_D}} = 100 \cdot \sqrt{\frac{100 + 2 \cdot 65}{100}} = 174,4 \text{ mm}$$

Z uvedeného vztahu vyplývá, že tloušťka stěny válce nesmí být menší než **29,7 mm**.

V přední části každého hydraulického válce se nachází víko, které jej uzavírá. Uchycení víka je realizováno šrouby se závitem M24. Podle navržených rozměrů je možné umístit do víka 16 šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem dle normy ISO 4762. Během návrhu jsou používány vztahy pro vetknutý nosník. Síla působící na přírubu vzniklá od tlaku kapaliny je převedena na bodovou sílu zatěžující volný konec nosníku. Velikost této síly je přímo úměrná počtu šroubů obsažených v přírubě.



Obrázek 28 - Varianta 2: Výpočet šroubů příruby hydraulického válce

Síla působící na jeden šroub:

$$F_{\text{šroub}} = \frac{F_{\text{tlak}} \cdot l}{16 \cdot a} = \frac{675\,147,9 \cdot 88,75}{16 \cdot 30} = 124\,832\,N$$

Předepínací síla šroubů příruby $F_{p_šroub}$ je zvolena o 30% větší z hlediska bezpečnosti proti odlehnutí.

$$F_{p_šroub} = 1,3 \cdot F_{\text{šroub}} = 162\,281,6\,N$$

Tuhost šroubu $k_{\text{šroub}}$ a tuhost příruby $k_{\text{příruba}}$ jsou pak:

$$k_{\text{šroub}} = \frac{E \cdot \pi \cdot \Phi d_3^2}{h_{\text{příruba}} \cdot 4} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 20,319^2}{15 \cdot 4} = 4,54 \cdot 10^6\,N \cdot mm^{-1}$$

$$k_{\text{příruba}} = \frac{E \cdot S_{\text{příruba}}}{h_{\text{příruba}}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 527}{15} = 7,38 \cdot 10^6\,N \cdot mm^{-1}$$

Maximální síla působící ve šroubu $F_{\text{šroub_MAX}}$:

$$F_{\text{šroub_MAX}} = F_{p_šroub} + F_{\text{šroub}} \cdot \frac{k_{\text{šroub}}}{k_{\text{šroub}} + k_{\text{příruba}}} = 209\,826,7\,N$$

Při namáhání šroubů příruby budeme uvažovat pouze čistý tah.

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_{\text{šroub_MAX}}}{\pi \cdot \Phi d_3^2} = 647,1\,MPa$$

Šrouby do příruby jsou zvoleny z třídy pevnosti 12.9, tzn., že jejich jmenovitá smluvní mez kluzu je $R_{p\,0,2} = 1080\,MPa$. Bezpečnost ve šroubovém spoji $S_{K_šroub}$ je:

$$S_{K_šroub} = \frac{R_{p\,0,2}}{\sigma_t} = \frac{1080}{647,1} = 1,67$$

Utahovací moment $M_{u_šroub}$ potřebný pro docílení předepínací síly šroubu:

$$M_{u_šroub} = F_{p_šroub} \cdot tg(\varphi + \alpha) \cdot \frac{\Phi d_2}{2} + F_{p_šroub} \cdot \frac{\Phi d_s}{2} \cdot f = 572,3\,Nm$$

5.4.1. Výhody, nevýhody varianty 2:

- ⊕ Kotva je namáhána pouze tahovým zatížením.
- ⊕ Oproti variantě 1 se jedná o jednodušší konstrukční řešení.
- ⊖ Vysoké pořizovací náklady na těsnící prvky.
- ⊖ Vysoké požadavky na zástavbový prostor.
- ⊖ Není zajištěna automatizace, je potřeba lidské práce pro utažení převlečné matice.

6. ZHODNOCENÍ VARIANT

V předešlé kapitole byly uvedeny čtyři návrhy variant řešení, které umožňují vyvolat požadovanou předepínací sílu. První dvě varianty vycházejí z již používaných řešení, jedná se o hydraulickou matici a o vícešroubovou matici. V dalších dvou variantách, rohatka a sluníčko, byla snaha o navržení zcela nového konstrukčního řešení. U všech variant byly uvedeny jejich výhody a nevýhody.

Z návrhových výpočtů pro varianty rohatka a sluníčko je patrné, že velký vliv na konstrukci mají pasivní účinky. Tento vliv pasivních účinků je ve značné míře promítnutý do požadovaného zástavbového prostoru, a proto je tento prostor uveden jako jedno z hodnotících kritérií. Mezi další hodnotící kritéria lze uvažovat montáž zařízení, náklady a způsob zatěžování kotev. Kotvy je možné zatěžovat čistým tahem, nebo kombinací tah-krut. Zatížení od krutu vzniká utahováním matice standardním způsobem. Samozřejmě je nejvhodnější kotvy zatěžovat pouze tahově.

Hodnocení variant bylo provedeno dle následující tabulky. V tabulce je uveden způsob jak určit počet bodů pro jednotlivá hodnotící kritéria.

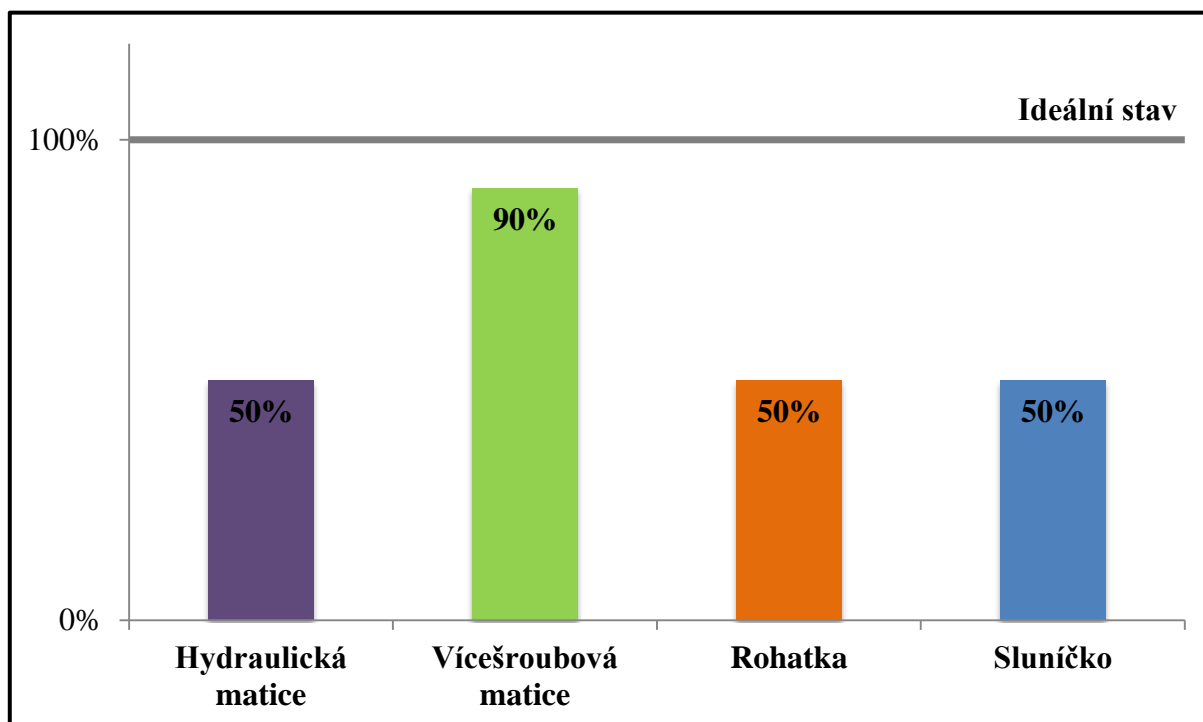
Tabulka 5 - Hodnotící tabulka

Hod. kritérium	Bodové rozpětí	Popis
Montáž, servis	1÷3	1...bez automatizace, nedělená matice 2...bez automatizace, dělená matice 3...s úplnou automatizací (pro povolení i utahování)
Náklady	1÷2	1...vysoké nákl. (nákup těsnících prvků) 2...nízké nákl. (bez nákupu těsnících prvků)
Zástavbový prostor	1÷3	1...velký (alespoň jeden rozměr nad 801 mm) 2...střední (rozměr v intervalu 601÷800 mm) 3...malý (rozměry do 600 mm)
Zatížení kotev	1÷2	1...kombinace tah-krut 2...čistě tahové zatížení

Tabulka 6 - Hodnocení variant

	Hydraulická matice	Vícešroubová matice	Rohatka	Sluníčko	Ideální stav
Montáž, servis	1	2	2	1	3
Náklady	1	2	1	1	2
Zástav. prostor	1	3	1	1	3
Zatížení kotev	2	2	1	2	2
Σ	5	9	5	5	10
	50%	90%	50%	50%	100%

V tabulce 6 je uvedeno hodnocení všech variant. Je zde i uveden ideální stav, který disponuje největším počtem bodů, tedy 10 bodů. S počtem 9 bodů se jako nejvýhodnější varianta stává vícešroubová matice. Na druhém místě se umístily ostatní varianty, které získaly 5 bodů.

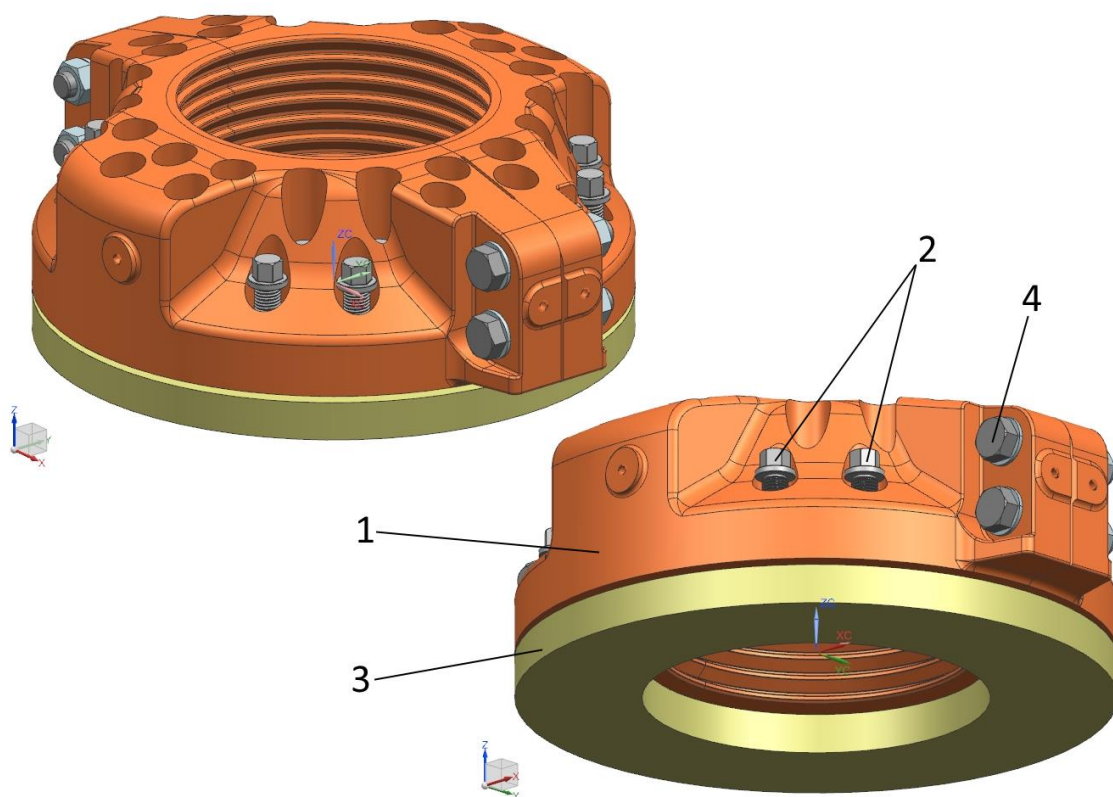


Obrázek 29 - Graf hodnocení variant

7. POPIS ZVOLENÉHO ŘEŠENÍ

7.1. 3D-Model zvoleného řešení

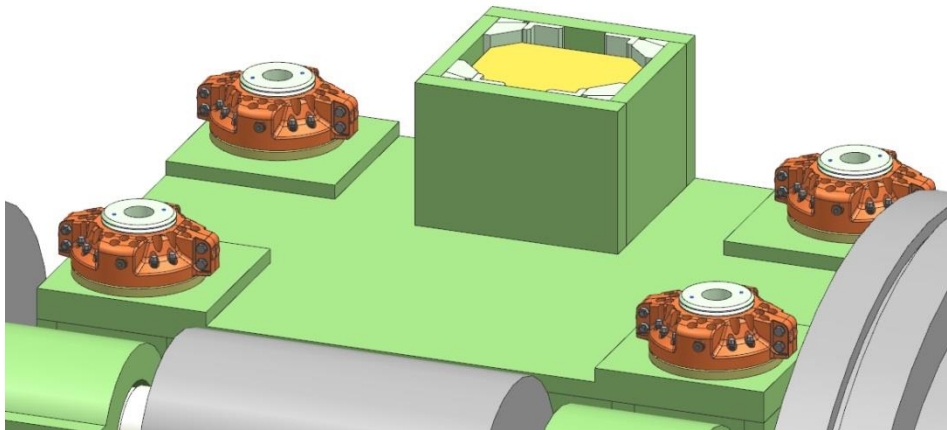
Jako nejvhodnější varianta byla vybrána vícešroubová matice. V této kapitole bude uvedeno její zpracování do 3D modelu. V Kapitole 5.2. byly provedeny hrubé návrhové výpočty, které pomáhají při vytváření samotného modelu. Dle zadání je jako CAD software použitý program NX 11.0 od společnosti Siemens. Základní koncepce vícešroubové matice je tvořena samotnou maticí, přídavnými šrouby a tvrzenou podložkou. Dále byl navržen kryt, který je popsán v samostatné kapitole (Kapitola 7.4.).



Obrázek 30 - 3D-model vybrané varianty

1 – matice, 2 – přídavné šrouby, 3 – podložka, 4- spojovací šrouby

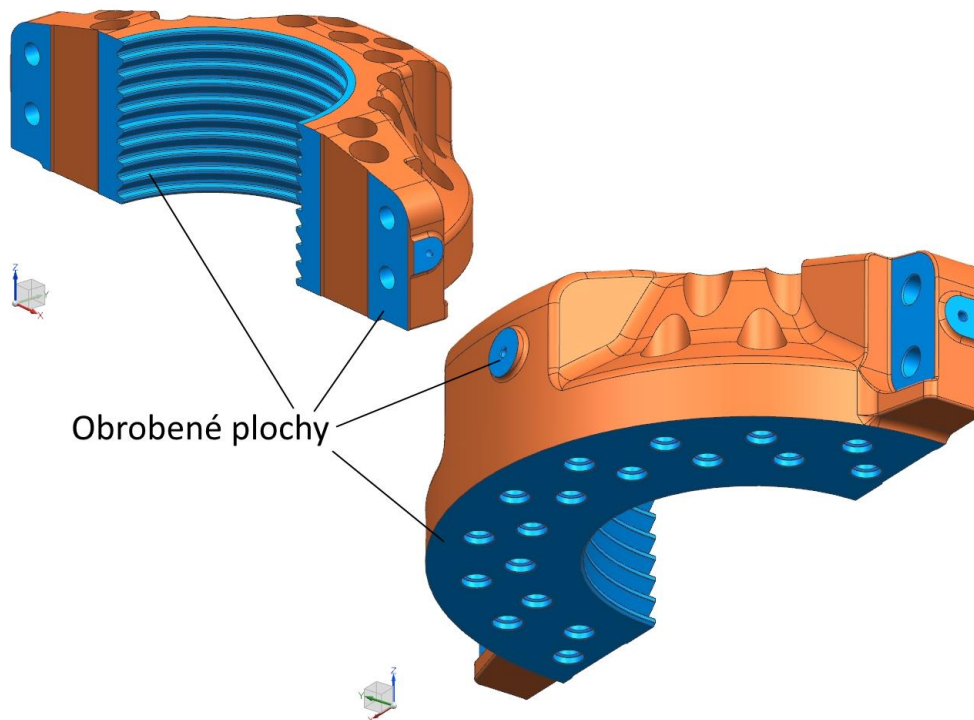
Nové konstrukční řešení lisu LZK2500 disponuje čtyřmi vícešroubovými maticemi umístěnými v horní části. Ke spojení vícešroubové matice s kotvou je použitý lichoběžníkový nerovnoramenný závit s označením S250x16x45°. Ve spodní části lisu jsou k uchycení kotev ponechány dělené matice, které byli součástí zadaného modelu.



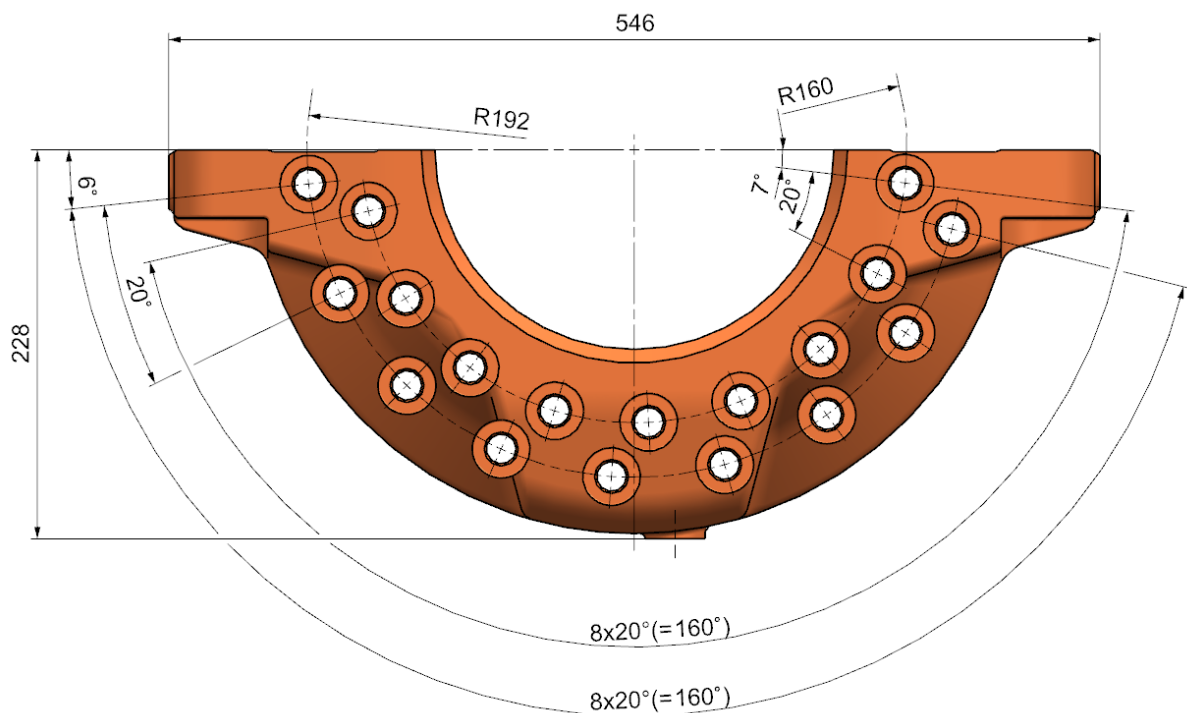
Obrázek 31 - Umístění vícešroubových matic na lisu

7.1.1. Matice

Matice je řešena jako dvoudílná. Rozdělení je důležité z hlediska zlepšení manipulovatelnosti při montáži. Spojení obou polovin matice je realizováno dvojicí lícovaných šroubů na každé straně. Označení těchto šroubů je M20x110-8.8 dle normy ČSN 02 1111. Obě poloviny matice jsou zcela totožné, tudíž bude popsána pouze jedna z nich. Polotovarem pro výrobu je zvolen odlitek. S ohledem na značnou míru zatížení tohoto dílu je jako materiál zvolena slitinová ocel na odlitky s označením 42 2917.7 dle ČSN. Norma pro zvolený materiál uvádí minimální hodnotu meze kluzu 460MPa. Po odlití je zapotřebí obrobít funkční plochy. Veškeré tyto plochy jsou zobrazeny modrou barvou na obrázku 32.

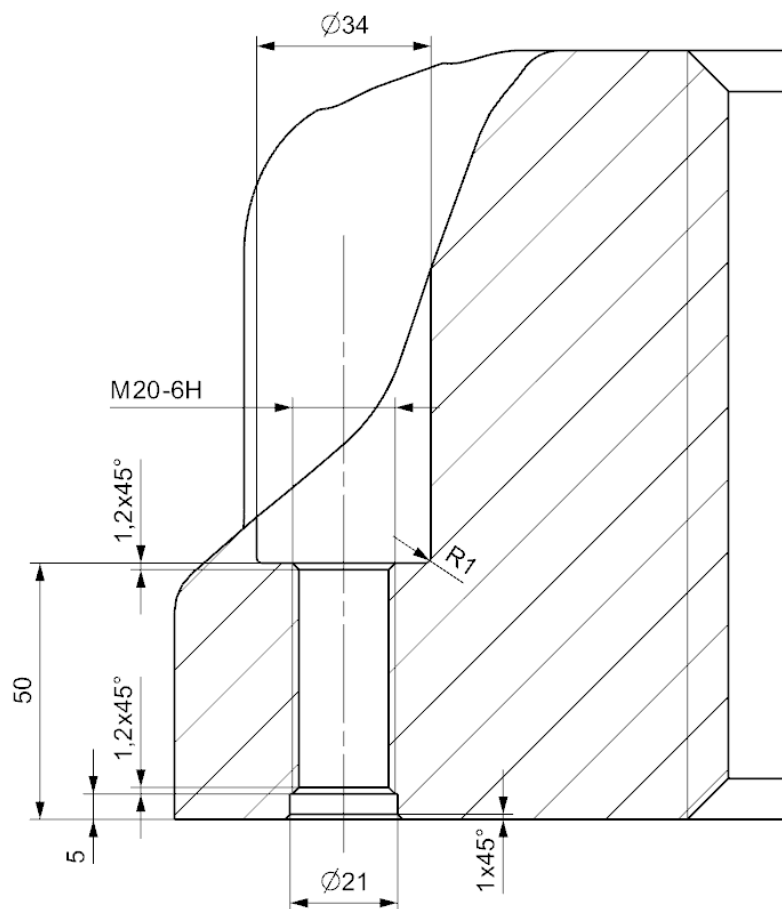


Obrázek 32 - Matice: funkční plochy



Obrázek 33 - Polovina matice, základní rozměry [mm]

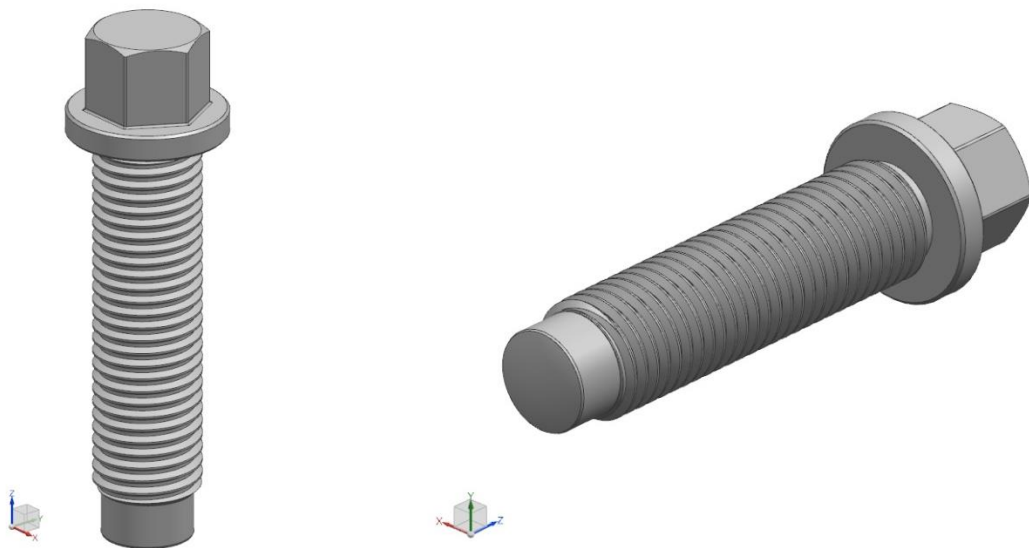
Základní rozměry jsou uvedeny na obrázku 33, výška matice je 150mm. Ve středu každé poloviny je vyroben již zmíněný připojovací závit S250x16x45°, který slouží ke spojení matice a kotvy. Na dvou kružnicích o průměru 320mm a 384mm, které jsou soustředné s připojovacím závitem, je rozmístěno 18 otvorů pro přídavné šrouby. Obrázek 34 uvádí řez otvorem na vnější kružnici. K připojení přídavného šroubu je navržen metrický závit M20 délky 45mm. Pro otvory na vnitřní kružnici je délka tohoto závitu prodloužena na 65mm. Na obou koncích závitu je vytvořeno válcové zhloubení. Po obvodu matice se nacházejí tři plochy, ve kterých jsou umístěny otvory se závitem M8 délky 25mm. Otvory slouží pro uchycení závěsných ok a také krytu. Hmotnost takto navržené poloviny matice je 47,19kg.



Obrázek 34 - Řez otvorem pro přídatný šroub na vnější kružnici

7.1.2. Přídatné šrouby

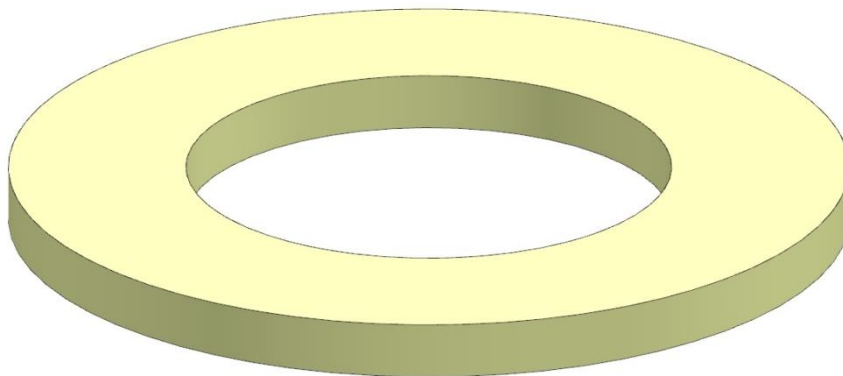
V celé matici se nachází 36 přídatných šroubů. Materiálem pro výrobu byla zvolena ocel 13 240.6 dle ČSN s následným kalením na 58HRC. Přídatné šrouby disponují specifickým tvarem, jejich celková délka je 100mm. Spodní část dříku je kulově zakončena. Toto zakončení má značný vliv na pasivní odpory, které by mohli vznikat na rozhraní mezi podložkou a šroubem. Pokud je šroub takto zakončen, je vznik těchto odporů snížen na minimum. Ve vzdálenosti 10mm od kulového zakončení začíná závit M20, který je dlouhý 70mm. Na druhém konci závitu se nachází osazení, které přechází do vnějšího šestihranu. Velikost šestihranu odpovídá nástrčnému klíči o rozměru 20mm. Hmotnost jednoho přídatného šroubu je cca 0,255kg.



Obrázek 35 - Přídavný šroub

7.1.3. Podložka

Podložka chrání povrch stojanu proti otláčení od přídavných šroubů a zajišťuje lepší rozložení napětí. Její tvar je značně jednoduchý. Vnější průměr je 450mm a výška podložky je 30mm. Uprostřed je vytvořen otvor 260mm odpovídající průměru kotvy. Podložka je vyrobena z oceli C45 (12050 dle ČSN) a následně je zakalena na 58HRC. Hmotnost podložky je 24,89kg.



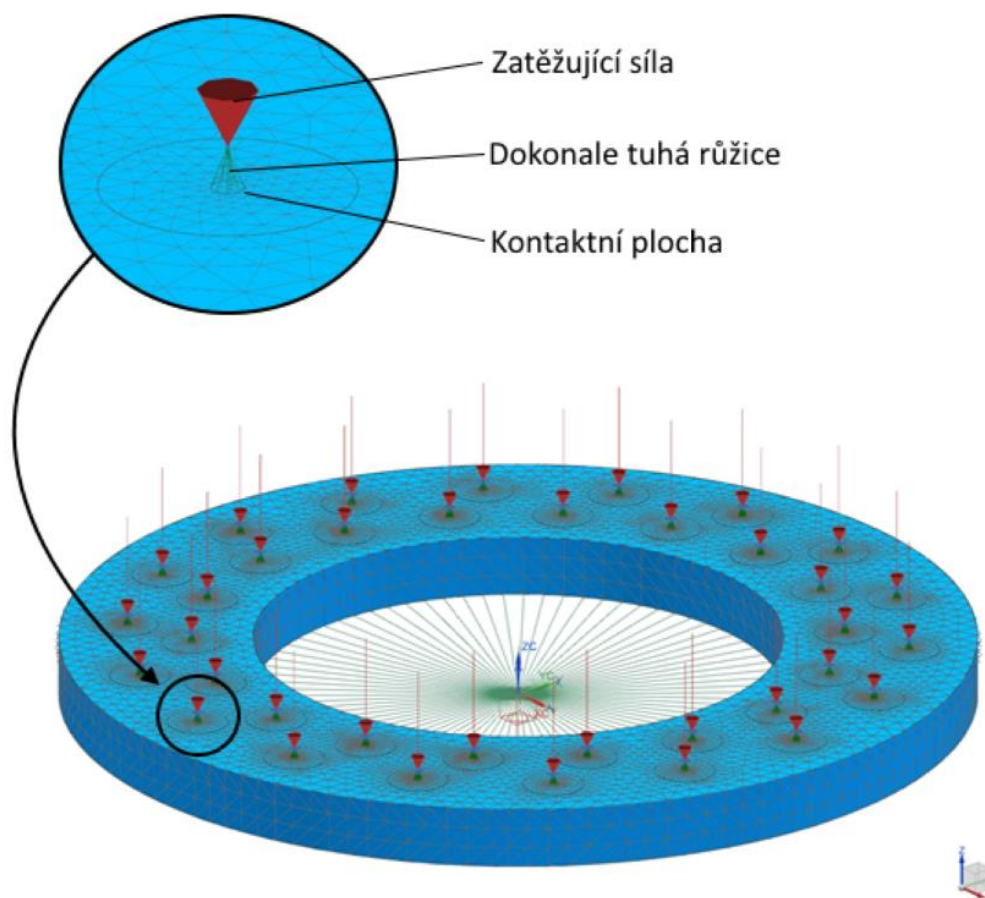
Obrázek 36 - Podložka

7.2. FEM analýza

Společně s návrhem byla provedena FEM analýza zvoleného konstrukčního řešení. Výpočet proběhl jak pro podložku, tak i pro matici. Během výpočtu byly uvažovány dva zatěžující stavy. V prvním stavu byla zatěžující síla rovna předepínací síle $F = 5,37 \text{ MN}$ a v druhém stavu bylo zatížení rovno maximální dovolené síle v kotvě $F_D = 6,914 \text{ MN}$. Způsob získání hodnot těchto zatěžujících sil je uveden v kapitole 4.2.

7.2.1. Analýza podložky

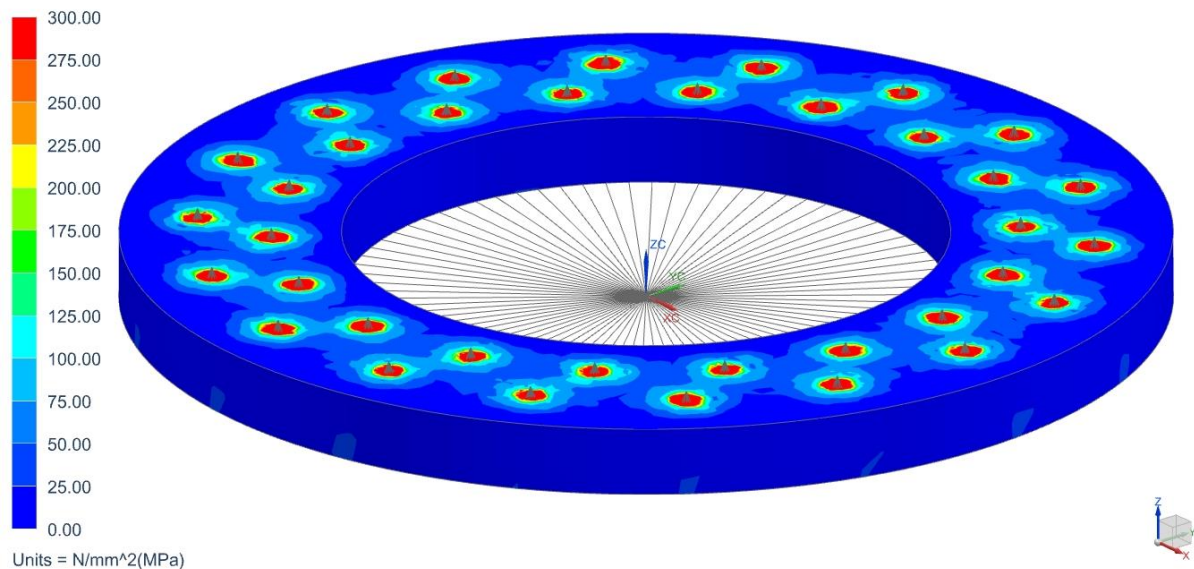
I když tvar podložky je sám o sobě značně jednoduchý, bylo nutné nejprve upravit model. Svrchní plocha podložky byla rozřezána na větší počet menších ploch. Vzniklé plochy odpovídají kontaktním místům s přídavnými šrouby, jejich tvar je kruhový o průměru 4mm. K zasíťování modelu byla použita tetrahedrová síť. V místech dotyků a jejich okolí o poloměru 15mm byla síť zjemněna. Okrajové podmínky byly definovány na spodní plochu podložky, kde byl zamezen posuv ve svislé ose. Dále byl zamezen příčný posuv osy podložky. Zatěžující síla byla rozmístěna do kontaktních ploch vzniklých na horní ploše podložky a směřovala dolů. Dalším zatížením, které bylo definováno, byla síla od vlastní hmotnosti.



Obrázek 37 - FEM analýza podložky: okrajové podmínky

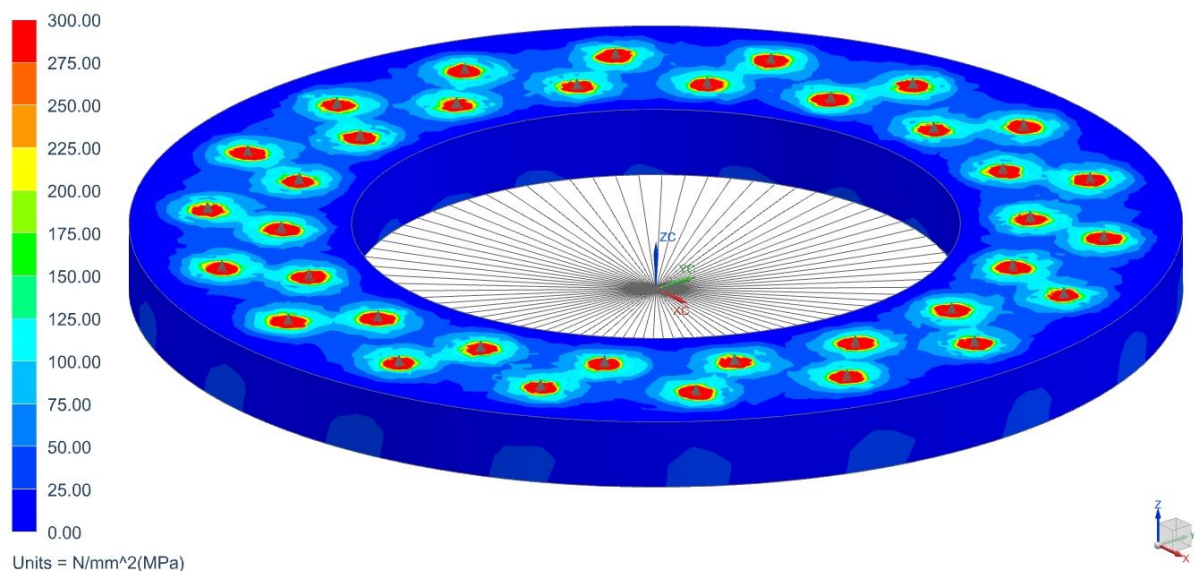
Výstupem výpočtu je rozložení redukovaného napětí a deformace podél celého tvaru podložky. Na obrázcích 38 a 39 je znázorněno rozložení redukovaného napětí pro 1. a 2. zátěžný stav. Je patrné, že v kontaktních místech vznikají špičky napětí, to je dáno způsobem zatížení. Napětí zde dosahuje hodnot okolo 300MPa. Pro lepší srovnatelnost bylo spektrum upraveno, tak aby umožňovalo znázornit změnu velikosti ploch s maximálními hodnotami napětí.

1. Zátěžný stav (5,37MN):



Obrázek 38 - FEM analýza podložky: 1. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises [MPa]

2. Zátěžný stav (6,914MN):

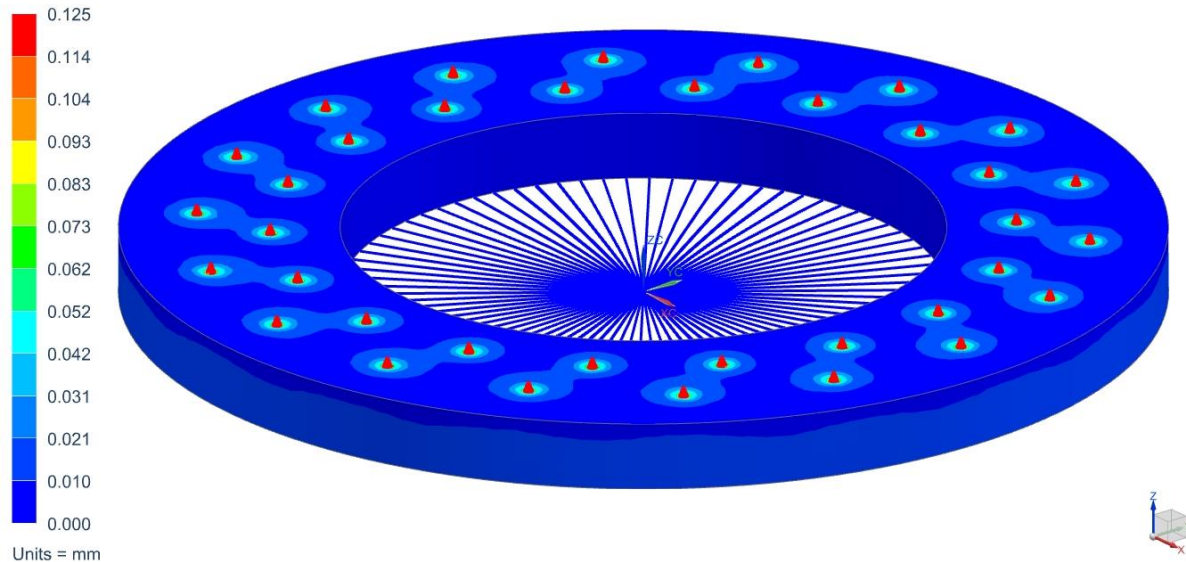


Obrázek 39 - FEM analýza podložky: 2. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises [MPa]

Maximální hodnoty deformace podložky se opět vyskytovaly v kontaktních plochách. Pro první zátěžný stav, kdy byla podložka zatížena pouze předepínací silou, byla maximální

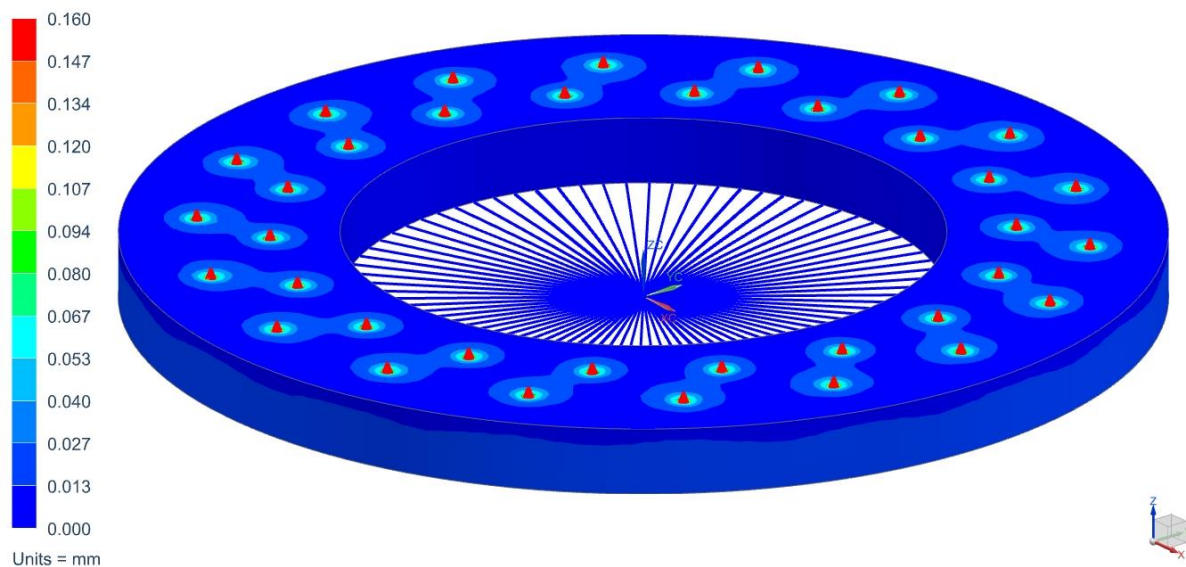
hodnota rovna 0,125mm. V druhém zatěžovacím stavu se maximální deformace rovnala 0,16mm.

1. Zátěžný stav (5,37MN):



Obrázek 40 - FEM analýza podložky: 1. zátěžný stav, deformace [mm]

2. Zátěžný stav (6,914MN):

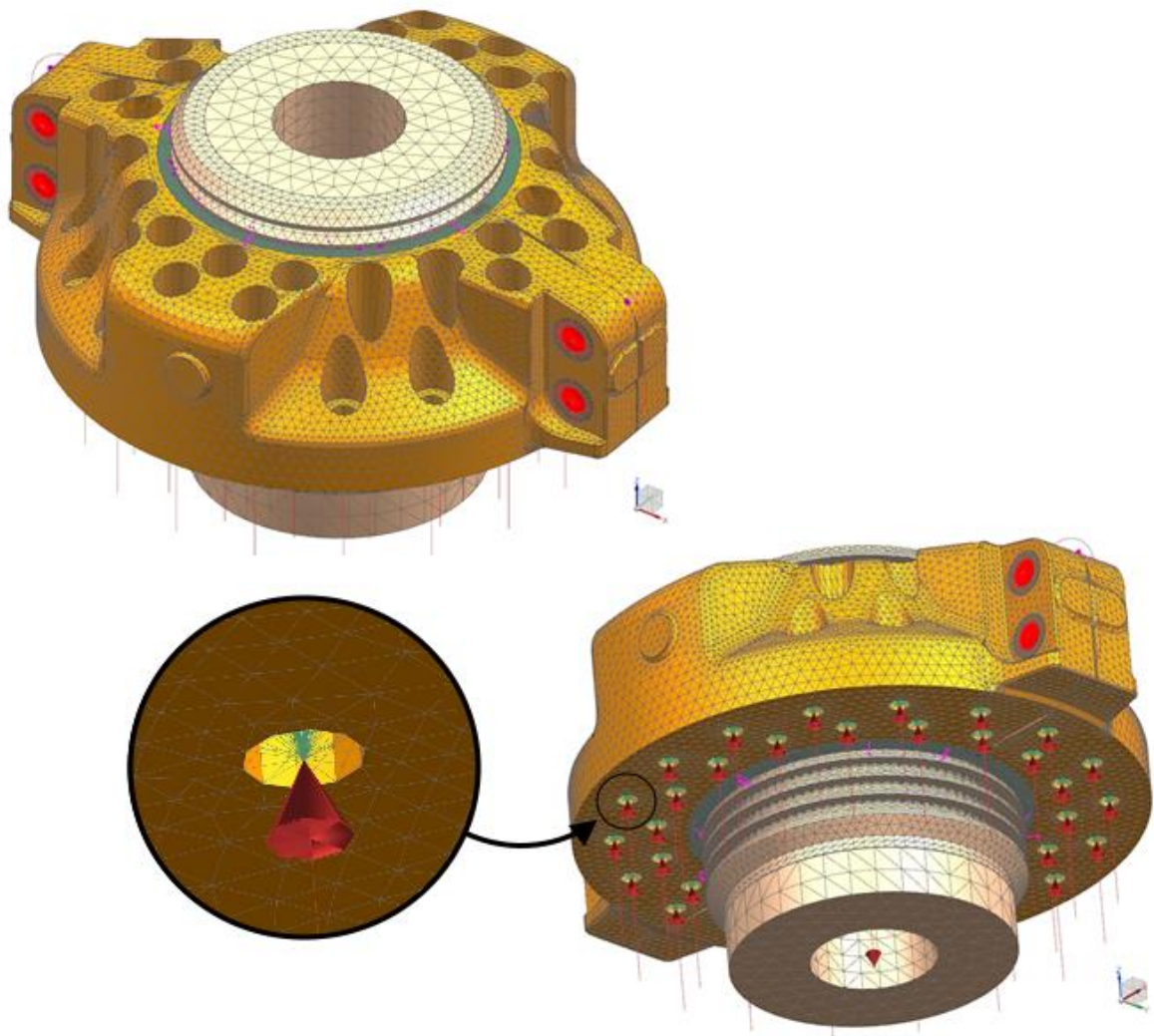


Obrázek 41 - FEM analýza podložky: 2. zátěžný stav, deformace [mm]

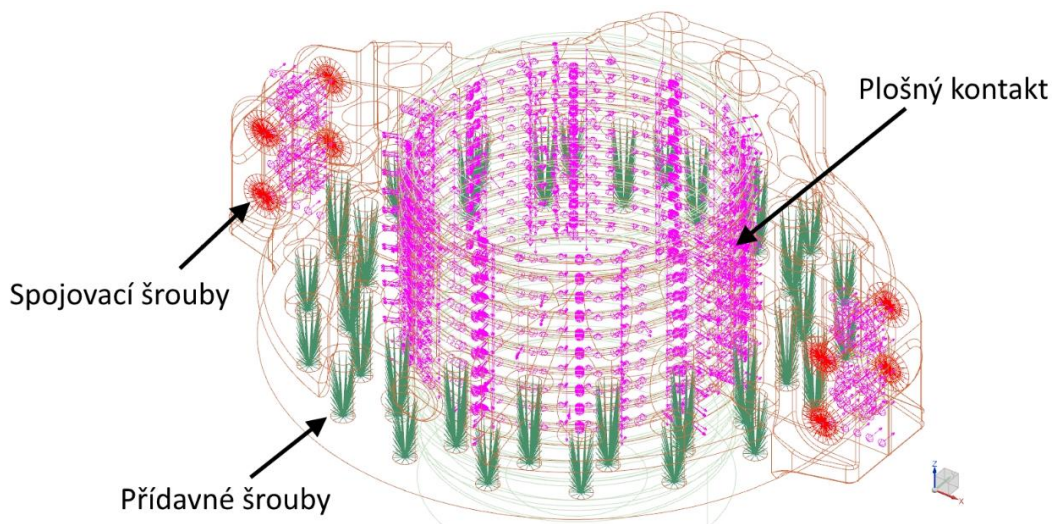
7.2.2. Analýza matice

Před analýzou matice byla provedena úprava jejího modelu. K výpočtovému modelu byl přidán konec kotvy. Závit na kotvě a v matici byl zjednodušeně vymodelován. Jeho šroubovice byla nahrazena zápichy s tvarem odpovídajícím danému závit. Zápichy jsou od sebe vzdáleny 16mm, tato hodnota odpovídá stoupání závit. Veškeré přídavné šrouby byly nahrazeny ruzicí z dokonale tuhých prvků. Spojovací šrouby jsou nahrazeny kombinací

dokonale tuhých prvků a 1D prvku. 1D prvek nahrazuje dřík spojovacího šroubu. Mezi obě poloviny matice byl definován plošný kontakt. Tento kontakt byl použitý i ve zjednodušeném závitu mezi kotvou a maticí. Pro zmapování byla použita tetrahedrová síť různých velikostí. V okolí kontaktu kotvy s maticí byla velikost nastavena na 4mm pro matici a 8mm pro kotvu. Tělo kotvy pokryla síť o velikosti 20mm a tělo matice velikost 10mm. Okolo spojovacích šroubů byla definována síť 4mm. Všech 6° volnosti je odebráno na spodní ploše kotvy. Zatížení je definováno od vlastní hmotnosti a zatěžující silou rozloženou do bodů růžic nahrazující přídatné šrouby. Směr zatěžující síly je definován vzhůru rovnoběžně se svislou osou. Přestože je navržen připojovací závit, který je samosvorný, je ve spojovacích šroubech definována předepínací síla velikosti 8000N.



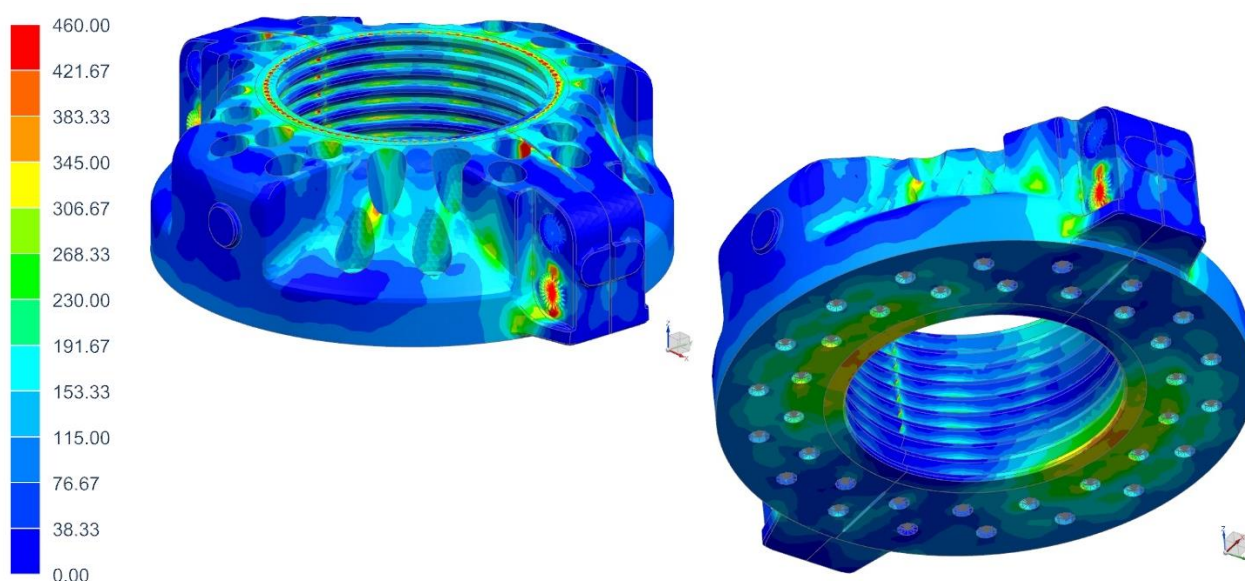
Obrázek 42 - FEM analýza matice: okrajové podmínky



Obrázek 43 - FEM analýza matice: nastavení kontaktů, nahrazení šroubů

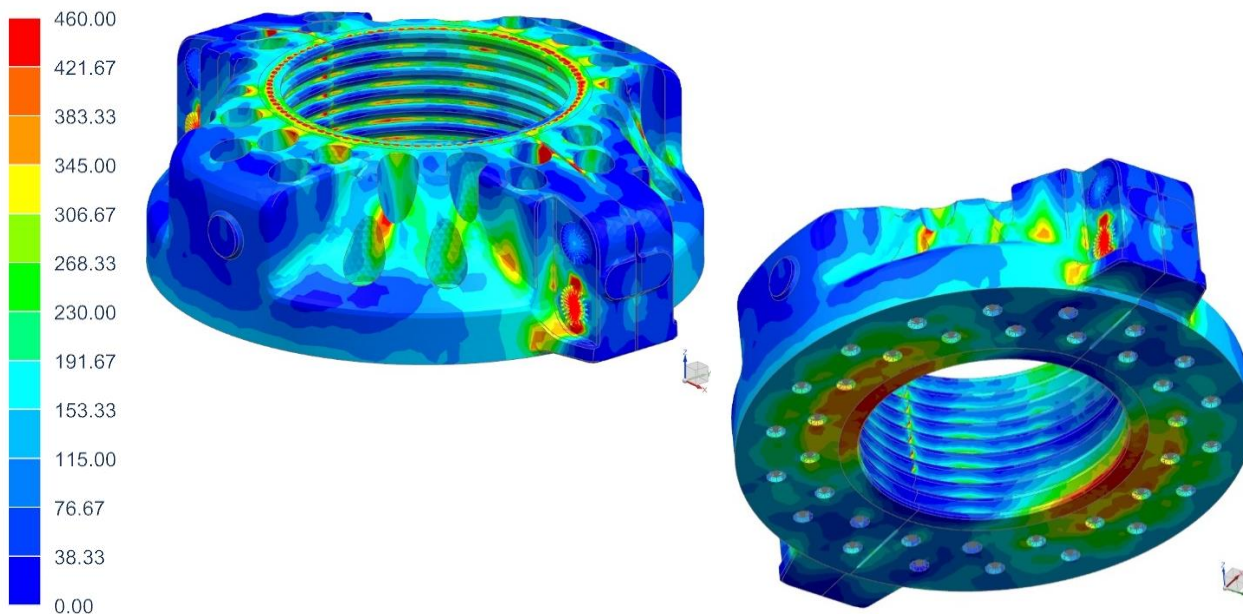
Výstupem je redukované napětí v matici. Spektrum bylo upraveno v závislosti na mezi kluzu použitého materiálu pro výrobu matice. V 1. zátěžném stavu se maximální napětí vyskytují v okolí stykové plochy obou polovin matice a na dosedací ploše spodního spojovacího šroubu. Obě tyto místa se jsou kritická z hlediska ostrého přechodu, nebo způsobu zasítování. Na spodní straně okolo závitu se vyskytuje napětí v hodnotách 360MPa. Ve zbytku matice se vyskytuje maximální napětí cca 300MPa. V 2. zátěžném stavu přibyla některá místa s kritickými hodnotami. Opět se jedná o místa s ostrými přechody. Samozřejmě výpočtový program neuvažuje lokální plasticitu materiálu, se kterou dochází ke snížení napětí v těchto kritických místech. Na spodní ploše materiálu kolem připojovacího závitu je zobrazeno napětí cca 430MPa. V jiných místech matice i v příčném řezu matice je maximální napětí opět okolo 300MPa.

1. Zátěžný stav (5,37MN):



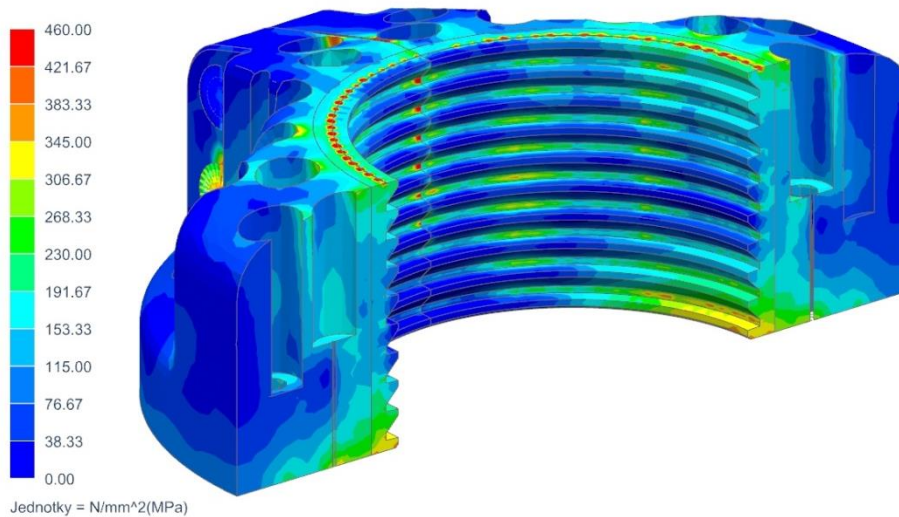
Obrázek 44 - FEM analýza matice: 1. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises [MPa]

2. Zátěžný stav (6,914MN):



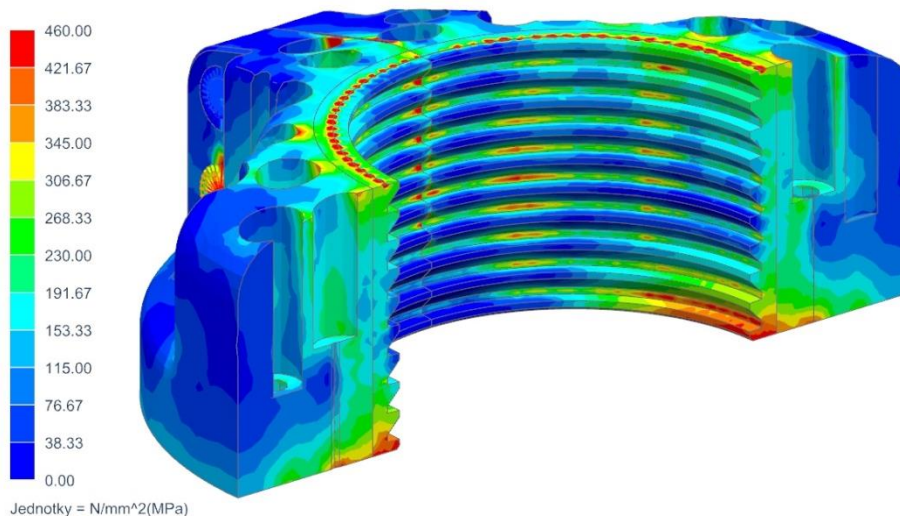
Obrázek 45 - FEM analýza matice: 2. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises [MPa]

1. Zátěžný stav (5,37MN):



Obrázek 46 - FEM analýza matice: 1. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises v řezu [MPa]

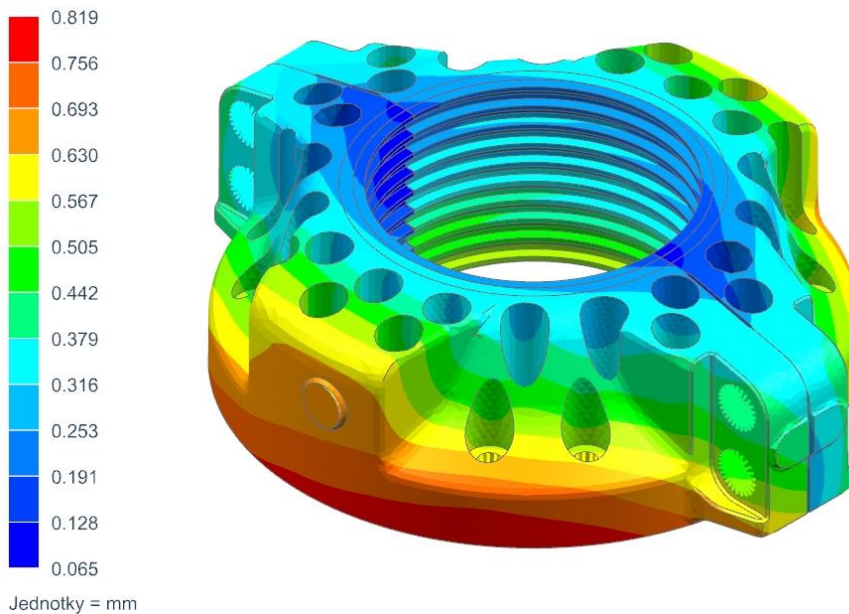
2. Zátěžný stav (6,914MN):



Obrázek 47 - FEM analýza matice: 2. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises v řezu [MPa]

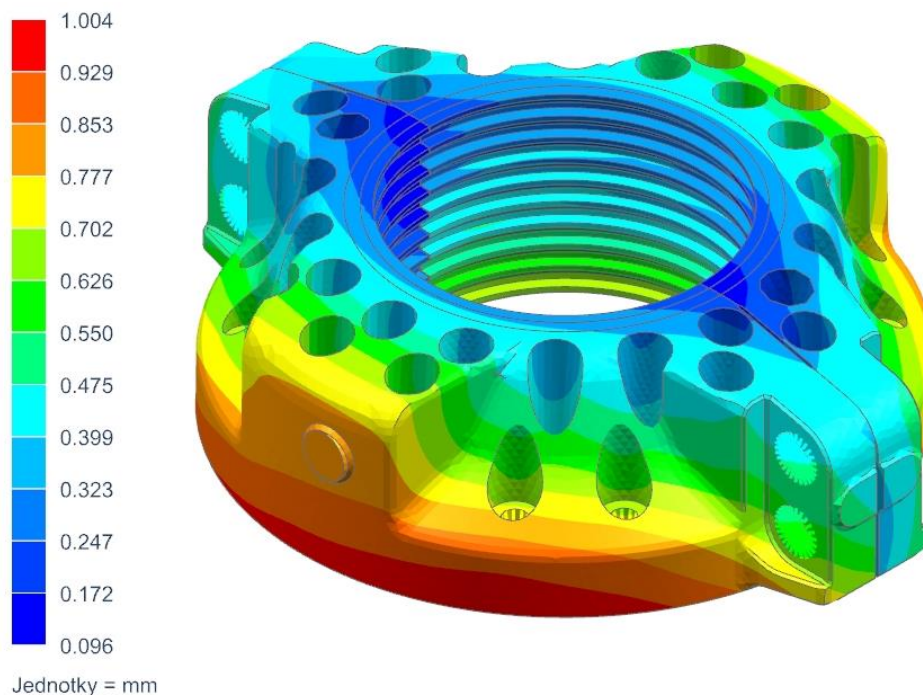
Dalším výstupem byla deformace matice pro oba zátěžné stavy. V 1. zátěžném stavu byla maximální deformace rovna 0,819mm. V 2. zátěžném stavu byla maximální deformace 1,004mm. V obou zátěžných stavech se vyskytovaly maximální deformace ve stejných místech, jen došlo ke změně jejich hodnoty.

1. Zátěžný stav (5,37MN):



Obrázek 48 - FEM analýza matice: 1. zátěžný stav, deformace [mm]

2. Zátěžný stav (6,914MN):



Obrázek 49 - FEM analýza matice: 2. zátěžný stav, deformace [mm]

7.2.3. Zhodnocení FEM analýzy

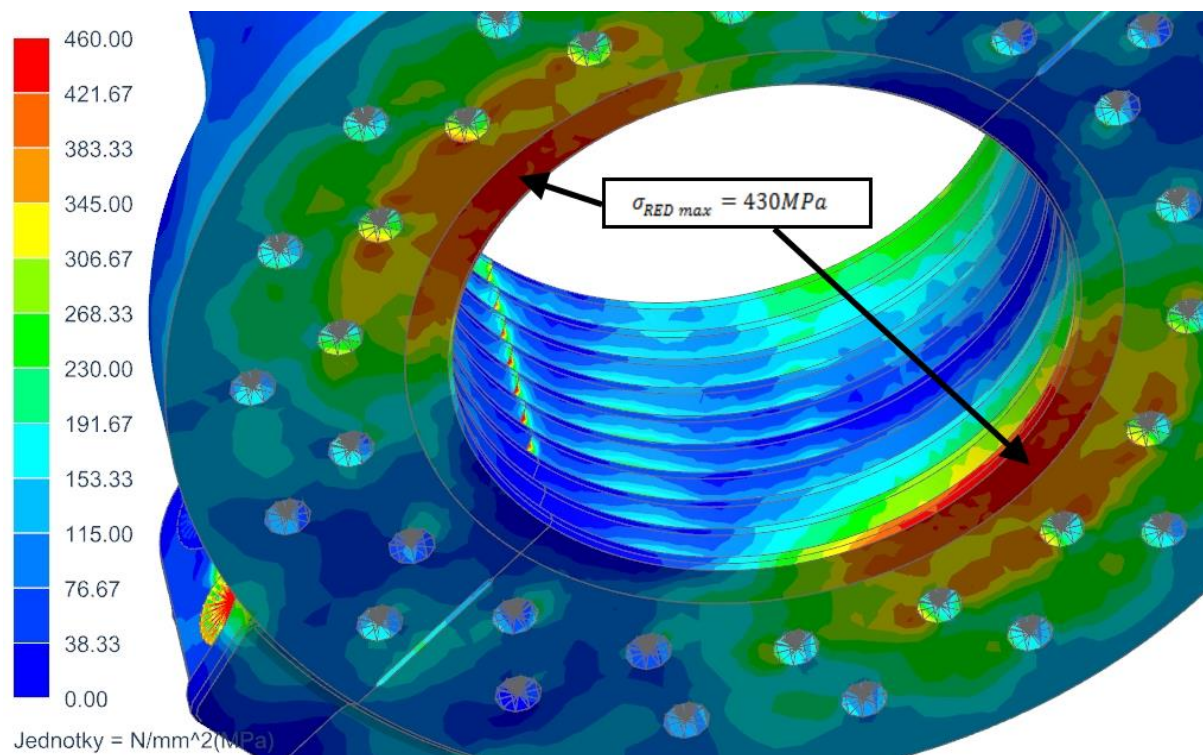
FEM analýze byla podrobena podložka i matice, vždy pro dva zatěžující stavy. Pro přehlednost výsledků z předchozí analýzy je vytvořena tabulka. Jako směrodatné jsou používány výsledky z 2. zátěžného stavu.

Tabulka 7 - Přehled hodnot z FEM analýzy

	Analýza podložky		Analýza matice	
	Deformace [mm]	Napětí [MPa]	Deformace [mm]	Napětí [MPa]
1. zátěžný stav	0,125	280	0,819	360
2. zátěžný stav	0,16	315	1,004	430

V podložce bylo použito bodové zatížení, tomu odpovídají i výsledky analýzy. Povrch podložky je kalen, aby nedocházelo k určitému vymačkávání. V kontaktních místech podložky se vyskytuje v druhém zátěžném stavu redukováno napětí 315MPa. Kalený povrch podložky těmto hodnotám odolá, proto můžeme říci, že VYHOVUJE.

V matici byla nalezena některá kritická místa, ve kterých jsou špičky napětí. Tato místa se nacházejí v okolí spojení matic, zde je navýšení napětí způsobeno vytvořenou sítí. Další kritické místo se nachází na spodní ploše v okolí lichoběžníkového závitu. V tomto místě se vyskytuje napětí v hodnotách 430MPa. Pro zvolený materiál je tato hodnota mírně pod mezí kluzu. Plocha, na které působí tak vysoké napětí, není moc velká.



Obrázek 50 - Kritické místo: matice [MPa]

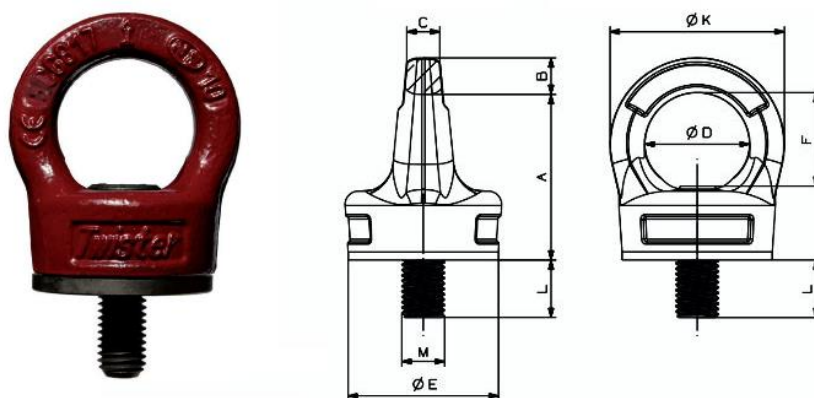
Bezpečnost k mezi kluzu pro toto kritické místo je:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED max}} = \frac{460}{430} = 1,07$$

$k > 1 \Rightarrow$ **VYHOVUJE**

7.3. Manipulace při montáži

Vzhledem k hmotnosti jednotlivých dílů a způsobu montáže bylo potřebné navrhnout způsob, jak bude prováděna manipulace. Veškerá montáž matice probíhá v horní části lisu, a proto se musejí všechny díly přesunout na požadované místo. Jako jediný možný způsob je využití jeřábu, který se běžně používá při sestavování lisu. Před umístěním vícešroubové matice je nejprve vložena kotva do stojanu. Hmotnost jedné kotvy je 1488kg, proto byly zvoleny dva kusy vázacích ok (Obrázek 51). Tyto vázací oka jsou otočná, tím snižujeme riziko nevhodného zatížení. Obě oka jsou umístěna na čelo kotvy a v kombinaci s vázacími řetězy je možné provést její bezpečnou manipulaci. Dále je potřebné uvažovat o způsobu manipulace s maticí. Přeprava matice je řešena po jednotlivých polovinách. V každé polovině matice jsou již umístěny přídatné šrouby. Hmotnost takto osazené poloviny je 50kg. Matice je třemi háky připojena k rozporce. Následně je možné rozporce pomocí oka připevnit k háku jeřábu a zdvihnout matici (Obrázek 53).

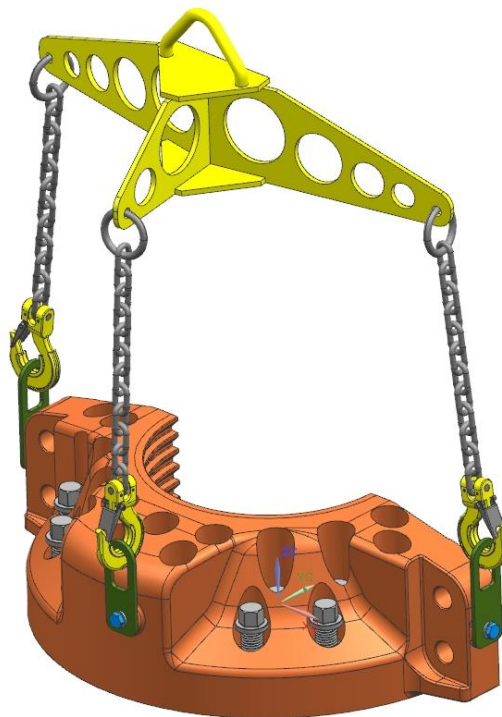


Codice senza chiave Code without key Code sans la clé Code ohne Schlüssel	Codice con chiave Code with key Code avec la clé Code mit Schlüssel	Misura Size Mesure Abmessung	W.L.L.	A	B	C	D	E	F	K	L	Peso Weight Poids Gewicht
		mm	t	mm	mm	mm	Ømm	Ømm	mm	Ømm	mm	Kg
C817X12	C817XC12	M12	0,75	53,5	11	11	34	44	32	56	18	0,460
C817X16	C817XC16	M16	1,5	56,5	13	14,5	39	56	33	65	24	0,900
C817X20	C817XC20	M20	2,3	67	14	17	42	58	40	70	30	1,150
C817X24	C817XC24	M24	3,2	80	18	19	52	73	44,5	88	38,5	2,050
C817X30	C817XC30	M30	4,5	101	22	27	62	80	53	106	44	4,000

Obrázek 51 - Parametry zvoleného vázacího bodu třídy C817x [9]



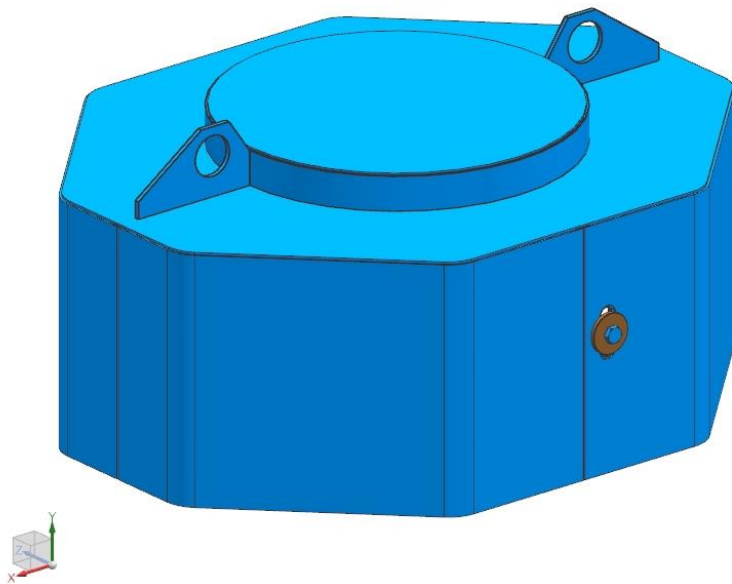
Obrázek 52 - Zavěšení kotvy



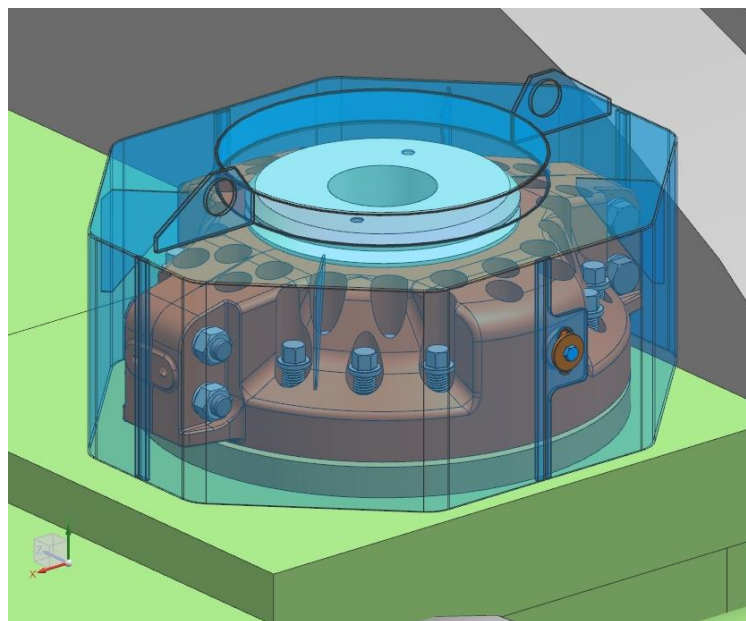
Obrázek 53 - Zavěšení matice

7.4. Ochrana vícešroubové matice

K ochraně závitů vícešroubové matice proti korozi je používáno vhodné mazivo. Před působením značného množství prachu, který by společně se zbytky maziva mohl vícešroubovou matici znečistit, byl navržen kryt. Kryt je instalován po dokončení procesu předepínání. K uchycení slouží dvojice šroubů. Šrouby umístíme do otvorů, které jsou také využívány pro přichycení závěsných ok. Kryt je navržen jako svařenec z plechu tloušťky 2mm. Aby nedocházelo k jeho prohýbání, je celá konstrukce vyztužena žebry. Hmotnost krytu je 10,5kg, proto jsou v horní části navržena dvě oka pro připojení k jeřábovému háku. Konstrukce krytu je znázorněna na následujících obrázcích 54 a 55.



Obrázek 54 - Kryt vícešroubové matice



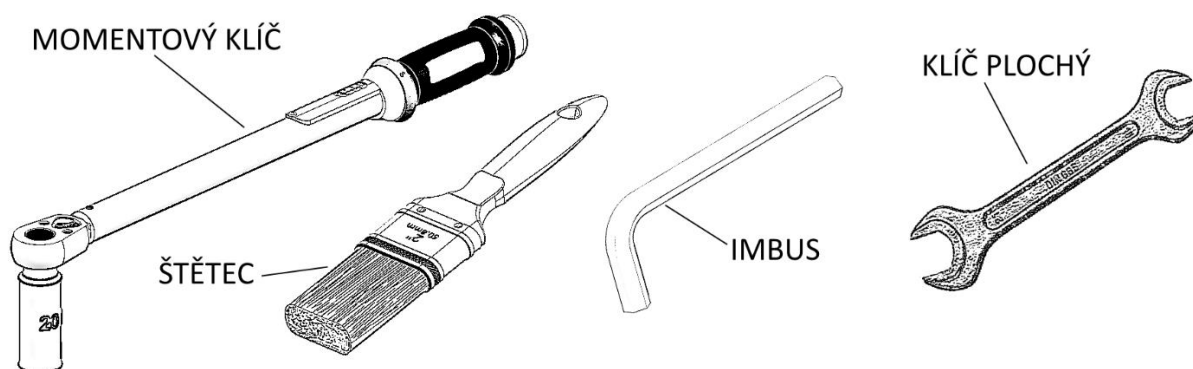
Obrázek 55 - Umístění krytu

7.5. Montážní postup

V následující kapitole bude popsán jednoduchý montážní postup. Postup je rozdělen do dvou základních operací. V první operaci se jedná o přípravné práce a v druhé je popsána samotná montáž matice společně s předepnutím. Dodržením správného postupu je zaručeno vytvoření požadovaného předepnutí. Zároveň je montážním způsobem značně ovlivňována trvanlivost produktu.

K montáži je zapotřebí:

- 1x Momentový klíč, délka 1 metr
- 1x GOLA nástavec s vnitřním šestihranem, vel. 20
- 1x GOLA nástavec s vnitřním šestihranem, vel. 30
- 1x Imbusový klíč, vel. 8
- 1x Plochý klíč, vel. 13
- 1x Plochý klíč, vel. 30
- 1x Štětec



Obrázek 56 - Potřebné nářadí

7.5.1. Přípravné operace

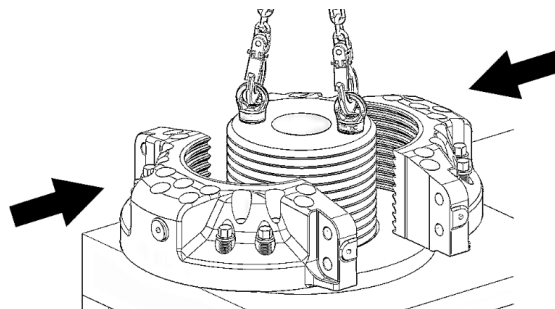
V první řadě připravíme matici. Příprava matice je prováděna na pracovním stole a spočívá v očištění veškerých funkčních ploch společně s jejich kontrolou na případné vady. Očistíme všechny přídatné šrouby a lícované šrouby pro vzájemné spojení obou polovin. Poté namažeme všechny závity matice a šroubů vhodným mazivem. Následně přídatné šrouby umístíme do matice. Je důležité, aby přídatné šrouby nebyly vystrčeny přes spodní dosedací plochu matice.

V dalším kroku umístíme tvrzenou podložku na požadované místo na lisu. Následně provedeme uložení kotev. Na kotvu ve spodní části umístíme dělenou matici. Závít kotvy, na který bude umístěna vícešroubová matice, je nutné očistit a namazat vhodným mazivem. Mazivo zde plní funkci konzervace. Jako poslední přípravnou operací je transport obou polovin matice. Po následném umístění obou polovin odstraníme vázací oka z matice. Po takto provedených přípravných operacích je možné začít s instalací.

7.5.2. Instalace a předepnutí

KROK 1:

Za stálého jištění kotvy jeřábem provedeme sevření obou poloviny matice.



Obrázek 57 - Instalace: KROK 1

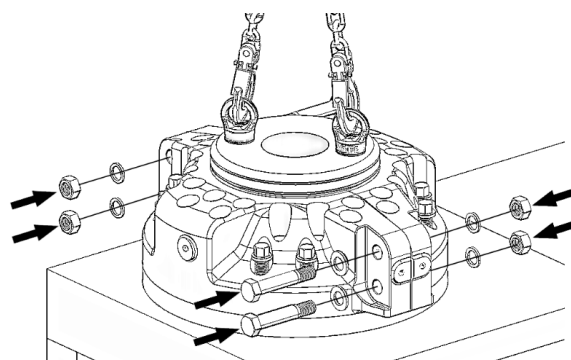
KROK 2:

Po sevření obě poloviny spojíme čtyřmi lícovanými šrouby M20x110–8.8, DIN 609

Pod hlavy šroubů umístíme podložku 21, DIN 125-1A

Pod matice umístíme pojistné podložky od společnosti NORD-LOCK s označením NL 20 SP

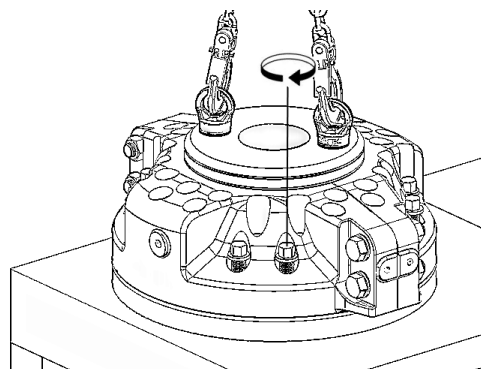
Šrouby zajistíme šestihranými maticemi M20, ISO 4032



Obrázek 58 - Instalace: KROK 2

KROK 3:

Je-li matice sešroubována je potřeba veškeré přídavné šrouby mírně dotáhnout, tak aby dosedly na podložku. Při tomto dotahování šroubů není nutné dodržovat nějaký specifický postup.

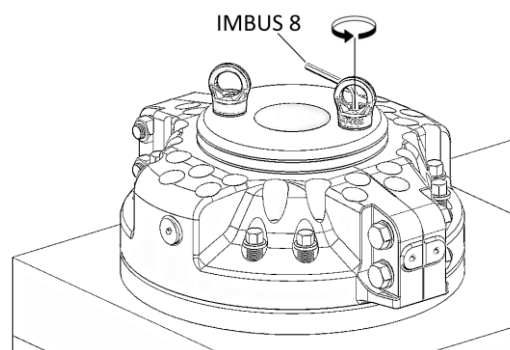


Obrázek 59 - Instalace: KROK 3

KROK 4:

Nyní je možné odstranit vázací body, které sloužili k manipulaci s kotvou.

Budeme potřebovat imbusový klíč vel.8.

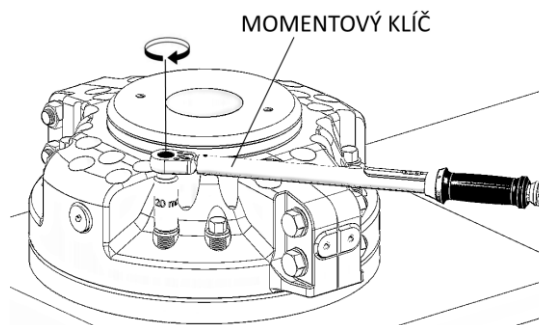


Obrázek 60 - Instalace: KROK 4

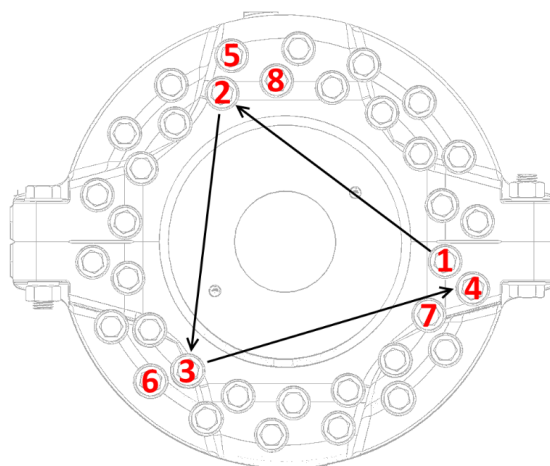
KROK 5:

Provedeme vlastní předepnutí matice, k tomu budeme potřebovat momentový klíč. Utahování se řídí přesně definovaným způsobem (Obrázek 62). Vždy jsou šrouby utahovány tzv. do trojúhelníku. Nejprve jsou utaženy tři šrouby na vnitřní kružnici, následně se provede utažení jejich sousedních šroubů na vnější kružnici. Po utažení vnějších šroubů postoupíme o krok a utahneme šrouby na vnitřním průměru. Tento postup opakujeme až do doby, kdy utáhneme veškeré šrouby.

V první fázi utahování provedeme předepnutí všech šroubů na 70% předepínací síly. Následně provedeme předepnutí na 100% předepínací síly.



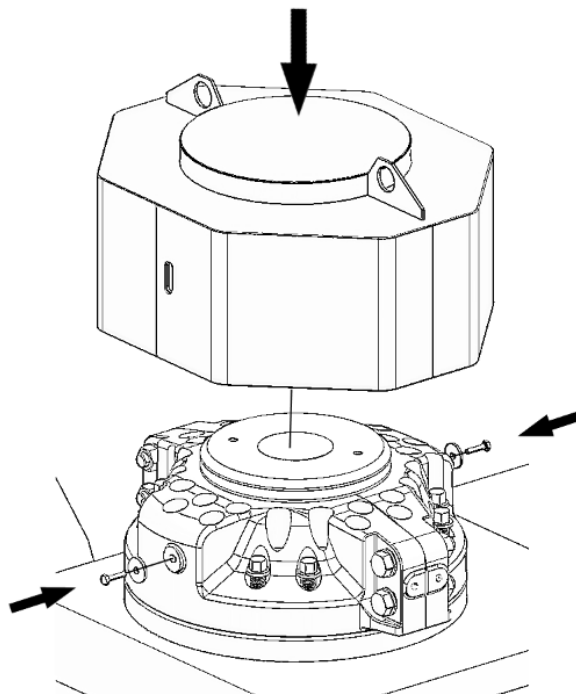
Obrázek 61 - Instalace: KROK 5



Obrázek 62 - Instalace: KROK 5 (způsob utahování)

KROK 6:

V posledním kroku provedeme montáž krytu. Pro přichycení k matici použijeme dva šrouby M8x30-8.8, ISO 4014



Obrázek 63 - Instalace: KROK 6

8. ZÁVĚR

Cílem práce byl alternativní návrh kotvení stojanu mechanického lisu. Jedná se o zařízení sloužící pro předepnutí lehkého svařovaného nebo odlévaného stojanu. Stojany konstruovány tímto způsobem známe pod názvem předepnuté stojany. Předepnutí zajišťuje zvýšení tuhosti a změnu rozložení napětí ve stojanu.

V zadání diplomové práce byl dodán nový konstrukční návrh lisu LZK 2500. Jmenovitá pracovní síla tohoto lisu je 25MN a disponuje předepnutým svařovaným stojanem. Další parametry byly specifikovány během konzultací.

Prvními kroky byla provedena rešerše z oblasti tvářecích strojů. Jednalo se o svislé kovací lisy, stojany tvářecích strojů a jejich kotvy. V popisu stávajících způsobů předepnutí jsou uvedeny způsoby předepínání pomocí tepelné roztažnosti, hydraulické matice a vícešroubové matice. Během získávání více informací týkající se vícešroubových matic byly nalezeny některé patenty chránící zpravidla tvar přídatných šroubů a charakteristiky jejich závitů.

V dalším kroku byl proveden popis lisu LZK 2500 dodávaného společností ŠMERAL Brno a.s.. Po uvedení stávající konstrukce lisu bylo popsáno nové konstrukční řešení a byla stanovena velikost předepínací síly kotev. Během výpočtu předepínací síly jsem vycházel z dovoleného namáhání kotev. Maximální předepínací síla kotev je stanovena na 5,37MN.

V hlavní části práce jsou uvedeny varianty kotvení umožňující vyvolat tak velkou předepínací sílu. Mezi varianty patří hydraulická matice, vícešroubová matice a nová konstrukční řešení pod názvy "ROHATKA" a "SLUNÍČKO". Jednotlivé varianty byly podrobeny hrubému návrhu s uvedením výhod a nevýhod. Následně bylo provedeno zhodnocení variant. Ke stanovení nevhodnější varianty byla vytvořena hodnotící tabulka, která sloužila jako nástroj pro stanovení bodů pro jednotlivá hodnotící kritéria. Na základě takto provedeného hodnocení byla stanovena vícešroubová matice jako nejvhodnější varianta.

Následující kapitola se zabývá popisem zvolené varianty. S návazností na hrubý návrh byl vytvořen 3D model. Vícešroubová matice je složena ze tří hlavních částí, matice, podložky a přídatných šroubů. Matice a podložka byla podrobena FEM analýze. Analýza byla provedena pro dva zátěžné stavy, v prvním je zatěžující síla rovna předepínací síle, v druhém zatěžující síla odpovídá maximálnímu dovolenému zatížení v kotvě. Následovalo zhodnocení této analýzy.

V závěrečné části práce se zabýváme způsobem manipulace se zařízením a s kotvou. V dalším kroku je uveden návrh krytu chránící matici před vlivy okolního prostředí. Vícešroubová matice je přípravek, jehož předepnutí může provádět zákazník sám. Pro zaručení požadované předepínací síly byl vytvořen jednoduchý montážní postup doprovázený ilustračními obrázky.

Výstupem této diplomové práce je návrh vícešroubové matice pro vytvoření předepínací síly o velikost 5,37MN. Výpočty ověřená konstrukce je zpracována do výkresové dokumentace.

LITERATURA

- [1] NOVOTNÝ, Jiljí, Jan ŠANOVEC, Bohumír BEDNÁŘ a Viktor KREIBICH. *Technologie I: (slévání, tváření, svařování a povrchové úpravy)*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. 227 s. ISBN 80-010-2351-6.
- [2] KOVÁČ, Andrej a Milan JENKUT. *TVÁRNIACE STROJE*. Vyd. 1. Bratislava: Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978. 816s. ISBN NEUVEDENO.
- [3] HÝSEK, Rudolf. *TVÁŘECÍ STROJE 1971*. Praha: Nakladatelství technické literatury, n.p., 1972. 600 s. ISBN NEUVEDENO.
- [4] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. 120s. ISBN 80-7082-738-6.
- [5] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojího inženýra: obecné strojí části*. Praha: Computer Press, 1999. 313s. Edice strojaře. ISBN 80-722-6055-3.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. 914s. ISBN 978-807-3610-517.
- [7] ČSN 41 2050. *Ocel 12050*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1976. 16 stran formátu A5 p.

INTERNETOVÉ ZDROJE

- [8] ŠMERAL Brno a.s. - Svislé kovací lisy. [online]. [Cit. 2018-05-02]. Dostupné z: http://www.smeral.cz/svisle_kovaci_lisy.html
- [9] Vázací body. [online]. [Cit. 2018-04-05]. Dostupné z: <http://www.carcano.it/product-details/817x-eyebolt-twister-with-bearing-cartec/?lang=en>
- [10] Superbolt. [online]. [Cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.nord-lock.com/cs/superbolt/superbolt/>
- [11] Patent US6112396. [online]. [Cit. 2018-20-03]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US6112396>
- [12] Hydraulické matice. [online]. [Cit. 2018-10-01]. Dostupné z: <http://www.tentec.net/bchn.htm>
- [13] Odlévaný stojan. [online]. [Cit. 2018-12-01]. Dostupné z: http://www.ajax-ceco.com/applications/documentlibrary/documentlibrary_docs/forging_press_brochure.pdf
- [14] Zdvihové stroje. [online]. [Cit. 2018-09-01]. Dostupné z: <https://zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Konstrukce-tvarecich-stroju.pdf>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - Kinematické schéma klikového lisu [2]	3
Obrázek 2 - Průběh pracovní síly klikového lisu [14].....	5
Obrázek 3 - Odlévaný stojan [13]	6
Obrázek 4 - Stojanová kotva	8
Obrázek 5 - Hydraulická matice [12].....	9
Obrázek 6 - Teorie silnostěnných nádob, okrajové podmínky.....	10
Obrázek 7 - Vícešroubová matice společnosti NORDLOCK [10]	10
Obrázek 8 - Vícešroubová matice	11
Obrázek 9 - Průběh siločar ve stojanu bez kotev a s kotvami.....	12
Obrázek 10 - Svislý kovací lis LZK 2500 [8]	13
Obrázek 11 - 3D model lisu LZK 2500.....	14
Obrázek 12 - Vedení beranu.....	15
Obrázek 13 – 3D model pro FEM analýzy	15
Obrázek 14 - Výpočet předepínací síly: Okrajové podmínky.....	16
Obrázek 15 - Výpočet předepínací síly, zasíťování modelu	17
Obrázek 16 – Výpočtový model - rozložení redukovaného napětí Von Mises [MPa]	18
Obrázek 17 - Hydraulická matice - základní rozměry	20
Obrázek 18 - Průběh napětí mezi poloměry r_1 a r_2	21
Obrázek 19 -Průběh napětí mezi poloměry r_3 a r_4	22
Obrázek 20 - Návrh vícešroubové matice	23
Obrázek 21 - Silový rozklad v závitu.....	24
Obrázek 22 - Varianta 1: Kinematické schéma.....	26
Obrázek 23 - Varianta 1: Výpočtový nosník.....	27
Obrázek 24 - Varianta 1: Minimální zástavbový prostor	29
Obrázek 25 - Varianta 2: Kinematické schéma, půdorys.....	30
Obrázek 26 - Varianta 2: Kinematické schéma, řez A-A.....	31
Obrázek 27 - Varianta 2: Posunutí klínu.....	31
Obrázek 28 - Varianta 2: Výpočet šroubů příruby hydraulického válce.....	32
Obrázek 29 - Graf hodnocení variant	35
Obrázek 30 - 3D-model vybrané varianty.....	36

Obrázek 31 - Umístění vícešroubových matic na lisu.....	37
Obrázek 32 - Matice: funkční plochy.....	37
Obrázek 33 - Polovina matice, základní rozměry [mm]	38
Obrázek 34 - Řez otvorem pro přídavný šroub na vnější kružnici.....	39
Obrázek 35 - Přídavný šroub.....	40
Obrázek 36 - Podložka	40
Obrázek 37 - FEM analýza podložky: okrajové podmínky	41
Obrázek 38 - FEM analýza podložky: 1. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises [MPa]	42
Obrázek 39 - FEM analýza podložky: 2. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises [MPa]	42
Obrázek 40 - FEM analýza podložky: 1. zátěžný stav, deformace [mm]	43
Obrázek 41 - FEM analýza podložky: 2. zátěžný stav, deformace [mm]	43
Obrázek 42 - FEM analýza matice: okrajové podmínky.....	44
Obrázek 43 - FEM analýza matice: nastavení kontaktů, nahrazení šroubů	45
Obrázek 44 - FEM analýza matice: 1. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises [MPa]....	45
Obrázek 45 - FEM analýza matice: 2. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises [MPa]....	46
Obrázek 46 - FEM analýza matice: 1. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises v řezu [MPa].....	46
Obrázek 47 - FEM analýza matice: 2. zátěžný stav, redukované napětí Von-Mises v řezu [MPa].....	47
Obrázek 48 - FEM analýza matice: 1. zátěžný stav, deformace [mm]	47
Obrázek 49 - FEM analýza matice: 2. zátěžný stav, deformace [mm]	48
Obrázek 50 - Kritické místo: matice [MPa]	49
Obrázek 51 - Parametry zvoleného vázacího bodu třídy C817x [9]	50
Obrázek 52 - Zavěšení kotvy	51
Obrázek 53 - Zavěšení matice	51
Obrázek 54 - Kryt vícešroubové matice	52
Obrázek 55 - Umístění krytu	52
Obrázek 56 - Potřebné nářadí.....	53
Obrázek 57 - Instalace: KROK 1	54
Obrázek 58 - Instalace: KROK 2	54
Obrázek 59 - Instalace: KROK 3	54
Obrázek 60 - Instalace: KROK 4	54

Obrázek 61 - Instalace: KROK 5	55
Obrázek 62 - Instalace: KROK 5 (způsob utahování).....	55
Obrázek 63 - Instalace: KROK 6	55

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Technické parametry lisu LZK 2500 P/SH [8].....	13
Tabulka 2 - Mechanické vlastnosti oceli 12050 [7]	20
Tabulka 3 - Předpoklady vícešroubové matice	24
Tabulka 4 - Varianta 1: Vstupní parametry.....	26
Tabulka 5 - Hodnotící tabulka.....	34
Tabulka 6 - Hodnocení variant.....	35
Tabulka 8 - Přehled hodnot z FEM analýzy.....	48

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

DP2018-00	VÍČEŠROUBOVÁ MATICE	(sestava + kusovník)
DP2018-01	MATICE	(detail)
DP2018-02	PŘÍDAVNÝ ŠROUB	(detail)

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Konstrukční kusovník - jednoúrovňový		Datum: 14.05.2018	Str.: 1/2
ID: DP2018-00		Ver.:	Stav: Založená		SPG kód:
Název: VÍCEŠROUBOVÁ MATICE					
Vyhledávací klíč I:			Vyhledávací klíč II:		
Čistá hm.: 135,52		Váhová MJ: kg	Konstr.sk.:	Vypracoval: Matoušek Jan	

Text položky:

Ur.	Poz.	ID položky		Verze	Rozměr / Velikost svaru	Sest. / Det.	
		Název součásti / svaru			Norma / Třída provedení svaru	Délka	
V/N		Stav			Materiál výchozí / Svařeno I	Šířka	
		Množ.	MJ	Čistá hm.	Váh. MJ.	Materiál / Svařeno II	Počet ks.
		Pl. vazby od		Pl. vazby do		TDP	SPG kód
Text BOM							
Text položky							

1	1	DP2018-01				Detail
		MATICE			ČSN 42 2617	
		Založená				
V		2 ks	47,190 kg		42 2917.7	
					EN 10204-3.1	

1	2	DP2018-02			KR 32	Detail
		PŘÍDAVNÝ ŠROUB			EN 10060	
		Založená				
V		36 ks	0,255 kg		13 240.6	
					EN 10204-3.1	

1	3	DP2018-03			P 40	Detail
		PODLOŽKA TVRZENÁ			ČSN 425310.11	
		Založená				
V		1 ks	24,89 kg		12 050.1	
					ČSN 420209.68, EN 10204-3.1	

1	4	DP2018-04				Sestava
		KRYT				
		Založená				
V		1 ks	10,54 kg			
					EN 10204-3.1	

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Konstrukční kusovník - jednoúrovňový		Datum: 14.05.2018	Str.: 2/2
ID: DP2018-00		Ver.:	Stav: Založená		SPG kód:
Název: VÍČEŠROUBOVÁ MATICE					

1	5	DP2018-05		KR 35	Detail
		PODLOŽKA		EN 10060	
		Založená			
V		2 ks	0,03 kg	S235J2+N	
				EN 10025-2, EN 10204-3.1	

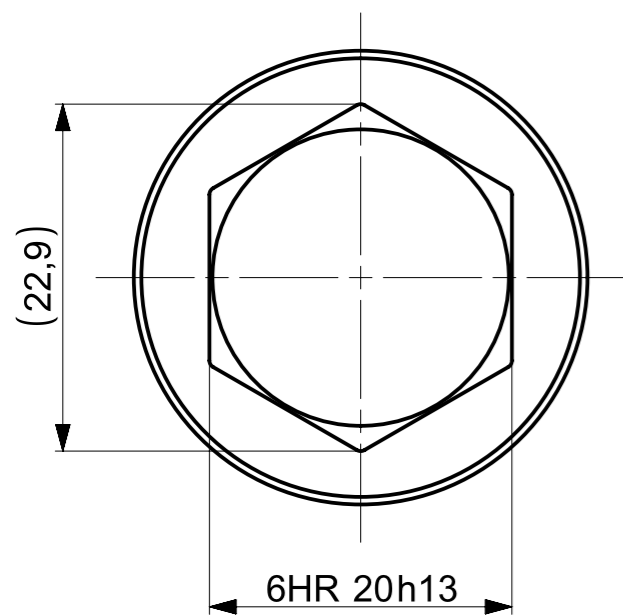
1	6	70017930		M20x110-8.8	Detail
		ŠROUB		DIN 609	
		Platná			
N		4 ks	0,37 kg		

1	7	70125954		21	Detail
		PODLOŽKA		DIN 125-1A	
		Platná			
N		2 ks	0,03 kg		

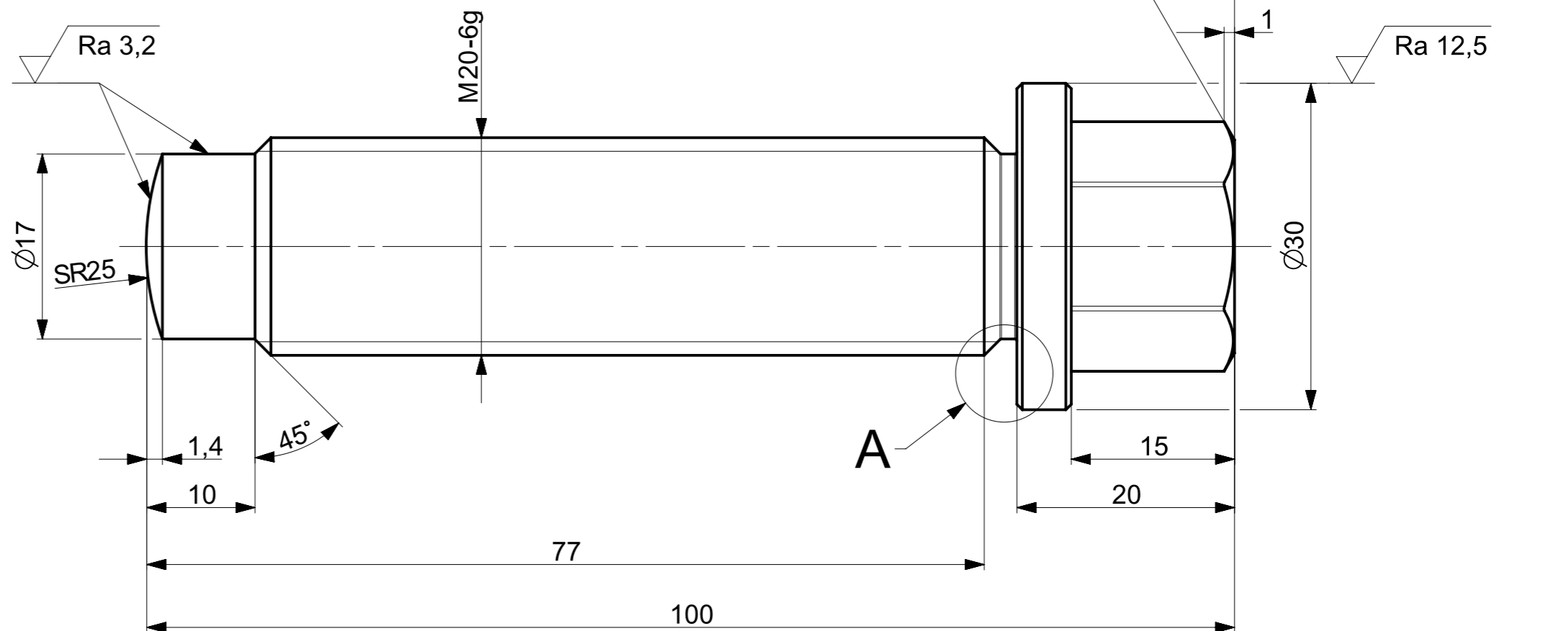
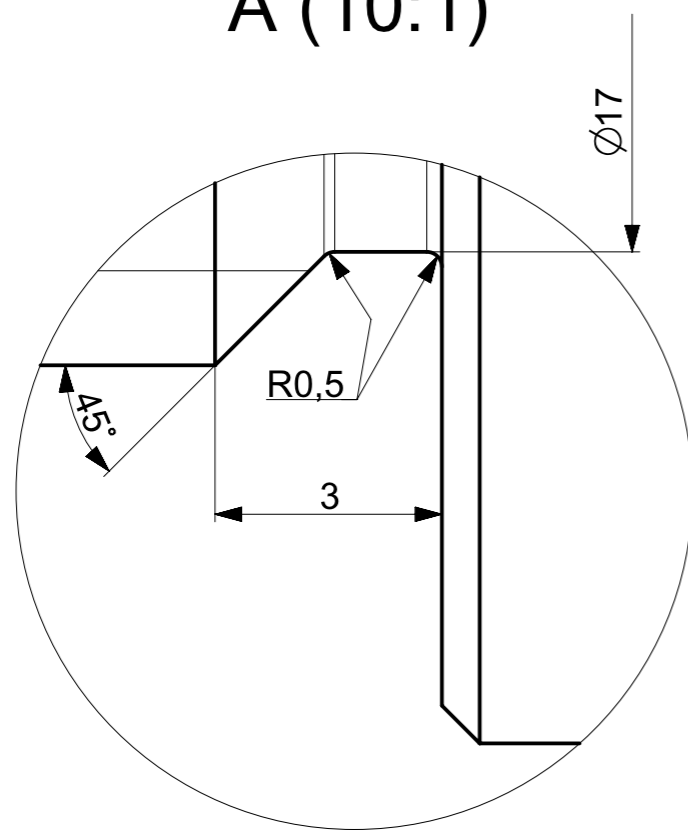
1	8	70017693		NL 20 SP	Detail
		PODLOŽKA		NORD-LOCK	
		Platná			
N		2 ks	0,03 kg		

1	9	70001187		M20-8 A3L	Detail
		MATICE		ISO 4032	
		Platná			
N		4 ks	0,082 kg		

1	10	70000083		M8x30-8.8 A3L	Detail
		ŠROUB		ISO 4014	
		Platná			
N		2 ks	0,02 kg		





A (10:1)



NEKÓTOVANÉ RÁDIUSY R0,5
NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 0,5x45°

KALENO A POPUŠTĚNO NA 58(+2/-) HRC

---	KR32	EN 10060	13240.6/---	---	0,255	---	DP2018-00	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kreslil / Drawn by	14.5.2018	MATOUŠEK						
Prezkoušel / Checked by	---	---						
Schválil / Approved by	---	---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		Meritko / Scale			
	pridavny_sroub_dwg 2		---		2:1			
Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.		Format				
pridavny_sroub_dwg 2		DP2018-00		A3				
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format	
PRIDAVNY SROUB				0	DP2018-02		A3	
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	