



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

HYDRAULICKÝ ROVNACÍ DÍLENSKÝ LIS

WORKSHOP STRAIGHTENING HYDRAULIC PRESS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Daniel Ožvoldík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Daniel Ožvoldík
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Omes, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Hydraulický rovnací dílenský lis

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hydraulický lis je určený k dílenským operacím. Lze na něm provádět technologické operace rovnání plechů a tyčového materiálu, nalisování a slisování ložisek atd. Hydraulický pohon, ovládání a elektrické části budou součástí lisu. Stojan lisu bude svařovaný uzavřený s podélnou a boční tuhostí.

Jmenovití síla 500 kN (50 tun)

Zdvih 500 mm

Přibližovací rychlost 600 mm/min

Lisovací rychlost 215 mm/min

Rozměr stolu 1600x710 mm

Cíle bakalářské práce:

Návrh hydraulického lisu s detaily.

Návrh přesouvání rámu lisu.

Výpočet hydraulického pohonu.

Vyhodnocení dosažených výsledků.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 97880-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Táto práca sa zaoberá návrhom hydraulického dielenského rovnacieho lisu. Tento lis je určený primárne k rovnaniu materiálu ako platní alebo hriadeľov. Okrem toho, môže byť použitý pri montáži ložísk alebo ohýbanie plechov. Tento lis je doslova univerzálny. Ďalej v práci bude riešená problematika návrhu tohoto lisu, výpočet hydraulického obvodu, hydraulických a elektrických komponent. Hlavnými témami tejto práce budú taktiež: deformačne pružnostná analýza rámu, výpočet hydraulického obvodu a návrh presúvania rámu lisu.

ABSTRACT

This work deals with the design of a hydraulic workshop straightening press. This press is used primarily for basic operations needed in manufacture, such as straightening the steel plates or shafts. Furthermore, it is be used for bearing assembly or bending metal sheets. The essential parts of this work are the design of the electro-hydraulic circuit, the design of moving the press frame and the analysis of the mechanics of the material.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Hydraulický lis, portálový lis, pružnostne deformačný výpočet, metóda konečných prvkov, pohon s čelným ozubením, výpočet hydraulického obvodu

KEYWORDS

Hydraulic press, portal press, mechanics of material calculation, finite element method, actuation with spur gearing, calculation of hydraulic circuit

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

OŽVOLDÍK, D. *Hydraulický rovnací dílenský lis*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2020, 65 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.

POĎAKOVANIE

Touto formou by som chcel vyjadriť obrovskú vďaku rodine, priateľke, kamarátom a každému vyučujúcemu, ktorí ma týmto štúdiom sprevádzali. Vyzdvihnúť by som chcel vedúceho bakalárskej práce pána Ing. Jiřího Omese Ph.D., za cenné rady, pripomienky, inšpiratívne návrhy a trpezlivosť.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jiřího Omese Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa

.....
Ožvoldík Daniel

OBSAH

1. ÚVOD...	15
1.1. Predslov	15
1.2. Rovnacie lisy	15
1.3. Dielenské a montážne lisy.....	15
2. MOTIVÁCIA	16
3. PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA	17
3.1. Princíp práce hydraulického lisu	17
3.2. Zhrnutie výhod a nevýhod hydraulických lisov	19
3.3. Súčasné dielenské rovacie lisy	20
3.3.1. PORTÁLOVÝ LIS BETEX PFPE 100 TON	21
3.3.2. Profi press PPTL-100.....	22
3.3.3. Hydraulický dielenský lis Sicmi PBM 70.....	23
4. NÁVRH LISU	25
4.1. Návrhový výpočet	25
4.1.1. Zadané parametre.....	25
4.1.2. PREDBEŽNÝ NÁVRH PRIEMERU PIESTU HYDROMOTORA	25
4.2. Voľba hydromotora	26
4.2.1. výpočet piestnej tyče voči medznému stavu vzpernej stability	27
4.3. Výpočet a voľba hydrogenerátora.....	28
4.4. VÝPOČET A VOĽBA ELEKTROMOTORA	29
4.5. Voľba frekvenčného meniča	33
5. NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU	34
5.1 Schéma hydraulického obvodu	34
5.2. Popis hydraulického obvodu a jeho častí	35
6. KONŠTRUKCIA RÁMU LISU	37
6.1 Určenie zaťaženia a zadanie analytickej úlohy	37
6.2. riešenie úlohy	39
6.2.1 Podmienka silovej rovnováhy.....	39
6.2.2. Deformačné podmienky.....	39
6.3. Vlastnosti podmienok analýzy m _{kp}	40
6.4. Zaťaženie lisu v stredovej polohe hydromotora.....	41
6.4.1. Napätie a bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti	41
6.4.2. Posunutie v osi z	42
Posunutie v osi x a osi y.....	42
6.5. Zaťaženie lisu v krajnej polohe hydromotora	43
6.5.1. Napätie v lise	43
6.5.3. Posunutie v osi z	44
7. NÁVRH PRESÚVANIA RÁMU LISU.....	45
7.1. Návrhový výpočet spodného pohonu.....	46
7.1.1 Odvodenie pôsobiacich síl ustálený pohyb.....	46
7.1.1 Odvodenie pôsobiacich síl rozbeh	47
7.1.2. analýza natočenia rámu pri posuve	49
7.1.3. Voľba motora pre pohon.....	50
7.1.4. Kontrolný výpočet hriadeľa pod pastorkom	50

7.1.5. Analýza mkp čapu pod ložiskom spolu s ramenom držiaka posuvu.....	51
8. NÁVRH ELEKTRICKÉHO OBVODU.....	53
9. ZHODNOTENIE A DISKUSIA VÝSLEDKOV	57
9.1 Odporúčenie pre prax.....	57
10. ZÁVER.....	59
11. ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	61
12. ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK.....	63
12.1. Zoznam obrázkov	63
12.2. Zoznam tabuliek	64
13. ZOZNAM PRÍLOH	65

1. ÚVOD

1.1. PREDSLOV

Tvárníacie stroje sú neodmysliteľnou súčasťou modernej spoločnosti. Poskytujú vysokú produktivitu polotovarov alebo hotových výrobkov a sú sčasti aj meradlom vyspelosti spoločnosti, ktorá používa daný stroj. Tvárníacie stroje môžu byť rozdelené do dvoch hlavných skupín, mechanické a hydraulické. Úlohou tejto práce je návrh hydraulického dielenského rovnacieho lisu. Teda sa zameriava iba na hydraulické stroje, konkrétne dielenské rovnacie lisy [1].

1.2. ROVNACIE LISY

Sú používané pri procesoch, pri ktorých je potrebné napraviť nežiadúce tvary a deformácie. Tieto deformácie vznikajú už pri prvotnej výrobe, obrábacích procesoch a pri tepelnom spracovaní. Narovnané súčiastky môžu byť či už polotovary, ale aj často hotové výrobky. Rovnací lis pôsobí na obrobok tlakovou silou, ktorá vytvára úroveň pnutia, vďaka ktorému sa rovnaná súčiastka vytvaruje v medziach svojej pružnosti. Počas procesu rovnania je tvárnenie kontrolované pomocou meracích prístrojov, ktoré sú v kontakte s rovnanou súčiastkou. Opísaný druh práce spomínaného lisu je nazývaný nesúvislý proces rovnania. Rovnací lis s ovládaním zdvihu umožňuje narovnanie materiálu s presnosťou na tisícinu milimetra. Tieto stroje môžu byť konkrétne použité pri spracovaní kalených vodiacich plôch, počas posledných fáz brúsenia, pre rovnanie hriadeľov a kľukových hriadeľov.[2]

1.3. DIELENSKÉ A MONTÁŽNE LISY

Dielenské a montážne lisy sa používajú pre montážne a jednoduché tvárníacie práce. Nachádzajú využitie v kusovej, ale aj sériovej výrobe menších súčiastok. Pomocou nich môžeme strihať, ohýbať, rovnať, nitovať, zalisovávať ložiská, puzdra, čapy atď. Vyskytujú sa v prevedeniach s uzavretým rámom tvaru O - príklad na obrázku 1, alebo so stojanom tvaru C, obrázok 2. Tieto lisy disponujú najčastejšie priamym olejovým pohonom. Pričný a pozdĺžny posuv piesta ak je možný, je často vykonávaný manuálne obsluhou. [3].



OBRÁZOK 1 HYDRAULICKÝ LIS S RÁMOM TYPU O OD VÝROBCU TOS RAKOVNÍK



OBRÁZOK 2 DÍLENSKÝ HYDRAULICKÝ LIS BERNARDO HP 10 [4]

2. MOTIVÁCIA

Hydraulické tvárniace stroje sú používané v rôznych odvetviach priemyslu. Tieto stroje majú možnosť vysokej automatizácie. V tom môžeme vidieť ich perspektívu do budúcnosti. Toto patrí medzi prvé pozitívum pri výbere mojej bakalárskej práce. Ďalšie pozitívum spočívalo ústavom, ktorý túto tému zastrešuje. Bol by som rád, ak by moje kroky v ďalšom nadväzujúcom štúdiu viedli práve na tento ústav- ÚVSSR. Dôležitou skutočnosťou bol pre mňa i rozsiahly popis zadania danej problematiky s obsiahlou doporučenou literatúrou. To bolo zárukou odbornosti a prehľadu vedúceho záverečnej práce v danej problematike.

Tieto skutočnosti, ktoré som spomenul ma motivovali vo výbere zadania bakalárskej práce.

3. PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

3.1. PRINCÍP PRÁCE HYDRAULICKÉHO LISU

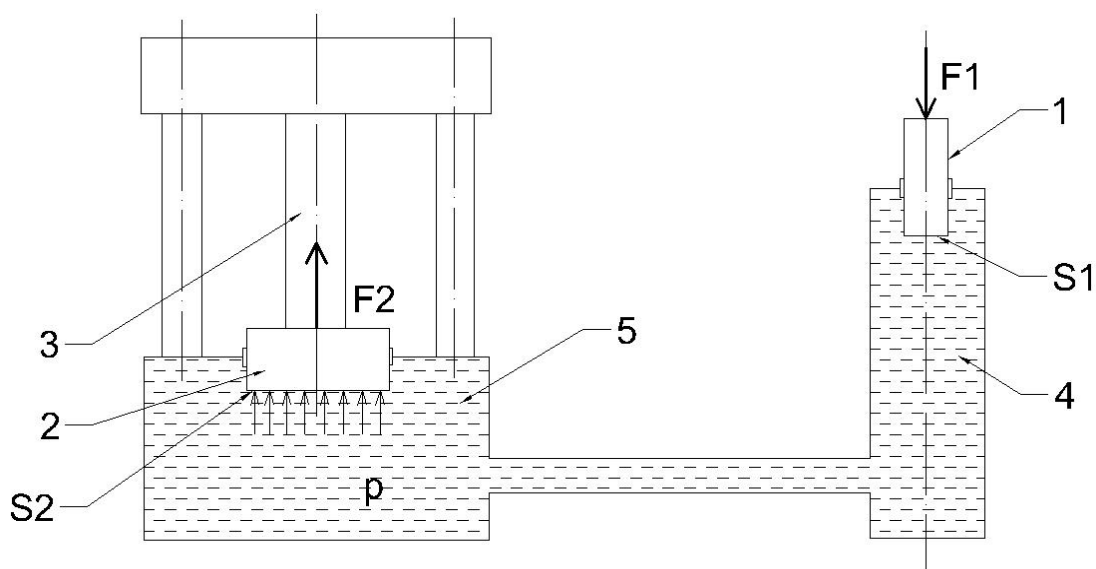
Využívanie kvapalín ako pohonnej pracovnej látky je výhodné. Môžu za to vlastnosti kvapalín, ako malá stlačiteľnosť, rýchlosť šírenia vzruchu a ďalšie. Tým hydraulické systémy veľmi dobre odpovedajú moderným požiadavkám výrobných strojov. Hydraulické stroje pri násobení sily alebo pri akumulácii energie využívajú zákony hydromechaniky. Princíp hydraulických lisov sa teda zakladá na poznatku o rovnomernom šírení tlaku v kvapalinách všetkými smermi. Tento jav popisuje Pascalov zákon. [5]

Pascalov zákon znie: Tlak ktorý vznikne pôsobením vonkajšej sily na povrch kvapaliny v uzavretej nádobe, je v každom mieste kvapaliny rovnaký.

Vzťah medzi silou F a tlakom p je daný rovnicou 1. kde S je plocha na ktorú tlak pôsobí

$$F = p \cdot S \quad (1.)$$

Popis obrázku 3 k princípu práce je: tlak p sa v sústave šíri všetkými smermi rovnako. Piest 2 pôsobí silou F_2 na tvárnený materiál 3. Silu F_2 môžeme vyjadriť pomocou Pascalovho zákona pričom hydrostatický tlak zanedbáme. Piest 1 a komora 4 tvoria tlakový zdroj (čerpadlo) lisu, piest 2 a komora 5 sú pracovnou jednotkou (hydromotor). Čerpadlo je zdrojom tlakovej energie, ktorá sa v pracovnej jednotke mení na pretvárnú prácu. [5]



OBRAZOK 3 PRINCÍP PRÁCE HYDRAULICKÉHO LISU
[5]

Tlak v komore 4 kde je umiestnený piest 1 je rovnaký ako v komore kde je piest 2. Vyjadríme to rovnicou 2

$$p_1 = p_2 = p \quad (2.)$$

Ak chceme zistiť závislosť síl 1 a 2 prepíšeme rovnicu 2. podľa 1. tak vzniká rovnica 3

$$\frac{F_2}{S_2} = \frac{F_1}{S_1} \quad (3.)$$

Po vynásobení 3. S_2 dostaneme veľkosť sily F_2 v rovnici 4.

$$F_2 = \frac{F_1}{S_1} S_2 \quad (4.)$$

Tento princíp sa využíva pri vyvedení veľkej sily hydraulických lisov.

Základom výpočtu hydraulických pohonov sú rovnice(5.) kontinuity (prietoku) [5] :

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = \dots = S_n \cdot v_n = Q \quad (5)$$

kde $v_1, v_2 \dots v_n \dots$ rýchlosti prúdu kvapaliny v jednotlivých prierezoch

a Bernoulliho rovnica (6.) pre stacionárne prúdenie ideálnej kvapaliny[5]:

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + h_1 = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_2 + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad (6.)$$

Kde $S_1, S_2 \dots S_n \dots$ plochy jednotlivých prietochných prierezov

$v_1, v_2 \dots v_n \dots$ rýchlosti prúdu kvapaliny v jednotlivých prierezoch

$p_1, p_2 \dots$ tlaky kvapaliny v jednotlivých prierezoch

$h_1, h_2 \dots$ nivelačné výšky jednotlivých prierezov

$\rho \dots$ hustota kvapaliny

$g \dots$ gravitačné zrýchlenie

$\Delta p \dots$ tlaková strata spôsobená prenosom energie medzi dvoma prierezmi S_1 a S_2

Ak je prvý prierez pri hydrogenerátore a druhý pri hydromotore, potom platí pre hydraulický tlak na pieste hydromotora rovnica 7. [5]

$$p_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2) + \frac{\rho}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2) - \Delta p \quad (7.)$$

Pre pohon hydraulických lisov môžeme uvažovať že, gravitačný (druhý člen), aj rýchlostný (tretí) člen sú pri výpočte statickej sily zanedbateľné. Potom platí zjednodušená rovnica 8. [5]

$$p_2 = p_1 - \Delta p \quad (8.)$$

Tlakové straty v prenose energie Δp sú spôsobené odporom kvapaliny proti prúdeniu, objemovými stratami kvapaliny v dôsledku deformácií potrubia a valcov, v dôsledku stlačiteľnosti pracovnej kvapaliny a v dôsledku netesností. [5]

3.2. ZHRNUTIE VÝHOD A NEVÝHOD HYDRAULICKÝCH LISOV

Hydraulické lisy majú tieto **výhody**:

- možno ich stavať na veľké sily až 1000 MN,
- veľkosť pracovného zdvihu sa dá nastaviť ľubovoľne z celkového zdvihu šmýkadla,
- rýchlosť pohybu šmýkadla možno stanoviť pri konštrukcii lisu podľa potreby technologického procesu,
- jednoduché dosiahnutie konštantného tlaku a rýchlosti pri tvárniacom procese,
- možnosť plynule regulovať tlak aj rýchlosť,
- jednoduchá a rýchla reverzácia pohybu šmýkadla,
- možnosť mechanizácie a automatizácie pracovného cyklu a pomocných operácií,
- s použitím moderných hydraulických systémov možnosť zvyšovať počet zdvihov, pri kovacích lisoch je možné dosiahnuť počet zdvihov cca $80 \div 120 \text{ min}^{-1}$ (hodnota bežná u kľukových lisov),
- nízka hlučnosť pri práci,
- veľká životnosť stroja a jeho jednoduchá údržba (výmena tesnení popri prípade vedení),
- široká technologická použiteľnosť.

[5,6]

Hydraulické lisy majú tieto **nevýhody**:

-väčšiu zložitosť konštrukcie pohonu,

-horšiu účinnosť,

-vyššie výrobné náklady v porovnaní s mechanickými lismi s rovnakou menovitou silou. Je to spôsobené komponentami hydraulického systému, pretože sú náročné na presnosť.

-hrozba ekologickej havárie únikom pracovnej kvapaliny.

[5,6]

3.3. SÚČASNÉ DIELENSKÉ ROVACIE LISY

V dnešnej dobe je na európskom trhu značné množstvo výrobcov a aj predajcov z oblasti hydraulických strojov. Vyhľadávanie strojov pre prehľad bolo zamerané na stroje z rovnakej kategórie ako je stroj navrhovaný v tejto práci. Lisy, ktoré sú uvedené majú veľmi podobné parametre a vlastnosti. Spolu zobrazujú stav súčasnej situácie tejto časti oboru a zároveň slúžia ako inšpirácia pri ďalšom návrhu lisu.

Toto sú tri lisy, ktoré sú v ponuke na internetových stránkach zaoberajúcimi sa hydraulickými strojmi a súčiastkami.

3.3.1. PORTÁLOVÝ LIS BETEX PFPE 100 TON

Tento robustný hydraulický portálový lis je vyrobený z prvotriednej ocele. Je mimoriadne vhodný na tvarovanie, vyrovnávanie alebo ohýbanie veľkých plechov a ťažkých materiálov. Rám sa môže posúvať pozdĺžne a valec sa môže posúvať priečne, čo umožňuje prístup k materiálu zo všetkých strán. Pohyb valca a rámu sa vykonáva ručne. Hydraulický systém je veľmi presný, či už je ovládaný elektricky alebo ručne (s ručným čerpadlom). Tento portálový lis je vybavený integrovaným manometrom pre kontrolu tlaku v systéme. Dvojrýchlostná motorizovaná hydraulická jednotka má automatické odpojenie vysokej rýchlosti a obsahuje regulátor tlaku, pákový ovládač na ovládanie valca a ručné čerpadlo na presnú lisovaciu prácu. Dodáva sa s predĺžením valca. Lis je na obrázku 4.[7]

Dodatočné možnosti: Vlastné rozmery, rôzne prevedenia a tonáže na požiadanie, diaľkový ovládač / nožný pedál.

Parametre lisu sú uvedené v tabuľke 1. [7]

Technické parametre lisu	
Menovitá lisa [t]	100
Výkon motora [kW]	2,2
Dĺžka zdvihu [mm]	380
Maximálny tlak [Mpa]	25
vnútorná šírka portálu [mm]	1100
vnútorná výška portálu [mm]	700
Výška stola [mm]	720
Veľkosť pracovného stola [mm]	1740x996
Hmotnosť [kg]	1650

TABUĽKA 1 PARAMETROV LISU BETEX PFPE [7]



OBRÁZOK 4 PORTÁLOVÝ LIS BETEX PFPE [7]

3.3.2. PROFI PRESS PPTL-100

Tento lis vyrobený v Holandsku so silou 100 ton má ručne pohyblivý portál aj s pohybom piestu v priečnom smere. Vďaka tomuto môže ľahko dosiahnuť rôzne body povrchu stola. Dizajn tohto portálového lisu umožňuje umiestniť ťažký materiál na stôl pomocou žeriavu a posúvať portál po pracovnom priestore. Kvalita týchto hydraulických rovnacích lisov je veľmi vysoká. Okrem toho je hydraulická jednotka vybavená regulátorom tlaku s 2 rýchlosťami, joystickom a ručným čerpadlom na presné lisovanie. Piest má nadstavec aby bolo možné dosiahnuť na povrch stola. Lis môžete vidieť na obrázku 5 a jeho parametre v tabuľke 2. [8]

Technické parametre lisu	
Menovitá lisa [kN]	981
Výkon motora [kW]	2,2
Dĺžka zdvihu [mm]	380
Maximálny tlak [Mpa]	25,8
výška stola(working height) [mm]	720
Veľkosť pracovného stola [mm]	1740x996
pracovná rýchlosť [mm/s]	2,47
približovacia rýchlosť [mm/s]	7,54
spätná rýchlosť [mm/s]	9,06
celková dĺžka [mm]	1740
celková šírka [mm]	1670
celková výška [mm]	2034
Hmotnosť [kg]	1685

TABUĽKA 2 PARAMETRE LISU PPTL-100 [8]



OBRÁZOK 5 LIS PPTL-100 [8]

3.3.3. HYDRAULICKÝ DIELENSKÝ LIS SICMI PBM 70

Profesionálny hydraulický lis vo výrobnej kvalite pre rovnanie, montáž a demontáž súčastí za studena aj za tepla. Prevedenie do výroby s pohyblivým pracovným stolom (ručný posun) s uľahčenou nákladkou/výkladkou obrobku zhora. Ručné ovládanie pomocou páky a mikropsínača pre bezpečnú kontrolu oboma rukami v súlade s CE-normou. U lisov s výkonom od 70 t je hydraulický valec pohyblivý v ose X (ručné ovládanie). Pracovisko lisu je zostavené z dvoch častí, vlastného lisu a pracovného stola. Stôl je masívny zvarenec z odliatok a plechov. Je možné jednoducho premiestniť pracovný nástroj, bez nutnosti manipulovania s obrobkom na stole. Cena tohto stroja je 329 120,00 Kč. [9]

Technické parametre sú uvedené v tabuľke 3 a lis na obrázku 6.[9]

Technické parametre lisu	
Menovitá lisa [t]	70
Príkon motora [kW]	1,5
Dĺžka zdvihu [mm]	500
výška stola [mm]	800
pracovný rozsah [mm]	700
vnútorná šírka [mm]	900
pracovná rýchlosť [mm/s]	2
približovacia rýchlosť [mm/s]	20
spätná rýchlosť [mm/s]	20
celková dĺžka [mm]	1700
celková šírka [mm]	1000
celková výška [mm]	2400
Hmotnosť [kg]	980

TABUĽKA 3 PARAMETRE LISU SICMI PBM 70 [9]



OBRÁZOK 6 LIS SICMI PBM 70 [9]

4. NÁVRH LISU

4.1. NÁVRHOVÝ VÝPOČET

4.1.1. ZADANÉ PARAMETRE

Menovitá sila $F_n = 500 \text{ kN}$ (50 ton)

Zdvih $z = 500 \text{ mm}$

Približovacia rýchlosť $v_p = 600 \text{ mm/min} = 10 \text{ mm/s}$

Lisovacia rýchlosť $v_l = 215 \text{ mm/min} = 3,583 \text{ mm/s}$

Rozmer stola $1600 \times 710 \text{ mm}$

4.1.2. PREDBEŽNÝ NÁVRH PRIEMERU PIESTU HYDROMOTORA

Výpočty sú prevedené podľa princípov hydraulických strojov. Pre predbežný výpočet priemeru je použitá upravená rovnica 1. Pomocou základných znalostí matematiky a charakteristických rozmerov je vyjadrená plocha piestu vzorcom 9. V prehľade súčasného stavu vedy sú v hydraulických systémoch lisov uvedené maximálne tlaky 25 MPa . Keďže navrhovaný stroj je s menšou menovitou silou ako u lisov spomenutých, návrhový tlak je zvolený 20 MPa .

Návrhový tlak

$$p_n = 20 \text{ MPa}$$

Návrhová plocha piestu spočítaná rovnicou 9.

$$S_n = \frac{F_n}{p_n} = \frac{500000}{20} = 25000 \text{ mm}^2 \quad (9.)$$

Priemer piestu spočítaný rovnicou 10.

$$S_n = \pi \cdot \frac{d_n^2}{4} \rightarrow d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot S_n}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25000}{\pi}} = 178,412 \text{ mm} \quad (10.)$$

Návrh je zaokrúhlený na obvyklú hodnotu pre priemery piestov v hydrogenerátore.

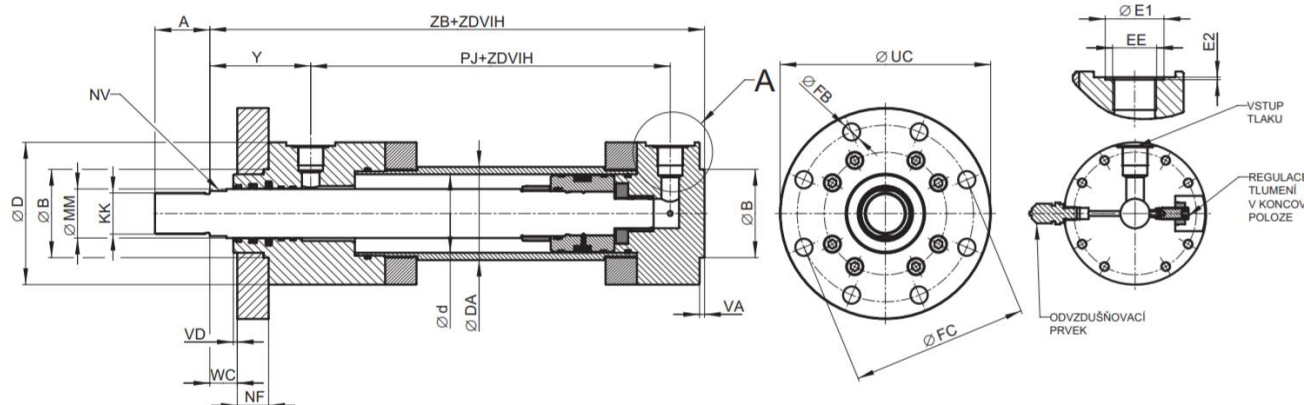
$$d_p = 180 \text{ mm}$$

4.2. VOĽBA HYDROMOTORA

Podľa návrhových parametrov volím vyhovujúci hydromotor s prírubou na strane výsuvu piestnej tyče obrázok 7 od firmy HYDRAULICS s.r.o s označením

ISO 60022 MF3 180 110 500 M 0 0 1 1 S O O 3 3 S N O

Vysvetlivky jednotlivých častí označenia hydromotora sa nachádzajú v skrátenej časti katalógu s označením ako príloha .1 [10]



OBRÁZOK 7 SCHEMATICKÝ NÁKRES HYDROMOTORA S ROZMERMÍ ZÁVISLÝMI NA TABUĽKE 4. [11]

Ød	Ø MM	KK 6g	EE _M (Metrický)	EE _G (Trubkový)	ZB	A	ØD	ØDA	WC	VD min	FB H13	FC js13	ØB H8/f8	Y	PJ	NV	UC	NF js13	ØE1	E2	Zdvih min.	Hmotnosť při zdvihu Z (kg)
180	110	M90x3	M42x2	G11/4	505	106	292	210	45	5	33	355	185	155	257	*	425	50	49	2	150	255,20 + Z x0,1460

TABUĽKA 4 ROZMEROVÝCH HODNÔT ZVOLENÉHO HYDROMOTORA [11]

4.2.1. VÝPOČET PIESTNEJ TYČE VOČI MEDZNÉMU STAVU VZPERNEJ STABILITY

návrhový súčiniteľ bezpečnosti

$$k_k = 2$$

Menovitá sila pri namáhaní

$$F_n = 500kN$$

Maximálna sila pri namáhaní spočítaná rovnicou 11.

$$F_{\max} = k_k \cdot F_n = 2.500 = 1MN \quad (11.)$$

Kritická sila F_{kr_d} pri namáhaní na medzný stav vzpernej stability vyplývajúca z navrhovaného hydromotora a jeho piestnej tyče. Uvedený vzorec vyjadrenia F_{kr_d} č. 10 je prispôsobený našej konkrétnej situácii

pre našu situáciu platí že súčiniteľ α je

$$\alpha = 2 \cdot \pi \quad [11]$$

dĺžka prutu (piestu)

$$l = z = 500mm$$

modul pružnosti v ťahu E pre konštrukčnú oceľ

$$E = 210GPa$$

priemer piestnej tyče

$$d_t = 110mm$$

Kvadratický moment piestnej tyče spočítaný rovnicou 12.

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot d_t^2}{64} \quad (12.)$$

Kritická sila pre piestnu tyč spočítaná rovnicou 13.

$$F_{kr_d} = \alpha^2 \cdot E \cdot \frac{J_{\min}}{l^2} = 4 \cdot \pi^2 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi \cdot 110^2}{64 \cdot 500} = 238,331MN \quad (13.)$$

Maximálna sila $F_{\max}$ je oveľa menšia ako kritická sila vzťahnutá na navrhovaný priemer piestnej tyče F_{kr_d} . Z toho vyplýva, že ani zďaleka nepríde k medznému stavu vzpernej stability. Zvolený hydromotor vyhovuje.



OBRÁZOK 8 SÚČINITEĽ ALFA PRE MEDZÝ STAV VZPERNEJ STABILITY [11]

4.3. VÝPOČET A VOĽBA HYDROGENERÁTORA

Pracovnú plochu pre pohyb vpred vypočítame z jednoduchého matematického vzťahu označeného ako rovnica 14.

$$S_{prac} = \pi \cdot \frac{d_p^2}{4} = \pi \cdot \frac{180^2}{4} = 25450 \text{ mm}^2 \quad (14.)$$

Pracovná plocha piestu pre pohyb späť je daná rovnicou 15.

$$S_{sp} = \pi \cdot \frac{(d_p^2 - d_t^2)}{4} = \pi \cdot \frac{(180^2 - 110^2)}{4} \quad (15.)$$

Teoretický potrebný pracovný tlak tekutiny vypočítame rovnicou 16. Samozrejme ako bolo spomenuté v princípoch hydrauliky v hydraulickom systéme dochádza aj k strátam, ale tie zatiaľ nebudú uvažované z dôvodu neznámeho hydraulického obvodu.

$$p_p = \frac{F_n}{S_{prac}} = \frac{500000}{25450} = 19,65 \quad (16.)$$

Potrebný objemový prietok pri približovaní spočítaný rovnicou 17.

$$Q_p = v_p \cdot S_{prac} = 10 \cdot 25450 = 15.268 \text{ L / min} \quad (17.)$$

Potrebný objemový prietok pri pracovnom cykle spočítaný rovnicou 18.

$$Q_l = v_l \cdot S_{prac} = 3,583 \cdot 25450 = 5,471 \text{ L / min} \quad (18.)$$

Z dostupných zdrojov bol zvolený vhodný generátor pre navrhovaný lis. Je to zubový hydrogenerátor od firmy Marzocchi Pompe s.p.a. s označením [12]

ALP1 A D 7 C1 FG

Obrázok 9. [13] zobrazuje prevedenie hydrogenerátora. Všetky rozmery a vysvetlivky sú dostupné v prílohe č.2- skrátený katalóg hydrogenerátora. Je definovaný týmito parametrami

Maximálny tlak

$$p_{\max} = 230 \text{ bar} = 23 \text{ MPa}$$

Prietok za jednu otáčku

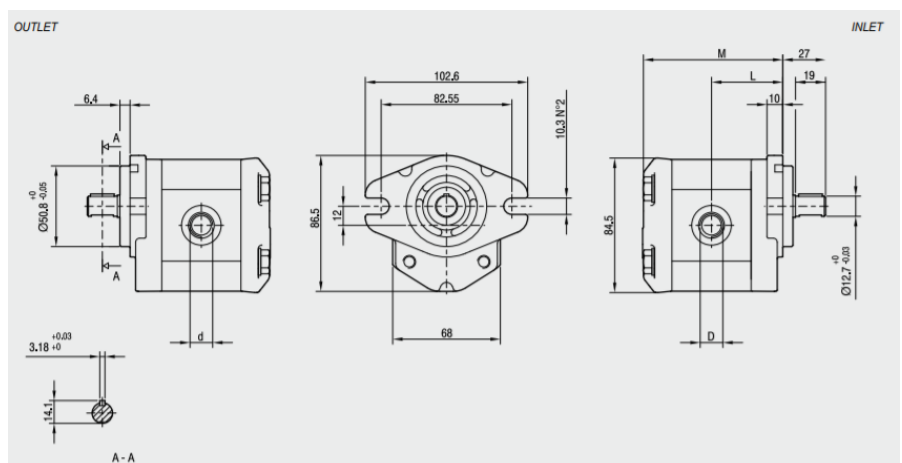
$$Q_{ot} = 5,2 \text{ cm}^3 = 0,0052 \text{ L}$$

Maximálne otáčky

$$n_{\max} = 3500 \text{ min}^{-1}$$

Maximálny objemový prietok

$$Q_{\max} = Q_{ot} \cdot n_{\max} = 18,2 \text{ L / min}$$



OBRÁZOK 9 TYP ZVOLENÉHO HYDROGENERÁTORA [13]

4.4. VÝPOČET A VOĽBA ELEKTROMOTORA

Súčasný a efektívny spôsob regulácie prietoku čerpadla je možné použiť frekvenčný menič, ktorý ovplyvňuje otáčky asynchrónneho elektromotoru. Aby bolo možné frekvenčný menič nastaviť je potrebné aby boli známe požadované otáčky elektromotora. Výkon elektromotora bude určený charakteristikou čerpadla, ktorá je uvádzaná výrobcom v katalógu, ktorý je označený ako príloha 2.

Otáčky elektromotora

Podľa najväčšieho požadovaného prietoku Q_p pri približovaní sú spočítané potrebné otáčky motora rovnicou 19.

$$n_{pp} = \frac{Q_p}{Q_{ot}} = \frac{15,268}{0,0052} = 2936 \text{ min}^{-1} \quad (19.)$$

Podľa prietoku Q_l pri lisovaní sú spočítané potrebné otáčky motora rovnicou 20.

$$n_{pl} = \frac{Q_l}{Q_{ot}} = \frac{5,471}{0,0052} = 1052 \text{ min}^{-1} \quad (20.)$$

Predbežný výkon hydrogenerátora spočítame násobkom tlaku a prietoku kvapaliny pri lisovaní vyjadrený rovnicou 21.

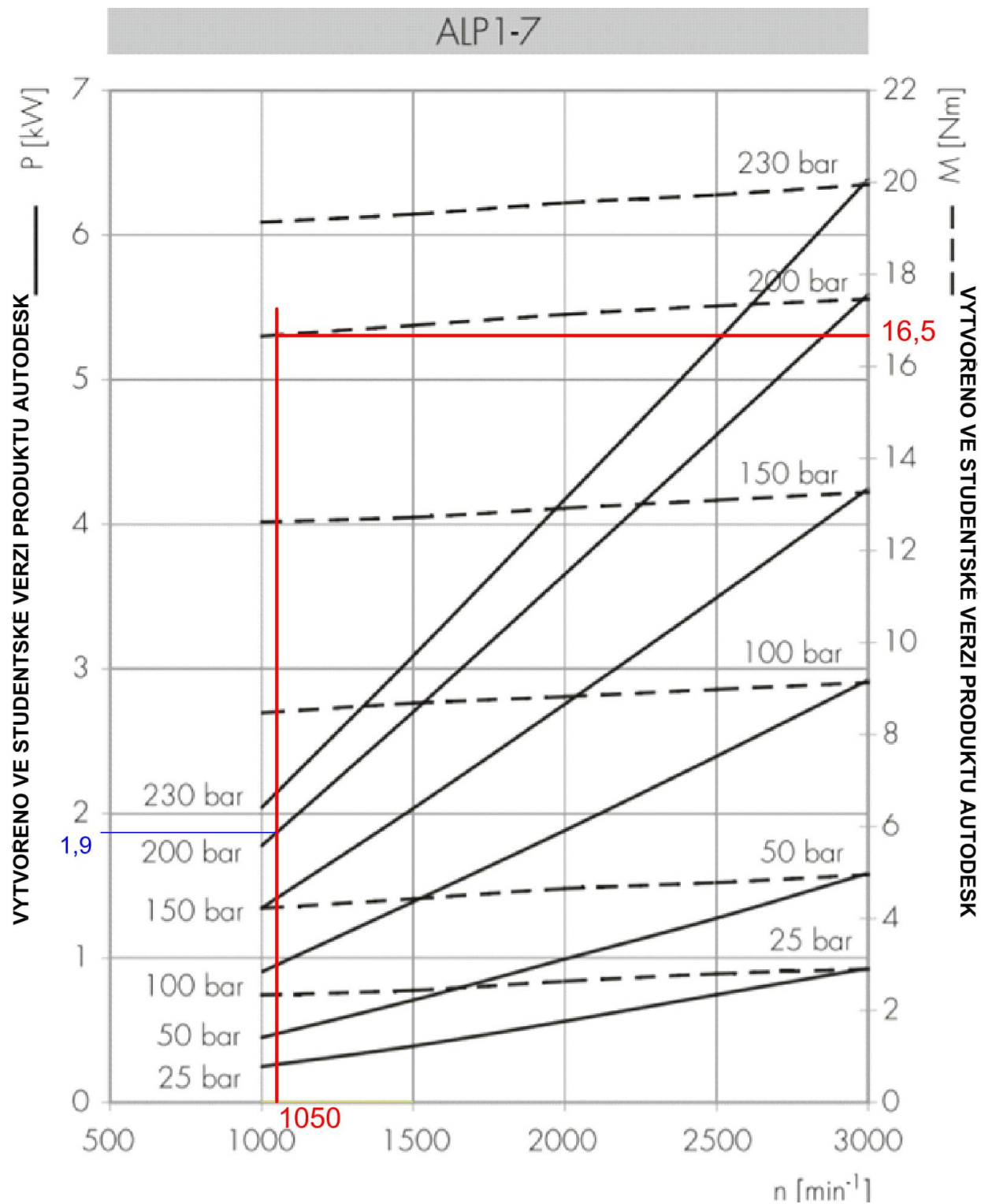
$$P_h = p_p \cdot Q_l = 19,65 \cdot \frac{5,471}{60} = 1,792 \text{ kW} \quad (21.)$$

V dobe kedy prichádza k lisovaniu je potrebný výkon elektromotora určený pomocou grafu charakteristík čerpadla rady ALP1 veľkosti 7. Po vynesení údajov do grafu je určený potrebný výkon elektromotora pri lisovaní. Tento výkon je 1,9 kW o veľkosti krútiaceho momentu 16,5 Nm. Stále však nie sú uvažované hydraulické straty. To vedie k zvoleniu elektromotora, ktorý má rezervy či už pri výkone, ale aj pri krútiacom momente.

Ako vyhovujúci motor je zvolený

ELEKTROMOTOR 3KW 1AL100L2-4 [13]

Tento elektromotor od firmy Vybo Electric má výkon 3 kW pri otáčkach 1440 ot/min a krútiaci moment 19,9 Nm ak je napájaný napätím 400V a kmitočtom 50Hz. Jeho otáčky ale budú modifikované frekvenčným meničom. So zmenou frekvencie môže prísť aj k zníženiu krútiaceho momentu a výkonu. V ďalšej časti o elektromotore budú spočítané potrebné frekvencie a príde k overeniu- či vyhovuje krútiaci moment a výkon aj za nových podmienok.



Obrázok 10 graf potrebných vstupných parametrov pre vyvodenie určitého tlaku na výstupe čerpadla P- potrebný výkon, M-potrebný krútiaci moment, n-prevádzková rýchlosť [12]

Dopočítanie frekvencií vstupujúce do motoru pre lisovacu rýchlosť. Použitý je vzorec 22. pre výpočet otáčiek pre asynchrónny elektromotor.

$$n = \frac{f}{p} \cdot (1-s) \rightarrow n = f \cdot k \quad (22.) [14]$$

n-otáčky motora (ot/s), f-napájacia frekvencia (Hz), p-počet pólových dvojíc, s-sklz.

uvažovať člen $\frac{(1-s)}{p} = k$ a je uvažovaný ako konštantný. Konštanta k je následne dopočítaná

vzťahom 23. z charakteristických údajov motora $n=1440 \text{ ot/min}=24 \text{ ot/s}$ napájacia frekvencia $f=50 \text{ Hz}$.

$$k = \frac{n}{f} = \frac{24}{50} = 0,48 \quad (23.)$$

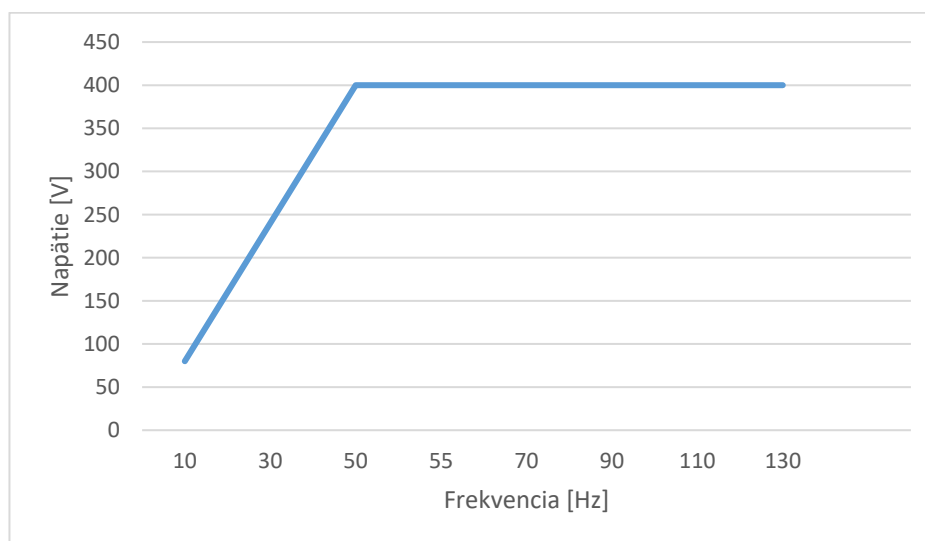
Frekvencia pri lisovacej rýchlosti spočítaná rovnicou 24.

$$f_l = \frac{n_{pl}}{k} = \frac{1052}{60,0,48} = 36,527 \text{ Hz} \doteq 36,5 \text{ Hz} \quad (24.)$$

Frekvencia pri približovacej rýchlosti spočítaná rovnicou 25.

$$f_p = \frac{n_{pp}}{k} = \frac{2936}{60,0,48} = 101,94 \text{ Hz} \doteq 102 \text{ Hz} \quad (25.)$$

Pri riadení otáčiek frekvenčným meničom je nutné dodržať konštantný pomer napätia a frekvencie U/f. O to sa stará frekvenčný menič. Táto nutnosť platí až po obmedzenie zdroja kedy napätie ostáva konštantné. Je to z dôvodu zachovania rovnakého magnetického toku. Graficky znázornené to je v nasledujúcom obrázku 11. [14]



OBRÁZOK 11 GRAF NAPÄTIA ZÁVISLÉHO NA FREKVENCIÍ

Zmena frekvencie má vplyv na točivý moment elektromotora. Do frekvencie 50Hz sa moment nemení, to spôsobuje konštantná hodnota pomeru napätia a kmitočtu. V ďalšej časti, kedy je frekvencia väčšia než 50 Hz točivý moment klesá. Jeho veľkosť je vyjadrená vzorcom 26.

$$M = \frac{U^2 \cdot m \cdot p \cdot \frac{R_2'}{s}}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \left[(R_1 + R_2')^2 + (X_{r1} + X_{r20}')^2 \right]} \quad (26.) [14]$$

U-napätie, m-počet fáz, p-počet pólových dvojíc, R_2' -odpor vinutia rotoru prepočítaný na sator, s-sklz, f-frekvencia striedavého prúdu, R_1 -odpor vynutia statoru, X_{r1} -rozptylová indukčnosť statoru, X_{r20}' - rozptylová indukčnosť rotoru prepočítaná na sator.

Napriek neznámym parametrom je časť rovnice uvažovaná ako konštanta R, ktorá je spočítaná zo základných parametrov motora rovnicou 27.

$$R = \frac{U^2 \cdot m \cdot p \cdot \frac{R_2'}{s}}{2 \cdot \pi \cdot \left[(R_1 + R_2')^2 + (X_{r1} + X_{r20}')^2 \right]} \quad (27.)$$

To zjednoduší vyjadrenie momentu a umožní určiť konštantu R pomocou rovnice 28.

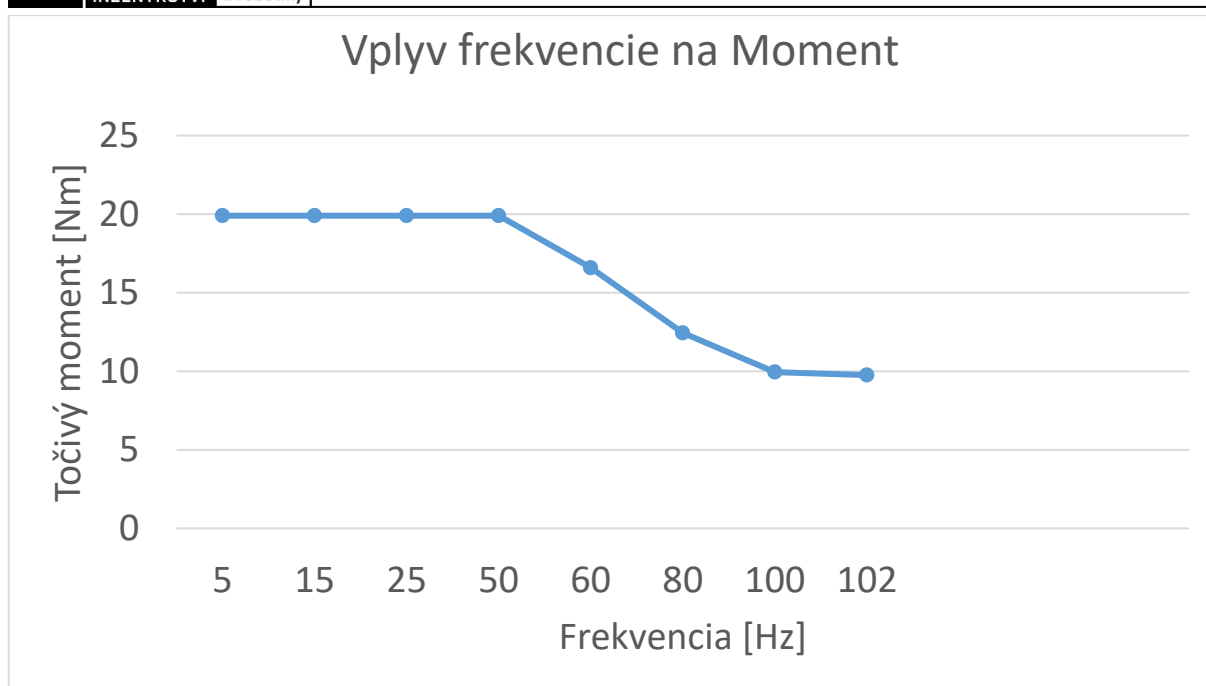
$$M = \frac{R}{f} \rightarrow R = M \cdot f = 19,9 \cdot 50 = 995 \quad (28.)$$

Ďalej je možné dopočítať točivý moment M pri zvýšenom kmitočte f. Hodnoty v tabuľke 5 pochádzajú z prílohy 3 výpočet vlastností motora

TABUĽKA 5. VEĽKOSTI MOMENTU PRI ZMENENEJ FREKVENCII

Frekvencia [Hz]	36,5	50	102
Točivý moment [Nm]	19,90	19,90	9,75

Točivý moment pri 102 Hz je potrebný pre zistenie maximálnej veľkosti spínacieho tlaku, ktorý bude regulovať otáčky motora prostredníctvom tlakového spínača.



OBRÁZOK 12 GRAF VPLYVU FREKVENCIE NA KRÚTIACI MOMENT MOTORA

V obrázku 12 je možné pozorovať vplyv frekvencie na moment a dve rôzne oblasti charakteristické pre asynchrónne motory.

Ako je zrejmé pri znížení otáčiek motora vplyvom frekvencie 36 Hz nepríde k zmene krútiaceho momentu. Príde však k zmene výkonu, ktorý je vypočítaný vzťahom 29.

$$P_{f=36,5\text{Hz}} = M \cdot \omega_{f=36,5\text{Hz}} = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 19,9 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1052}{60} = 2,19 \text{ kW} \quad (29.)$$

Výkon motora po znížení otáčiek je voči požadovanému výkonu 1,9 kW, ktorý sa nachádza v obrázku 12, dostatočne veľký. Dokonca hodnota výkonu 2,19 kW pri krútiacom momente 19,9 Nm vytvára na výstupe čerpadla tlak až 23 MPa, čo vytvára rezervu pre straty v systéme Δp až 4 MPa. Podľa tejto dedukcie sa už nebude potrebné zaujímať o tlakové straty. Tým môže byť hodnota prepúšťacieho tlaku poistného ventilu zistená pri prevádzke lisu.

4.5. VOĽBA FREKVENČNÉHO MENIČA

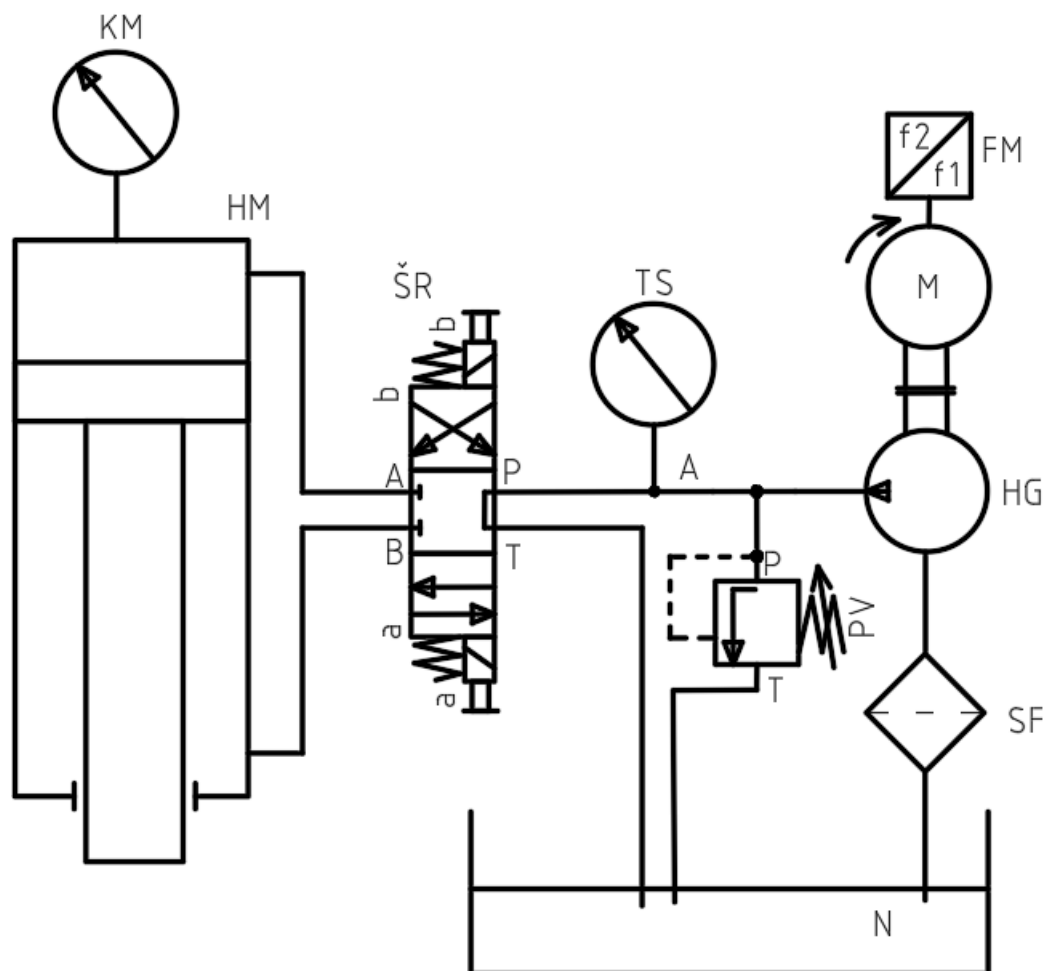
Hlavným kritériom pri výbere frekvenčného meniča je výkon, ktorý dokáže poskytnúť na jeho výstupe. Frekvenčný menič spĺňajúci túto požiadavku je od rovnakého výrobcu ako elektromotor. Má toto označenie:

4KW FREKVENČNÍ MĚNIČ STANDARD A550-4T0040-400V [14]

5. NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

5.1 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU

Na nasledujúcom obrázku 13 je návrh hydraulického systému. Popis obvodu je pod obrázkom.[1]



OBRÁZOK 13 NÁVRHU HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU

FM- frekvenčný menič

M- asynchrónny elektromotor

HG- jednosmerný regulovateľný hydrogenerátor

SF- sací filter

N- nádrž

PV- poistný ventil

TS- tlakový spínač pre reguláciu frekvenčného meniča

ŠR- elektromagneticky ovládaný šupátkový rozvádzač 4/3

HM- hydromotor

KM- kontrolný manometer

5.2. POPIS HYDRAULICKÉHO OBVODU A JEHO ČASTÍ

Kvapalina nasávaná hydrogenerátorom HG prúdi z nádrže N do sacieho filtru SF, kde príde k zachyteniu prípadných nečistôt, ktoré sú v pracovnej kvapaline. Ďalej kvapalina získava tlakovú energiu v hydrogenerátore HG, ktorý je poháňaný elektromotorom M s frekvenčným meničom FM. To umožňuje regulovať otáčky čerpadla a celkový prietok kvapaliny systémom. V nasledujúcej časti sa nachádza poistný ventil PV chrániaci hydraulický obvod pred preťažením. Za ním je umiestnený tlakový spínač TS, ktorým možno regulovať rýchlosť otáčiek elektromotora a tým aj rýchlosť priamočiareho hydromotora. V ďalšej časti vidíme šupátkový rozvádzač s posuvným pohybom šupátka ovládaný elektromagnetmi. Ten určuje, či sa hydromotor bude vysúvať, zasúvať alebo stáť. Keď je rozvádzač v polohe a- je spojený vstup kvapaliny P s výstupom A. To vedie k pohybu piestu smerom nadol. V polohe b- je vstup P spojený s výstupom B a piest vykonáva spätný pohyb. Pri polohe, ktorá je na schéme, kedy nie je zopnutý ani jeden spínač, kvapalina prúdi cez výstup T do nádrže N. Poslednou časťou obvodu je priamočiary hydromotor HM, ktorý je osadený kontrolným manometrom KM.

6. KONŠTRUKCIA RÁMU LISU

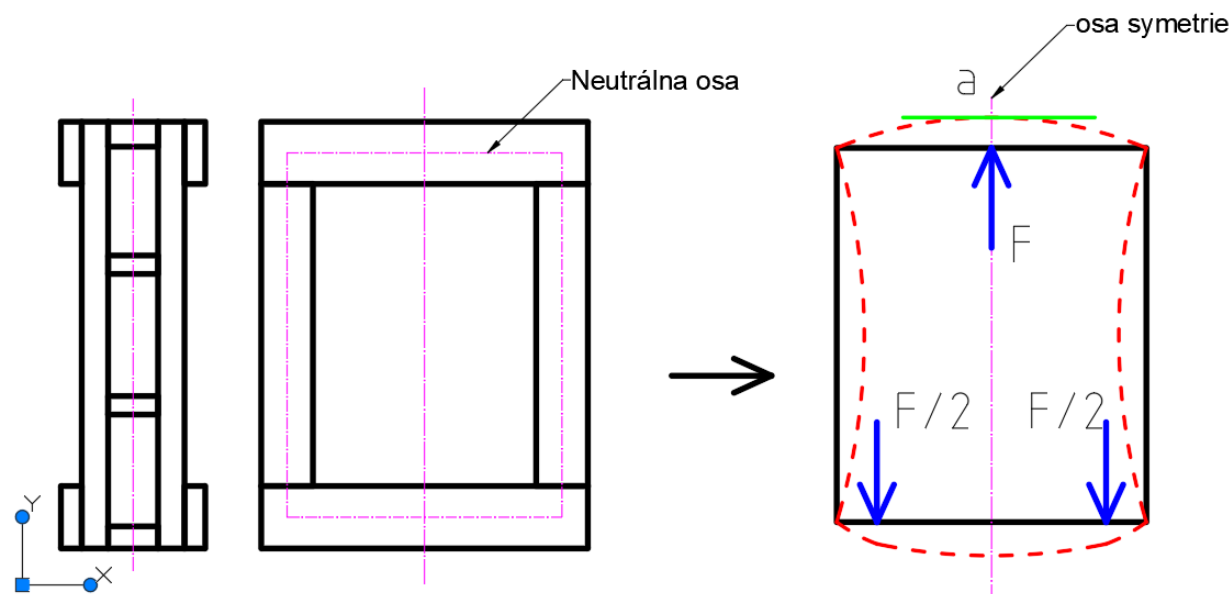
Rám lisu je dôležitou nosnou časťou lisu. Navrhovaný lis má mať uzavretý rám, to znamená že bude tvaru „O“. Deformácia rámu pri zaťažení je odporúčaná skúsenosťami vedúceho práce na maximálnu hodnotu 0,5mm. No ideálna hodnota by mala byť polovičná. V práci je spracovaný názorný príklad dvoch rôznych prístupov, analytického riešenia a pomocou programu Autodesk Inventor Professional 2019 analýzou metódy konečných prvkov, ďalej len MKP. Následne budú zobrazené nebezpečné miesta, určená deformácia a overená bezpečnosť k medznému stavu pružnosti.

6.1 URČENIE ZAŤAŽENÍ A ZADANIE ANALYTICKEJ ÚLOHY

Náčrt rámu lisu je zobrazený na obrázku 14 vľavo. Je viditeľné, že je zvarovaný z dvoch hlavných častí tvaru O. Pri definícii úlohy je použité zjednodušenie, kedy je uvažovaná iba jednu časť rámu. To zníži zaťažujúcu silu o polovicu. Následne je načrtnutá neutrálna os. Z tej je vyvedené zjednodušenie na rám zo zalomených prútov. Ten sa nachádza v pravej časti obrázku 14.

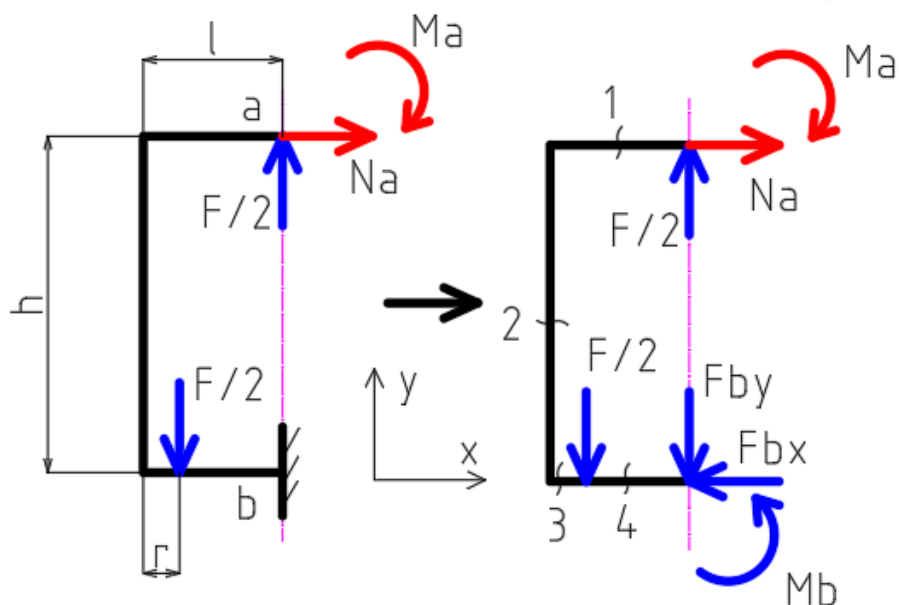
Zaťažujúca sila F je vyjadrená rovnicou 30. takto

$$F = \frac{F_n}{2} = \frac{500000}{2} = 250000N \quad (30.)$$



OBRÁZOK 14 NÁČRT RÁMU A SCHÉMA ZAŤAŽENIA

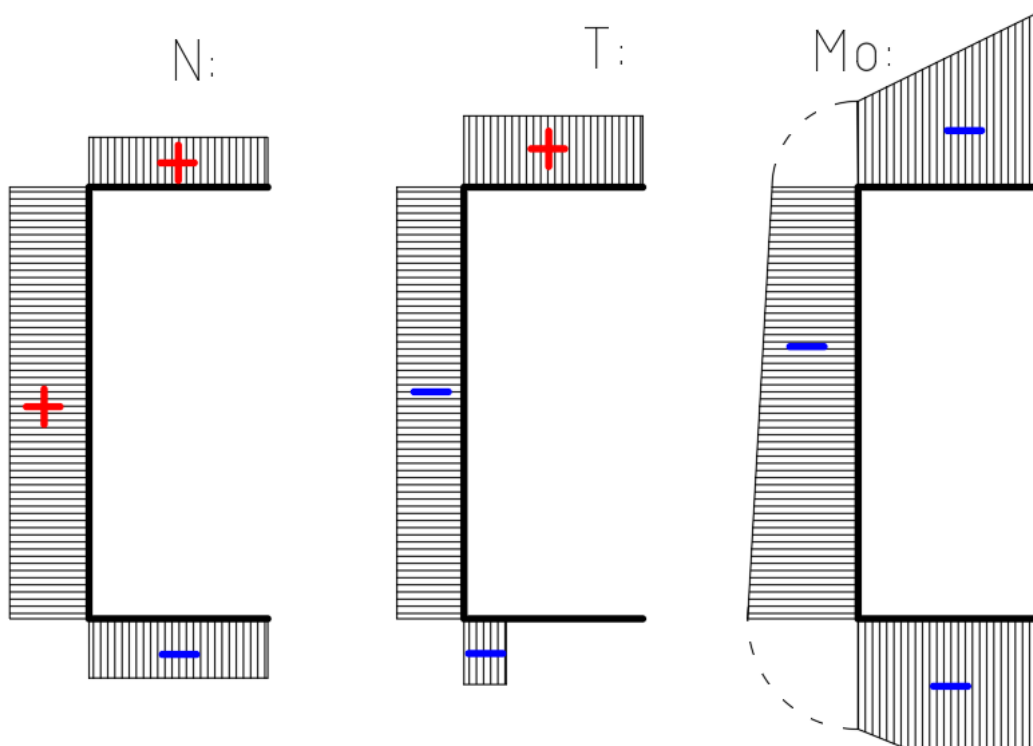
Úloha je trikrát staticky neurčitá, preto je ďalej využitá symetria rámu. To zníži úlohu na dva krát staticky neurčitú. V tomto prípade musí byť zaťažujúca sila, ktorá pôsobí v mieste symetrie zmenšená o polovicu. Tak isto doplnený moment M_a a sila N_a , ktoré zachovávajú pôvodný tvar deformácie. Na obrázku 15 je prevedené využitie symetrie a následné uvoľnenie vzniknutého zalomeného prútu.



OBRÁZOK 15 VYUŽITIE SYMETRIE A UVOLNENIE ZALOMENÉHO PRÚTU

Uvoľnený prút je rozdelený na štyri časti.

Výsledné vnútorné účinky-VVÚ sú na obrázku 16 popísané normálovou silou N , posúvajúcou silou T a ohybovým momentom M_o . Môžu poslúžiť k určeniu nebezpečných miest na ráme.



OBRÁZOK 16 VVÚ

6.2. RIEŠENIE ÚLOHY

6.2.1 PODMIENKA SILOVEJ ROVNOVÁHY

Podmienka statickej rovnováhy 31. nám umožní získať časť rovníc potrebných pre určenie priebehov vnútorných účinkov.

$$\begin{aligned}\sum \vec{F}_x &= 0 \rightarrow N_a - F_{bx} = 0 \rightarrow N_a = F_{bx} \\ \sum \vec{F}_y &= 0 \rightarrow \frac{F}{2} - \frac{F}{2} - F_{by} = 0 \rightarrow F_{by} = 0 \\ \sum \vec{M}_{zb} &= 0 \rightarrow -M_a - N_a \cdot h + \frac{F}{2} \cdot (l - r) + M_b = 0 \rightarrow M_b = M_a + N_a \cdot h - \frac{F}{2} \cdot (l - r)\end{aligned}\quad (31.)$$

Zo statickej rovnováhy je možné využiť iba dve rovnice pre štyri neznáme. Neznáme parametre sú: normálová sila N_a , sila v mieste votknutia F_{by} , Moment v mieste a) M_a a moment v mieste votknutia M_b . Aby mohli byť neznáme členy rovníc dopočítané je nutné použiť deformačné podmienky. Tie zabezpečia potrebné rovnice, ktoré umožnia vypočítať úlohu.

6.2.2. DEFORMAČNÉ PODMIENKY

Deformačné podmienky sú vyvedené z obrázku 14. V mieste a) musí byť zachované nulové natočenie strednice. To popisuje rovnica 32. a posunutie od normálovej sily taktiež nulové popísané rovnicou 33. Kvadratický moment prierezu je uvažovaný konštantný po celej dĺžke.

$$\varphi_a = 0 = \frac{\partial W}{\partial M_a} = \frac{1}{E \cdot J_y} \int M \cdot \frac{\partial M}{\partial M_a} \quad (32.)$$

$$x_a = 0 = \frac{\partial W}{\partial N_a} = \frac{1}{E \cdot J_y} \int M \cdot \frac{\partial M}{\partial N_a} \quad (33.)$$

$$M_a = f(F, N_a) \quad (34.)$$

$$N_a = f(F) \quad (35.)$$

Pomocou deformačnej podmienky o natočení je vyjadrený moment M_a ako funkcia zaťažovacej sily F a normálovej sily N_a 34. Z deformačnej podmienky o nulovom posunutí dostávame vyjadrenú normálovú silu ako funkciu zaťažovacej sily 35. Spätným dosadením sú získané všetky hodnoty pre určenie neznámych. Po určení nebezpečných miest, ktoré sa nachádzajú pri zalomeniach prútov a v mieste a) je možné pomocou kombinovaného namáhania spočítať príslušnú bezpečnosť.

V dnešnej dobe takýto prístup nie je veľmi používaný a preferuje sa riešenie pomocou MKP ktoré berie do úvahy viac geometrie a neobsahuje toľko zjednodušení ako v tomto prípade a je teda presnejšie. Samozrejme aj analytické riešenie má svoje využitie pri jednoduchých úlohách, kde nám poskytuje výsledky v kratšej dobe.

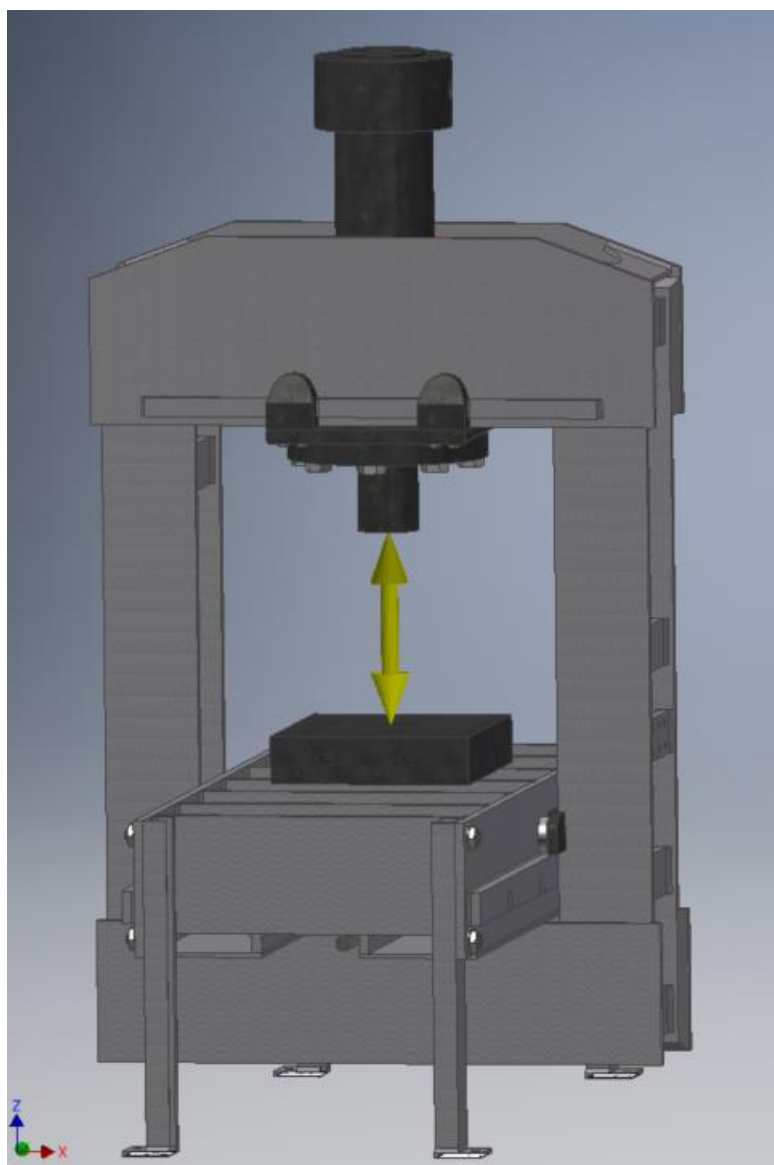
6.3. VLASTNOSTI PODMIENOK ANALÝZY MKP

Pre nižšiu výpočtovú zložitosť je lis v prevedení bez niektorých súčastí, ktoré neovplyvňujú výsledky analýzy. Geometria je definovaná modelom lisu. Materiál zvolený ako oceľ triedy 11 523 normalizačne žíhanú so zvariteľnosťou zaručenou do hrúbky 25 mm.

Sily ležia na jednej priamke, sú opačne orientované a definované v mieste piestu a zaťažovacej dosky. Ich veľkosť je 500kN.

Väzby sú definované ako pevné a nachádzajú sa na spodnej časti nôh stola.

Zadané vstupy sú zobrazené na obrázku 17.

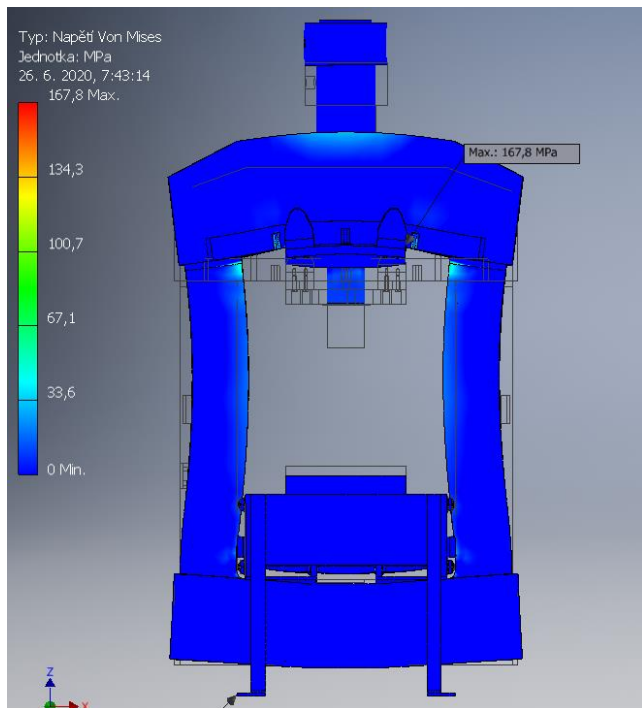


OBRÁZOK 17 VSTUPY PRE VÝPOČET MKP

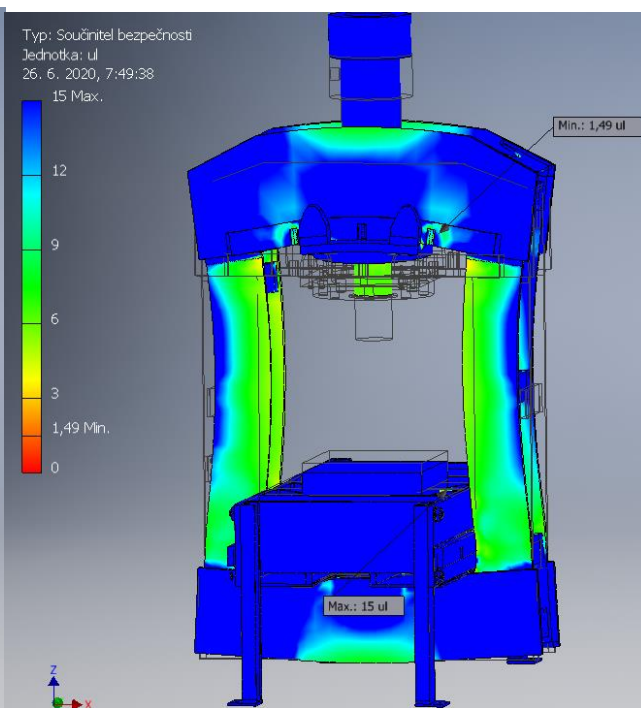
6.4. ZAŽÁŽENIE LISU V STREDOVEJ POLOHE HYROMOTORA

6.4.1. NAPÄTIE A BEZPEČNOSŤ VOČI MEDZNÉMU STAVU PRUŽNOSTI

Najväčšie napätie na obrázku 19 sa nachádza pod prírubou hydromotora, v tomto prípade podľa obrázku 18 je tam aj najnižšia bezpečnosť hodnoty 1,49. Táto bezpečnosť je prípustná.



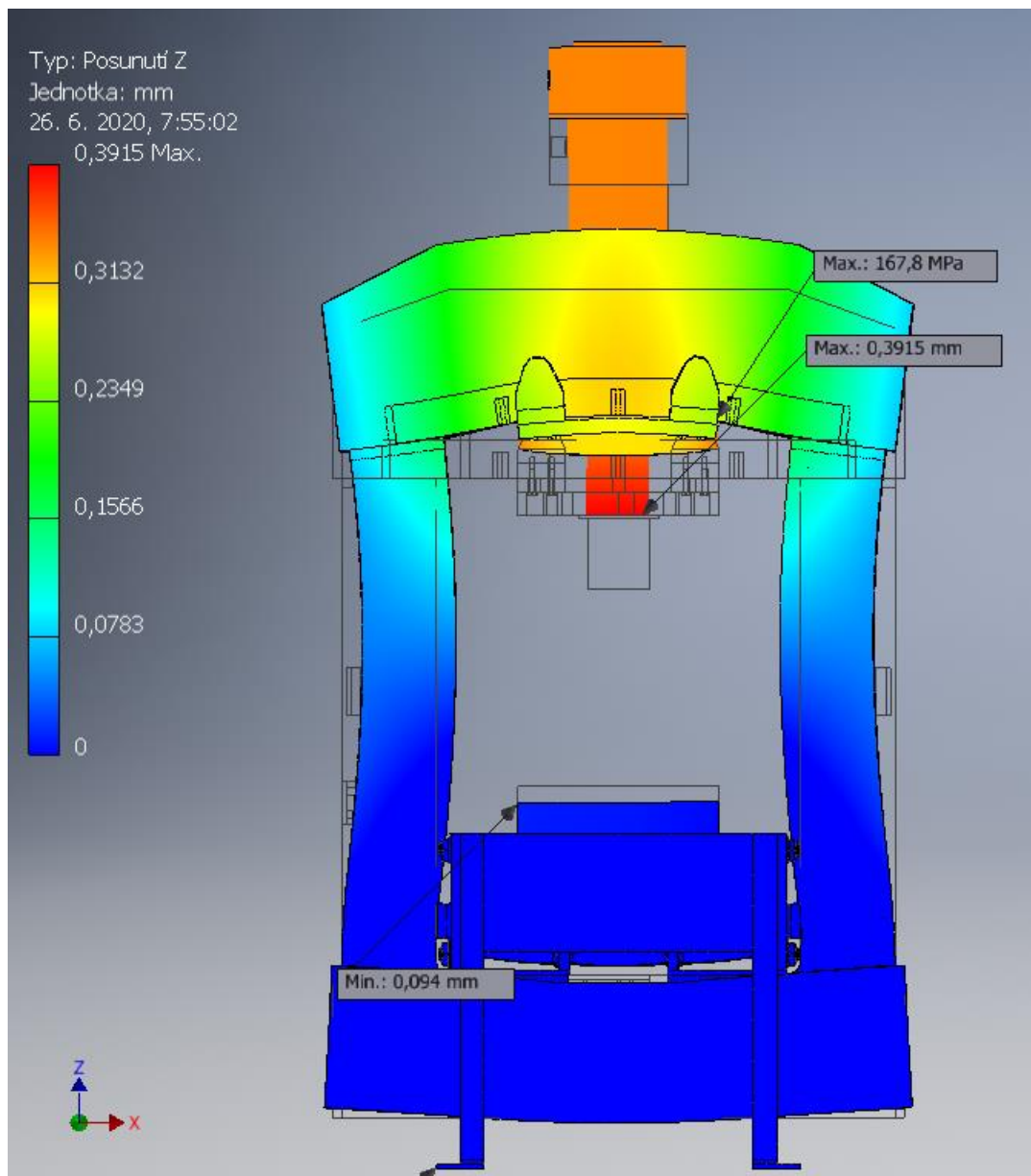
OBRÁZOK 19 NAPÄTIE PODĽA PODMIENKY HMH



OBRÁZOK 18 SÚČINITEL BEZPEČNOSTI

6.4.2. POSUNUTIE V OSI Z

Na obrázku 20 je vidieť posunutie v osi z, maximálna hodnota sa vzťahuje k piestu hydromotora. Dôležité je však posunutie rámu a najväčšia hodnota predstavuje žltú až jemno oranžovú farbu čo podľa stupnice znamená hodnotu okolo 0,3 mm. Táto hodnota je vyhovujúca voči požiadavkám, ktoré boli zadané na začiatku kapitoly konštrukcie rámu lisu.



OBRÁZOK 20 POSUNUTIE V OSY Z

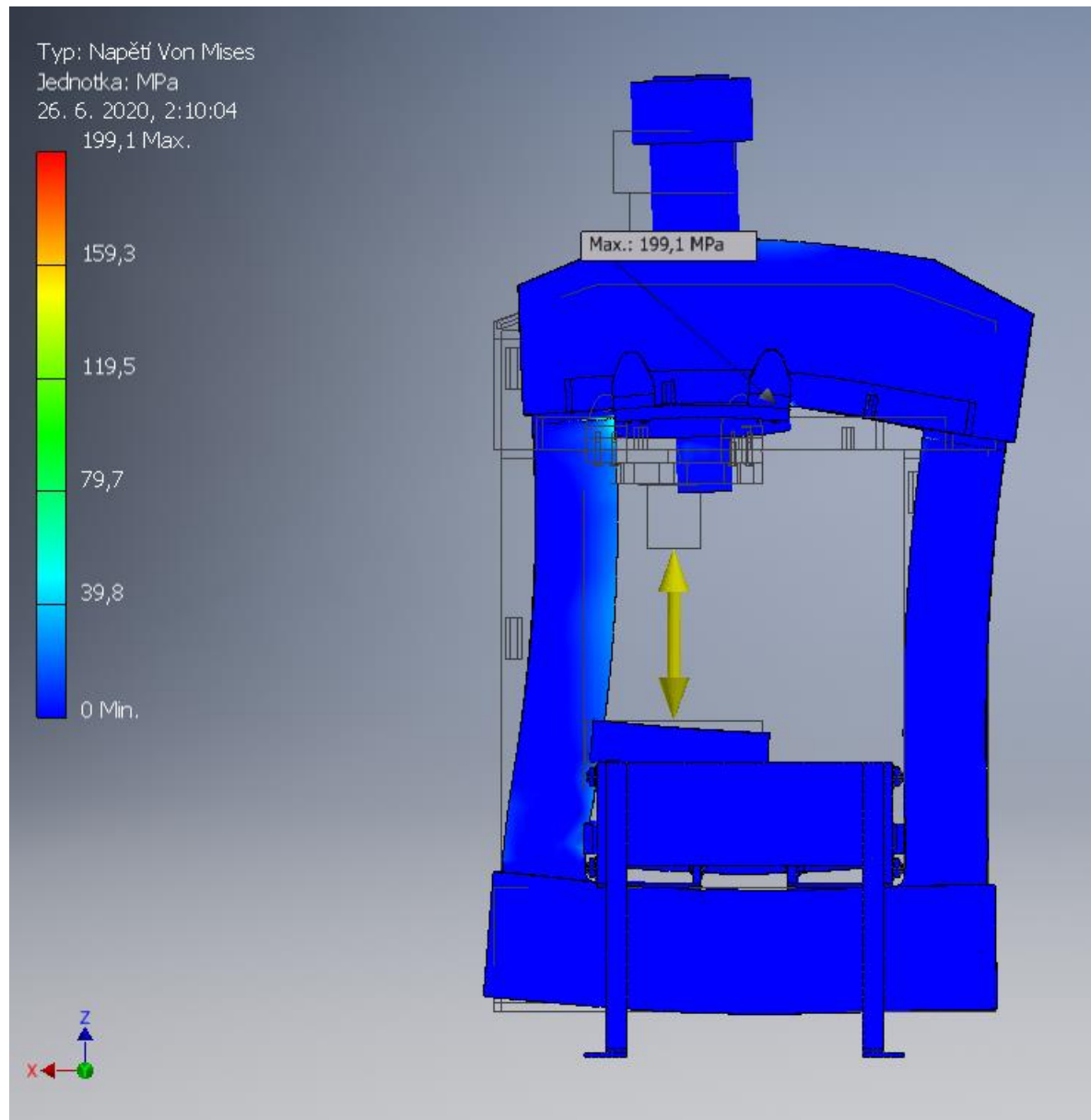
POSUNUTIE V OSI X A OSI Y

Posunutie v osi x a posunutie v osi y sú podobné hodnoty, ktoré majú hodnotu blížiacu sa 0,12 mm. V tomto prípade obe vyhovujú. Obrázky s ďalšími pohľadmi posunutia sa nachádzajú v prílohe 5 Doplňujúce obrázky lisu.

6.5. ZAŽAŽENIE LISU V KRAJNEJ POLOHE HYROMOTORA

6.5.1. NAPÄTIE V LISE

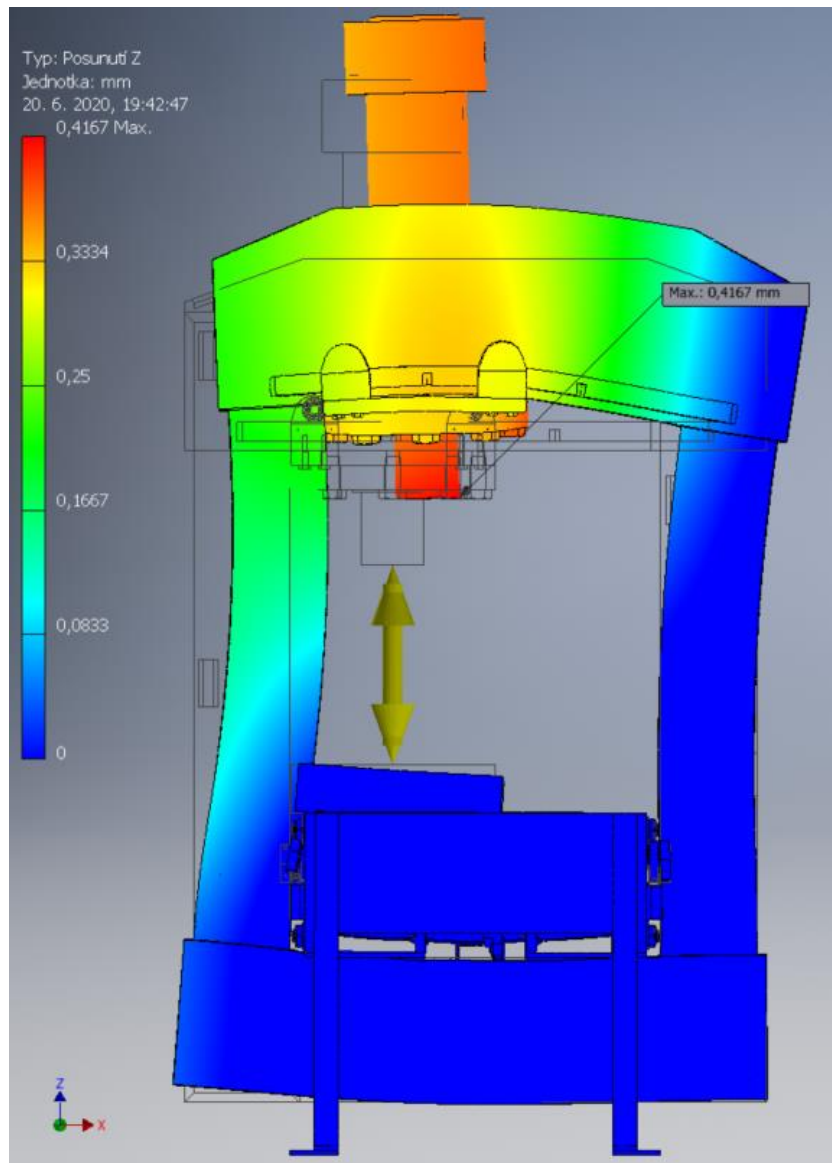
Maximálne napätie o hodnote 199 MPa sa nachádza znovu pod prírubou hydromotora, je zobrazené na orážku 21.



OBRÁZOK 21 NAPÄTIE PODĽA PODMIENKY HMM

6.5.3. POSUNUTIE V OSI Z

V tomto prípade zaťaženia- obrázok 22 je podobná deformácia ako pri predošlom zaťažení. Hodnota posunutia rámu sa pohybuje pri hodnote 0,35mm, čo je znovu vyhovujúce.



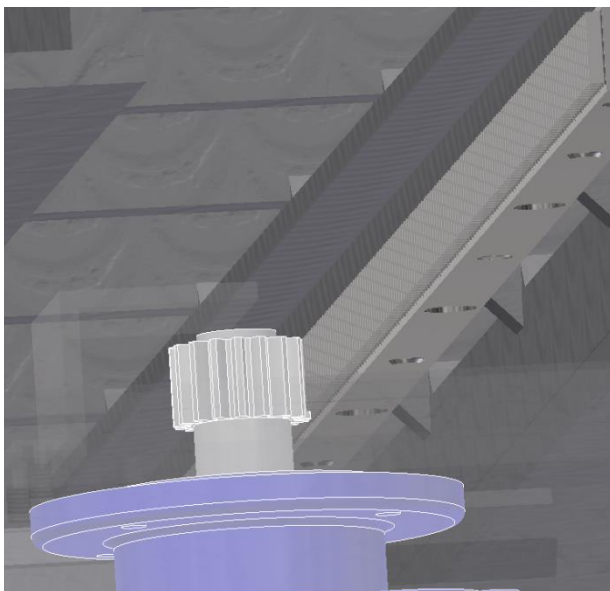
OBRÁZOK 22 POSUNUTIE V OSI Z

7. NÁVRH PRESÚVANIA RÁMU LISU

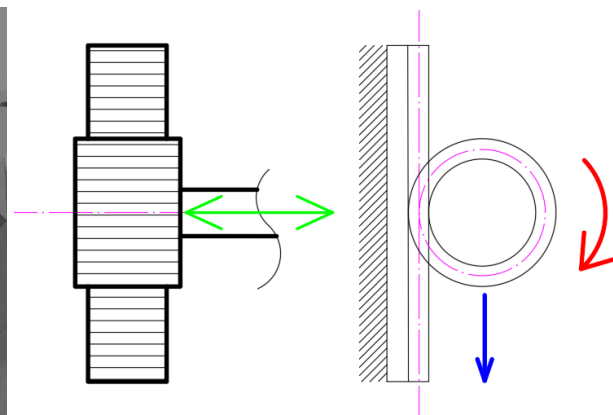
Táto časť bude venovaná návrhu presúvania rámu lisu. Pri pohľade na dnešné dielenské lisy vidíme, že používajú ručný pohon. Teda obsluha musí vykonať manuálnu prácu, aby nastavila polohu rámu voči stolu. Zmenou v tejto záverečnej práci bude to, že presúvanie rámu nebude vykonávané ručne, ale pomocou elektrického pohonu. Ako vo všetkých prípadoch, ktoré boli uvedené v časti dnešných dielenských lisoch, tak aj rám tento rám sa bude pohybovať na valiacich sa ložiskách po lište vedenia.

Pri výbere mechanickej časti pohonu, ktorá bude meniť rotačný pohyb motora na priamočiary je nutné zohľadniť skutočnosť, že rám pri lisovaní bude meniť svoju polohu. Takýmto spôsobom sa nadvihne o vôľu, ktorá je prítomná medzi rámom a spodnou časťou stola. Táto vôľa predstavuje hodnotu približne 0,5mm.

Jednoznačne najvýhodnejším spôsobom prevedenia je ozubený hrebeň s pastorkom s priamym ozubením obrázok 24. Priame ozubenie umožňuje posuv, ktorý je znázornený na obrázku 23 zelenou farbou. Tým pádom nie je nutné riešiť žiadnu špeciálnu spojku alebo prípadné zložitejšie konštrukčné návrhy. Ozubený hrebeň v tejto variante je pevne pripevnený k stolu lisu skrutkami a poloha zaistená kolíkmi. Elektrický motor s prevodovkou je pripevnený prírubou k rámu. Na výstupnom hriadeľi je otáčajúci sa pastorkok. Otáčaním pastorku označeným červenou šípkou na obrázku 23 príde k posuvu rámu po stole v smere modrej šíčky. Opačný smer je možné dosiahnuť reverzáciou chodu motora. Na oboch koncoch stola budú prítomné koncové spínače, ktoré vypnú pohon, keď príde do krajnej polohy.



OBRÁZOK 24 PREVEDENIE POSUVOVÉHO SYSTÉMU



OBRÁZOK 23 SCHÉMA OZUBENÉHO HREBEŇA A PASTORKU

7.1.NÁVRHOVÝ VÝPOČET SPODNÉHO POHONU

Zaťaženie ozubenia pochádza od zotrvačnej sily rámu, valivého odporu a prípadnej trecej zložky. Trecia zložka môže byť vhodným umiestnením pohonu eliminovaná preto pri tomto návrhu bude vynechaná.

7.1.1 ODVODENIE PÔSOBIACICH SÍL USTÁLENÝ POHYB

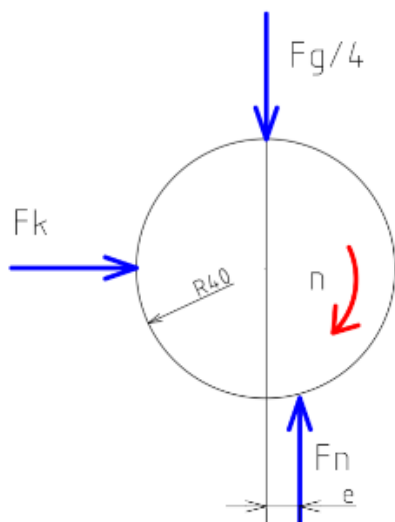
Sila ktorou musí pôsobiť pastorok na ozubený hrebeň aby sa rám začal pohybovať je súčet zotrvačnej sily a valivého odporu. Pri pohybe ustálenou rýchlosťou je prítomný už len valivý odpor. Veľkosť valivého odporu je spočítaná nasledovne. Podľa obrázku 26, kde je ložisko posuvu už po uvoľnení, vidíme zaťaženie od hmotnosti rámu $F_g/4$ z dôvodu prítomnosti štyroch ložísk. Sila F_n predstavuje normálovú silu ktorá je vychýlená o rameno valivého odporu $e=0,05\text{mm}$ [15]. Normálová sila F_n je v rovnováhe so zaťažujúcou gravitačnou silou $F_g/4$. Čo je popísané rovnicou 36. [16]

$$F_n = \frac{F_g}{4} = \frac{11772}{4} = 2943\text{N} \quad (36.)$$

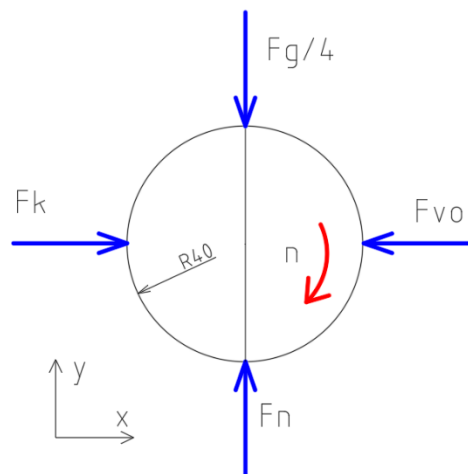
Sila F_k predstavuje kompenzačnú silu od pohonu, ktorá spôsobuje, že teleso sa stále valí. Vytvorením staticky ekvivalentného prípadu obrázok 25 je možné spočítať F_{vo} silu od valivého odporu. Jej veľkosť je vyjadrená pomocou momentovej rovnováhy 37 z obrázku 26.

$$F_n \cdot e = F_k \cdot r \rightarrow F_k = F_n \cdot \frac{e}{r} = 3000 \cdot \frac{0,05}{40} = 3,677\text{N} \quad (37.)$$

Z obrázku 27 je zjavné, že F_{vo} a F_k sú v rovnováhe, teda majú aj rovnakú veľkosť.



OBRÁZOK 26 UVOLENÉ VALIACE SA LOŽISKO



OBRÁZOK 25 STATICKY EKVIVALENTÝ PRÍPAD K OBRÁZKU 26

Sila od valivého odporu je ovplyvnená od účinností tohto konštrukčného mechanizmu posuvu. Skutočná veľkosť $F_{odp.c}$ odporovej sily, ktorú bude musieť pohon dodať je vyjadrená súčtom všetkých valivých odporov s ohľadom na účinnosť mechanizmu.

Účinnosť ložísk pre jednoradové guľôčkové ložiská

$$\eta_{lož} = 0.96 \text{ [17]}$$

Účinnosť pre prevod čelným ozubením

$$\eta_{oz, prevod} = 0.99 \text{ [18]}$$

Odhad zníženia účinnosti prídavnými stratami spôsobenými pri prevádzke [16]

$$\eta_{príd} = 0.85 \text{ [16]}$$

Celková odporová sila od valivého trenia spočítaná rovnicou 38.

$$F_{odp.c} = \frac{4.F_{vo}}{\eta_{lož} \cdot \eta_{oz, prev} \cdot \eta_{príd}} = \frac{4.3,677}{0,99.0,96.0,85} = 18,2N \quad (38.)$$

7.1.1 ODVODENIE PÔSOBIACICH SÍL ROZBEH

Vstupné parametre sú voľbou pre vlastnosti rámu, súvisiace so zotrvačnými silami

hmotnosť rámu $m_r = 1200kg$

rýchlosť pohybu rámu po stole $v = 0,045m / s$

zrýchlenie rámu spočítané rovnicou 39. $a = 0,67m / s^2 \quad (39.)$

Zaťaženie od gravitačnej sily 40. $F_g = m_r \cdot g = 12000.9,81 = 11772N \quad (40.)$

Zotrvačnú silu pri rozbehu je možné vyjadriť odvodením zo zadaných hodnôt podľa d'Alembertovho princípu. Malé rotujúce časti sú zanedbané z dôvodu ich malého momentu zotrvačnosti. [19]

Veľkosť zotrvačnej sily F_s vyjadríme rovnicou 41.

$$F + F_s = 0 \rightarrow F_s = -F = -m_r \cdot a = -1200.0,67 = -805N \quad (41.)$$

Záporné znamienko zotrvačnej sily vyjadruje opačný smer voči hnacej sile F

Podľa obrázku 27. sila pôsobiaca proti pohybu F_{pp} je spočítaná ako súčet celkovej sily od valivého odporu a zotrvačnej sily 42. [20]

$$F_{pp} = F_s + F_{odp.c} = 805 + 18,2 = 823.2N \quad (42.)$$

Z tejto sily je podľa obrázku 27 určené zaťaženie ozubení obvodovou silou F_t 43.

$$F_t = F_{pp} = 823,2 \text{ N} \quad (43.)$$

Ďalej je určená sila F_{ph} a radiálna sila F_r 44 a 45. Sila F_{ph} je súčtom sily F_t a F_r

$$F_{ph} = \frac{F_t}{\cos(20)} = 876 \text{ N} \quad (44.)$$

$$F_r = F_{ph} \cdot \sin(20) = 300 \text{ N} \quad (45.)$$

Zvolený modul ozubení $m = 2 \text{ mm}$

Zvolený počet zubov pastorku $z = 17$

Dopočítaný priemer rozstupovej kružnice 46.

$$d = m \cdot z = 2 \cdot 17 = 34 \text{ mm} \quad (46.)$$

Moment ktorý prenáša ozubenie 47.

$$M_k = F_t \cdot \frac{d}{2} = 823,2 \cdot \frac{0,034}{2} = 13,99 \text{ Nm} \quad (47.)$$

Uhlová rýchlosť pastorku spočítaná rovnicou 48.

$$\omega = \frac{2 \cdot v}{d} = \frac{2 \cdot 0,045}{0,034} = 2,65 \text{ rad / s} \quad (48.)$$

Hodnota rýchlosti otáčania 49.

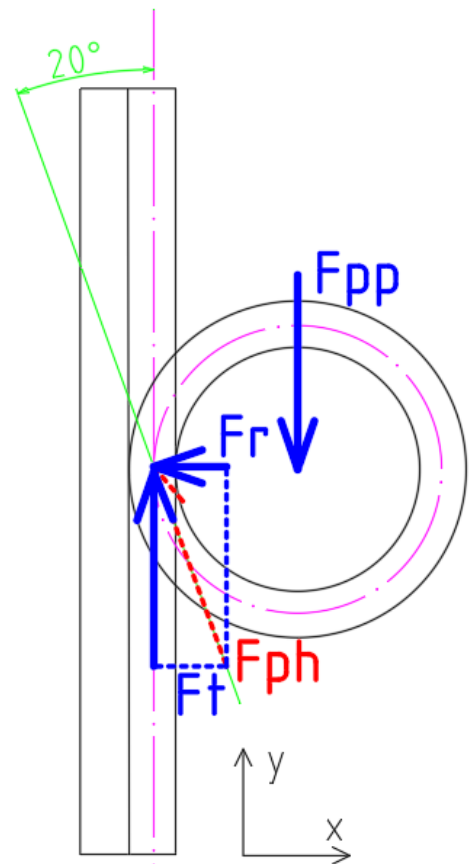
$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{2,65}{2 \cdot \pi} \cdot 60 \text{ s} = 25 \text{ ot / min} \quad (49.)$$

Výkon prenášaný ozubením, taktiež minimálny potrebný výkon pre pohyb rámu 50.

$$P = M_k \cdot \omega = 13,99 \cdot 2,65 = 37 \text{ W} \quad (50.)$$

Ak už portál dosiahne rýchlosť 4,5 cm/s bude prítomná iba sila od valivého odporu, ktorá je minimálna a potrebný výkon motora malý.

Kontrolný výpočet ozubení sa nachádza v prílohe 5.



OBRÁZOK 27 SILY V OZUBENÍ

7.1.2. ANALÝZA NATOČENIA RÁMU PRI POSUVE

Tento výpočet je popísaný obrázkom 28. Hodnoty geometrie sú $h=600\text{mm}$, $h_2=172,5\text{mm}$ a $l=226\text{mm}$.

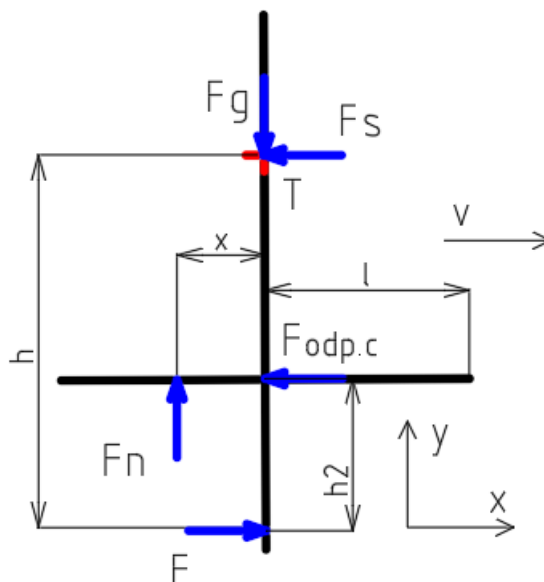
Podmienky statickej rovnováhy vyjadrené vzťahmi 51.

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 & \quad F = F_s + F_{\text{odp.c}} \\ \sum F_y = 0 & \quad F_n = F_g \\ \sum M_{zF} = 0 & \quad F_n \cdot x = F_s \cdot h + F_{\text{odp.c}} \cdot h_2 \end{aligned} \quad (51.)$$

Zo statickej podmienky je následne určená dĺžka ramena x pôsobiska normálovej sily rovnicou 52.

$$x = \frac{(F_s \cdot h + F_{\text{odp.c}} \cdot h_2)}{F_n} = \frac{(805 \cdot 600 + 18,2 \cdot 172,5)}{11772} = 41,29\text{mm} \quad (52.)$$

$x < l$ rám zotrva v pôvodnej polohe či už počas rozbehu alebo v čase keď bude rozbehnutý. Pri rozbehu pôsobí sila zotrvačná aj valivého odporu. Pri ustálenom pohybe iba sila valivého odporu.



OBRÁZOK 28 ANALÝZY NATOČENIA RÁMU PRI POSUVE

7.1.3. VOĽBA MOTORA PRE POHON

Pri voľbe motora sú dôležité parametre ako rýchlosť otáčania, výkon a krútiaci moment. Keďže samotné motory bežne nedosahujú ideálne hodnoty, ktoré by vyhovovali požiadavkám pre ozubenie je nutné siahnuť po zostave motora s prevodovkou. Po zvážení okolností bol zvolený motor s prevodovkou CMG002 od firmy Raveo s označením SMT 5014. [21]

Motor s prevodovkou s menovitými hodnotami krútiaceho momentu 14 Nm, výkonu 40W a otáčkami 25 ot/min. Náhl'ad v prílohe 6.

7.1.4. KONTROLNÝ VÝPOČET HRIADEĽA POD PASTORKOM

Hodnoty známeho zaťaženia a geometrie obrázok 29. Materiál hriadeľa oceľ $\sigma_k = 250MPa$

Radiálna sila $F_r = 300N$

Krútiaci moment $M_k = 14Nm$

Priemer hriadeľa pod pastorkom $d_1 = 16mm$

Vzdialenosť od pôsobiska sily F_r po zmenu prierezu

$l_1 = 32mm$

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre ohyb $a_{Mo} = 1,9$ [22]

Súčiniteľ koncentrácie napätia pre krut $a_{Mk} = 1,6$ [22]

Nominálna hodnota napätia od ohybu v mieste a 53.

$$\sigma_{anom} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_r \cdot l_1}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{32}} = \frac{300 \cdot 32 \cdot 32}{\pi \cdot 16^3} = 23,9MPa \quad (53.)$$

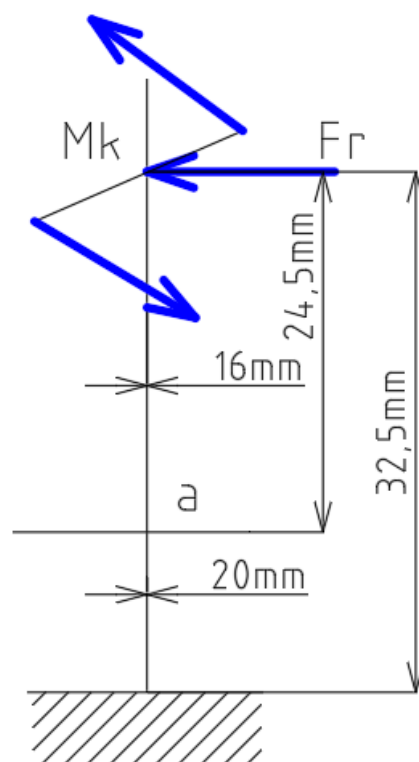
Hodnota napätia od ohybu v mieste a 54.

$$\sigma_a = \sigma_{anom} \cdot a_{Mo} = 23,9 \cdot 1,9 = 45,36MPa \quad (54.)$$

Nominálna hodnota napätia od krutu v mieste a 55.

$$\tau_{anom} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{16}} = \frac{16 \cdot 14 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16^3} = 17,4MPa \quad (55.)$$

Hodnota napätia od krutu v mieste a 56.



OBRÁZOK 29 ZAŤAŽENIE HRIADEĽA POD PASTORKOM

$$\tau_a = \tau_{anom} \cdot a_{Mk} = 17,41,6 = 27,85 MPa \quad (56.)$$

Veľkosť redukovaného napätia podľa podmienky HMM 57.

$$\sigma_{redHMM} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{45,36^2 + 3 \cdot 27,85^2} = 66,2 MPa \quad (57.)$$

Súčiniteľ bezpečnosti k 58.

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{redHMM}} = \frac{250}{66,2} = 3,78 \quad (58.)$$

Bezpečnosť k voči medznému stavu pružnosti je veľmi vysoká a tým pádom vyhovujúca.

7.1.5. ANALÝZA MKP ČAPU POD LOŽISKOM SPOLU S RAMENOM DRŽIAKA POSUVU

Pred analýzou je nutné sa zamyslieť, aká najväčšia sila pôsobí na držiak posuvu. V okamihu, keď prichádza k posuvu rámu, je jedna strana držiaka viac zaťažená. V nasledujúcom obrázku 30 je popísané ako. Geometria je totožná s obrázkom 28. Rovnicou 59. je popísaná rovnováha v osi y a rovnicou 60. momentová rovnováha.

$$\sum F_y = 0 \quad 0 = F_1 + F_2 - F_g \rightarrow F_2 = F_g - F_1 \quad (59.)$$

$$\sum M_{zFg} = 0 \quad 0 = F_2 \cdot (l + x) - F_1 \cdot (l - x) \quad (60.)$$

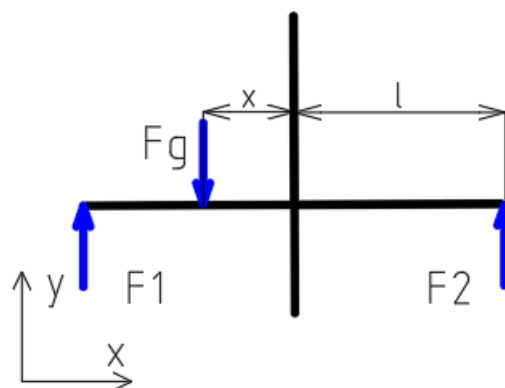
Ďalej je odvodená sila F_1 61. a sila F_2 62.

$$F_1 \cdot (l - x) = F_2 \cdot (l + x) = (F_g - F_1) \cdot (l + x) \rightarrow F_1 \cdot (l - x) = F_g \cdot (l + x) - F_1 \cdot (l + x)$$

$$F_1 \cdot (l - x + l + x) = F_g \cdot (l + x)$$

$$F_1 = \frac{F_g \cdot (l + x)}{2l} = \frac{11772 \cdot (226 + 41,29)}{2 \cdot 226} = 6961 N \quad (61.)$$

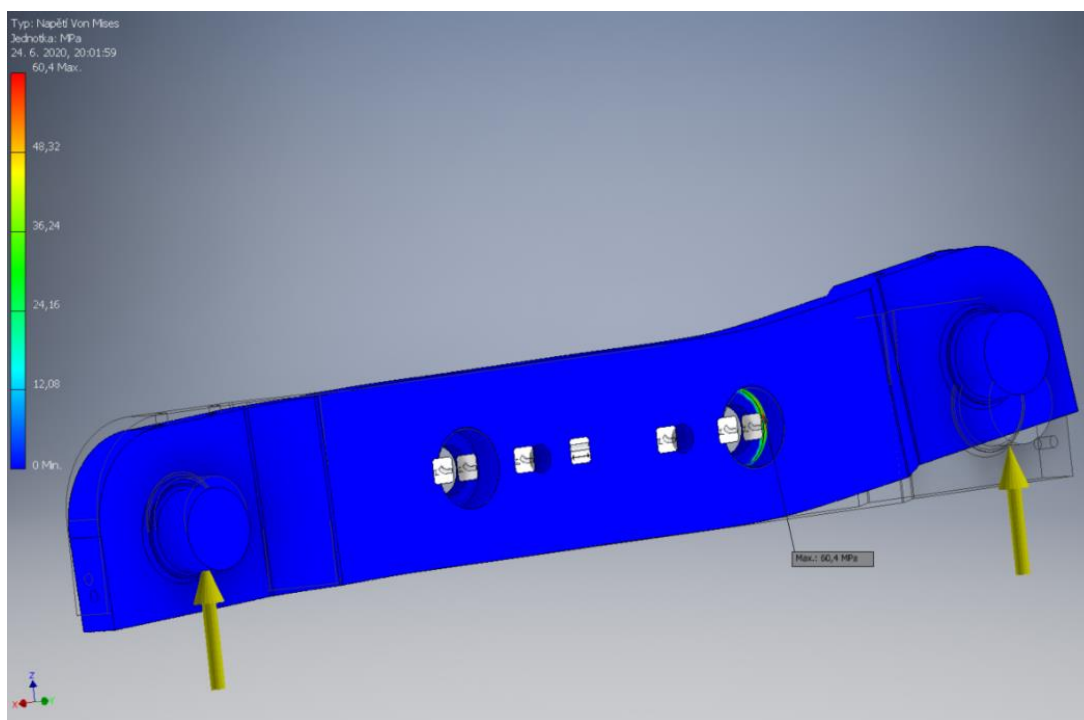
$$F_2 = F_g - F_1 = 11772 - 6961 = 4811 N \quad (62.)$$



OBRÁZOK 30 ZAŤAŽENIE DRŽIAKU POSUVU

Pre rýchlosť výpočtu bola pre tento prípad zvolená analýza MKP. Pôsobiacie sily F_1 a F_2 sú rozdelené medzi dva držiaky posuvu. To znamená že sily pôsobiacie na jeden držiak sú polovičné. Sú umiestnené v polovici čapu držiaka kde nahrádzajú tlakové pôsobenie od ložiska. Pevné väzby sú umiestnené v dierach, kde majú byť kolíky a skrutky. Ideálna väzba, ktorá znemožňuje pohyb označenej plochy v jej kolmom smere je použitá na zadnej časti držiaka, kde prichádza do kontaktu s rámom lisu. Rám je uvažovaný ako dokonale tuhé teleso ktoré sa nedeformuje preto je možné použiť túto väzbu. Materiál prvku bol zvolený ako oceľ triedy 12 050 .

Po spustení štúdie sú dostupné výsledky, ktoré ukazujú, že držiak priečneho posuvu aj s čapom vyhovujú voči medznému stavu pružnosti. Je to možné odvodiť z maximálneho napätia na obrázku 31. Maximálne napätie nie je ani štvrtinové oproti medzi klzu 400MPa.

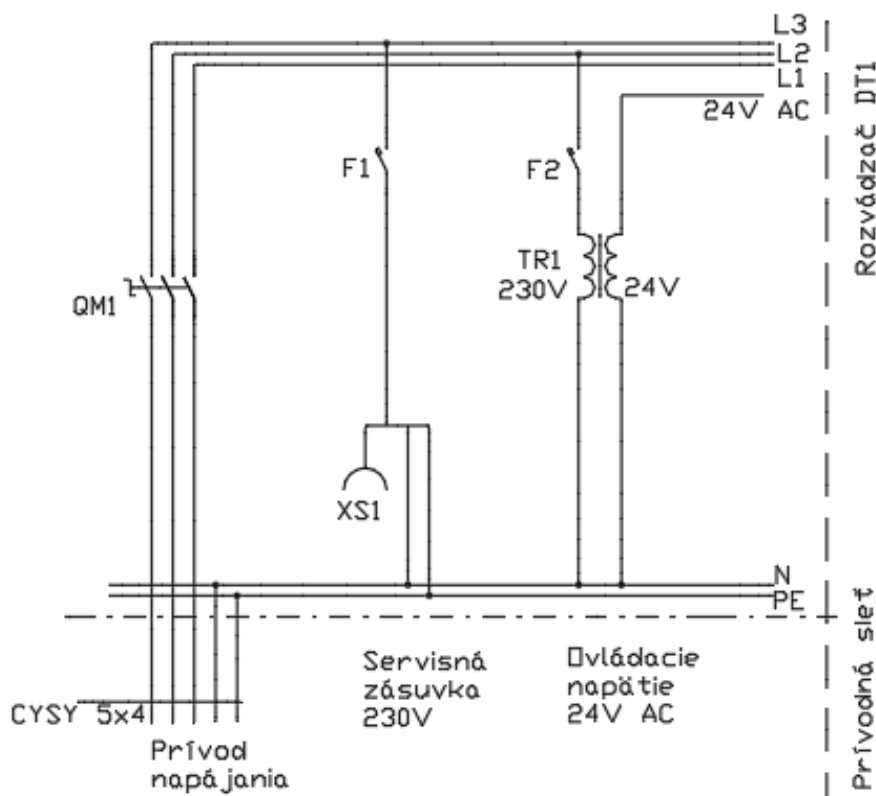


OBRÁZOK 31 POHLED NA NAPĚTIE DRŽIAKA POSUVU

8. NÁVRH ELEKTRICKÉHO OBVODU

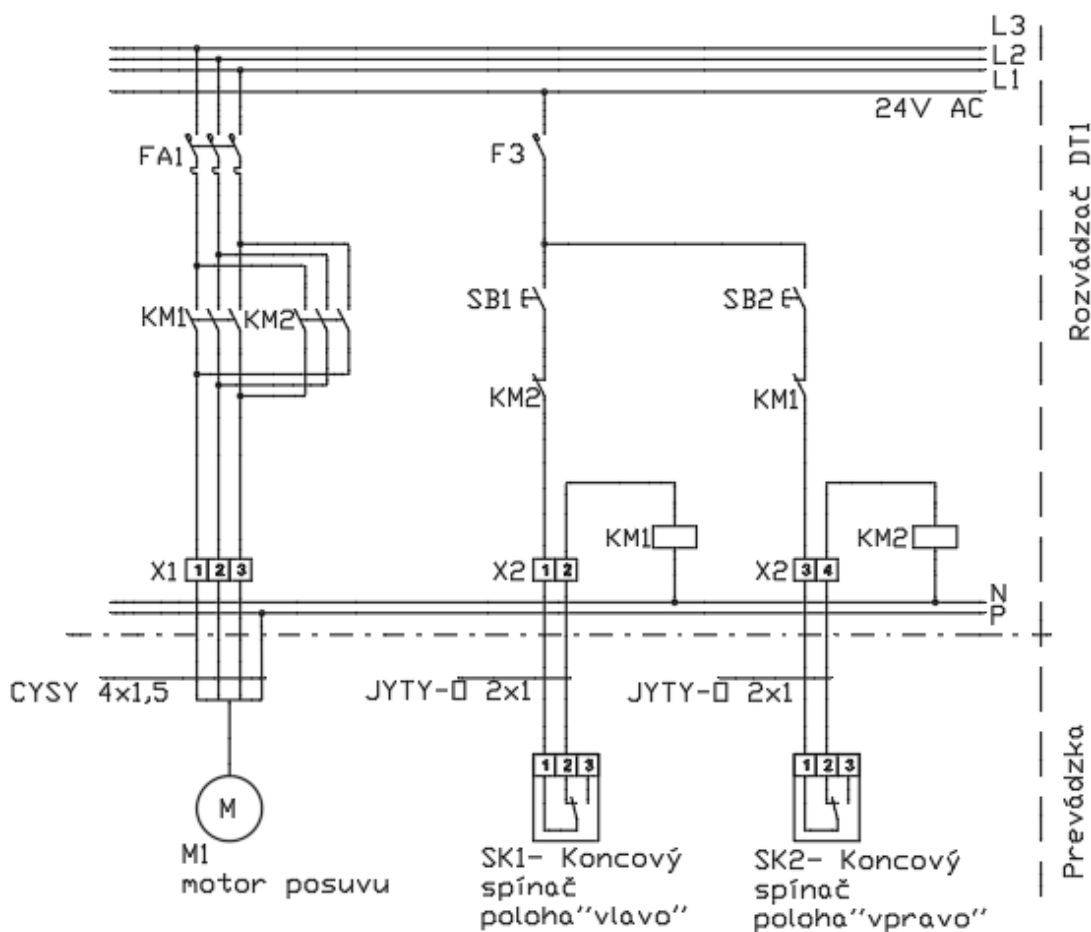
Hydraulický obvod aj posuvy lisu sú ovládané panelom, ktorý obsahuje tlačidlové spínače.

Prvou časťou elektrického obvodu je rozvádzač elektrickej energie. Jeho schéma sa nachádza na obrázku 32. Prívod predstavuje kábel CYSY 5x4 pripojený k elektrickej sieti, to znamená že kábel je ohybný má 5 vodičov s prierezom 4mm² L1,2,3 sú fázy, PE je ochranný vodič a N je nulový vodič. Za prívodom napájania sa nachádza hlavný prepínač QM1. V rozvádzači sa nachádza aj servisná zásuvka XS1 a transformátor TR1 s výstupným napätím o veľkosti 24V. Toto napätie je zvolené ako ovládacie napätie. Hodnotu 24V má z dôvodu, že toto napätie je definované ako bezpečné napätie a používa sa v ovládacích obvodoch pre stroje[23]. Zásuvka aj transformátor majú istiacie prvky F1 a F2.



OBRÁZOK 32 ROZVÁDZAČ

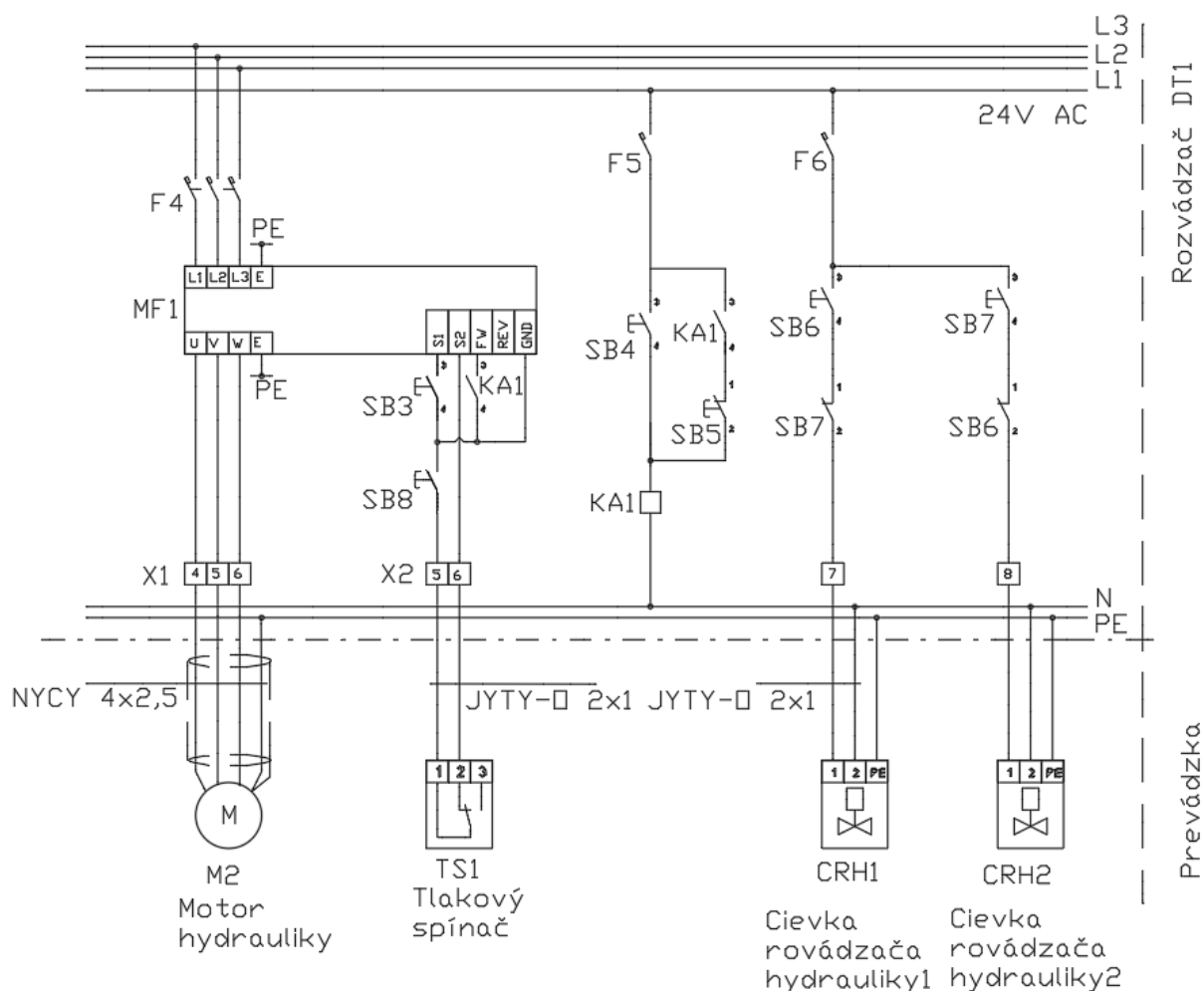
Nasleduje časť schémy pripojenia a ovládania elektromotoru posuvu obrázok 33. Motor posuvu M1 je pripojený na zdroj elektrickej energie v rozvádzači. Tento obvod chráni motorový spúšťač FA1. Motor je ovládaný stýkačmi KM1 a KM2. Stýkače sú ovládané tlačidlami spínačmi SB1 a SB2. V prípade, že rám dosiahne krajnej polohy na stole lisu, príde k prerušeniu obvodu koncovým spínačom SK1 alebo SK2 a zopnutý stýkač sa vypne. Štvorčky X1,2 predstavujú svorkovnice. Takýto istý obvod je možné použiť aj na posuv hydromotoru v ráme.



OBRÁZOK 33 EKTRICKÁ SCHÉMA POSUVU

Logická jednotka regulácie hydraulického čerpadla je frekvenčný menič MF1 na obrázku 34. Ten je ovládaný tlačidlovými spínačmi SB3, SB8 s tlakovým spínačom TS1 a KA1 elektromagnetické relé ovládané spínačom SB4 a vypínačom SB5. Tabuľka 5 znázorňuje otáčky motoru po zopnutí jednotlivých spínačov. Tabuľka 6 znázorňuje otáčky motoru po zopnutí obvodov frekvenčného meniča. Hodnota 1 je zopnutý obvod a hodnota 0 je rozopnutý obvod. Štart elektromotoru je stlačením spínača SB4 tým, že do cievky relé je privedený prúd, obvod ostáva zopnutý. Zastavenie môže byť realizované spínačom SB5 alebo hlavným vypínačom QM1. Obvody sú chránené ističmi F. Kabeláž ovládacích prvkov je prevedená káblom JYTY-O 2x1. Kábel od frekvenčného meniča po motor je NYCY 4x2,5. Je tienený.

Ďalej je tu ovládací obvod pre pohyb piestu hydromotoru, ktorý privádza potrebný prúd do elektromagnetických cievok rozvádzača. Pri zopnutí SB6 sa spojí obvod s elektromagnetickou cievkou rozvádzača CRH1 a hydromotor sa pohybuje určeným smerom nadol. Takýmto spôsobom funguje spustenie opačného pohybu hydromotoru.



OBRÁZOK 34 REGULÁCIA RÝCHLOSTI A SMERU HYDROMOTORA

KA1	SB3	SB8	TS1	Otáčky motoru ot/min
0	0	0	0	0
1	0	0	0	1050
1	0	0	1	1050
1	0	1	0	3000
1	0	1	1	1050
1	1	0	0	Ľubovoľné (napr. 460)
1	1	0	1	Ľubovoľné (napr. 460)
1	1	1	0	Ľubovoľné (napr. 460)
1	1	1	1	Ľubovoľné (napr. 460)

TABUĽKA 6 POPIS Z POHĽADU SPÍNAČOV

FW	S1	S2	Otáčky motoru ot/min
0			0
1	0	0	1050
1	0	1	3000
1	1	0	Ľubovoľné (napr. 460)
1	1	1	Ľubovoľné (napr. 460)

TABUĽKA 7 POPIS Z POHĽADU FREKVENČNÉHO MENIČA

9. ZHODNOTENIE A DISKUSIA VÝSLEDKOV

Zhodnotenie výsledkov podľa zadania práce by som hodnotil kladne. Bol navrhnutý lis, ktorý má hydraulický obvod splňujúci zadané parametre. Podobne i rám ktorý má dostatočnú tuhosť a bezpečnosť, podarilo sa navrhnuť aj presúvanie rámu lisu.

Hydraulický obvod aj posuvy lisu sú ovládané panelom, ktorý obsahuje tlačidlové spínače. Toto je jednoduchší variant, kedy ako logická jednotka regulácie hydraulického čerpadla je frekvenčný menič a rýchlosti posuvov sa nedajú meniť. Toto riešenie bolo jednoduchšie a odpovedá mojim znalostiam. Netrúfol som si na systém, ktorý by bol ovládaný programovacou riadiacou jednotkou. Toto by mohla byť výzva pre pokračovanie tejto bakalárskej práce na magisterskom štúdiu ako diplomová práca. Napriek tomu tento lis má výhodu odstránenia manuálnej práce pri pohybe rámu lisu.

Možnou diskutovanou témou je upínanie prípravkov a nástrojov na pracovný stôl lisu. Toto riešenie je vizualizované v prílohe-upínacie platne, ktoré by mohli byť vyrobené podľa požiadaviek užívateľa lisu.

9.1 ODPORUČENIE PRE PRAX

Navrhnutý variant je vhodný pre dielenské využitie, kde je často lis v prevádzke. Vtedy je naplno využité riešenie posuvu pomocou elektrického pohonu. Pre používateľov, ktorí lis využívajú občasne je výhodnejšie zvoliť typ, ktorého rám je presúvaný manuálnou silou obsluhy. Je to z dôvodu nižšej obstarávacej ceny. No tam, kde je lis využívaný častejšie je výhodnejší voliť variant s elektrickým pohonom. Potom manuálna práca obsluhy odpadá. Obsluha ako potenciálny zamestnanec firmy nie je z práce vyčerpaný ako fyzicky, tak aj psychicky a môže dlhodobo pracovať na takomto type lisu.

10. ZÁVER

Cieľom tejto práce bolo navrhnuť hydraulický lis s detailmi podľa zadaných parametrov, navrhnuť presúvanie rámu lisu, navrhnuť a vypočítať hydraulický pohon a v poslednom kroku vyhodnotiť výsledky a poskytnúť odporúčenie pre prax.

V úvodnej časti práce je rešeršná časť, ktorá obsahuje princíp práce hydraulického lisu, základné tvary rámov a náhľad na stav vedy v podobe súčasne dostupných lisov.

Zbytok práce je zložený z jednotlivých častí návrhu lisu. Na začiatku je návrhový výpočet, po ktorom nasleduje voľba hydromotora, hydrogenerátora, elektromotora a frekvenčného meniča. Tieto komponenty, ku ktorým boli pridané ďalšie, predstavujú hlavné časti hydraulického obvodu. Ďalej je uvedený rám lisu, pre ktorý je vyhotovený výpočet redukovaných napätí a veľkosti posuvov. Potom nasleduje návrh pohonu s kontrolnými výpočtami. V predposlednej časti je uvedené riešenie elektrických obvodov potrebné pre chod a ovládanie lisu. Nakoniec práca obsahuje zhodnotenie a diskusiu výsledkov spolu s odporúčaním pre prax.

Navrhnutý lis má rám lisu pohybujúci sa rýchlosťou 45mm/s a 3 možnosti veľkosti otáčania elektromotora, ktoré ovplyvňujú chod hydromotora. Nastaviteľné sú pomocou frekvenčného meniča. V tomto prípade ide o otáčky 1050 ot/min odpovedajúce lisovacej rýchlosti hydromotora smerom nadol 3,58 mm/s, otáčky 3000 ot/min odpovedajúce približovacej rýchlosti hydromotora smerom nadol 10 mm/s a ľubovoľné nastaviteľné otáčky, napríklad pre jemné lisovanie pri pomalom pohybe hydromotora. Je nutné však overiť výkon elektromotora v daných nižších otáčkach ako je spočítané v kapitole 4.4 Voľba a výpočet elektromotora rovnicou 29. Tým je možné overiť približnú silu, ktorú bude mať lis v ľubovoľne zvolených otáčkach.

11. ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] RUDOLF, Bedřich a Miloslav KOPECKÝ. *Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce*. Praha: Bratislava: SNTL; ALFA, 1979, 407 s.
- [2] Rovnací lis, surplex.com, Düsseldorf Německo, [online], cit. [28.3.2020], dostupné z WWW: <<https://www.surplex.com/cz/stroje/c/rovnaci-lisy-4702.html>>
- [3] ŽENÍŠEK, J.; JENKUT, M.: Výrobní stroje a zařízení. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990. 276 s. ISBN 04-222-90
- [4] Dílenské hydraulické lis, boukal.cz, Litvínov-Chudeřín Česká republika, [online], cit. [28.3.2020], dostupné z WWW: <<https://www.boukal.cz/dilensky-hydraulicky-lis-bernardo-hp-10/1136/produkt>>
- [5] ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. [online], cit. [5.3.2020], Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. 112 s. ISBN 97880-261-0513-8.
- [6] KOVÁČ, Andrej a Milan JENKUT. Tvárníace stroje. Bratislava: Alfa, vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978, 814 s.
- [7] Bretex workshop presses, begaspecialtools.com, [online], cit. [18.3.2020], dostupné z WWW: <<https://www.begaspecialtools.com/en/maintenance-products/industrial-hydraulic-tools-700-2800-bar/cylinders/betex-workshop-presses/26105-betex-portal-press-manual/portal-press-betex-pfpe160-s400-w1100/>>
- [8] Portal presses with manual movable portal, rhct-workshoppres.com, [online], cit. [18.3.2020], dostupné z WWW: <<https://rhct-workshoppres.com/products/portal-presses-manual/pptl-100/>>
- [9] Hydraulické lis a servolis, boukal.cz, Litvínov-Chudeřín Česká republika, [online], cit. [18.3.2020], dostupné z WWW: <<https://www.boukal.cz/hydraulicky-lis-sicmi-pbm-70-s-posuvnym-stolem/14660/produkt>>
- [10] Prodejní katalogy, hydraulice.cz, Slopné, [online], cit. [5.4.2020], dostupné z WWW: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf>
- [11] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK, Jan VRBKA a Jiří BURŠA. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. Brno: CERM, 2004, 287 s.: obrázky (černobílé). ISBN 80-214-2592-X.
- [12] catalogues, jbj.co.uk, Redhill, Surrey RH1 2LW. United Kingdom of Great Britain, [online], cit. [5.4.2020], dostupné z WWW: <<https://www.jbj.co.uk/e-publications/ALP-series-gear-pumps-from-jbj-Techniques-Limited/files/assets/common/downloads/publication.pdf>>

- [13] Frekvenční meniče a elektromotory, vyboelectric.cz, Olomouc, [online], cit. [12.4.2020], dostupné z WWW:< <https://vyboelectric.cz/obchod/elektromotor-3kw-1a10012-4/>, <https://vyboelectric.cz/obchod/4kw-frekvencni-menic-standard-a550-4t0040-400v/> >
- [14] ONDRÚŠEK, Čestmír, Elektrické stroje, [online], cit [27.5.2020], 110 s. FEKT VUT v Brně
- [15] VÁVRA, Pavel, Jan LEINVEBER, Ján VESELOVSKÝ. Strojnícke tabuľky pre SPŠ strojnícke. Bratislava: Alfa-press, 2006, s. 781. ISBN 80-89223-07-09.
- [16] PROKOP, L. Horizontální vedení s hřebenovým pohonem. [online], cit. [19.6.2020], bakalářská práce, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, Katedra částí a mechanismů strojů , 2010. 44s. Vedoucí bakalářské práce: Havlík, J.
- [19] KALÁB, K. Části a mechanismy strojů pro bakaláře. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [18] prednaska3_6KT_nahled, moodle.vutbr.cz, Brno, [online], cit. [19.6.2020], dostupné z WWW:<https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/156467/mod_resource/content/1/prednaska3_6KT_nahled.pdf>
- [19] Dynamika hmotného bodu a soustav hmotných bodů, moodle.vutbr.cz, Brno, [online], cit. [19.6.2020], dostupné z WWW:<https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/130724/mod_resource/content/1/Dynamika%20hmotn%C3%A9ho%20bodu%20a%20soustavy%20hmotn%C3%BDch%20bod%C5%AF.pdf>
- [20] BARTOŠ, M. Náhon posuvové souřadnice portálového obráběcího centra pomocí pastorku a hřebene, Brno, [online], cit. [22.6.2020] Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2019, 95 s., Vedoucí diplomové práce prof. Dr. Ing. Jiří Marek Ph.D., DBA
- [21] AC motor SM s čelní převodovkou CMG, raveo.cz, Otrokovice, [online], cit. [24.6.2020], dostupné z WWW:< <https://www.raveo.cz/elektromotory/ac-motory/serie-SM-cmg> >
- [22] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [23] Elektrotechnika a elektronika, přednáška 11 , moodle.vutbr.cz, Brno, [online], cit. [20.6.2020], dostupné z WWW:<https://moodle.vutbr.cz/pluginfile.php/189106/mod_resource/content/0/Prezentace.pdf>

12. ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK

12.1. ZOZNAM OBRÁZKOV

Obrázok 1 Hydraulický lis s rámom typu O od výrobcu TOS rakovník	15
Obrázok 2 Dílenský hydraulický lis Bernardo HP 10 [4]	15
Obrázok 3 Princíp práce hydraulického lisu [5]	17
Obrázok 4 portálový lis BETEX PFPE [7]	21
Obrázok 5 Lis PPTL-100 [8]	22
Obrázok 6 lis Sicmi PBM 70 [9]	23
Obrázok 7 Schematický nákres hydromotora s rozmermi závislými na tabuľke 4. [11]	26
Obrázok 8 súčiniteľ alfa pre Medzý stav vzpernej stability [11]	27
Obrázok 9 typ zvoleného hydrogenerátora [13]	28
Obrázok 10 graf potrebných vstupných parametrov pre vyvodenie určitého tlaku na výstupe čerpadla P- potrebný výkon, M-potrebný krútiaci moment, n-prevádzková rýchlosť [12]	30
Obrázok 11 graf Napätia závislého na frekvencií	31
Obrázok 12 graf vplyvu frekvencie na krútiaci moment motora	33
Obrázok 13 Návrhu hydraulického systému	34
Obrázok 14 náčrt rámu a schéma zaťaženia	37
Obrázok 15 využitie symetrie a uvoľnenie zalomeného prútu	38
Obrázok 16 VVú	38
Obrázok 17 Vstupy pre výpočet MKP	40
Obrázok 18 súčiniteľ bezpečnosti	41
Obrázok 19 Napätie podľa podmienky HMM	41
Obrázok 20 posunutie v osy z	42
Obrázok 21 Napätie podľa podmienky HMM	43
Obrázok 22 posunutie v osi z	44
Obrázok 23 schéma ozubeného hrebeňa a pastorku	45
Obrázok 24 prevedenie posuvového systému	45
Obrázok 25 staticky ekvivalentný prípad k obrázku 26	46
Obrázok 26 uvoľnené valiace sa ložisko	46
Obrázok 27 sily v ozubení	48
Obrázok 28 analýzy natočenia rámu pri posuve	49
Obrázok 29 zaťaženie hriadeľa pod pastorkom	50
Obrázok 30 zaťaženie držiaku posuvu	51
Obrázok 31 Pohľad na napätie držiaka posuvu	52
Obrázok 32 Rozvádzač	53
Obrázok 33 ektrická schéma posuvu	54
Obrázok 34 regulácia rýchlosti a smeru hydromotora	55

12.2. ZOZNAM TABULIEK

Tabuľka 1 parametrov lisu Betex pfpe [7]	21
Tabuľka 2 parametre lisu PPTI-100 [8].....	22
Tabuľka 3 parametre lisu Sicmi pbm 70 [9].....	23
Tabuľka 4 rozmerových hodnôt zvoleného hydromotora [11].....	26
Tabuľka 5. veľkosti momentu pri zmenenej frekvencii	32
Tabuľka 6 popis z pohľadu spínačov.....	56
Tabuľka 7 Popis z pohľadu frekvenčného meniča	56

13. ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1- hydromotor

Príloha 2- skrátený katalóg hydrogenerátora

Príloha 3- výpočet vlastností motora

Príloha 4- doplňujúce obrázky lisu

Príloha 5- kontrolný výpočet ozubenia pohonu

Príloha 6- motor posuvu