



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

PŘESTAVENÍ BERANU MECHANICKÉHO LISU

SLIDE ADJUSTMENT OF MECHANICAL PRESS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Novotný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Ondřej Novotný
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Omes, Ph.D.
Akademický rok:	2017/18

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:

Přestavení beranu mechanického lisu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh přestavení beranu dvoubodového mechanického lisu o jmenovité síle 3150 kN. Jedná se o dvoubodový lis s excentrickou hřídelí uloženou z leva do prava. Přestavení lisu slouží ke změně sevřené výšky, která je jedním ze základních parametrů mechanických lisů.

Technické parametry:

Jmenovitá síla: 3150 kN
Jmenovitá dráha : 5 mm
Počet zdvihů: 15 – 45 1/min
Zdvih beranu: 200 mm
Přestavení: 150 mm
Sevřená výška: 550 mm
Upínací plocha beranu: 2300 x 900 mm
Upínací plocha stolu: 2300 x 1100 mm
Výška lisu cca 5700 mm

Cíle bakalářské práce:

- Provést rozbor problematiky přestavení beranu.
- Kinematické schéma mechanismu přestavení.
- Návrh tlačného bodu.
- Výkres sestavení tlačného bodu, výkresy 3 vybraných detailů.

Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan. Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Vyd.1 . Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, únor 2015. 109 s. ISBN 978-80-261-0513-8

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Vyd. 1. Brno: VUT FSI v Brně. září 2002

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů, Tvářecí stroje. Vyd. 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, únor 2004. 126 s. ISBN 80-7082-738-6.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

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 2017/18

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je návrh přestavení beranu, dvoubodového mechanického lisu, o jmenovité síle 3150 kN. Součástí práce je návrh kinematického schématu mechanismu přestavení, návrh tlačného bodu a technické výkresy vybraných částí. První část pojednává o dané problematice, zejména regulaci sevřené výšky. Dále jsou představena pojistná zařízení mechanických lisů, potřebná pro správný a bezpečný chod stroje. V druhé části je vytvořeno kinematické schéma a konstrukční návrhy tlačných bodů, vytvořených v programu Autodesk Inventor Professional 2017. Poslední část obsahuje zhodnocení a vybraní finální varianty tlačného bodu, která je použita do mechanismu přestavení. Pro vybranou variantu jsou posléze provedeny kontrolní výpočty a vytvořena technická dokumentace

ABSTRACT

The bachelor's thesis deals with the design of a slide adjustment of mechanical press for double-point mechanical press with nominal force 3150 kN. This thesis also includes the design of the kinematic diagram of the slide adjustment, design of the pressure point and drawing documentation. First part of the thesis is focused on the problematic, especially regulation of shut height. Next chapter is about overload protection, which is important for properly and safety working proces. I the second part, there is created kinematic mechanism and design of pressure points which are made in Autodesk Inventor Professional 2017. Last chapter includes valorization of pressure points design. The pressure point with the most advatages is chosen for the final slide adjustment mechanism. For the final mechanism is made a calculation and drawing documentation.

KLÍČOVÁ SLOVA

Přestavení beranu mechanického lisu, mechanický lis, sevřená výška, tlačný bod.

KEYWORDS

Slide adjustment of mechanical press, mechanical press, shut height, pressure point

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVOTNÝ, O. *Přestavení beranu mechanického lisu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 56 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jirí Omes, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci, na téma Přestavení beranu mechanického lisu, vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Omese, Ph.D. Dále prohlašuji, že všechny zdroje a informace, které byly použity, jsou řádně ocitovány a uvedeny v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 22.5. 2018

.....
Novotný Ondřej

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za cenné rady a odborné vedení při psaní této závěrečné práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a svým kamarádům za podporu během celého studia.

OBSAH

1	ÚVOD	11
2	MECHANICKÉ LISY	17
2.1	Rozdělení mechanických lisů	17
2.2	Hlavní parametry mechanických lisů	18
3	REGULACE SEVŘENÉ VÝŠKY.....	20
3.1	Změna sevřené výšky dělenou ojnicí.....	20
3.2	Změna sevřené výšky pomocí přestavení beranu	23
3.2.1	Tlačný bod	23
3.2.2	Elektromotor.....	24
3.2.3	Převodovka	24
3.2.4	Spojka	24
3.2.5	Kardanové hřídele.....	24
3.3	Změna polohy pracovního stolu	24
3.3.1	Kluzné vedení	24
3.3.2	Valivé vedení.....	25
4	REGULACE ZDVIHU	26
5	POJISTNÁ ZAŘÍZENÍ MECHANICKÝCH LISŮ.....	27
5.1	Pojistky proti silovému přetížení	27
5.1.1	Destruktivní pojistky	27
5.1.2	Nedestruktivní pojistky	28
5.2	Pojistky proti momentovému přetížení.....	29
5.2.1	Třecí pojistky.....	29
6	KINEMATICKÉ SCHÉMA MECHANISMU PŘESTAVENÍ	30
7	KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘESTAVENÍ BERANU.....	31
7.1	Konstrukční návrh tlačného bodu	31
7.1.1	Varianta I.	31
7.1.2	Varianta II.....	32
7.1.3	Varianta III.	34
7.2	Návrh přestavení beranu mechanického lisu	35
7.2.1	Výpočet motoru přestavení.....	38
7.2.2	Kontrola závitů na otláčení.....	41
7.2.3	Výpočet čepu	42
7.2.4	Kontrola na stříh	44
7.2.5	Výpočet síly předpětí svorníků.....	44
8	ZÁVĚR	49
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	50
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....	52
	SEZNAM OBRÁZKŮ	55
	SEZNAM PŘÍLOH	56

1 ÚVOD

V současné době je na tvářecí stroje kladeno čím dál, tím více požadavků na přesnost výroby při zachování maximální produktivity daných strojních součástí. Jedním ze způsobů regulace, který ovlivní přesnost a produktivitu stroje, je regulování sevřené výšky. Docílením správného nastavení sevřené výšky se příznivě ovlivní životnost, potažmo širší použití daného nástroje.

Tato bakalářské práce se zabývá návrhem přestavení beranu mechanického lisu, konkrétně dvoubodového s excentricky uloženou hřídelí z leva do prava.

V první části je uvedeno rozdělení mechanických lisů, společně s výčtem jejich hlavních parametrů. V následující, druhé, části se nachází rozbor problematiky přestavení beranu, neboť existuje mnoho způsobů, jak sevřenou výšku regulovat. Cílem této části je představení většiny možností s uvedením jejich primárních výhod a nevýhod. Posléze, třetí část slouží jako seznámení s pojistnými mechanismy tvářecích lisů.

Ve zbytku kapitol je uveden rozbor návrhů kinematického schématu mechanismu přestavení sevření výšky, společně s návrhem tlačného bodu. Po zhodnocení a popsání možností je vybrána nejvhodnější varianta tlačného bodu a navržení mechanismu přestavení pro daný tvářecí lis. Finální varianta je popsána společně s výpočty, potřebnými pro volbu motoru a kontrolou vybraných prvků mechanismu.

2 MECHANICKÉ LISY

Mechanické lisy se řadí mezi nejpoužívanější tvářecí stroje dnešní doby. Dostávají přednost před ostatními hlavně díky jejich vysoké produktivitě. Tyto stroje mají ovšem i několik nevýhod. Jednou z velkých nevýhod je proměnlivost tvářecí síly, která se mění na základě úhlu natočení. Maximální tvářecí sílu lze získat až těsně před dolní úvratí. Tuto maximální sílu nazýváme jmenovitou silou. Dále je u mechanických lisů nevýhodný průběh rychlosti, kdy se v dolní a horní úvratí rychlost rovná nule a poté nastane prudká změna rychlosti. Při některých technologických operacích s velkým zdvihem (např. hluboké tažení), začínají operace při největší rychlosti, což může být nežádoucí. Z tohoto důvodu se upravuje konstrukce z, nejčastěji používaného, klikového mechanismu na složitější mechanismus kliko-pákový [1,2]. Je zde potřeba také dbát na to, aby zařízení nebylo zatíženo větší silou než jmenovitou. Přetížení vzniká díky kinematickým vazbám a dynamice pohonného mechanismu. Tato nevýhoda se řeší vestavěním pojistek proti přetížení [3].

I přes to, že konstrukce nepatří mezi jednodušší, tak vysoká produktivita mechanických lisů zmíněné nedostatky dostatečně kompenzuje.

2.1 Rozdělení mechanických lisů

Mechanické lisy můžeme dělit podle mnoha kritérií [4,5]:

1. Podle mechanismu použitého pro přenos energie
 - a) Klikové lisy – jednobodové, vícebodové
 - b) Výstředníkové lisy – s podélným uspořádáním výstředníkové hřídele
– s příčným uspořádáním výstředníkové hřídele
 - c) Kolenové lisy
2. Podle velikosti jmenovité síly
 - a) Lehké – $F_j < 500$ kN
 - b) Střední – $F_j = 500$ až 5000 kN
 - c) Těžké – $F_j > 5000$ kN
3. Podle tvaru stojanu
 - a) Jednostojanové otevřené tvaru „C“
 - b) Dvoustojanové otevřené tvaru „CC“
 - c) Dvoustojanové uzavřené tvaru „O“
 - d) Sloupové
 - e) Ostatní
4. Podle uspořádání hřídelů pohybového mechanismu
 - a) Podélné uspořádání vzhledem k čelní straně lisu
 - b) Příčné uspořádání vzhledem k čelní straně lisu
5. Podle provedení stolu
 - a) Nehybný stůl
 - b) Ustavitelný stůl
 - c) Pohyblivý stůl
6. Podle polohy a pohonu beranu
 - a) Vodorovné
 - b) Svislé – horní pohon
– spodní pohon

7. Podle pracovního rozsahu
 - a) Univerzální – možnost tváření nebo oddělování materiálu o různých rozměrech, různými operacemi
 - b) Speciální – na nichž se tváří nebo odděluje materiál různých rozměrů jedinou operací
 - b) Jednoúčelové – určené pro stejné operace a stejné výrobky
8. Podle počtu ojníc
 - a) Jednobodové
 - b) Dvoubodové
 - c) Čtyřbodové

2.2 Hlavní parametry mechanických lisů

Rozměry mechanického lisu určují jeho technologickou charakteristiku a hranice použitelnosti. Při návrhu mechanického lisu je zapotřebí mít uvedeny hlavní parametry stroje, kterými jsou:

1) Jmenovitá síla F_j [N]

Je největší možná síla, která se bez rizika překročení pevnosti základních částí mechanismu stojanu a klikové hřídele může používat na beranu v přesně určených mezních hodnotách. Mezní hodnotou je zde úhel pootočení kliky měřený od dolní úvrati. Přibližná hodnota jmenovitého úhlu se pohybuje v rozmezí 5 až 75° v závislosti na technologické operaci.

2) Jmenovitý pracovní zdvih h_j [mm]

Jmenovitá dráha h_j odpovídá (svislé, popřípadě vodorovné) vzdálenosti, kterou urazí beran mechanického lisu při pootočení kliky od jmenovitého úhlu α_j po dolní úvrat'.

3) Celkový zdvih beranu H [mm]

Je vzdálenost mezi horní a dolní úvratí, kterou beran urazí, při otočení kliky o 180°. Jinými slovy je to dráha odpovídající průměru kliky. Ve velké většině případů je tento parametr konstantní. Výjimku tvoří výstředníkové lisy, které mají možnost tento parametr regulovat.

4) Jmenovitý počet zdvihů n [min^{-1}]

Je počet přeběhů beranu, mezi dolní a horní úvratí, za minutu, při trvalém chodu na prázdko.

5) Využitelný počet zdvihů n_s [min^{-1}]

Je nejvyšší dovolený počet opakujících se zdvihů za minutu.

6) Sevřená výška e [mm]

Sevřená výška je největší vzdálenost mezi pracovním stolem a pracovní plochou beranu situovaného v dolní úvrati. Výška udává maximální výšku nástroje, který se může upevnit na daném lisu. Tento parametr se dá regulovat a tím měnit další charakteristické veličiny lisu.

7) Rozměry upínací plochy beranu a stolu a, b [mm]

Určují se na čelní straně lisu zprava doleva a zepředu dozadu. Slouží na určení obrysových rozměrů nástroje, který se může upevnit na lise daného rozměru.

8) Velikost přestavení beranu a stolu h_p [mm]

Vzdálenost, o kterou můžeme měnit sevřenou výšku mechanického lisu.

9) Vyložení mechanického lisu A [mm]

Kolmá vzdálenost osy beranu od čelní plochy stojanu v pracovním prostoru při otevřených stojanech.

Kromě hlavních (normalizovaných) parametrů se u mechanických lisů vyskytují i zpřesňující parametry, mezi které patří například světlost. Ta udává vzdálenost pod vedením beranu u dvojstojanových konstrukcí [1,3].

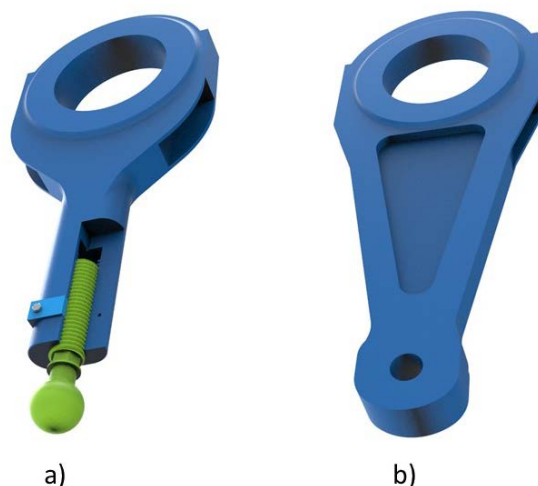
3 REGULACE SEVŘENÉ VÝŠKY

Sevřená výška se řadí mezi hlavní parametry mechanických lisů. Tato výška udává vzdálenost mezi plochou pracovního stolu a beranu. Změnou sevřené výšky lze optimalizovat životnost nástroje a tvářet tvarově rozdílné součásti na jednom stroji. Obecně se způsoby regulování sevřené výšky rozdělují na možnosti, které jsou uvedeny v následujících podkapitolách

3.1 Změna sevřené výšky dělenou ojnící

Spojení ojnice s beranem lze zajistit pomocí válcového nebo kulového čepu. Válcový čep je jednodušší na výrobu i montáž ojnice s beranem. Musí zde však být dodržena dostatečná přesnost výroby. Není-li dodržena přesnost výroby a osa válcového čepu není rovnoběžná s osami ložisek klikové hřídele, tak je pohyb možný pouze přes určité deformace. Naproti tomu, kulový čep umožňuje výchylky ve všech směrech, pokud nepřesnosti výroby způsobí deformaci, při které by nastala prostorová statická neurčitost.

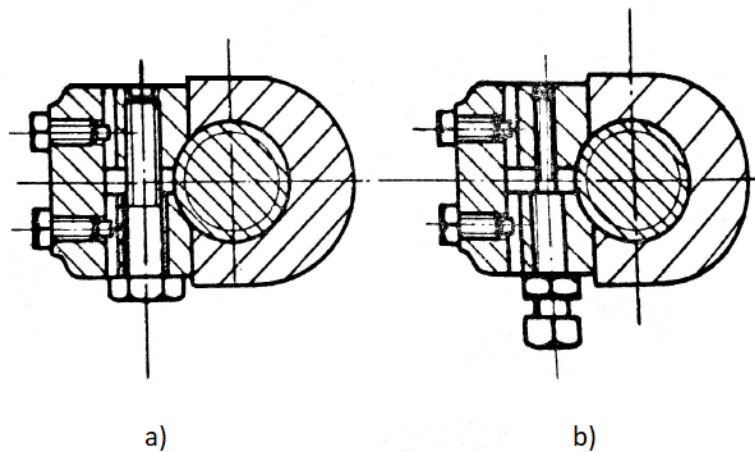
Změna délky se zajišťuje pomocí lichoběžníkového nebo pilového závitu, vyřezaném na spodní části ojnice. Pro větší zatížení se používá závit pilový.



Obr. 3-1 a) Dělená ojnice s kulovým čepem b) Ojnice s válcovým čepem

Ojnice se během pracovního cyklu vystavuje rázům, které se přenáší na závit. Aby se vlivem rázů závit neuvolňoval a neměnil tak velikost sevřené výšky (což by mohlo zapříčinit přetížení stroje nebo nepřesnou výrobu), musí být závit pojištěn.

Pojištění proti uvolnění závitu lze docílit několika způsoby. Jednoduchou a zároveň dokonalou variantou může být například sevření závitu čelistmi nebo stažením šroubem s diferenciálním závitem [6,7], viz obr. 3-2 a) a b).



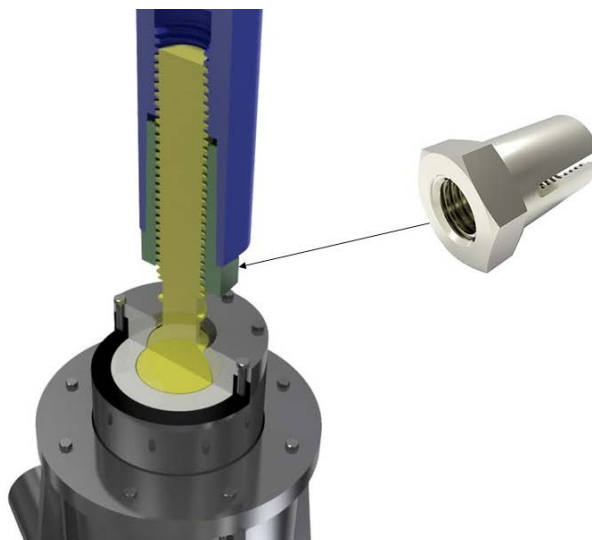
Obr. 3-2 a) pojištění ojnice šrouby b) pojištění diferenciálním šroubem [1]

Další možností je podélné rozříznutí ojnice a následné sevření pomocí šroubů, viz obr. 3-3. Tento způsob je jednoduchý na výrobu ovšem nevýhodou je snížení tuhosti ojnice.



Obr. 3-3 Pojištění závitu šrouby

Vhodným zabezpečením je i použití kontramatice, která obsahuje kuželovou plochu, zapadající do kuželového otvoru v ojnice. Matice je podélně rozříznutá a při utahování tak sevře závit.



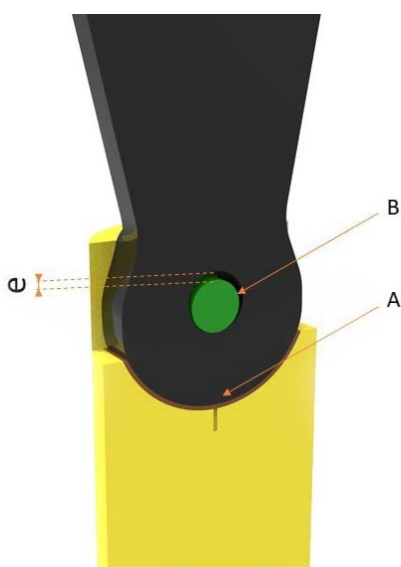
Obr. 3-4 Pojištění závitu pomocí kontramatice

Regulace je provedena buď ručně (u lehkých lisů starší konstrukce) nebo pomocí převodů (u těžkých a moderních lisů). Změna délky ojnice, a tím i sevřené výšky, je vyjádřena následujícím empirickým vztahem:

$$\Delta l = 0,8 \cdot d_0 - 0,008 \cdot d_0^2, \quad (3.1)$$

kde d_0 je průměr ložiskového čepu klikového hřídele. Velikost kulového čepu přibližně odpovídá hodnotě d_0 .

Při velkých zatíženích, je využití válcového čepu nevýhodné z důvodu potřeby takového čepu, který by dokázal přenést velká zatížení a rázy. Plocha válcového čepu, přenášející zatížení, je malá, a tudíž by čep musel mít velký průměr. Tato nevýhoda se odstraňuje konstrukčním provedením znázorněným na obr. 3-5.



Obr. 3-5 Uložení ojnice s čepem

Uložení čepu B a otvoru v dolní části ojnice je s vůlí, v tolerančním poli H/g, a obě tyto kružnice jsou navíc excentricky uloženy. Tvářecí síla se přenáší přes válcovou plochu A. Díky excentricitě válcových ploch, není válcový čep namáhán při pracovním zdvihu. Čep je namáhán pouze ve fázi zdvihu beranu a horní poloviny nástroje. Průměr válcové plochy A přibližně odpovídá vztahu:

$$d_A = 0,77 \cdot d_0 \quad (3.2)$$

a průměr čepu B:

$$d_B = 0,4 \cdot d_0 \cdot l_1. \quad (3.3)$$

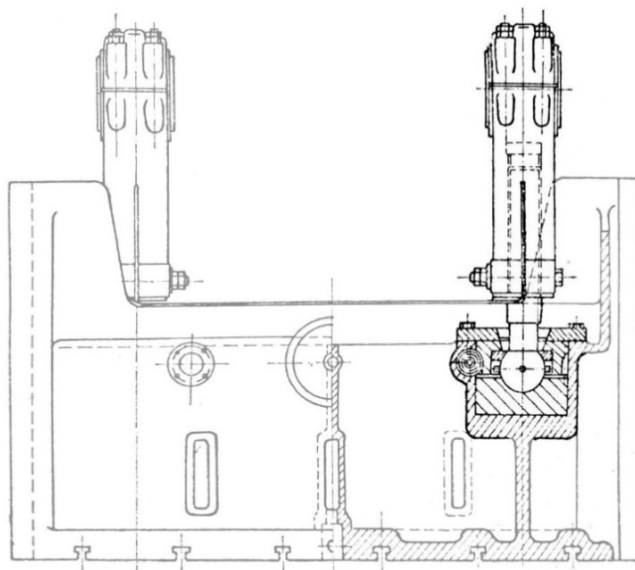
Při větším zatížení je ovšem, z důvodu tuhosti, vhodné používat ojnice z jednoho kusu. Zde se změna sevřené výšky mění buď mechanismem na beranu, nebo přestavením ložiska v beranu. Pro malá a střední zatížení je použita litina nebo ocelolitina pro tělo ojnice. Pro velká zatížení se využívají ocelové ojnice. Šroub u dvojdílných ojnic bývá vyrobený z nízkouhlíkové oceli ČSN 11 600 nebo ČSN 11 700. Stejně jako u těla ojnice, tak i u víka se používá litina nebo ocelolitina [7].

3.2 Změna sevřené výšky pomocí přestavení beranu

Změna sevřené výšky pomocí přestavení beranu se provádí pouze u mechanických lisů. U hydraulických lisů je možné použití pouze v případě zaručení paralelity chodu beranu vůči stolní desce. Mechanismus přestavení beranu tvoří následující podkapitoly [3].

3.2.1 Tlačný bod

Je mechanismus obsahující místo, ve kterém se přenáší síla z ojnice na beran. Tlačný bod může obsahovat také části, jež zajišťují změnu sevřené výšky. Takovými částmi jsou například trapézové šrouby a matice. Do tlačného bodu se montují i zařízení proti přetížení. Pojistky proti přetížení mohou být hydraulické nebo mechanické. Síla je přenášena buďto pomocí kulového čepu, válcového čepu nebo válcovou plochou excentricky uloženou od válcového čepu.



Obr. 3-6 Tlačný bod s kulovým čepem [7]

3.2.2 Elektromotor

Volba elektromotoru je důležitým prvkem při návrhu přestavení. Důležitým parametrem při volbě, je doba přestavení a hmotnost beranu společně s horní polovinou nástroje. Tyto parametry ovlivňují potřebný výkon elektromotoru. Přestavování beranu může být zajištěno pomocí jednoho, dvou nebo čtyř elektromotorů [8]. O počtu elektromotorů se rozhoduje na základě počtu tlačných bodů, zástavbových rozměrů, ekonomických požadavků atd.

Pro pohon mechanismu přestavení se používají stejnosměrné motory, asynchronní motory nebo servomotory. U moderních mechanických lisů se používají brzdové motory. Využívají se díky jejich spolehlivosti a samosvornosti.

3.2.3 Převodovka

Díky nutnosti velkého převodového poměru se používá šnekových převodů. Samosvornost šnekového převodu zajišťuje fixaci posuvu šroubu v mechanismu přestavení.

3.2.4 Spojka

V mechanismu přestavení se spojka používá na přenos kroutícího momentu z hřídele elektromotoru na vstupní hřídel převodovky. K tomuto účelu je nejvhodnější používat střížné spojky. U střížných spojek nikdy nedojde k prokluzu a tím se eliminuje chyba odečítání dat o velikosti přestavení.

3.2.5 Kardanové hřídele

Pokud je přestavení beranu poháněno jedním elektromotorem a obsahuje dva nebo více tlačných bodů, tak je nutné přenést kroutící moment na větší vzdálenosti. Vhodným členem pro přenos momentu jsou kardanové hřídele s kardanovými kříži. Tyto členy mají tu výhodu, že osy spojujících hřídelů mohou být různoběžné i mimoběžné. Nevýhodou jsou větší odpory vzniklé při přenosu.

3.3 Změna polohy pracovního stolu

Poloha pracovního stolu se dá měnit u výstředníkových lisů s přestavitelným stolem. Tímto způsobem se dá změnit sevřená výška ve velkém rozmezí, avšak ne příliš přesně. Pro přesnější nastavení se využívá v kombinaci s regulovatelnou ojnící, kdy pracovní stůl nastavíme na přibližnou hodnotu přestavení a změnou délky ojnice nastavíme přesnou hodnotu. Hlavním problémem tohoto způsobu přestavení, je zajištění dostatečné tuhosti stolu.

Přestavení pracovního stolu můžeme rozdělit na dva způsoby, které jsou popsány v následujících podkapitolách.

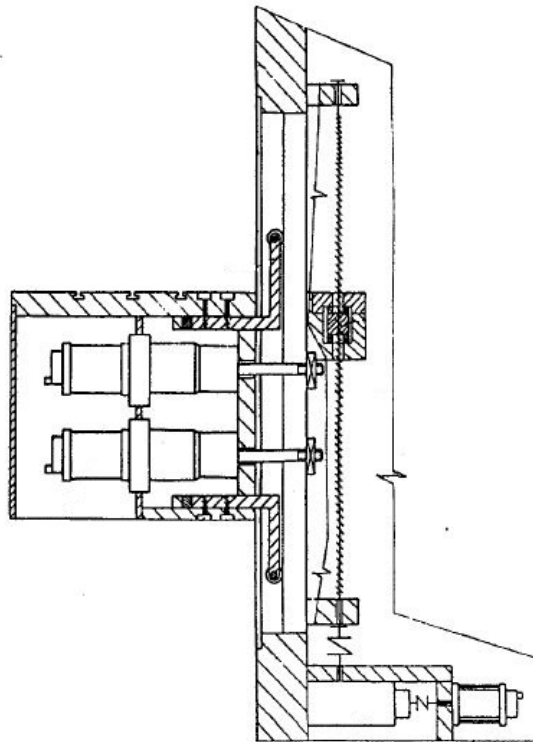
3.3.1 Kluzné vedení

Pohyb stolu je zde zajištěn pomocí pohybového šroubu a matice, kde šroub je poháněn servopohonem. Pohon mechanismu je opatřen inkrementálním snímačem pro odměření výšky stolu. U kluzného vedení, s možností vymezení vůle, se zpevnění dosahuje spojením pohyblivé části s pevnou částí (stojanem). Upínací síla zde působí proti kluzným částem. Nevýhodou kluzného vedení je velikost pasivních odporů, složitost výroby a v souvislosti s tím i cena [3].

3.3.2 Valivé vedení

U přestavitelných stolů s valivým vedením nelze silově působit proti valivým tělesům. Z toho důvodu je pro zpevnění stolu a stojanu nutno použít vedlejších ploch a speciálních mechanismů. Jedním z takových provedení může být například patent Jána Slavkovského.

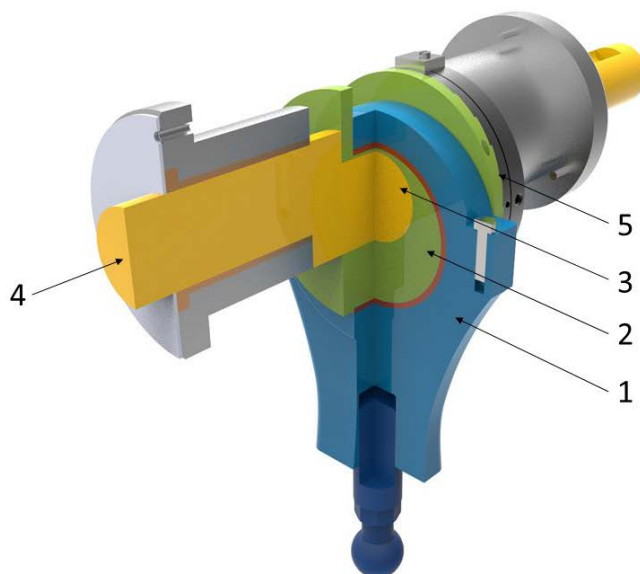
Mechanismus spočívá v tom, že pracovní stůl je pevně spojen (šrouby) s rameny na jejichž koncích jsou otočně uloženy valivé elementy (v horní a dolní poloze). Tyto kladky, v zajištěné poloze, dosedají (bez vůle) na vedení otevřeného jednostranného rámu. V tomto stavu je mezi kladkami a lištami vedení vůle. Po uvolnění mechanismu pracovního stolu, přestavitelnými součástmi, se působením tažných sil pootočí stůl kolem dotykového bodu spodního valivého elementu. Natočením kolem tohoto bodu dojde k vymezení vůle mezi horním valivým elementem a lištou valivého vedení. Po zapnutí pohonu se rotační pohyb přenáší na převodovku a dále na přestavitelný člen (pohybový šroub). Z přestavitelného členu se rotační pohyb mění na posuvný pohyb členu, zajišťující pohyb pracovního stolu. Valivé elementy se při tom odvalují po vedení. Tímto způsobem se snižují pasivní odpory a snižují se tak nároky na výkon motoru [9]. Zároveň se snižuje i doba přestavení.



Obr. 3-7 Patent Jána Slavkovského [9]

4 REGULACE ZDVIHU

Klikové lisy pracují s konstantním zdvihem, a proto pokud je třeba regulovat zdvih beranu, tak se používají výstředníkové lisy. Tyto lisy se užívají při menším zdvihu (zhruba do 160 mm) a větší tvářecí síle. Výstředníkové lisy se používají hlavně díky možnosti regulace zdvihu beranu a tím i sevřené výšky. Změna zdvihu beranu se provádí dvojitým výstředníkovým pouzdem, zobrazeném na obr. 4-1.



Obr. 4-1 Regulace zdvihu dvojitým výstředníkovým pouzdem [10]

Výstředníkové pouzdro 2, uložené v ojnici 1, je otočně uloženo s čepem 3, hřídele 4. Výstřednost mezi ojnici 1 a výstředníkovým pouzdem 2 se reguluje natáčením pouzdra na výstředníkovém čepu 3. Spojení pouzdra 2 a hřídele 4 je zajištěno pomocí zubové spojky 5.

Pro změnu zdvihu se nejprve povolí matice a společně se zubovou spojkou se odsunou směrem od výstředníkového pouzdra. Tím dojde ke ztrátě kontaktu ve spojce a výstředníkové pouzdro se nyní může natočit. Po ustavení pouzdra, v požadované poloze, se matice utáhne, zuby spojky zapadnou do sebe a lis je opět připraven k chodu. Regulace sevřené výšky tímto způsobem umožňuje pouze malá přestavení. Rozsah přestavení je roven podílu maximálního zdvihu ku zdvihu minimálnímu. Úhel natočení výstředníkového pouzdra 2 se mění stupňovitě po určité hodnotě, která je závislá na počtu zubů spojky. U lehkých a středních lisů se může kombinovat tento způsob s regulovatelnou ojnici, čímž se zvětší hodnota přestavení [1,6].

5 POJISTNÁ ZAŘÍZENÍ MECHANICKÝCH LISŮ

Nejčastější kolize a porušení jednotlivých součástí mechanického lisu jsou způsobeny vložením většího materiálu, než odpovídá možnostem stroje. To způsobí neočekávané zvýšení deformačního odporu a změnu pracovních podmínek, díky opotřebení nástroje. Porušení součástí lisu pak může odstavit lis na delší dobu, než se daný problém vyřeší. To zapříčiňuje neschopnost plnit výrobní plány a finanční ztráty podniku. Z tohoto důvodu se u mechanických lisů instalují pojistná zařízení proti přetížení, dále jen pojistky.

Pokud dojde k přetížení stroje tak se poruší pouze pojistky namísto součástí jako jsou ojnice, klikové hřídele, beran apod. Z ekonomického hlediska by měla být výroba pojistek časově i nákladově výhodnější než výroba samotných součástí [3,4]. Pojistky lze obecně rozdělit na pojistky proti silovému přetížení a pojistky proti přetížení od kroutícího momentu.

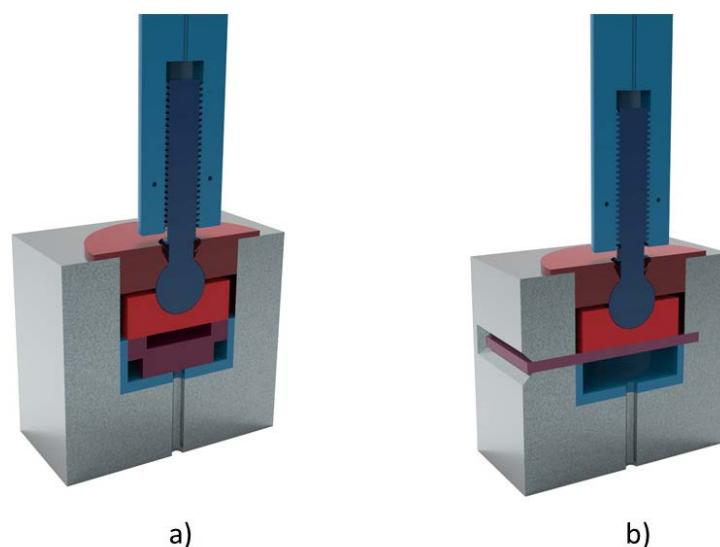
5.1 Pojistky proti silovému přetížení

Při tváření může nastat situace, kdy hodnota jmenovitého tlaku, působící na beran, překročí přípustnou hodnotu, a tím poškodí mechanismus přestavení. Největších hodnot zatížení se dostává v blízkosti dolní úvrati, kde je rameno, vzhledem k ose klikové hřídele, velmi malé a kroutící moment nepřesáhne dovoleného zatížení. Aby nedošlo k poškození mechanismu, je nutné instalovat pojistná zařízení proti silovému přetížení a umístit je přímo v beranu mechanického lisu [7]. Pojistky proti silovému přetížení můžeme dále rozdělit podle následujících podkapitol.

5.1.1 Destruktivní pojistky

Pro destrukční pojistky je charakteristickým znakem jejich porušení při překročení jmenovitého tlaku. Patří sem například střížné kolíky, trhací kolíky, destrukční misky apod.

Pojistky střížné se dimenzují tak, aby při přetížení o 25 % jmenovité síly, bylo způsobeno jejich přestřížení [3]. K jejich výrobě je třeba použít materiálu o vysoké pevnosti. Nevýhodou těchto pojistek je, že postupem času se opotřebovávají, čímž se jejich únosnost snižuje.



Obr. 5-1 a) Destruktivní pojistka b) Střížná pojistka [11]

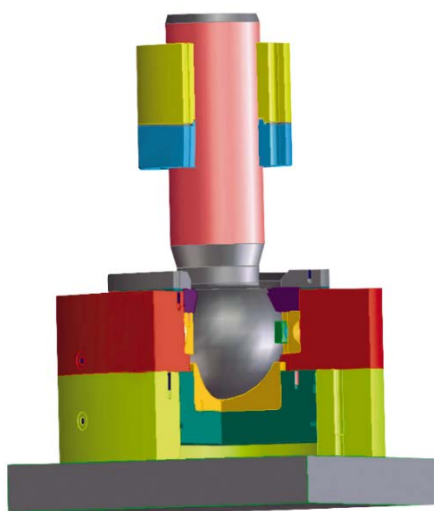
5.1.2 Nedestruktivní pojistky

1) Pružinové pojistky

Princip těchto pojistek je jednoduchý a spočívá ve vhodném uložení pružin proti silám z dolní hlavy ojnice. Dojde-li k překročení síly, tak se ztratí kontakt mezi mechanickými součástmi přenášející sílu. Tyto pojistky se u klikových lisů užívají zřídka. Nejširší uplatnění našli u horizontálních kovačích strojů [3].

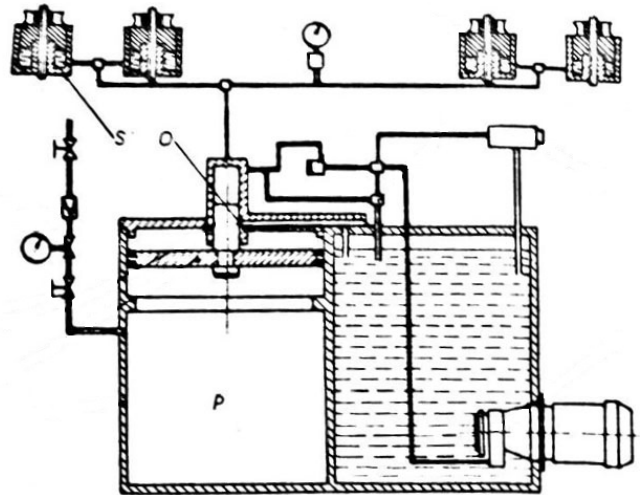
2) Hydraulické a pneumohydraulické pojistky

Tento druh pojistek se používá u vícebodových lisů, kde je nutné zajistit paralelitu fungování pojistek bez naklonění beranu. Užití destruktivních pojistek je díky obtížnosti regulace tedy vyloučeno. Z toho důvodu se používají pojistky pneumatické, hydraulické nebo pneumohydraulické, které se nastavují samočinně.



Obr. 5-2 Tlačný bod s hydraulickou pojistkou [12]

Princip těchto pojistek spočívá v působení pracovního média (plyn, olej) na plochu součásti (pístu), tlačící na dolní hlavu ojnice, regulačního šroubu nebo regulační matice. Při menším překročení pracovní síly dojde k poklesu pístu, ale nedojde k vypnutí zařízení. Až při překročení jmenovitého zatížení o 20-25 % píst poklesne natolik, že se otevře otvor, kterým přetéká kapalina zpět do nádrže s čerpadlem. Píst je umístěn v pracovním válci, ve kterém je umístěn koncový spínač. Při překročení tlaku o danou hodnotu dojde ke kontaktu pístu s koncovým spínačem, který odpojí hlavní elektromotor od proudu a zároveň zapne zvukovou nebo světelnou signalizaci. Před tím, než se stroj uvede znovu do provozu, se pracovní prostor P, pomocí kompresoru, naplní vzduchem o určitém tlaku. Čerpadlo, s vlastním elektromotorem, následně naplní pracovní prostor opět kapalinou. Jakmile dojde k požadované hodnotě tlaku kapaliny, tak manometr, s koncovými spínači, vypne elektromotor čerpadla [3,11].



Obr. 5-3 Schéma pneumo-hydraulické pojistky [3]

5.2 Pojistky proti momentovému přetížení

Tyto pojistky se využívají hlavně u lisů s velkým pracovním zdvihem, kde síla, působící na beran, začíná působit při větším jmenovitém úhlu a tím pádem na větším ramenu, vzhledem k ose klikové hřídele. Díky tomu může dojít k překročení dovoleného kroutícího momentu i přes to, že tvářecí síla nepřekročí kritickou hodnotu [7]. Jedna z možných variant pojistky proti kroutícímu momentu je popsána v následující podkapitole.

5.2.1 Třecí pojistky

Třecí pojistky se užívají při přetížení kroutícího momentu a jsou umístěny buď na setrvačnicku nebo na klikové hřídeli. Četné zastoupení mají u výstředníkových lisů, kde vznikají velké síly v beranu a je obtížné zde navrhnout pojistku.

Třecí pojistky musí být dimenzovány tak, aby přenesly kroutící moment, který je roven maximálnímu kroutícímu momentu na klikové hřídeli i při dolní mezi součiniteli tření. Návrh třecí pojistky vychází z kroutícího momentu na spojce, který se vypočítá dle následujícího vztahu

$$M_{vyp} = M_K \cdot \frac{\beta}{K_0}, \quad (5.1)$$

Kde β je koeficient bezpečnosti sevřeného spoje a K_0 je konstrukční koeficient. Aby se co nejvíce odstranily setrvačné momenty z hmotných předmětů, tak je třecí pojistky vhodnější instalovat co nejbližší kritickým místům přetížení (beran). Proto se třecí pojistky montují na klikové hřídele. Pro správné fungování pojistky se používá zařízení, které utahuje šrouby u pojistek s talířovými pružinami.

V některých případech se užívají jako pojistky i jednokotoučové spojky, např. u automatických lisů. V ostatních případech je ovšem lepší se tomuto vyvarovat hned z několika důvodů. Při větším množství třecích ploch nebo při větších rozměrech se snižuje přesnost jejich užití. Dále je nevhodné používat třecí spojky u mechanických lisů pracujících s přerušovaným provozem, způsobujícím větší opotřebení. Pojistky jsou citlivé na přetížení, a i malé přetížení způsobí jejich prokluz, čímž dochází k nárůstu teploty a následnému zvětšení objemu, a tím i většího opotřebení. Aby se pojistky tak často neměnily, tak se užívá odolných materiálů [3,7].

7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘESTAVENÍ BERANU

7.1 Konstrukční návrh tlačného bodu

V této podkapitole jsou představeny a dále jednotlivě popsány tři konstrukční návrhy tlačných bodů a dále jejich princip. Na konci kapitoly je vybrána nejvýhodnější konstrukce, která bude použita v mechanismu přestavení beranu.

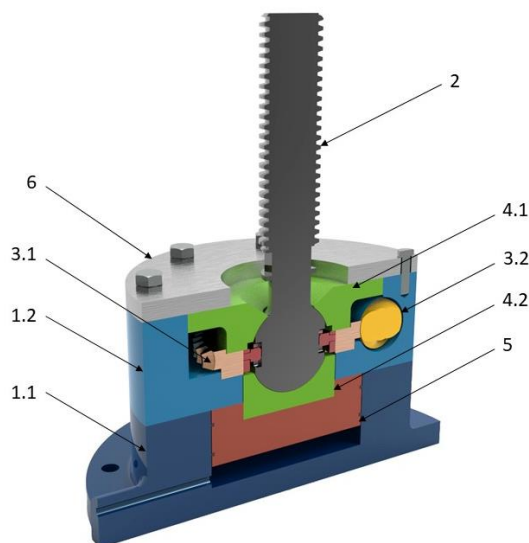
7.1.1 Varianta I.

První variantou tlačného bodu, který je zobrazen na obr. 7-1, je konstrukce s kulovým čepem.



Obr. 7-1 Tlačný bod: varianta I.

Tato konstrukce/varianta má velkou výhodu, že při výrobě nemusí být dodrženy takové přesnosti (při rovnoběžnosti os čepu a ložisek klikové hřídele) jako u válcových čepů a konstrukce umožňuje výchylku ve všech směrech. Díky tomu nevznikají deformace součástí a zvyšuje se životnost mechanismu. Na obr. 7-2 je řez tlačného bodu na kterém lze detailně vidět konstrukční provedení daného návrhu.



Obr. 7-2 Řez tlačným bodem: varianta I.

Mechanismus se obecně skládá ze skříně (1.1 a 1.2), ojnice s kulovým čepem (2), šnekového ozubení (3.1 a 3.2), kluzných elementů (4.1 a 4.2), pístu (5) a víka (6). Skříň tlačného bodu je díky konstrukčnímu provedení pístu vyrobena ze dvou dílů. Tímto se usnadní montáž a zajistí se i opěrná plocha pístu. Vrchní polovina je společně se spodní polovinou a víkem spojena přes šrouby. Mezi obě části skříně je vloženo těsnění gasket.

Změna sevřené výšky se zde provádí přes dvoudílnou ojnici s trapézovým závitem. Kroutící moment z elektromotoru je převáděn na šnekovou hřídel, zabírající do globoidního šnekového kola. Šneková hřídel je uložena v ložiskách, umístěných v horní polovině skříně. Proti axiálnímu posuvu jsou ložiska z jedné strany zajištěna odsazením na hřídeli a z druhé strany víkem, přišroubovaným ke skříni. Přenos kroutícího momentu ze šnekového ozubení na ojnici je zajištěn pomocí pera. Pero je konstrukčně provedeno tak, aby se dala využít již zmíněná výhoda vychýlení ojnice. Otáčením ojnice se přes trapézový závit umožňuje vertikální pohyb beranu s horní polovinou nástroje.

Pojištění proti uvolnění trapézového závitu je zajištěno pomocí šroubu s diferenciálním závitem, již zmíněném v rešeršní části viz obr. 3-2 b).

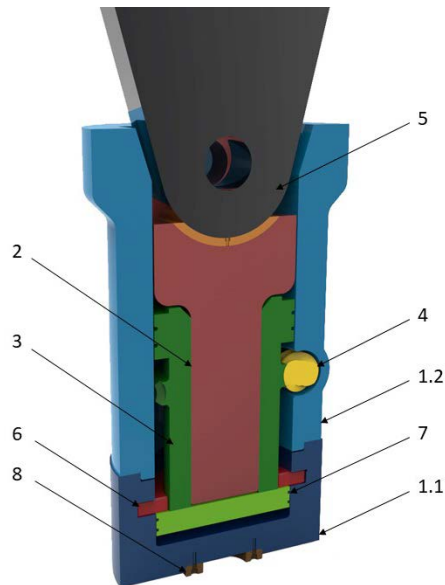
Pojištění proti přetížení je zajištěno hydraulickou pojistkou. V dolní části skříně je hydraulický válec a vývod pro tlakový olej. Ve válci je umístěn píst spojený se spodní vložkou kulového čepu. Těsnění hydraulického válce zaručují o-kroužky umístěné v drážkách pístu. Brzdný motor (zaškrabávání kluzných ploch)

Mezi výhody této varianty patří: malá hmotnost, nízké náklady na polotovary a možnost menšího vychýlení ojnice při nepřesnosti výroby.

Nevýhodami jsou ovšem vyšší náklady při opracování kulového čepu a kluzných elementů. Díky tomu je, napříč úsporám u polotovarů, výroba tlačného bodu ekonomicky méně výhodná.

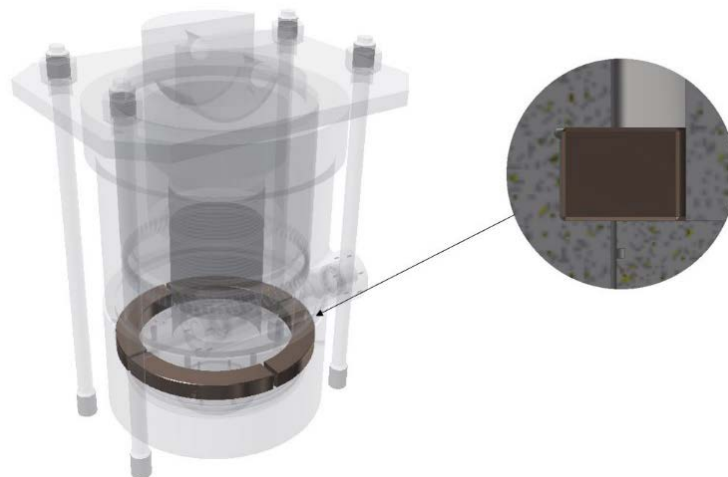
7.1.2 Varianta II.

Druhá varianta, zobrazena na obr. 7-3, používá pro přenos síly válcový čep. Tento čep ovšem nepřenáší sílu potřebnou k tváření, ale zajišťuje pouze zdvih beranu s horní polovinou nástroje a mechanismu přestavení. Přenos síly zde zajišťuje válcová plocha na ojnici. Válcová plocha je excentricky uložena od ojnicního čepu. Díky velkému průměru válcové plochy lze přenášet větší síly za použití čepu o menším průměru. Válcový čep je dimenzován pouze na hmotnost beranu s horní polovinou nástroje a ostatními mechanismy v beranu.



Obr. 7-3 Řez tlačným bodem: varianta II.

Tato konstrukce obsahuje skříň (1.1 a 1.2), šroub (2), matici se šnekovým ozubeným kolem (3), šnekovou hřídel (4), ojnici (5), opěrné segmenty (6), píst (7) a středící vložku (8). Skříň, je zde také vyrobena ze dvou kusu. Pro jednodušší vkládání vrchní části skříně do spodní, je na obou částech vyrobena vybrání. Přesné ustavení je zajištěno perem. Opěrná plocha pístu je zde zajištěna pomocí čtyř segmentů umístěných ve tvarových drážkách skříně. Naprostá nehybnost segmentů je zaručena tvarovými drážkami a přišroubováním segmentů ke skříně.



Obr. 7-4 Opěrné segmenty

Regulace sevřené výšky se provádí následujícím způsobem. Z elektromotoru se přenáší kroučící moment na šnekovou hřídel a dále na matici se šnekovým ozubeným kolem. Matice, spojená s pístem, se otáčí a tím zajišťuje vertikální pohyb šroubu. spojeného s ojnici přes válcový čep a kluznou vložku. Všechny kluzné plochy musí být broušeny a zaškrabávány pro zajištění co nejmenších třecích sil.

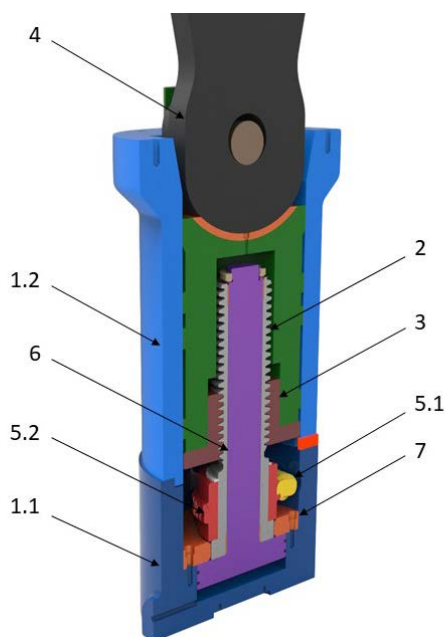
Pojištění je zde rovněž ve formě hydraulické pojistky. Na spodní části skříně je vyvrtán přívod a odvod tlakového oleje. Utěsnění pístu je zajištěno pomocí o-kroužků.

Výhodou této konstrukce je menší výrobní cena díky potřebě jednoduchých technologických operací pro výrobu součástí. Další výhodou jsou menší třecí odpory než u předchozího návrhu a tím i větší účinnost a životnost mechanismu.

7.1.3 Varianta III.

V posledním návrhu tlačného bodu je opět válcový čep s excentrickou válcovou plochou.

Tlačný bod, viz obr. 7-5, se skládá ze skříně (1.1 a 1.2), šroubu (2), matice (3), ojnice (4), šnekového ozubení (5.1 a 5.2), pístu (6) a opěrného kotouče (7).

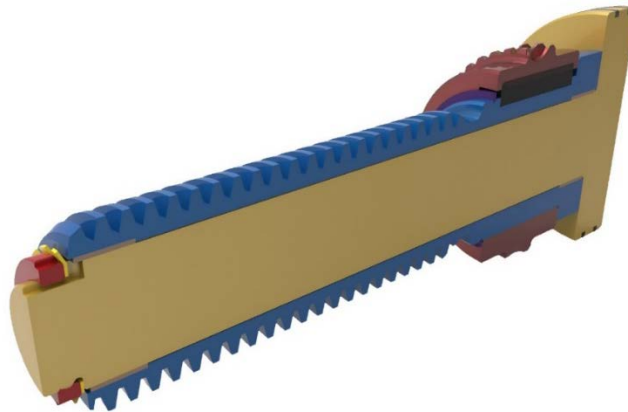


Obr. 7-5 Řez tlačným bodem: varianta III.

Uspořádání ve třetí variantě je opačné a vertikální pohyb zde oproti předchozím návrhům provádí matice s vnitřním trapézovým závitem. Na horní části matice je válcová plocha s kluznou vložkou. Do této vložky se opírá válcová část ojnice. Na matici se nachází otvor, ve kterém je nalisovaný čep, přenášející zatížení od hmotnosti beranu, horní poloviny nástroje a dalších mechanismů. Do matice zabírá hřídel s trapézovým závitem. Na spodní části hřídele je pomocí těsných per vložen náboj s ozubením. Ozubený náboj je pojištěn proti axiálnímu posuvu osazením na hřídeli a pojistným kroužkem. Napříč celou hřídelí je vyvrtán otvor pro kluzný čep. Tento čep je pro snížení tření uložen v kluzných ložiskách. Pro pojištění posunutí v axiálním směru je hřídel pojištěna KM maticí a MB podložkou. Čep slouží zároveň i jako píst v hydraulické pojistce. V pístu jsou opět pro správné utěsnění použity o-kroužky.

Výhodou této varianty je jednoduchost výroby součástí, schopnost přenést velké síly a jednoduchost montáže.

Nevýhodou varianty jsou větší třecí síly a tím i nižší účinnost mechanismu přestavení. Je tomu tak díky velkému počtu kluzných ploch, které musí být navíc broušeny a zaškrabávány. Díky potřebě výkonnějších pohonů, menší životnosti a nákladnosti opracování je tato varianta z ekonomického hlediska méně výhodnější než předchozí varianta.



Obr. 7-6 Kluzný čep s nábojem

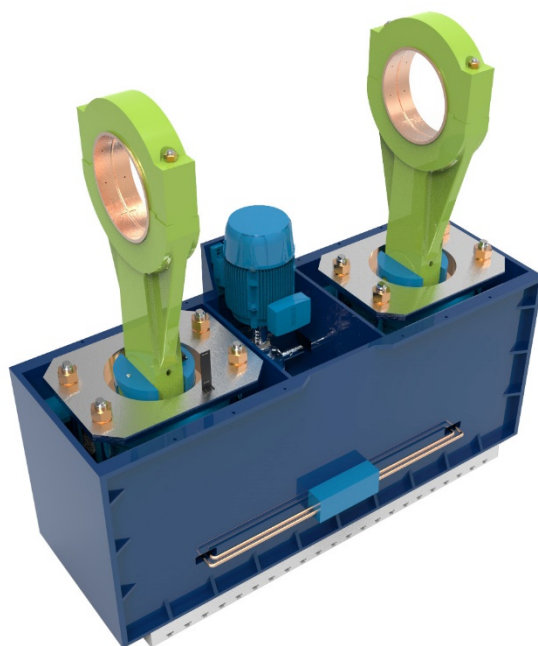
7.2 Návrh přestavení beranu mechanického lisu

Tabulka 1 Vyhodnocení variant

	+	-
Varianta I.	Malá hmotnost, možnost nižší geometrické přesnosti mezi ojnicí a klikovou hřídelí	Přenesení menších sil při stejné velikosti čepu, složitost výroby kulového čepu, vysoká cena (velké množství ploch pro zaškrabávání).
Varianta II.	Přenesení větších sil při stejné velikosti čepu, jednoduchost výroby, nižší cena, větší účinnost (menší množství třecích ploch)	Velká hmotnost, nutnost vyšší geometrické přesnosti mezi ojnicí a klikovou hřídelí
Varianta III.	Přenesení větších sil při stejné velikosti čepu, jednoduchost výroby součástí,	Velká hmotnost, vyšší cena (velké množství ploch pro broušení a zaškrabávání), nižší účinnost, nutnost vyšší geometrické přesnosti mezi ojnicí a klikovou hřídelí

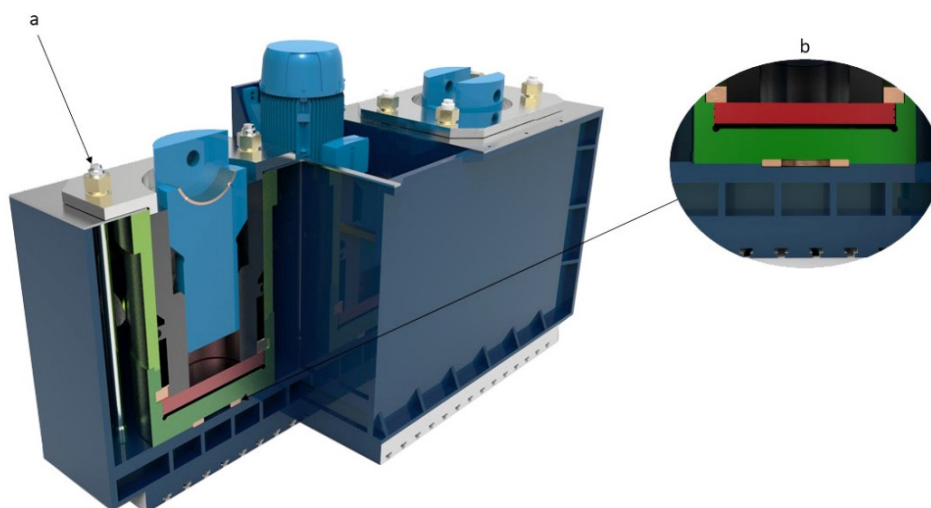
Napříc vysoké hmotnosti a nutnosti vyšší geometrické tolerance je vybrána druhá varianta tlačného bodu jako finální. A to hlavně díky největší účinnosti ze všech variant a jednoduchosti výroby i montáže tlačného bodu.

Přestavení mechanického lisu obsahuje dva přestavované tlačné body pomocí jednoho motoru, převodovky a kardanových hřídelů.



Obr. 7-7 Finální verze přestavení beranu

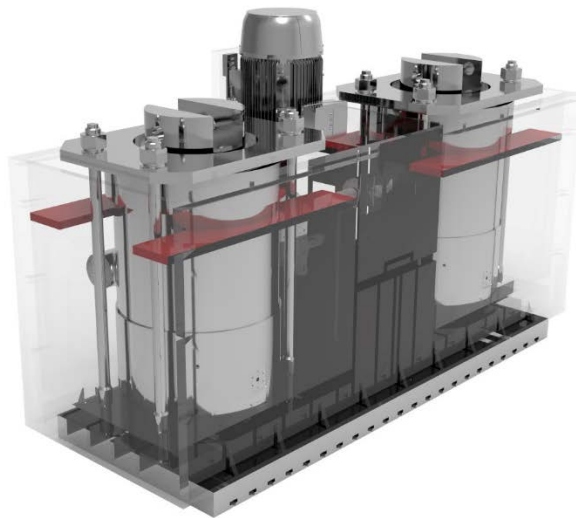
Přesné ustavení tlačného bodu k beranu je zajištěno pomocí středící vložky. Tlačný bod je dále přes čtyři svorníky (M56x5,5 DIN 2510-4) přichycen k beranu. Svorníky jsou předepjaty na 75 % zkušebního napětí.



Obr. 7-8 a) svorník DIN 2510-4 b) středící vložka

Výsledná síla působící na tlačný bod se dá rozložit na tečnou a radiální složku. Tečná složka je pracovní síla působící na tvářený materiál. Radiální složka je silou nepracovní a pro správný chod stroje je třeba ji zachytit ve vedení beranu. Pro přenos radiální síly je mezi beran a tlačný

bod navařena deska. Deska z vnitřní strany kopíruje tvar skříně tlačného bodu a z vnější tvar beranu. Uložení desky a tlačného bodu je s vůlí. Obvykle se využívá tolerance H/e.



Obr. 7-9 Desky zachycující radiální složku síly

Přesnou hodnotu o velikosti přestavení beranu zajišťuje inkrementální snímač umístěný v motoru. V mechanismu přestavení je použita kuželová převodovka AT170L od firmy Apex Dynamics. Parametry převodovky jsou uvedeny v tab. 2

Tabulka 2 Parametry kuželové převodovky [13]

Typ	Převodový poměr i_{p1} [-]	Kroutící moment M_k [N·m]	Účinnost η [%]
AT170L	3	450	98

Pro výpočty přestavení se vychází ze zadaných technických parametrů uvedených v tab. 3. Při výpočtech se užívá rovnic přebraných z technické literatury SHIGLEY [14].

Tabulka 3 Technické parametry

Jmenovitá síla F_j	3150 kN
Jmenovitá dráha h_j	5 mm
Počet zdvihů n	15-45 min ⁻¹
Zdvih beranu H	200 mm
Přestavení beranu h_p	150 mm
Sevřená výška h	550 mm
Upínací plocha beranu $a \times b$	2300 x 900 mm
Upínací plocha stolu $c \times d$	2300 x 1100 mm
Výška lisu L	5700 mm

7.2.1 Výpočet motoru přestavení

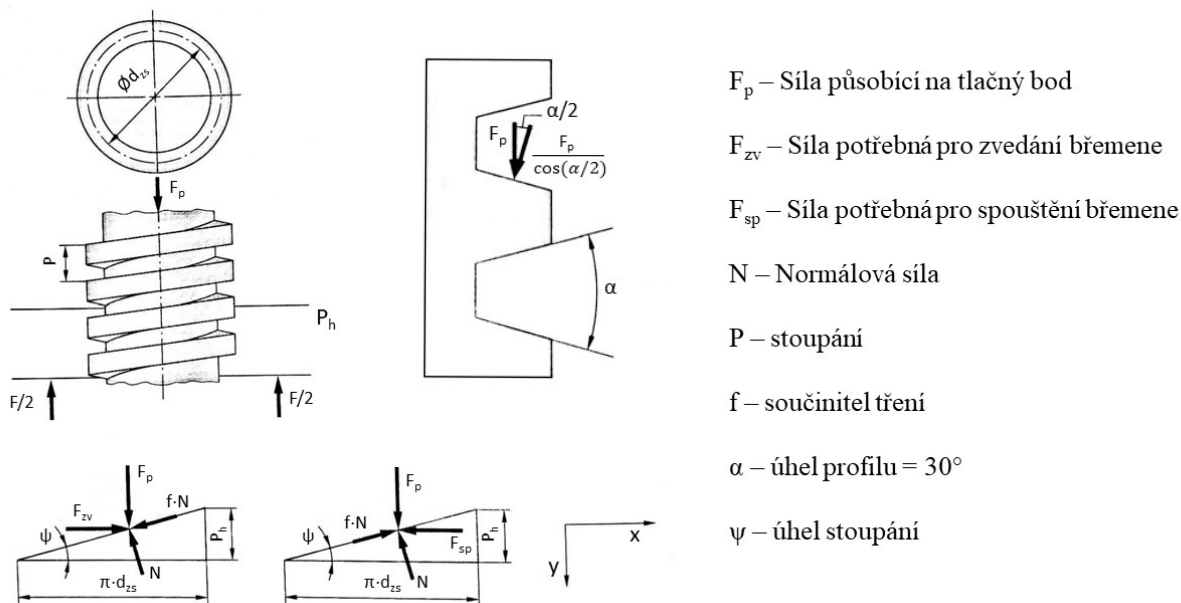
Pro výpočet motoru je nutné znát hmotnost beranu s horní polovinou nástroje. Hmotnost horní poloviny nástroje, zadaná vedoucím bakalářské práce, se pohybuje v hodnotách 1,5-2,5 t. Hmotnost horní poloviny nástroje byla zvolena maximální $m_{HN} = 2,5$ t. V programu Autodesk Inventor byl vytvořen model beranu, tlačného bodu a jeho příslušenství, odpovídající zadaným rozměrovým parametrům. Přiřazením fyzikálních vlastností na modely, byla vypočítána celková hmotnost sestavy na hodnotu $m_B = 10$ t. Při výpočtu motoru se používá součet těchto hmotností $m_C = m_B + m_{HN} = 10 + 2,5 = 12,5$ t.

$$G_B = m_C \cdot g = 12500 \cdot 9,81 = 122625 \text{ N} \quad (7.1)$$

První je nutné vypočítat zatížení působící na jeden tlačný bod. Ve finálním návrhu je počet tlačných bodů $i_{TB} = 2$.

$$F_p = \frac{G_B}{i_{TB}} = \frac{122625}{2} = 61312,5 \text{ N} \quad (7.2)$$

Z této síly se dále spočítá kroutící moment působící na šroub. K tomu je potřeba vyjádřit úhel stoupání závitu a třecí úhel pro lichoběžníkový závit.



Obr. 7-10 Část pohybového šroubu s maticí [14]

Podle obrázků lze tyto úhly pak snadno vyjádřit

$$\operatorname{tg}(\psi) = \frac{P_h}{\pi \cdot d_{zs}} = \frac{12}{\pi \cdot 254} = 0,015 \rightarrow \psi = 0,86^\circ \quad (7.3)$$

$$\operatorname{tg}(\varphi) = \frac{f_z}{\cos(\frac{\alpha}{2})} = \frac{0,1}{\cos(\frac{30}{2})} = 0,104 \rightarrow \varphi = 5^\circ \quad (7.4)$$

Kroutící moment působící na šroub lze vypočítat následujícím vztahem

$$M_S = F_p \cdot \frac{d_{zs}}{2} \cdot tg(\psi + \varphi) \quad (7.5)$$

Při výpočtu užíváme středního průměru závitu d_{zs} , který dostaneme dosazením do následujícího vzorce

$$d_{zs} = \frac{1}{2}(D_z + d_z) \quad (7.6)$$

kde D_z a d_z jsou tabulkové hodnoty vybraného lichoběžníkového závitu.

Tabulka 4 Parametry lichoběžníkového závitu [15]

Označení závitu	D_z [mm]	d_z [mm]
TR 260x12	260	247

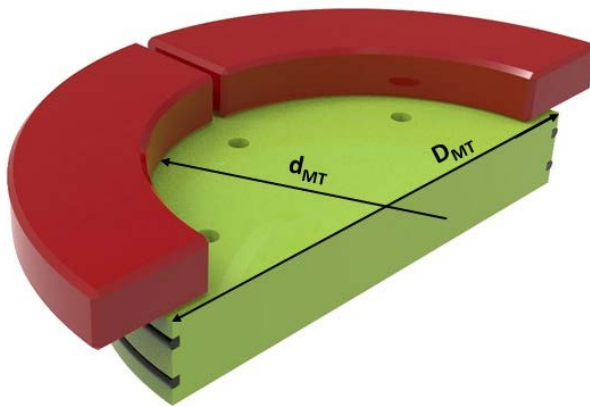
Dosazením parametrů z tab. 4 do rov. (7.6) získáme hodnotu středního průměru závitu

$$d_{zs} = \frac{1}{2}(D_z + d_z) = \frac{1}{2}(260 + 247) = 254 \text{ mm}$$

Po dosazení do rov (7.5), můžeme vypočítat kroutící moment působící na šroub.

$$M_S = F_p \cdot \frac{d_{zs}}{2} \cdot tg(\psi + \varphi) = 61312,5 \cdot \frac{254}{2} \cdot tg(0,86 + 5) = 9,264 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Dalším krokem je spočítání třecího momentu mezi pístem a opěrnými segmenty (pozice 7 a 6 na obr. 7-3). Dynamický součinitel smykového tření pro materiál ocel-ocel je roven hodnotě $f_t = 0,1$ [16].



$$D_{MT} \text{ [mm]} \quad 525$$

$$d_{MT} \text{ [mm]} \quad 455$$

Obr. 7-11 Průměry pístu a opěrných segmentů

$$M_{KT} = F_p \cdot \frac{(D_{MT} + d_{MT})}{2} \cdot f_t = 61312,5 \cdot \frac{(525 + 455)}{2} \cdot 0,1 = 3,003 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.7)$$

Sečtením obou momentů získáme celkový kroutící moment na šroubu

$$M_{SC} = M_S + M_{KT} = 9,264 \cdot 10^5 + 3,003 \cdot 10^6 = 3,93 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.8)$$

V mechanismu přestavení je použita kuželová převodovka s účinností $\eta_k = 0,98$ a převodovým poměrem $i_{p1} = 3$. V tlačném bodu je užito šnekového převodu s účinností $\eta_s = 0,7$ s převodovým poměrem $i_{p2} = 20$. Celková účinnost a převodový poměr jsou tedy rovny

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_k = 0,7 \cdot 0,98 = 0,686 \quad (7.9)$$

$$i_p = i_{p1} \cdot i_{p2} = 3 \cdot 20 = 60 \quad (7.10)$$

Z těchto hodnot lze vypočítat potřebný kroutící moment na výstupní hřídeli elektromotoru

$$M_M = \frac{M_{SC}}{i_p \cdot \eta_c^2} = \frac{3,93 \cdot 10^6}{60 \cdot 0,686^2} = 1,392 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7.11)$$

Potřebný kroutící moment elektromotoru je vypočítán pro jednu větev mechanismu. Mechanismus obsahuje dva tlačné body a tím pádem má kroutící moment dvojnásobnou hodnotu.

$$M_M = 2,783 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pro výpočet potřebného výkonu je třeba si určit požadovanou dobu přestavení. Na základě dohody s vedoucím závěrečné práce, byla doba přestavení zvolena $t_p = 65$ s. Při maximální hodnotě přestavení $h_p = 150$ mm se potřebná rychlost šroubu vypočítá následujícím vztahem

$$v_s = \frac{h_p}{t_p} = \frac{0,15}{65} = 0,00231 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.12)$$

Z této rychlosti můžeme spočítat potřebné otáčky pro dosažení této rychlosti.

$$n_s = \frac{v_s}{P_h} = \frac{0,00231}{0,012} \cdot 60 = 11,538 \text{ min}^{-1} \quad (7.13)$$

Vynásobením celkového převodového poměru s touto rychlostí dostaneme potřebné otáčky a dále úhlovou rychlost hřídele elektromotoru.

$$n_e = n_s \cdot i_p = 11,538 \cdot 60 = 692,308 \text{ min}^{-1} \quad (7.14)$$

$$\omega_e = 2 \cdot \pi \cdot n_e = 2 \cdot \pi \cdot 692,308 = 72,498 \text{ s}^{-1} \quad (7.15)$$

Nyní můžeme určit požadovaný výkon elektromotoru přestavení beranu.

$$P_M = M_M \cdot \omega_e = 2,783 \cdot 10^5 \cdot 72,498 = 20,18 \cdot 10^3 \text{ W} \quad (7.16)$$

Tabulka 5 Potřebný kroutící moment a výkon elektromotoru

M_M [N·mm]	P_M [W]
$2,783 \cdot 10^5$	$20,18 \cdot 10^3$

Na základě vypočítaných parametrů byl vybrán brzdový motor K21R 225 M8 (IM B3) od společnosti JNC s parametry uvedenými v tab. 6.

Tabulka 6: Parametry brzdového motoru [17]

Type	P_B [kW]	M_B [Nm]	n_B [min ⁻¹]	η 100%	$\cos \varphi_B$ [-]	I_B [A]	J [kgm ²]	m [kg]
K21R 225 M8	22	289,8	725	89,2	0,84	42,5	0,44	265

7.2.2 Kontrola závitů na otláčení

Při tváření působí na závit síla, která by mohla poškodit závit natolik, že znemožní správnou funkci mechanismu. Proto je třeba vypočítat, zdali závit vydrží daná zatížení. Základní vztah pro kontrolu otláčení v závitech je následující:

$$p = \frac{2 \cdot F_z}{z_{mš} \cdot \pi \cdot d_{zs} \cdot P_h} \leq p_d \quad (7.17)$$

Kde F_j je jmenovitá síla, $z_{mš}$ počet činných závitů, d_{zs} střední průměr závitu, P_h stoupání závitu a p_d je dovolená hodnota tlaku ve stykových plochách.

Volba dovoleného tlaku závisí na mezi pevnosti daných materiálů (počítá se s horším materiálem). Dále pak na tom, zda jsou součásti ve vzájemném klidu nebo pohybu, na tvrdosti a kvalitě opracování stykové plochy.

Hodnota dovoleného tlaku pro materiály ocel-litina

$$p_d = 30 \text{ MPa}$$

Hodnota jmenovité síly působící na jeden tlačný bod

$$F_z = \frac{F_j}{i_{TB}} = \frac{3150000}{2} = 1575000 \text{ N} \quad (7.18)$$

Počet činných závitů při maximálním vysunutí šroubu

$$z_{mš} = 19$$

Střední průměr závitu se vyjádří dosazením do rov. (7.6)

$$d_{zs} = \frac{(D_z + d_z)}{2} = \frac{(260 + 247)}{2} = 254 \text{ mm}$$

Hodnota stoupání závitu je uvedena v tab. 4

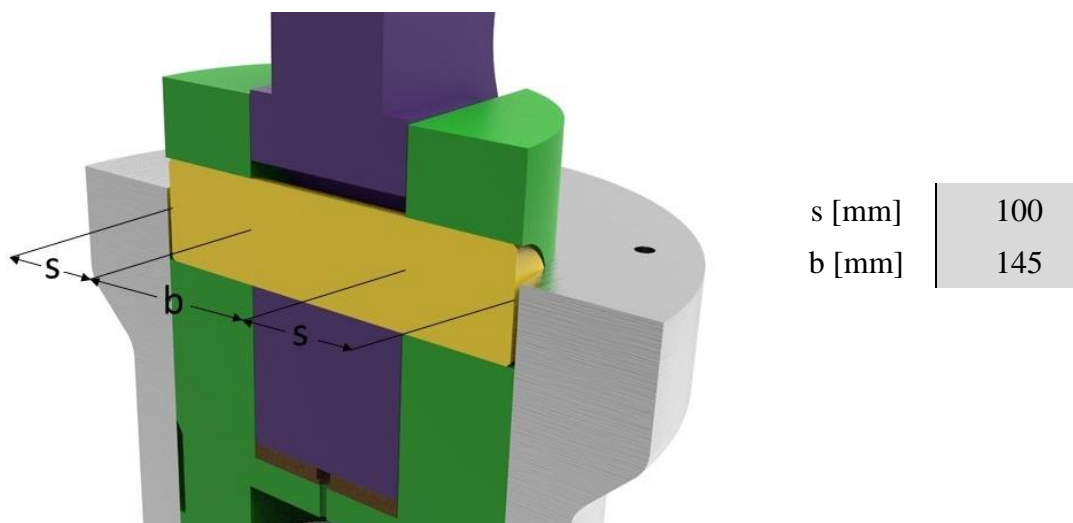
$$P_h = 12 \text{ mm}$$

Nyní lze dosadit do rov. (7.17) a vypočítat tlak v závitech a porovnat ho s dovoleným tlakem

$$p = \frac{2 \cdot F_z}{z_{mš} \cdot \pi \cdot d_z \cdot P_h} = \frac{2 \cdot 1575000}{19 \cdot \pi \cdot 254 \cdot 12} = 17,382 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_d$$

7.2.3 Výpočet čepu

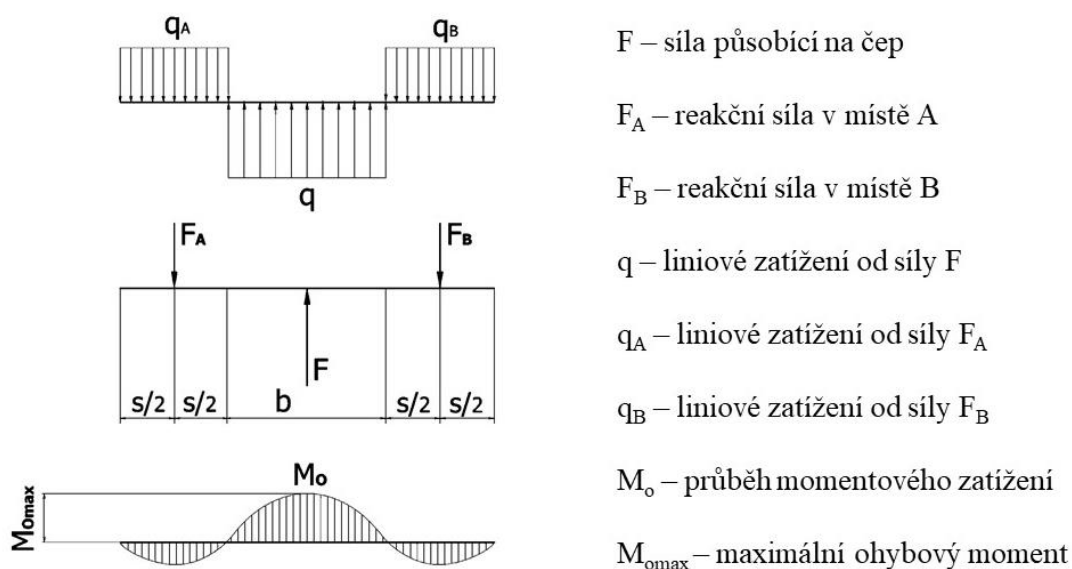


Obr. 7-12 Tloušťka ojnice a čepu

Ve finálním návrhu tlačného bodu byla vybrána varianta s excentrickou válcovou plochou přenášející tvářecí sílu. Tudiž síla, působící na čep, odpovídá pouze zatížení od hmotnosti beranu společně s horní polovinou nástroje a mechanismu vloženém uvnitř beranu. Výpočet zatížení se provádí dle rov. (7.1)

$$G_B = m_C \cdot g = 12500 \cdot 9,81 = 122625 \text{ N}$$

Podmínky statické rovnováhy



Obr. 7-13 Výsledné vnitřní účinky čepu

$$\sum_{i=1}^n F_x = 0 \quad (7.19)$$

$$\sum_{i=1}^n F_y = 0 = -F_A + F - F_B \quad (7.20)$$

$$\sum_{i=1}^n M_o = 0 = F \cdot \left(\frac{s}{2} + \frac{b}{2}\right) - F_B \cdot (s + b) \quad (7.21)$$

Z momentové podmínky statické rovnováhy můžeme vypočítat reakční sílu v bodě B a následným vyjádřením rov. (7.20) i reakční sílu v bodě A

$$F_B = \frac{F \cdot \left(\frac{s}{2} + \frac{b}{2}\right)}{(s + b)} = \frac{122625 \cdot \left(\frac{100}{2} + \frac{145}{2}\right)}{(100 + 145)} = 6,129 \cdot 10^4 \quad (7.22)$$

$$F_A = F - F_B = 6,129 \cdot 10^4 \text{ N} \quad (7.23)$$

Maximální ohybový moment působící na čep spočítáme následujícím vztahem

$$M_{omax} = \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{4} - F_B \cdot \left(\frac{s}{2} + \frac{b}{2}\right) = \frac{1,226 \cdot 10^5}{2} \cdot \frac{145}{4} - 6,129 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{100}{2} + \frac{145}{2}\right) \quad (7.24)$$

$$M_{omax} = 5,286 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tabulka 7: Mechanické vlastnosti materiálu S355 [18]

Značení oceli dle ČSN EN 100027	Tloušťka t [mm]			
	$t \leq 40$		$40 < t \leq 40$	
	R_e [MPa]	R_m [MPa]	R_e [MPa]	R_m [MPa]
S355	355	510	335	490

Mez kluzu materiálu čepu, S355, je dle tab. 7, rovna hodnotě $R_e = 335$ MPa a bezpečnost byla zvolena na hodnotu $k = 1,6$.

$$\sigma_{odov} = \frac{R_e}{k} = \frac{335}{1,6} = 209,375 \text{ MPa} \quad (7.25)$$

Průměr požadovaného čepu se spočítá z následujícího vztahu

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_{odov} \quad (7.26)$$

Kde W_o je modul průřezu v ohybu, který je pro kruhový profil roven níže uvedenému vztahu.

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (7.27)$$

Z rov. (7.26) se dále vyjádří požadovaný průměr čepu

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot \sigma_{odov}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5,286 \cdot 10^6}{\pi \cdot 209,375}} = 63,593 \text{ mm} \quad (7.28)$$

Volím průměr čepu $d = 65 \text{ mm}$.

7.2.4 Kontrola na stříh

Dále je potřeba zkontrolovat píst hydraulické pojistky na stříh. Síla od hydraulického oleje na píst tlačného bodu je rovna jmenovité síle působící na jeden tlačný bod viz rov. (7.18).

$$F_s = \frac{F_j}{i_{TB}} = \frac{3150000}{2} = 1575000 \text{ N}$$

Základní vztah pro kontrolu pístu na stříh je uveden v rov. (7.29)

$$\tau_s = \frac{F_s}{S} = \frac{F_s}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot h} \leq \tau_D \quad (7.29)$$

Kde r je poloměr střížné plochy a h_s tloušťka pístu. Velikosti těchto parametrů jsou uvedeny v tab. 8

Tabulka 8 Poloměr a tloušťka střížné plochy

r [mm]	h_s [mm]
262,5	50

Dovolené napětí ve stříhu spočítáme z meze kluzu daného materiálu

$$R_e = 290 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = R_e \cdot 0,6 = 290 \cdot 0,6 = 174 \text{ MPa} \quad (7.30)$$

Dosazením do rovnice (7.29) získáme hodnotu napětí ve stříhu, kterou dále porovnáme s dovolenou hodnotou napětí ve stříhu

$$\tau_s = \frac{F_s}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot h_s} = \frac{1575000}{2 \cdot \pi \cdot 262,5 \cdot 50} = 19,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_s \leq \tau_D$$

7.2.5 Výpočet síly předpětí svorníků

Dále je nutné spočítat předpětí svorníků, kotvicí tlačný bod k beranu. Hodnoty potřebné pro výpočet svorníků jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tabulka 9 Mechanické vlastnosti materiálu šroubu [14]

Zkušební napětí S_p [MPa]	Mez pevnosti R_m [MPa]
580	800

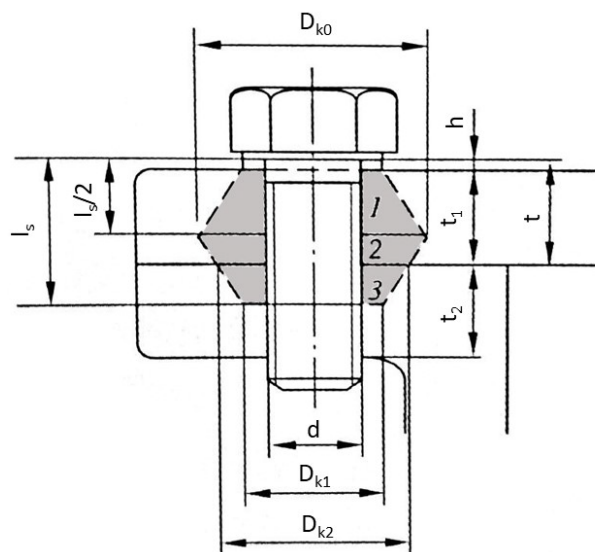
Tabulka 10 Průměr a plocha průřezu šroubu s metrickým závitem ISO [14]

Jmenovitý průměr M_d [mm]	Rozteč P [mm]	Průřez šroubu A_s [mm ²]	Průřez jádra šroubu S_3 [mm ²]
M56	5,5	2030	1910

Tabulka 11 Mez únavy pro šrouby s válcovaným závitem [14]

Pevnostní třída	Mez únavy σ_C [MPa]
ISO 8.8	129

Spojované součásti nahradíme dutým komolým dvoj kuzelem, který se skládá ze tří částí (dutých komolých kuželů).



Obr. 7-14 Průběh zatížení u svorníku [14]

Tabulka 12 Hodnoty parametrů z obr. (6-12)

d [mm]	h [mm]	t_1 [mm]	t_2 [mm]	E_{ocel} [GPa]	E_{litina} [GPa]
56	10	40	60	207	110

V první řadě je nutné si určit sílu působící na jeden svorník. Jako sílu použijeme jmenovitou sílu, která se rozloží mezi dva tlačné body. Každý tlačný bod je upevněn čtyřmi svorníky. Síla, která působí na jeden svorník je tedy vypočítána následujícím vztahem.

$$F = \frac{F_j}{i_{TB} \cdot i_s} = \frac{3150000}{2 \cdot 4} = 393750 \text{ N} \quad (7.31)$$

Tato síla působí na víko tlačného bodu o tloušťce t_1 a matici (přírubu svorníku) o tloušťce h . Celková tloušťka pro výpočet komolých kuželů 1 a 2 je součtem těchto hodnot.

$$t = t_1 + h = 40 + 10 = 50 \text{ mm} \quad (7.32)$$

Dalším důležitým parametrem pro výpočet je účinná svěrná délka

$$l_s = t + \frac{d}{2} = 50 + \frac{56}{2} = 78 \text{ mm} \quad (7.33)$$

Pomocí hodnot uvedených v tab. 12, průměrů (d , D_k) a tloušťce komolých kuželu (t_k) lze vypočítat tuhost spojovaných součástí.

$$k_p = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_{\text{materiálu}} \cdot d}{\ln \left(\frac{(1,155 \cdot t_k + D_k - d) \cdot (D_k + d)}{(1,155 \cdot t_k + D_k + d) \cdot (D_k - d)} \right)} \quad (7.34)$$

Pro horní komolý kužel 1 platí následující vztahy

$$t_{k1} = \frac{l_s}{2} = \frac{78}{2} = 36 \text{ mm} \quad (7.35)$$

$$D_{k1} = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 56 = 84 \text{ mm} \quad (7.36)$$

Dosazením výše uvedených hodnot do rov. (7.34) dostaneme následující hodnotu tuhosti komolého kužele 1

$$\begin{aligned} k_{p1} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_{\text{ocel}} \cdot d}{\ln \left(\frac{(1,155 \cdot t_{k1} + D_{k1} - d) \cdot (D_{k1} + d)}{(1,155 \cdot t_{k1} + D_{k1} + d) \cdot (D_{k1} - d)} \right)} \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 207000 \cdot 56}{\ln \left(\frac{(1,155 \cdot 36 + 84 - 56) \cdot (84 + 56)}{(1,155 \cdot 36 + 84 + 56) \cdot (84 - 56)} \right)} = 30,926 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1} \end{aligned}$$

Pro střední komolý kužel 2

$$t_{k2} = t - \frac{l_s}{2} = 50 - \frac{78}{2} = 11 \text{ mm} \quad (7.37)$$

$$D_{k2} = D_{k1} + 2 \cdot (l_s - t) = 84 + 2 \cdot (78 - 50) = 116 \text{ mm} \quad (7.38)$$

$$\begin{aligned} k_{p2} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_{\text{ocel}} \cdot d}{\ln \left(\frac{(1,155 \cdot t_{k2} + D_{k2} - d) \cdot (D_{k2} + d)}{(1,155 \cdot t_{k2} + D_{k2} + d) \cdot (D_{k2} - d)} \right)} \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 207000 \cdot 56}{\ln \left(\frac{(1,155 \cdot 11 + 116 - 56) \cdot (116 + 56)}{(1,155 \cdot 11 + 116 + 56) \cdot (116 - 56)} \right)} = 175,27 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1} \end{aligned}$$

Pro spodní komolý kužel 3

$$t_{k3} = l_s - t = 78 - 50 = 28 \text{ mm} \quad (7.39)$$

$$D_{k3} = D_{k1} = 84 \text{ mm} \quad (7.40)$$

$$k_{p3} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_{litina} \cdot d}{\ln \left(\frac{(1,155 \cdot t_{k3} + D_{k3} - d) \cdot (D_{k3} + d)}{(1,155 \cdot t_{k3} + D_{k3} + d) \cdot (D_{k3} - d)} \right)}$$

$$= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 207000 \cdot 56}{\ln \left(\frac{(1,155 \cdot 28 + 84 - 56) \cdot (84 + 56)}{(1,155 \cdot 28 + 84 + 56) \cdot (84 - 56)} \right)} = 19,955 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Převrácená hodnota, celkové tuhosti, je rovna součtu převrácených hodnot jednotlivých tuhostí spojovaných součástí.

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_{p1}} + \frac{1}{k_{p2}} + \frac{1}{k_{p3}} \quad (7.41)$$

Jednoduchou úpravou rov. (7.41) dostaneme vztah pro výpočet celkové tuhosti

$$k_p = \frac{k_{p1} \cdot k_{p2} \cdot k_{p3}}{k_{p1} + k_{p2} + k_{p3}} = \frac{30,926 \cdot 175,27 \cdot 19,955}{30,926 + 175,27 + 19,955} = 11,344 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (7.42)$$

Tuhost svorníku spočítáme z hodnot uvedených v tab. 10 a 12

$$k_s = \frac{(A_s \cdot E_{ocel})}{l_s} = \frac{2030 \cdot 207000}{78} = 5,387 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (7.43)$$

Pomocí hodnot k_p a k_s můžeme vypočítat tuhostní konstantu C

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} = \frac{5,387}{5,387 + 11,344} = 0,322 \quad (7.44)$$

Za použití parametrů, uvedených v tab. 9 a 10, vypočítáme sílu předpětí

$$F_i = 0,75 \cdot A_s \cdot S_p = 0,75 \cdot 2030 \cdot 580 = 883,05 \text{ kN} \quad (7.45)$$

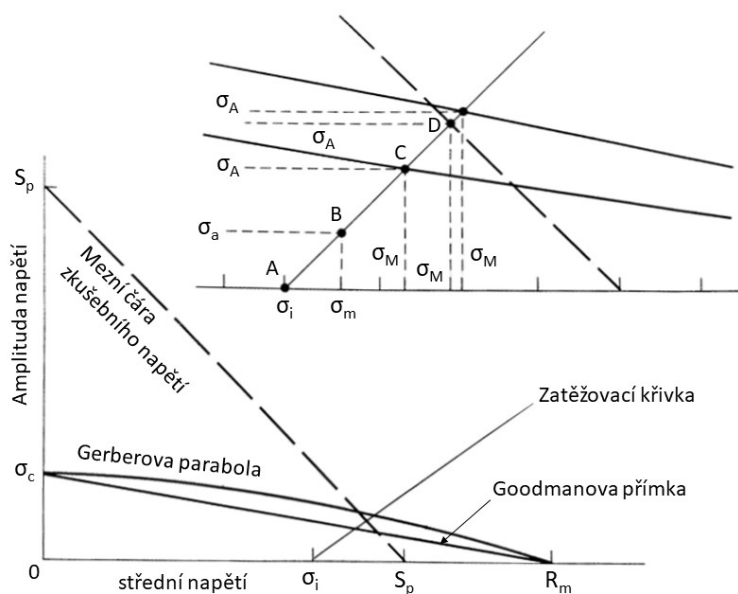
Dále už můžeme vyjádřit hodnotu součinitele bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí

$$k = \frac{(S_p \cdot A_s - F_i)}{C \cdot F} = \frac{580 \cdot 2030 - 883050}{0,322 \cdot 393750} = 2,322 \quad (7.46)$$

Tento součinitel vyjadřuje rezervu napětí ve šroubu vůči dosažení zkušebnímu napětí. Dosažením do rovnice (7.47) dostaneme součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření

$$k_0 = \frac{F_i}{F \cdot (1 - C)} = \frac{883050}{393750 \cdot (1 - 0,322)} = 3,3 \quad (7.47)$$

Pokud by síla F dosáhla příliš velké hodnoty, tak dojde ke zvětšení předepsané vůle mezi maticí a víkem tlačného bodu, což by bylo nežádoucí. Součinitel k_0 určuje danou bezpečnost vůči tomuto stavu. Další součinitele bezpečnosti vychází z obr. 7-15



Obr. 7-15 Haighův diagram [14]

Průsečík zatěžující křivky s mezními křivkami v bodech C, D a E vždy udává dvojici mezních hodnot napětí σ_A a σ_M . Provozní napětí σ_a a σ_m udává bod B a hodnota napětí od předpětí σ_i , ukazuje bod A. Zatěžovací přímka začínající v bodě A svírá s osami úhel 45° . Pokud jsou na obou osách stejná měřítka daných napětí, tak zatěžovací přímka svírá s osami úhel 45° . Bezpečnostní součinitele dostaneme podělením mezní amplitudy s amplitudou provozní.

$$k_b = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \quad (7.48)$$

Hodnoty napětí v uvedených bodech získáme následovně

Bod A

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} = \frac{883050}{2030} = 435 \text{ MPa} \quad (7.49)$$

Bod B

$$\sigma_a = \frac{C \cdot F}{2 \cdot A_s} = \frac{0,322 \cdot 393750}{2 \cdot 2030} = 31,228 \text{ MPa} \quad (7.50)$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i = 435 + 31,228 = 466,28 \text{ MPa} \quad (7.51)$$

Bod C, ležící na Goodmanově přímce, dostaneme po dosazení do následující rovnice

$$\sigma_A = \frac{\sigma_c \cdot (R_m - \sigma_i)}{R_m + \sigma_c} = \frac{129 \cdot (800 - 435)}{800 + 129} = 53,133 \text{ MPa} \quad (7.52)$$

Dosazením do rovnice (7.48) můžeme vypočítat součinitel k meznímu stavu únavy

$$k_u = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{53,133}{31,228} = 1,701$$

8 ZÁVĚR

Cílem této závěrečné práce byl návrh přestavení beranu dvoubodového mechanického lisu.

V první části je proveden rozbor dané problematiky a představeny možnosti přestavení beranu. Všechny možnosti, regulace sevřené výšky, jsou popsány a následně zhodnoceny jejich výhodami a nevýhodami. Poté jsou jednotlivě popsána pojistná zařízení mechanických lisů, potřebná pro jejich správný chod.

V další části bakalářské práce je vytvořeno kinematické schéma mechanismu přestavení, které slouží jako opora pro následné konstrukční řešení.

Další kapitola se zaměřuje na návrh tlačného bodu, kde se využívají informace z rešeršní části. V programu Autodesk Inventor Professional 2017 jsou vymodelovány tři návrhy tlačných bodů, přičemž jsou dále konstrukčně popsány i s jejich výhodami a nevýhodami.

Finální část práce obsahuje výběr dané varianty tlačného bodu a jeho použití pro mechanismus přestavení beranu. Následně jsou vypočítány a vybrány jednotlivé komponenty jako například převodovka AT170L a brzdový motor K21R 225 M8. Poté jsou navrženy a zkontrolovány vybrané součásti mechanismu. Kontrola závitů na otlačení je provedena u pohybového šroubu a kontrola na střih u pístu a opěrných segmentů. Napětí v obou součástech vyhovuje napětí dovolenému. Posléze je navrhnut ojnicí čep, jehož velikost je dle výpočtu zvolena na hodnotu $d = 65$ mm. Dále je spočítáno předpětí u svorníků M56 x 5,5 DIN 2510-4, které má hodnotu $F_i = 883,05$ kN. U svorníků je také určena bezpečnost vůči zkušebnímu napětí ($k = 3,3$), vůči sevření v závitech ($k_0 = 2,322$) a k meznímu stavu ($k_u = 1,701$).

Pro tvorbu obrázků a výkresů byly použity programy Autodesk Inventor Professional 2017, Keyshot 6 a Adobe Photoshop CS6. Vypočet je proveden v programu PTC Mathcad Prime 3.1.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] RUDOLF, Bedřich. *Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce : vysokoškolská učebnice*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979.
- [2] TITTEL, Viktor a Róbert SOBOTA. *Tvárníacie stroje*. Ostrava: Ámos, 2011. ISBN 978-80-904766-0-8.
- [3] KOVÁČ, Andrej a Milan JENKUT. *Tvárníacie stroje*. Bratislava: Alfa, 1978. Edícia strojárскеj literatúry.
- [4] NOVOTNÝ, Karel. *Výrobní stroje a zařízení: tvářecí stroje* [online]. Brno: VUT, 2002 [cit. 2018-04-18]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/img/opory/hvs_vyrobnni_stroje_a_zarizeni_novotny.pdf
- [5] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.
- [6] POKORNÝ, Přemysl. *Výrobní stroje II: mechanické lisy* [online]. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1998 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobnni_stroje/tvareci.pdf
- [7] KOPECKÝ, Miloslav a Bedřich RUDOLF. *Tvářecí stroje: mechanické a hydraulické lisy : určeno pro posl. fak. strojní v Praze, Plzni, Brně a Bratislavě*. Praha: SNTL, 1967. Učební texty vysokých škol.
- [8] OŠLEJŠEK, J. *Hydraulicko-elektrický systém zajišťující paralelitu chodu beranu vůči stolní desce hydraulického lisu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s.
- [9] JÁN, Slavkovský. *Mechanismus výškovo prestavitelného stola lisu s valivým vedením*. Slovenská republika. CS 267 304 B1. Uděleno 15 07 91. Zapsáno 25 11 87.
- [10] Library. *GrabCAD* [online]. Bhavnagar: Jignesh, 2014 [cit. 2018-04-17]. Dostupné z: https://grabcad.com/library/mechanical-press-3/details?folder_id=851059
- [11] BRADÁČ, Josef, Jiří MACHUTA, Iva NOVÁ, Martin SEIDL, Jiří SOBOTKA a Pavel SOLFRONK. *Machines for processing metals and plastics*. Edition 1st. Liberec: Technical University of Liberec, 2016. ISBN 978-80-7494-316-4.
- [12] Mechanical punching and metal forming presses. *ANDRITZ* [online]. Bretten-Goelshausen: ANDRITZ Kaiser [cit. 2018-04-17]. Dostupné z: <https://www.andritz.com/products-en/metals/metals/stamping/mechanical-metal-forming>
- [13] AT-L1/R1 series. *Apex Dynamics* [online]. The Netherlands: Apex Dynamics, 2017 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://www.apexdyna.nl/en/products/at-l1r1-series/>
- [14] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [15] External ISO metric trapezoidal screw threads. *Engineers edge* [online]. Georgia: Engineers edge [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://www.engineersedge.com/hardware/iso-metric-trapezoidal-threads1.htm>
- [16] BUREŠ, Jiří. Součinitel smykového tření. *Converter* [online]. Holešov, 2002 [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [17] JANČO, Ján. *Brzdové motory* [online]. Banská Bystrica: JNC, 2015 [cit. 2018-04-17]. Dostupné z: <http://www.jnc.sk/brzdove-motory/>
- [18] Pevnost konstrukční ocelí. *Mizici* [online]. Mizera, 2007 [cit. 2018-04-17]. Dostupné z: <http://www.mizici.com/article.php?aid=302>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Rozměr	Veličina
A	[mm]	Vyložení mechanického lisu
a,b	[mm]	Rozměry upínací plochy beranu a stolu
A _s	[mm ²]	Průřez šroubu
b	[mm]	Tloušťka ojnice
C	[-]	Tuhostní konstanta
c,d	[mm]	Upínací plocha stolu
Cos (φ _B)	[-]	Účinník
d	[mm]	Průměr čepu
d ₀	[mm]	Průměr ložiskového čepu
d _A	[mm]	Průměr válcové plochy A
d _B	[mm]	Průměr čepu B
D _K	[mm]	Průměr komolých kuželů
D _{MT}	[mm]	Průměr pístu
d _{MT}	[mm]	Vnitřní průměr opěrného segmentu
D _z	[mm]	Velký průměr závitu pohybového šroubu
d _z	[mm]	Malý průměr závitu pohybového šroubu
d _{zs}	[mm]	Střední průměr závitu pohybového šroubu
e	[mm]	Sevřená výška
E _{litina}	[GPa]	Youngův modul pružnosti pro litinu
E _{ocel}	[GPa]	Youngův modul pružnosti pro ocel
F	[N]	Síla působící na čep
F _A	[N]	Reakční síla v místě A
F _B	[N]	Reakční síla v místě B
F _i	[N]	Síla předpětí
F _j	[N]	Jmenovitá síla
F _p	[N]	Síla působící na jeden tlačný bod
F _s	[N]	Síla od hydraulického oleje
f _t	[N]	Dynamický součinitel smykového tření
F _x	[N]	Síla v ose x
F _y	[N]	Síla v ose y
G _B	[N]	Zatížení od hmotnosti sestavy
H	[mm]	Celkový zdvih beranu
h _j	[mm]	Jmenovitý zdvih
h _p	[mm]	Velikost přestavení beranu
h _s	[mm]	Tloušťka střížné plochy
I _B	[A]	Proud brzdového motoru

i_p	[-]	Celkový převodový poměr
i_{p1}	[-]	Převodový poměr kuželové převodovky
i_{p2}	[-]	Převodový poměr šnekové převodovky
i_{ξ}	[-]	Počet svorníků
i_{TB}	[-]	Počet tlačných bodů
J	[W]	Práce brzdového motoru
k	[-]	Bezpečnost
K_0	[-]	Koeficient závislý na konstrukci pojistky
k_0	[-]	Součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření
k_p	[-]	Tuhost spojovaných součástí
k_s	[-]	Tuhost svorníku
k_u	[-]	Součinitel k meznímu stavu únavy
L	[mm]	Výška lisu
l_s	[mm]	Účinná svěrná délka
m	[kg]	Hmotnost brzdového motoru
M_{0max}	[N·m]	Maximální ohybový moment působící na čep
m_B	[kg]	Hmotnost beranu
M_B	[N·m]	Kroutící moment brzdového motoru
m_c	[kg]	Celková hmotnost sestavy
M_d	[mm]	Jmenovitý průměr
m_{HN}	[kg]	Hmotnost horní poloviny nástroje
M_k	[N·m]	Kroutící moment kuželové převodovky
M_{KT}	[N·m]	Třecí moment mezi pístem a opěrnými segmenty
M_M	[N·m]	Potřebný kroutící moment elektromotoru
M_o	[N·m]	Ohybový moment
M_s	[N·m]	Kroutící moment působící na pohybový šroub
M_{SC}	[N·m]	Celkový kroutící moment na pohybového šroubu
M_{vyp}	[N·m]	Kroutící moment na spojce
n	[min ⁻¹]	Jmenovitý počet zdvihů
n_B	[min ⁻¹]	Otáčky brzdového motoru
n_e	[min ⁻¹]	Potřebné otáčky elektromotoru
n_s	[min ⁻¹]	Využitelný počet zdvihů
n_{ξ}	[min ⁻¹]	Potřebné otáčky šroubu
p	[MPa]	Otlačení v závitě
P	[mm]	Rozteč
P_B	[W]	Výkon brzdového motoru
p_d	[MPa]	Dovolená hodnota tlaku ve stykových plochách

P_h	[mm]	Stoupání závitu pohybového šroubu
P_M	[W]	Potřebný výkon elektromotoru
r	[mm]	Poloměr střížné plochy
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
s	[mm]	Vzdálenost, na které působí reakční síla
S	[mm ²]	Obsah čepu
S_p	[MPa]	Zkušební napětí
t_k	[mm]	Tloušťka komolých kuželů
t_p	[s]	Doba přestavení
$v_{\dot{s}}$	[min ⁻¹]	Potřebná rychlost šroubu
W_0	[s ⁻¹]	Modul průřezu v ohybu
$z_{m\dot{s}}$	[-]	Počet činných závitů
β	[-]	Koeficient bezpečnosti sevřeného spoje
Δl	[mm]	Změna délky ojnice
η	[%]	Účinnost
η_c	[%]	Celková účinnost
η_k	[%]	Účinnost kuželové převodovky
$\eta_{\dot{s}}$	[%]	Účinnost šnekové převodovky
σ_C	[MPa]	Mez únavy
φ	[°]	Třecí úhel lichoběžníkového závitu
ψ	[°]	Úhel stoupání
ω_e	[s ⁻¹]	Potřebná úhlová rychlost elektromotoru
σ_A	[MPa]	Mezní amplituda
σ_a	[MPa]	Provozní amplituda
σ_i	[MPa]	Provozní napětí
σ_m	[MPa]	Střední amplituda
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{odov}	[MPa]	Dovolená hodnota napětí v ohybu
τ_D	[MPa]	Dovolené napětí ve stříhu
τ_S	[MPa]	Napětí ve stříhu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 3-1 a) Dělená ojnice s kulovým čepem b) Ojnice s válcovým čepem	20
Obr. 3-2 a) pojištění ojnice šrouby b) pojištění diferenciálním šroubem [1]	21
Obr. 3-3 Pojištění závitu šrouby	21
Obr. 3-4 Pojištění závitu pomocí kontramaticy	22
Obr. 3-5 Uložení ojnice s čepem	22
Obr. 3-6 Tlačný bod s kulovým čepem [6]	23
Obr. 3-7 Patent Jána Slavkovského [7]	25
Obr. 4-1 Regulace zdvihu dvojitým výstředníkovým pouzdem [8]	26
Obr. 5-1 a) Destrukční pojistka b) Střížná pojistka [9]	27
Obr. 5-2 Tlačný bod s hydraulickou pojistkou [10]	28
Obr. 5-3 Schéma pneumo-hydraulické pojistky [4]	29
Obr. 6-1 Kinematické schéma přestavení beranu	30
Obr. 7-1 Tlačný bod: varianta I.	31
Obr. 7-2 Řez tlačným bodem: varianta I.	31
Obr. 7-3 Řez tlačným bodem: varianta II.	33
Obr. 7-4 Opěrné segmenty	33
Obr. 7-5 Řez tlačným bodem: varianta III.	34
Obr. 7-6 Kluzný čep s nábojem	35
Obr. 7-7 Finální verze přestavení beranu	36
Obr. 7-8 a) svorník DIN 2510-4 b) středící vložka	36
Obr. 7-9 Desky zachycující radiální složku síly	37
Obr. 7-10 Část pohybového šroubu s maticí [13]	38
Obr. 7-11 Průměry pístu a opěrných segmentů	39
Obr. 7-12 Tloušťka ojnice a čepu	42
Obr. 7-13 Výsledné vnitřní účinky čepu	42
Obr. 7-14 Průběh zatížení u svorníku [13]	45
Obr. 7-15 Haighův diagram [13]	48

SEZNAM PŘÍLOH

CD:

- Elektronická verze bakalářské práce
- 3D model přestavení beranu mechanického lisu
- Výkresy
- Kinematické schéma

Výkresy