ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Přímé pohony v konstrukci mechanických lisů

Autor: **Petr KURIL**

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

Akademický rok 2013/2014

Prohlášení o autorství

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

V Plzni dne: ……. . . . . . .

podpis autora

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: **2013/2014**

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	**Petr KURIL**
Osobní číslo:	**S13B0049P**
Studijní program:	**B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor:	**Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu:	**Přímé pohony v konstrukci mechanických lisů**
Zadávající katedra:	**Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování:

Základní požadavky:
V úvodu práce bude provedena rešerše na téma mechanické lisy s přímým pohonem. V práci budou vypracovány varianty konstrukčních řešení mechanických lisů s přímým pohonem. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.

Základní technické údaje:
Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Provedení rešerše na téma mechanické lisy s přímým pohonem
2. Návrh konstrukčních variant
3. Konstrukční návrh zvoleného řešení
4. Vypracování zadané výkresové dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**

Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra*. **Praha: 1999**

KOVÁČ, A., JENKUT, M. *Tvárniace stroje*. **Bratislava: 1978**

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

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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**

Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**

Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan

Západočeská univerzita v Plzni
L.S.
Fakulta strojní

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

V Plzni dne 23. září 2013

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Kuril	**Jméno** Petr
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba výrobních strojů a zařízení“	
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	**Jméno** Jan
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS	
DRUH PRÁCE	~~**DIPLOMOVÁ**~~	**BAKALÁŘSKÁ**	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Přímé pohony v konstrukci mechanických lisů	

FAKULTA	strojní		**KATEDRA**	KKS		**ROK ODEVZD.**	2014

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM			**TEXTOVÁ ČÁST**			**GRAFICKÁ ČÁST**	

STRUČNÝ POPIS **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	Bakalářská práce obsahuje rešerši na téma mechanické lisy s přímým pohonem. V práci budou vypracovány varianty konstrukčních řešení mechanických lisů s přímým pohonem. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.
KLÍČOVÁ SLOVA	Přímý pohon, mechanický lis, konstrukce lisu

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	**Surname** Kuril	**Name** Petr	
FIELD OF STUDY	"The construction of manufacturing machinery and equipment"		
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	**Name** Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	~~**DIPLOMA**~~	**BACHELOR**	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Direct drives in the design of mechanical presses		

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	Machine Design		**SUBMITTED IN**	2014

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY			**TEXT PART**			**GRAPHICAL PART**	

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	Bachelor thesis contains a search on mechanical presses with direct drive. The work will be developed variant designs of mechanical presses with direct drive. The selected option will be processed structural solution, including its verification. At the conclusion will be drawn drawings of selected parts.
KEY WORDS	Direct drive, mechanical press, press structure

Poděkování:

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za poskytnutý čas, připomínky a hlavně odborné rady při tvorbě této práce.

Obsah

Obsah 1
1 Úvod 3
2 Tok energie u mechanického lisu 4
2.1 Pohon s akumulátorem 4
2.2 Přímý pohon 5
3 Mechanické lisy 6
3.1 Technické parametry mechanických lisů 6
3.1.1 Jmenovitá síla 7
3.1.2 Užitečný, pracovní a jmenovitý zdvih 8
3.1.3 Jmenovitá rychlost a zrychlení 8
3.1.4 Diagramy zobrazující závislosti při průběhu pracovního zdvihu 9
3.2 Konstrukční části a díly klikového lisu 10
3.2.1 Stojan 10
3.2.2 Klika 11
3.2.3 Ojnice 11
3.2.4 Beran 11
4 Elektro motory pro přímý pohon 12
4.1 Siemens torque motory SIMOTICS T 12
4.1.1 Řada SIMOTICS T 1FW3 12
4.1.2 Řada SIMOTICS T 1FW6 13
4.1.3 Řada SIMOTICS T HT - direct 1FW4 13
4.2 VUES Brno – momentové motory řady ROL 180 až ROL 1000 13
4.3 Lin - tech torzní motor typu TF 14
4.4 Baumuller DST 135 - 315 - Diskové motory s velkým točivým momentem. 14
5 Vložený převod 15
5.1 Jednostupňový převod čelním ozubením 15
5.2 Planetové převodovky 15
5.2.1 Popis funkce 16
5.2.2 Průzkum trhu 16
6 Využívání přímých pohonů 17
6.1 Aida 18
6.2 Schuler 18
7 Akumulace elektrické energie 19

7.1 Superkondenzátor (supercapacitor) 19
7.2 Akumulace díky magnetickému poli cívky 20
7.3 Vysokootáčkový setrvačník 20
8 Výpočet klikového lisu 21
8.1 Zadané hodnoty 21
8.2 Vypočtené hodnoty 21
9 Výběr elektromotoru a převodového mechanizmu 23
9.1 Volba elektromotoru 23
9.2 Volba vloženého převodu 24
9.2.1 Konstrukční uspořádání převodu v lisu 25
9.3 Kompenzace energie při špičkovém zatížení motoru 26
10 Konstrukční návrh lisu 27
10.1 Kontrola excentrové hřídele 27
10.1.1 Vytvoření 3D modelu a kontrola metodou konečných prvků 27
10.2 Mechanický lis s přímým pohonem 30
11 Závěr 31
12 Literatura 32
12.1 Knižní publikace: 32
12.2 Internetové zdroje: 32
13 Seznam obrázků 34

1 Úvod

V této bakalářské práci se budu zabývat možností nahrazení konvenčního nepřímého pohonu mechanického lisu za moderní přímý pohon. Označením nepřímého pohonu je myšleno mechanické zařízení s akumulátorem, tedy v konkrétním případě s akumulací kinetické energie pomocí rotačního setrvačníku. Tato energie setrvačníku je použita pro pokrytí zvýšené spotřeby v průběhu samotného tváření jako energie pracovního zdvihu a jako energie kompenzující ztráty systému. U přímého pohonu setrvačník není použit. Lisy s nepřímým pohonem, neboli se setrvačníkem, mají konstantní rychlost zdvihu odvozenou od rychlosti otáčení setrvačníku. Naopak přímý pohon umožňuje zvýšení rychlosti v nezatížené části zdvihu a tím zrychlit výrobní proces. Motor pro přímý pohon je nerovnoměrně zatížen a energie je přiváděna ze zdroje elektrické energie v požadovaném množství daným stavem stroje.

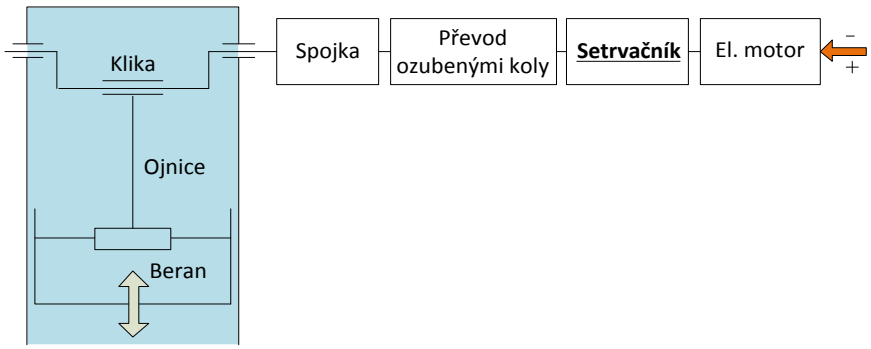
Použití mechanických lisů s přímým pohonem se ve velké míře uplatňuje v jemné mechanice a elektronice, zatímco v těžké strojařině se tyto principy používají mnohem méně. V jemné mechanice je spotřeba elektrické energie při tváření malá, díky malým odporům tvářených kusů. U lisů s přímým pohonem a s velkými tvářecími silami jsou nároky na dodání energie ze sítě enormní, často se proto musí chybějící energie ze sítě kompenzovat přídavným zařízením. Přímé pohony zaručují díky používání servomotorů rychlost a snadnou synchronizaci s ostatními procesy výroby. Díky všem těmto skutečnostem spojují lisy s přímým pohonem výhody hydraulických a klasických mechanických lisů dohromady.

2 Tok energie u mechanického lisu

Pro vykonání přetvárné práce (plastické deformace) tvářeného kusu jsou mechanické lisy charakteristické velkým odběrem energie v krátkém čase. Celková práce pro tváření musí být nejen dostatečně velká pro překonání odporu tvářeného materiálu, ale i vnitřních odporů stroje (převážně tření). Potřeba sil u velkých tvářecích strojů může být jen špičková, spojená s velkými výkyvy v toku energie. Stroj při takovém zatížení potřebuje dodat značnou energii v krátkém časovém úseku. Tato energie bývá často příliš velká, aby mohla být dodána ze sítě, proto se do stroje přidává akumulátor, který chybějící energii při zatížení kompenzuje. Pro akumulaci energie se může použít několik principů. U rotačního pohonu se nejčastěji používá setrvačník, který uchovává kinetickou energii. Pro zachování potencionální energie se může využít závaží ve výšce, nebo se a deformační energie uchovává ve formě pružiny, stlačeného plynu. Tyto akumulátory také slouží jako tlumící prvky proti rázům vznikajícím ve stroji.

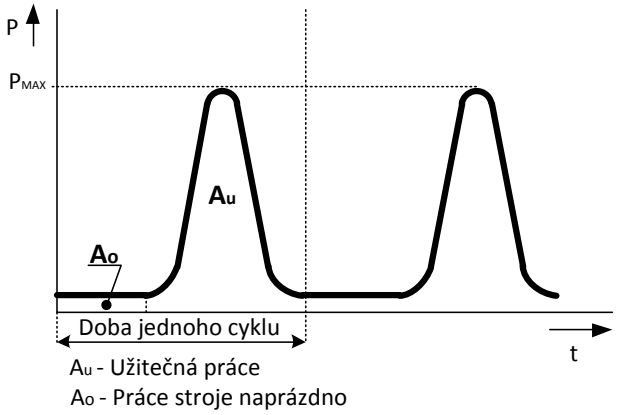
2.1 Pohon s akumulátorem

Pokud soustava obsahuje akumulátor, je nazývána jako s nepřímým pohonem. Tento akumulátor, zde konkrétně setrvačník, dodává energii potřebnou k vykonání tvářecího cyklu. Energie se může dodávat ze setrvačníku a motoru nebo pouze ze setrvačníku.



Obr. 1 Schéma pohonu lisu s akumulátorem

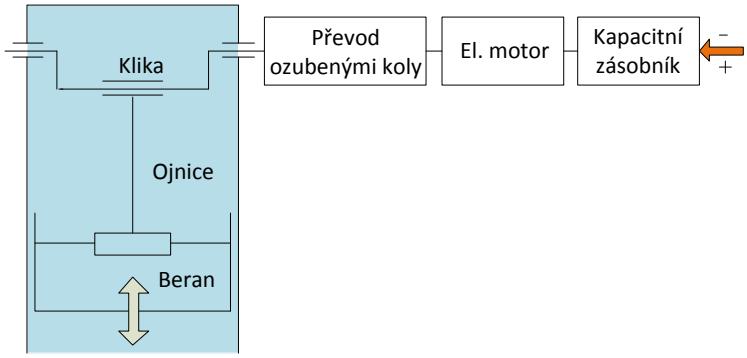
Na Obr.1 je naznačeno zjednodušené sestavení mechanického lisu s pohonem setrvačníkem - akumulátorem energie. Diagram na Obr.2 níže, obecně vyjadřuje odběrovou charakteristiku mechanického setrvačníku.



Obr. 2 Výkonová charakteristika setrvačníku

2.2 Přímý pohon

Bez akumulátoru se systém označuje jako lis s přímým pohonem, čili motor pohání přímo výstupní člen. Pokud mluvíme o názvu přímý pohon všeobecně je tímto pojmem zamýšleno propojení výstupního členu s motorem bez jakéhokoliv převodu. Otáčky výstupního členu mechanických lisů mohou být příliš nízké, proto se v případě potřeby zabudovává do systému lisu převod.

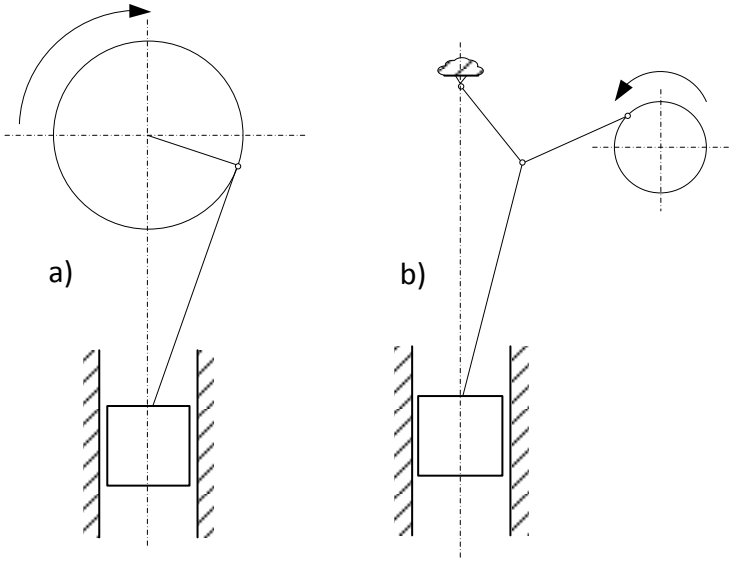


Obr. 3 Schéma lisu bez akumulátoru

3 Mechanické lisy

[1] [2]

Pro tyto lisy je charakteristické, že k přenesení energie je využit mechanický převodový systém. Tento systém mechanických lisů přeměňuje rotační pohyb motoru na přímočarý pohyb beranu lisu. V praxi se používají na nejrůznější tvářecí operace, jsou to nejpoužívanější stroje na tváření v sériové a hromadné výrobě. Základním pohonem je klikový mechanismus a ostatní mechanismy jsou buď odvozené, nebo kombinované. Mezi ostatní pohony se řadí výstředníkový, kolenový, šroubový a jiné jako hřebenový. Další rozdělení lisů může být podle typu rámu nebo podle počtu ojnic na klikové hřídeli. Pokud jsou dvě ojnice ve stroji je toto sestavení nazýváno jako dvoubodové, při použití více ojnic je stroj vícebodý.



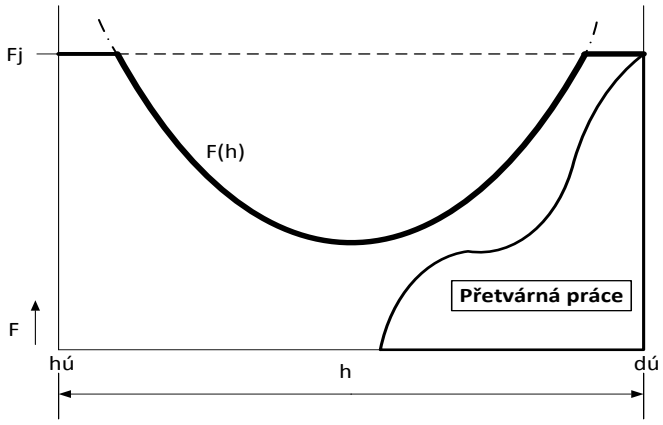
Obr. 4 Náhled druhů sestavení lisů a) Klikový mechanizmus b) Kolenový mechanizmus

3.1 Technické parametry mechanických lisů

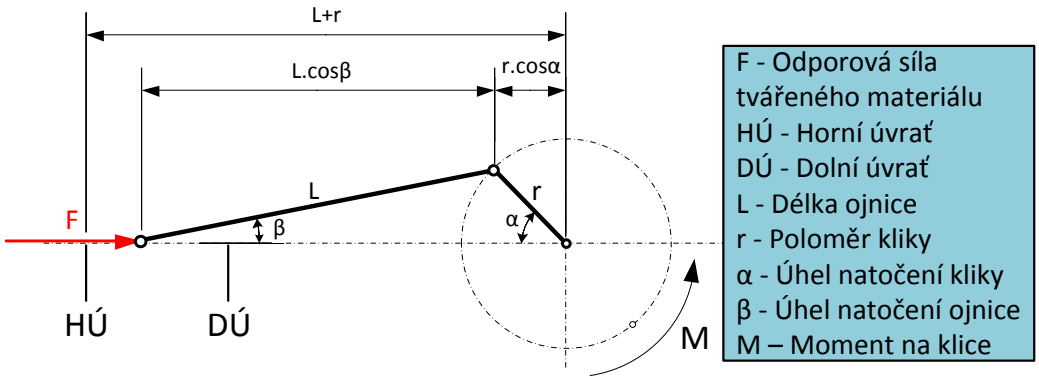
V této kapitole jsou charakterizovány veličiny, které určují základní i obecné informace pro volbu nebo návrh mechanických lisů. Tyto veličiny jsou v běžném provozu typizovány a odstupňovány v geometrických řadách.

3.1.1 Jmenovitá síla

U mechanických listů je jmenovitá síla uváděna jako charakteristický parametr, určující jakou největší dovolenou silou může výstupní člen stroje působit na tvářený materiál. Při chodu stroje se funkce síly mění v závislosti na úhlu natočení kliky, viz Obr.5. Při horní a dolní úvrati dosahuje tato funkce jmenovité síly F_j.



Obr. 5 Zobrazení průběhu tvářecí síly při konstantním momentu v závislosti na zdvihu F(h), jmenovité síly F_j a plochy obecně představující přetvárnou práci mechanického lisu



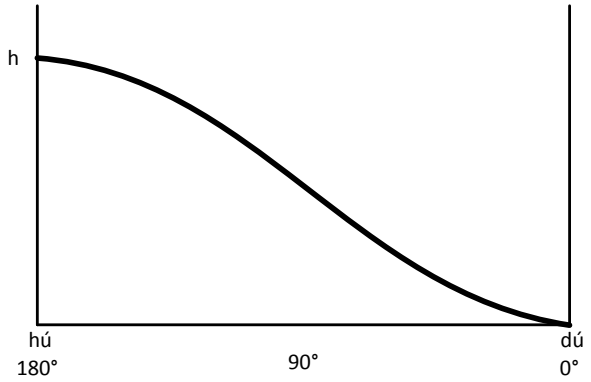
Obr. 6 Schéma klikového mechanizmu s odporovou silou tvářeného materiálu působící na ojnici a momentem vyvozeným motorem

Samotný pracovní vztah mezi momentem pohánějícím kliku a pracovní silou beranu je vyvozen z diferenciální rovnosti prací. Při zanedbání vlivu dynamických momentů a sil je tato rovnost odvozena ve formě následujícího vzorce.

$$F \cdot dh = M \cdot d\alpha$$

3.1.2 Užitečný, pracovní a jmenovitý zdvih

Pod označením užitečný zdvih je myšlena dráha nástroje, která odpovídá deformaci tvářeného materiálu. Tato dráha nezahrnuje působení pružných deformací, které ovlivňuje tuhost rámu stroje. Proto je vhodné určit pracovní zdvih, který zahrnuje i pružné deformace stroje při tvářecí operaci. Jmenovitý zdvih je daný jmenovitým úhlem natočení kliky stroje. Závislost dráhy výstupního členu klikového mechanizmu na úhlu natočení kliky je zobrazena na Obr.7.



Obr. 7 Závislost dráhy výstupního členu klikového mechanizmu na úhlu natočení kliky

Obecný zdvih h je spočitatelný ze známých hodnot na lisu.

$$h \approx r \cdot (l - cos\alpha)$$

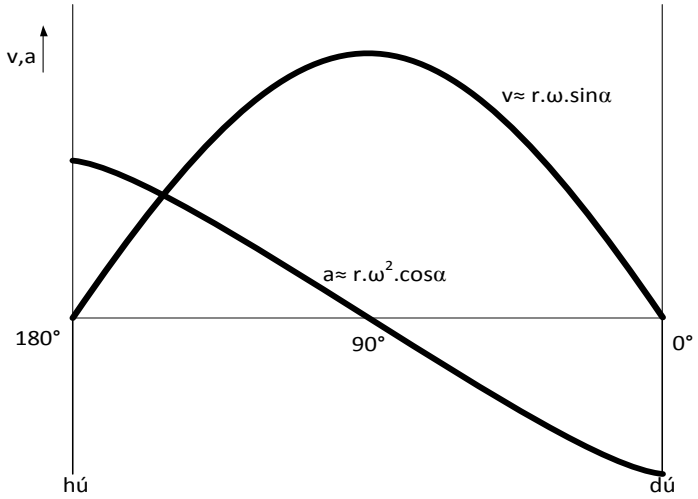
3.1.3 Jmenovitá rychlost a zrychlení

Jmenovitá rychlost je teoretická a udává rychlost beranu na začátku cyklu, při takzvaném chodu naprázdno. Samotná rychlost beranu závisí na uhlové rychlosti klikové hřídele, poloměru a úhlu natočení kliky. Rychlost beranu ovlivňuje poměrnou rychlost tváření, která velmi významně ovlivňuje samotnou technologii a děje probíhající v tvářeném materiálu. Funkce rychlosti se dá matematicky určit jako derivace zdvihové funkce podle času.

$$v = \frac{dh}{dt} \rightarrow v \approx r \cdot \omega \cdot sin\alpha$$

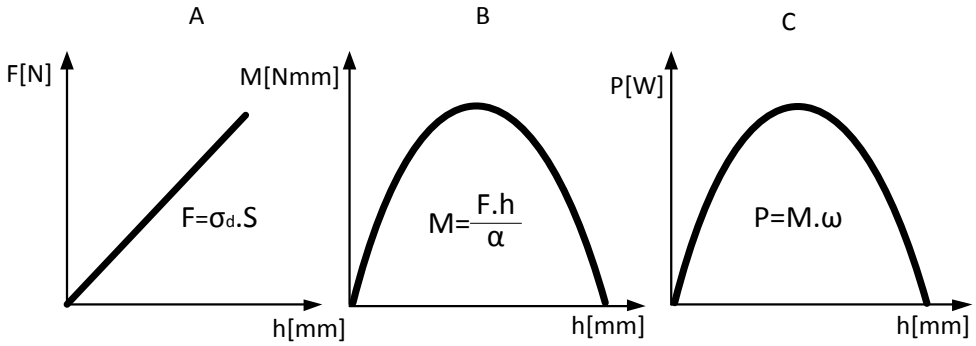
Pro zjištění zrychleni je funkce rychlosti derivována podle času.

$$a = \frac{dv}{dt} \rightarrow a \approx r \cdot \omega^2 \cdot cos\alpha$$



Obr. 8 Průběh rychlosti a zrychlení

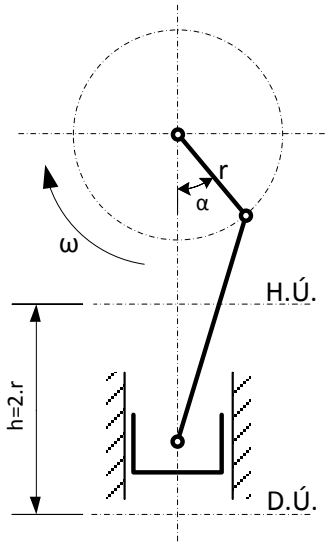
3.1.4 Diagramy zobrazující závislosti při průběhu pracovního zdvihu



Obr. 9 Obecný průběh síly F, momentu M, výkonu P na lisu s konstantní úhlovou rychlostí v závislosti na zdvihu h

3.2 Hlavní konstrukční části a díly klikového lisu

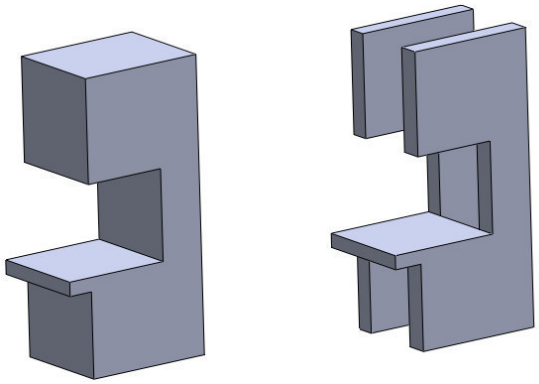
Klikový lis je hlavním představitelem mechanických lisů, liší se od výstředníkového lisu konstantním zdvihem beranu. Tyto lisy jsou vyráběny v rozsahu 0,6 až 100 MN jmenovité síly a mohou se použít na mnoho tvářecích operací jako je tvarování plechů, střihání, ohýbání, děrování, kování, ... Mezi hlavní konstrukční díly klikového lisu patří beran, ojnice, kliková hřídel a stojan.



Obr. 10 Kinematické schéma klikového mechanismu

3.2.1 Stojan

Hlavní komponentou, která přenáší pracovní sílu a určuje technologické vlastnosti lisu je jeho stojan. Volba stojanu záleží na operacích, ke kterému je mechanický lis určen. Pro jakoukoliv operaci na lisu musí být zaručena dostatečná tuhost stojanu, která zaručí rozměrovou přesnost výrobků. Dále je nutnost přihlédnout na velikost tvářeného materiálu, kde je pro příklad výhodnější použít typ rámu „C“ na plechařské tváření díky většímu prostoru pro manipulaci.

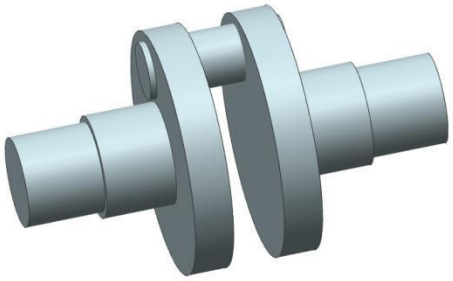


Obr. 11 otevřený typ stojanu „C“ na levé straně a „CC“ na pravé

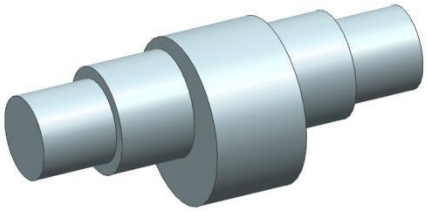
V případě volby přímého pohonu v sestavení lisu už není zapotřebí použití součástí, jako je převodová skříň, spojka a setrvačník. Naopak jeho konstrukce musí připravena na přenos reakcí od přímého pohonu.

3.2.2 Klika

V sestavení mechanizmu lisu je tato součást uskutečněna jako klikové kolo nebo excentrová hřídel. Síla pohánějící beran je funkcí přímo závislou na úhlu natočení kliky. V případě použití excentrové hřídele místo klikového kola je možno mechanizmus zatížit velkými pracovními silami.



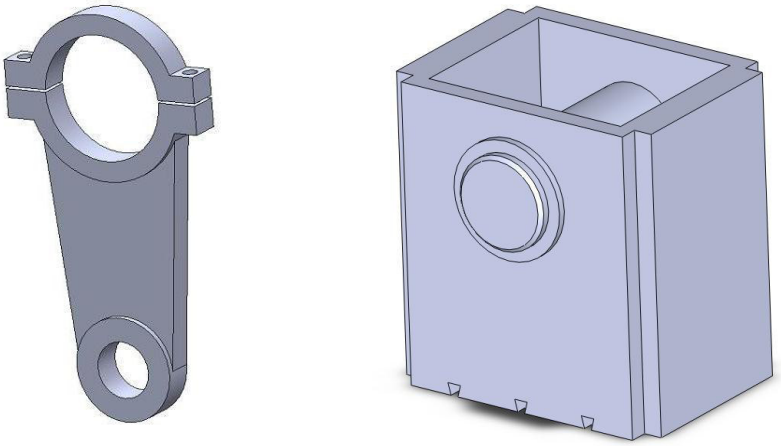
Obr. 12 klikové kolo



Obr. 13 excentrová hřídel

3.2.3 Ojnice

Tato součást klikového lisu přenáší sílu na beran z klikového hřídele. Jeden konec ojnice je připevněn ke klikovému kolu nebo k excentrové hřídeli a druhým koncem je připevněna k čepu beranu. Ojnice je nejčastěji namáhána na vzpěr v podobě dynamického zatěžování přenášeného z kliky stroje.



Obr. 14 ojnice a beran

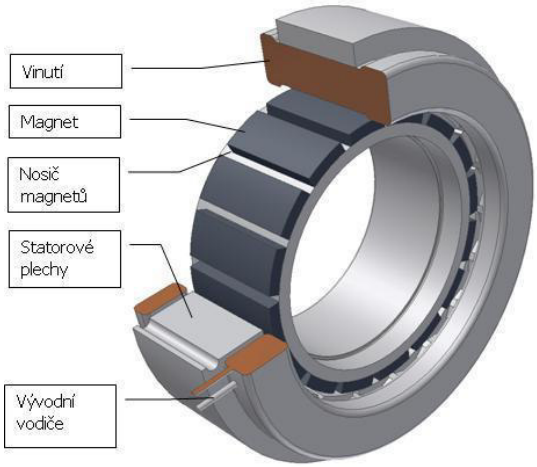
3.2.4 Beran

Je to pracovní část mechanického lisu, na kterou je ve spodní části připevněn tvářecí nástroj s tvarem potřebným pro předání tvarovanému kusu. Beran koná přímočarý vratný pohyb a je proto umístěn ve vedení. Propojení beranu a ojnice je často realizováno pomocí čepového spojení. Pro dodatečnou kalibraci beranu se může použít výstředníkový čep, který umožnuje přesné ustavování výstupního členu. Samotný beran je vyráběn jako odlitek.

4 Elektro motory pro přímý pohon

[3]

Díky stále zvyšujícímu se zájmu o adaptování přímých pohonů do výrobních strojů je na trhu stále více výrobců, kteří nabízejí pohonné jednotky k tomuto určené. Tyto pohonné jednotky se označují jako momentové nebo torque motory. Ty fungují na principu permanentně buzených mnoho - pólových magnetů a jsou konstruovány jako synchronní bezkartáčové. Tyto momentové motory si lze představit jako stočený lineární motor, u kterého zvyšování počtu pólů navýší i krouticí moment. Toto zvyšování momentu ovšem nefunguje lineárně, obecně platí, že zvýšení například z 32 na 46 pólů není tak razantní navýšení momentu jako ze 4 na 8 pólů. Pro další zvyšování momentu je uplatňována možnost zvýšení průměru motoru. Navyšování momentu u motorů bohužel nestačí, nároky se také kladou pro docílení nízkých otáček při dostatečného momentu. Všeobecně se otáčky těchto momentových motorů pohybují pod 1000 ot/min, ale nároky některých tvářecích operací vyžadují velmi malé otáčky. Proto je často nutné zařadit dodatečný převodový systém do mechanizmu stroje. Dalšími kritérii, která tyto motory splňují pro začlenění do mechanizmu lisu, je dobrá regulace otáček a malé vůle v motoru.



[4]Obr. 15 řez momentovým (torque) motorem.

4.1 Siemens torque motory SIMOTICS T

4.1.1 Řada SIMOTICS T 1FW3

[5]

Obr. 16 T 1FW3

Jmenovité napětí:	*Napětí z výstupu frekvenčního měniče v rozsahu 400 až 480 V*
Jmenovité otáčky:	*50 – 500*
Výkon:	*3,1 … 2150 kW (4,22 … 2 924 HP)*
Jmenovitý točivý moment:	*100 - 20 000 Nm*
Krytí:	*IP54, IP55*
Chlazení:	*vodní*
Osová výška:	*průměr ve třídách 200 až 730*

4.1.2 Řada SIMOTICS T 1FW6

[6]

Obr. 17 T 1FW6

Jmenovité napětí:	*Napětí z výstupu frekvenčního měniče v rozsahu 400 až 480 V*
Jmenovité otáčky:	*50 – 500*
Výkon:	*3,1 … 2150 kW*
Jmenovitý točivý moment:	*200 - 7000 Nm*
Krytí:	*IP54, IP55*
Chlazení:	*vodní*
Osová výška:	*průměr ve třídách 200 a 730*
Snímače:	*resolver, inkrementální snímač sin/cos 1 Vpp*
Typické aplikace:	*Aplikace s pomaloběžnými pohony s vysokým momentem bez převodovky: extrudery, ...*

4.1.3 Řada SIMOTICS T HT - direct 1FW4

[7]

Obr. 18 T HT-direct

Jmenovité napětí:	*Napětí z výstupu frekvenčního měniče 400, 460 nebo 690 V*
Jmenovité otáčky:	*200 – 800*
Výkon:	*200 to 2080 kW*
Jmenovitý točivý moment:	*6000 – 42000 Nm*
Tvar:	*IM B3*
Krytí:	*IP 55*
Chlazení:	*vodní nebo vzduchové s nezávislým ventilátorem*
Osová výška:	*400, 450 a 500 mm*
Typické aplikace:	*Pomaloběžné pohony s frekvenčním měničem bez převodovky: papírenské stroje, zařízení pro hutnictví a zpracování plastů apod.*

4.2 VUES Brno – momentové motory řady ROL 180 až ROL 1000

[8]

Obr. 19 motor typu ROL

Jmenovitý moment:	*68 - 13 250 Nm*
Maximální doporučené otáčky:	*od 75 do 600 /min*
Váha:	*13 až 330kg*
Výkony:	*od 2341 do 17191 W*

4.3 Lin - tech torzní motor typu TF

[9]

Obr. 20 Torzní motor TF

Kroutící moment:	*od 100 až 100.000 Nm*
Výkon:	*od 10 do 1.000 kW*
Maximální otáčky:	*až 1.500 ot/min*
Chlazení:	*kapalinou*
Třída krytí:	*IP54*

4.4 Baumuller DST 135 - 315 - Diskové motory s velkým točivým momentem

[10]

Obr. 21 DST 135 až 315

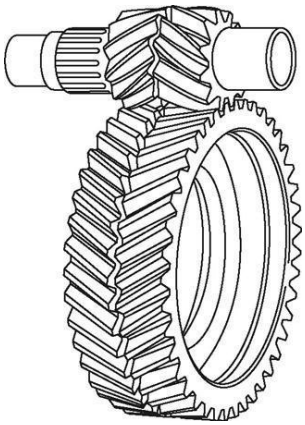
-Výkon: do 255 kW, jmenovitý točivý moment až 8500 Nm při 100 ot./min
- vysoký moment při nízkých otáčkách až 18600 Nm
- jmenovité otáčky dle osových výšek a konkrétních typů od 100 do 1500 ot./min
- vhodné pro náročnou technologii přímých pohonů, zvláště pro extrudéry
- nízká úroveň hluku
- odvod tepla pomocí vodního chlazení

5 Vložený převod

Jak již bylo zmíněno, potřeby pohonu mechanických lisů spočívají ve velikém točivém momentu při nízkých otáčkách. Tyto parametry nejsou elektromotory, ani torque motory na trhu poskytovány. Proto je do pohonu nutné zařadit převod.

5.1 Jednostupňový převod čelním ozubením

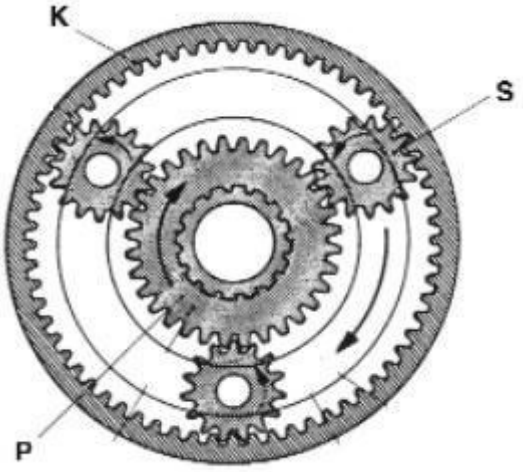
V konstrukci mechanických lisů se velmi často vyskytuje jednostupňový převod, zejména pro jeho jednoduchost. Další výhodou může být nesouosost převodu a tím více možností zabudování do konstrukce lisu. Ozubení v převodu bude zatěžkáváno velkými silami, proto se často používá šikmé ozubení pro zvětšení stykové plochy zubu. Ovšem u šikmého ozubení vznikají nežádoucí axiální síly. Vzniku těchto sil se dá zabránit šípovým uspořádáním zubů.



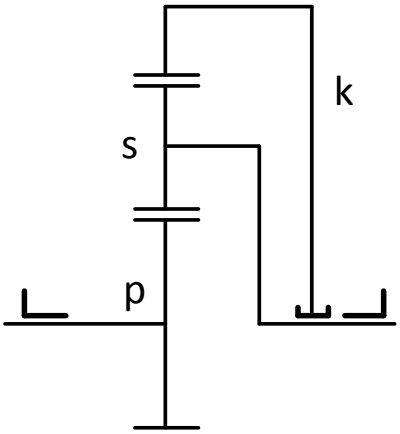
[11]Obr. 22 Šípové uspořádání zubů v převodu

5.2 Planetové převodovky

Tento převodový systém má mnoho výhod pro použití v konstrukci mechanického lisu s přímým pohonem. Zejména jeho možnost přenášení velkých točivých momentů a velký rozsah převodových poměrů při velké účinnosti.



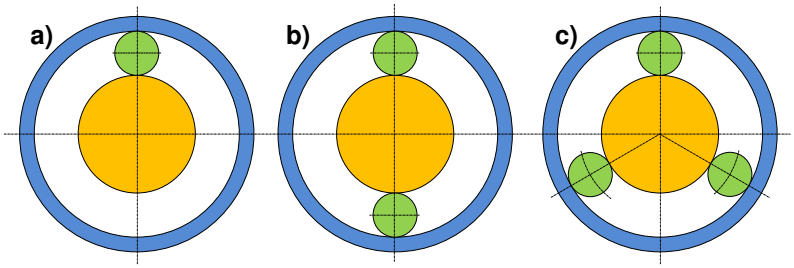
Obr. 23 planetová převodovka P-pastorek, S-satelit, K-vnější kolo



Obr. 24 Schéma sestavení planet. převodu

5.2.1 Popis funkce

Při použití planetového sestavení ozubených kol jako převodovky se musí dodržet podmínka jednoho stupně volnosti systému. V takovém systému bývá jedno těleso ze soustavy blokováno, nejčastěji korunové kolo a z pastorku je přiváděn točivý moment na satelity, z kterých je následně odváděn pomocí unašeče, který tyto satelity propojuje. Ale tento způsob sestavení není jediný možné pro použití. Další možností je když kolo planety pevně stojí a krouticí moment se přenáší z korunového kola na satelity. Existuje několik možností pro uspořádání planetových převodovek, nejčastěji záleží na velikosti přenášeného momentu, který ovlivní počet planet.



Obr. 25 možnosti uspořádání planetových převodů a) s jednou b) se dvěma c) se třemi planetami

5.2.2 Průzkum trhu

Vzhledem k neustále se zvyšujícím nároků na přesnost a rychlost výroby se stále více využívá výhod planetových převodovek. Pro příklad jsou uvedeny vlastnosti planetových převodovek pro těžké strojírenství od společností Siemens a Bonfiglioli.

Siemens řada Flender

[12]

Tato výrobní řada zahrnuje více než 27 velikostí. Převodovka se skládá ze dvou nebo tří planetových stupňů, které také mohou být kombinovány s různými předřazenými stupni. Jako předřazený je možné použít čelní-, kuželový- nebo kombinovaný stupeň (čelní a kuželočelní).

Obr. 26

Výkon: *30 až 13.000 kW*
Krouticí moment: *22.000 až 2.600.000 Nm*
Převodový poměr: *25 až 4.000*

Bonfiglioli Řada 300 až 325

[13]

Tyto převodové systémy mají 18 možných velikostí a dají se dodat ve formě souosého nebo v pravoúhlém provedení.

Obr. 27

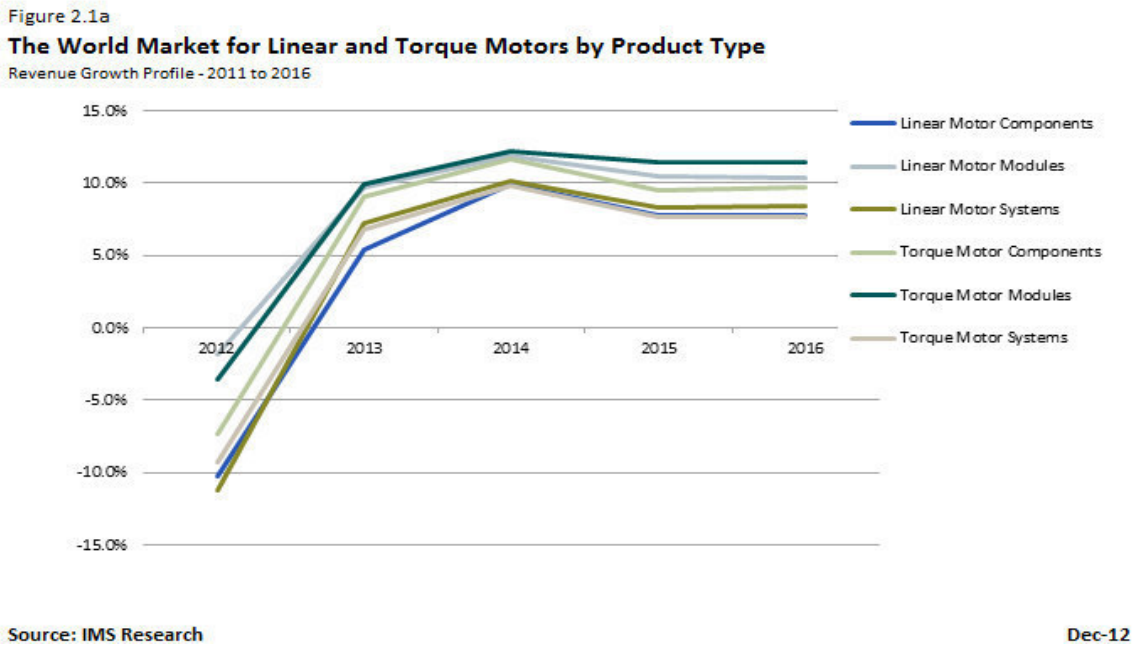
Krouticí moment: *1000 - 1 287 000 Nm*
Přenášený výkon: *do 450 kW*
Převodový stupeň: *od 1:3,4 do 5.234*

6 Využívání přímých pohonů

Díky výhodám nabízeným přímým pohonem už několik výrobců uvedlo na trh lisy s touto technologii. Jedním z faktorů, který zabraňoval v prodeji, a dostatečné poptávce byla cena výroby některých součástí. S vývojem technologií výroby a větší automatizací procesů cena komponent klesá. Díky snižování cenové náročnosti se více zvýrazňují mnohé výhody přímého pohonu. Již od roku 1992 se začalo využívat výhod servomotorů a přímý pohon se zakomponoval do nejrůznějších elektrospotřebičů v domácnosti. Ovšem motory pro toto využití byly malé a jejich spotřeba nepřekračovala možnosti odebírání proudu ze sítě.

[14]

Postupem času je stále více technologií, které se snaží zefektivnit výrobní proces. Mezi tyto technologie patří i přímý pohon a díky svým možnostem zvyšovat přesnost, funkčnost a energetickou účinnost má velkou perspektivu ve stále běžnějším používání v těžkém strojírenství.



Obr. 28 Graf odhadované výnosnosti při investování do výroby přímých pohonů a komponent do roku 2016

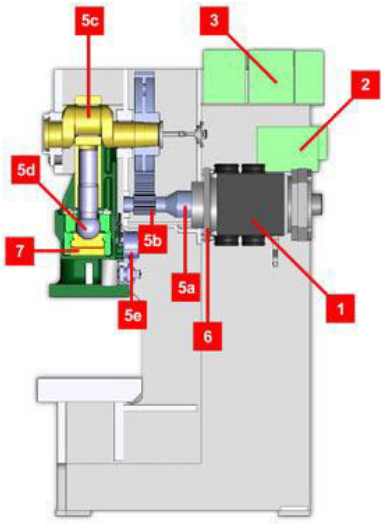
[15] [3]

Rokem 1994 se začaly servo motory používat pro lisy v tiskařském průmyslu kde byla žádaná vysoká přesnost pohybu stroje. První nástup přímých pohonů ve výrobních strojích byl kolem roku 1995, kdy několik výrobců obráběcích strojů začalo zařazovat do svých strojů tento pohonný systém. Nedlouho po aplikaci přímých pohonů do obráběcí technologie se objevily snahy využít kladných vlastností i pro tvářecí stroje. Přesto zatím nejsou motory pro aplikaci přímého pohonu ve stroji vyráběny jako sériový produkt. Výrobci těchto motorů uvádějí ve svých katalozích pro zákazníky převážně směrodatné hodnoty. Celkově je tato technologie využívána v mnoha výrobních odvětvích jako obráběcí střediska, rotační přenosové systémy, tiskařské stroje, konvertory, zařízení pro zpracování plastů a pro tváření kovů. Společnost Bosch Rexroth nebo společnost ETEL tuto technologii využívá i při výrobě elektráren na energii mořských vln a větrných elektráren nejnovějšího typu.

6.1 Aida

Tato japonská společnost se začala zabývat přímými pohony již v roce 1996, kdy uvedla na trh řadu tvářecích strojů s označením ServoPro. Tyto lisy fungují na technologii přímých pohonů a mají zabudované AIDA vysoko momentové servomotory.

[16]



1) AIDA servo motor s nízkými otáčky
2) Zesilovač/servo-regulátor
3) Kapacitní zásobník
5) ...a. Hnací hřídel s pastorkem
...b. Hlavní převod
...c. Kliková hřídel
...d. Kulové propojení ojnice a beranu
6) Mechanická bezpečnostní brzda
7) Hydraulická ochrana proti přetížení- AIDA patent

Obr. 29 AIDA Servo-lis

Tato společnost nabízí několik řad lisů k prodeji, avšak nabízí i možnost sestavení lisu podle specifikací zákazníka. Mezi základní typy patří DSF-C1 (s C rámem), DSF-M, DSF-N1, DSF-N2

6.2 Schuler

[17]

Německá společnost Schuler již prodala do roku 2012 více jak 340 lisů s technologií přímého pohonu, kterou ve svých strojích označuje jako ServoDrive. Tuto technologii nabízí v klikových lisech od 8 000 kN až do 32 000 kN.

Obr. 30 MSD 250 servopress se silou 2,5MN

Obr. 31 Připojení čtyř motorů ServoDrive k lisu

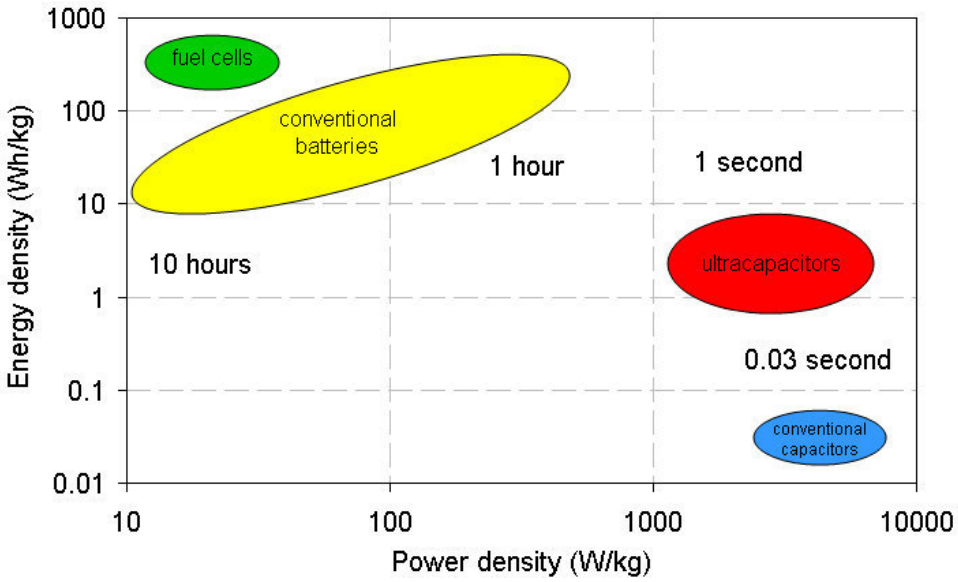
7 Akumulace elektrické energie

Při použití přímého pohonu se díky chybějícímu setrvačníku, který uchovával kinetickou energii, zvýšily nároky na přísun elektrické energie. Při výkonnostních špičkách stroje se často odběr el. energie natolik zvýší, že přesáhne hranici pro možné dodání ze sítě. U mechanických lisů je proto vhodné uchovávat energii pro tento odbyt v dodatečném zařízení, které do soustavy začne dodávat až při nedostatku přísunu energie ze sítě. V praxi existuje několik způsobů uchovávání energie pro potřebný výdej, který není schopna síť produkovat.

7.1 Superkondenzátor (supercapacitor)

[18]

Tato technologie spočívá v použití speciálního materiálu elektrod s velkou plošnou hustotou, čímž vznikne velká kapacita. Tyto elektrody jsou od sebe odděleny folii a zbývající prostor je vyplněn elektrolytem. Pokud jsou velké nároky na odběr napětí, články se řadí sériově. Superkondenzátor má velkou výhodu pro použití s přímým pohonem, oproti bateriím fungujících na chemickém principu. Zatímco baterie, které fungující na principu elektrolytu, jsou schopné dodávat relativně malé množství energie po dlouhou dobu, superkondenzátor dokáže velmi rychle dodat velké množství žádoucí energie.



Obr. 32 diagram závislosti energetické hustoty a napájecí hustoty s časovým intervalem dodání

Tyto superkondenzátory mají poměrně velkou účinnost (až 95%). Protože se ale vývoj tohoto akumulátoru začal vyvíjet poměrně nedávno, cena by prozatím mohla odradit při možném použití. Ale vzhledem k velkému využití u hybridních automobilů putují do vývoje a výzkumu této technologie nemalé finanční prostředky.

7.2 Akumulace díky magnetickému poli cívky

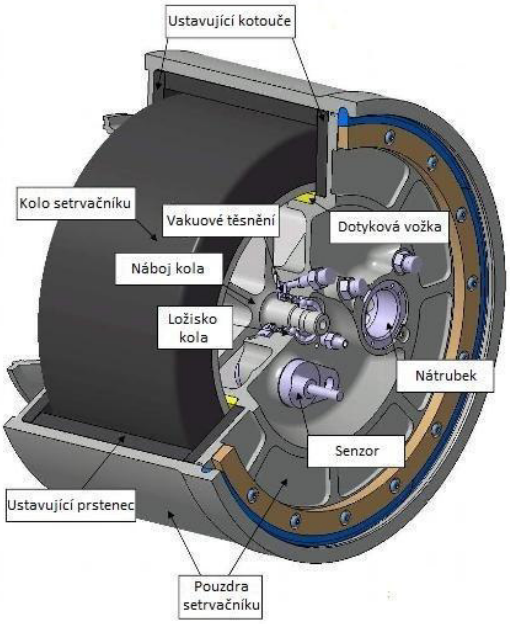
[19]

Princip tohoto zachovávání energie spočívá v použití supravodivých cívek, kterými protéká stejnosměrný proud. Pro udržení energie v cívkách musí být systém beze ztrát, což znamená s nulovým odporem vodiče. Bohužel pro udržení supravodivého stavu cívky je nutno celý systém chladit, nejčastěji kapalným héliem. Zatím tato technologie supravodivé cívky dokáže akumulovat energii o velikosti 1500MJ, ale odborníci pracují na zvýšení až na 1800MJ.

7.3 Vysokootáčkový setrvačník

[20]

Tato technologie je založena na vzniku kinetické energie, která je přímo úměrná váze a druhé mocnině otáček. Při minimalizaci ztrát třením díky nadnášení magnetickým polem a prostředí blízkému vakuu dokáže i relativně lehký setrvačník při velkých otáčkách vyprodukovat značné množství energie. Hlavní princip této akumulace je brždění setrvačníku permanentními magnety, které generují potřebný proud v cívkách a dodají ho tvářecímu stroji při energetické špičce.



Obr. 33 Vysokootáčkový setrvačník

8 Výpočet klikového lisu

8.1 Zadané hodnoty

Jmenovitá síla:

F_j =**16 [MN]**

Zdvih:

h = **300 [mm]**

Poloměr kliky:

r =**150 [mm]**

Otáčky:

n = **35 [1/min]**

Jmenovitý uhel:

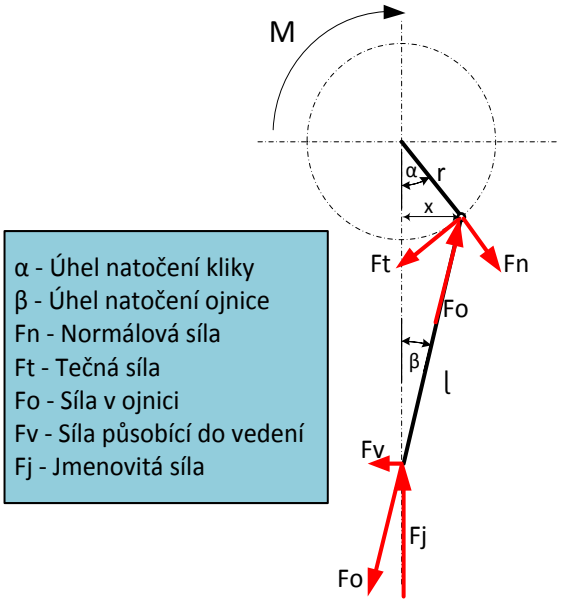
α_j = **20[°]**

Užitečný zdvih:

h_u = 0,45. h= **135 [mm]**

Užitečná práce:

A_u = 0,63. F_j. h_u= **1,361 [MJ]**



Obr. 34 Obecné rozložení sil v lisu

8.2 Vypočtené hodnoty

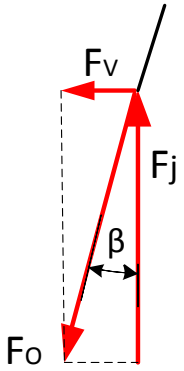
Určení délky ojnice z klikového poměru:

$$\frac{r}{l} = 0{,}1 \Rightarrow l = \frac{r}{0{,}1} = \frac{150}{0{,}1} = \mathbf{1\,500[mm]}$$

Vypočtení úhlu natočení kliky β k ose stroje:

$$x = r \cdot sin\alpha = 150 \cdot \sin 20° = \mathbf{51{,}3[mm]}$$

$$sin\beta = \frac{x}{l} \Rightarrow \beta = arcsin\frac{x}{l} = arcsin\frac{51{,}3}{1500} = \mathbf{1{,}96[°]}$$



Obr. 35

Síla působící v ojnici F_o:

$$cos\beta = \frac{F_j}{F_o} \Rightarrow Fo = \frac{F_j}{cos\beta} = \frac{16 \cdot 10^6}{\cos(1{,}96)} = \mathbf{16{,}01[MN]}$$

Síla působící do vedení beranu F_v:

$$sin\beta = \frac{F_v}{F_o} \Rightarrow Fv = F_o \cdot sin\beta = 16\,009\,366{,}31 \cdot sin1{,}96 = \mathbf{547{,}5[kN]}$$

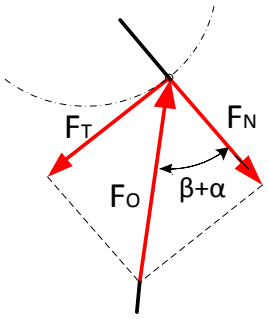
Normálová složka síly v ojnici F_N:

$$cos(\beta + \alpha) = \frac{F_N}{F_o} \Rightarrow F_N = F_o \cdot cos(\beta + \alpha) = 16\,009\,366{,}31 \cdot \cos(1{,}96 + 20) =$$

$$= \mathbf{14\,848[kN]}$$

Tečná složka síly v ojnici F_T:

$$sin(\beta + \alpha) = \frac{F_T}{F_o} => F_T = F_o \cdot sin(\beta + \alpha) = \mathbf{5\ 987[kN]}$$



Obr. 36

Moment M potřebný pro pohon stroje:

$$M = F_T \cdot r = 5\ 986\ 849{,}91 \cdot 0{,}15 = \mathbf{898[kNm]}$$

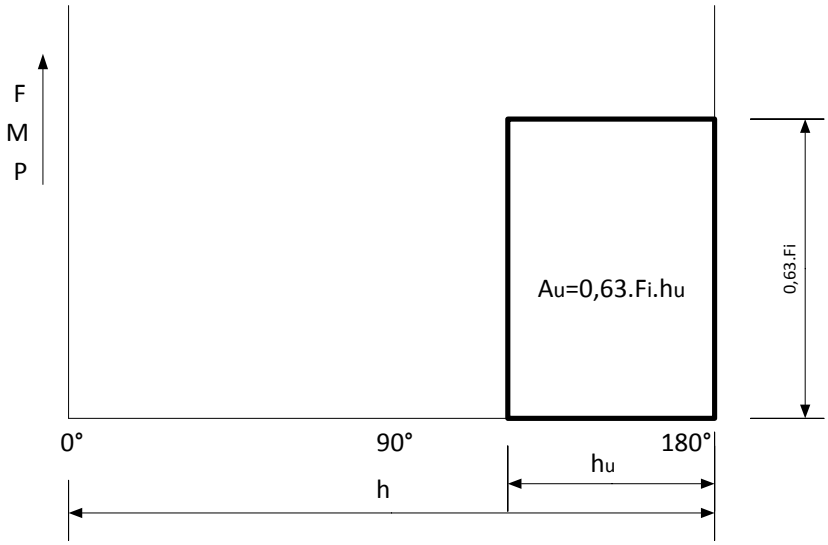
Úhlová rychlost se určí z otáček klikové hřídele:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 35}{30} = \mathbf{3{,}665\ [rad/s]}$$

Výstupní výkon P orientační :

$$P = M \cdot \omega = 898\ 027{,}49 \cdot 3{,}665 = \mathbf{3\ 291{,}3\ [kW]}$$

Zde vypočítaná hodnota výkonu je uvažována za předpokladu, že je úhlová rychlost konstantní. Přímé pohony mají ovšem tu vlastnost, že rychlost v průběhu mění v závislosti na zatížení.



Obr. 37 Obecné zobrazení užitečné práce

Moment potřebný pro pohon stroje je navýšen o 15% kvůli vykompenzování ztrát ve stroji:

$$M_s = M \cdot 1{,}15 = 898\ 027{,}49\ \cdot\ 1{,}15 = \mathbf{1\ 033[kNm]}$$

9 Výběr elektromotoru a převodového mechanizmu

Pro vypočítané hodnoty vyplívají kritéria volby součástí pro kompletaci lisu. Mezi tyto hodnoty patří vypočítaný moment, výstupní výkon a otáčky.

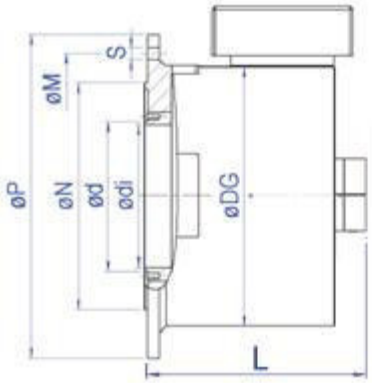
9.1 Volba elektromotoru

[9]

Při porovnání výkonů a rozměrů elektromotorů má nejpřijatelnější hodnoty společnost Lin – tech se svojí řadou TF. Tato řada poskytuje velké výkony s rozměry motorů, které lze snáze zabudovat do mechanizmu lisu než je tomu u motorů ostatních výrobců. Z řady TF nejlépe vyhovuje motor TF62.60, kde hodnota 60 v názvu udává konkrétní typ velikosti motoru.

350V	Nominální nízké otáčky					Nominální střední otáčky					Nominální vysoké otáčky				
Typ	M_{max} (Nm)	n_N (1/min)	M_N (Nm)	P_N (kW)	I_N (A)	n_N (1/min)	M_N (Nm)	P_N (kW)	I_N (A)	eta N (%)	M_{max} (Nm)	n_N (1/min)	M_N (Nm)	P_N (kW)	I_N (A)
TF62.60	**50000**	100	22000	231	435	200	17500	368	630	96	**36000**	400	13200	556	950

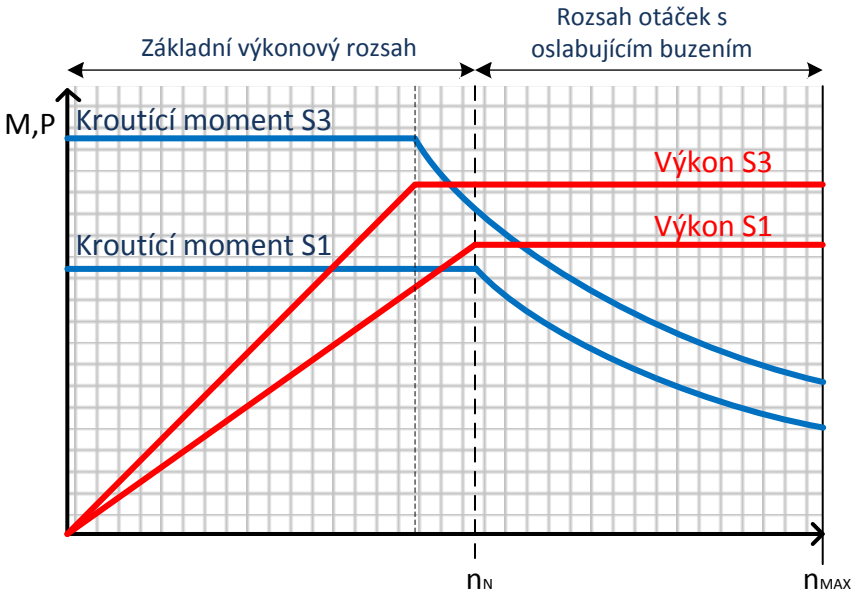
Obr. 38 Základní informace o motoru TF62.60 z katalogu výrobce



Typ	P (mm)	N (mm)	M (mm)	S (mm)	DG (mm)	d / di (mm)	L (mm)
TF62.60	1500	1250	1400	16x ø32	1245	920 / 900	720

Obr. 39 Konstrukční rozměry motoru TF62.60

Protože je maximální potřebný moment několikrát větší než moment elektromotoru bude nutné použít více elektromotorů, konkrétně budou připojeny dva motory TF62.60. Společnost Schuler zabudovává dle potřeby do svých ServoDrive lisů až 4 elektromotory viz Obr.30.



Obr. 40 Průběh momentů a výkonů motoru kde křivky S1 označuje hodnoty pro trvale zatížený chod a křivky S3 pro cyklické krátkodobé zatížení stroje

9.2 Volba vloženého převodu

Při určování konstrukčních rozměrů převodů se použijí hodnoty elektromotoru s požadovanou rychlostí tváření a momentem nutným k dosažení jmenovité síly lisu. Rozměry jednostupňového a planetového převodu byly spočteny pomocí programu MITCalc.

Planetový převod				
Přenášený výkon	Pw [kW]	3950,00	-3950,00	0,00
Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo)	n	200,00	**36,54**	0,00
Požadované otáčky pro: Unašeč	n	36,00	16,92 ~ 50	
Krouticí moment (centrální kolo, unašeč, korunové kolo)	Mk	188612,50	1032405,26	843792,76
Otáčky (satelit vůči unašeči)	n		-94,11	
Převodový poměr z1/z0, z2/z1, (z2/z0)	i	1,737	-2,576	(-4,474)
Normálný úhel záběru	α	20,00		
Průměr roztečné kružnice	d0/d1/d2	467,626	812,193	-2092,011
Pracovní šířka ozubení	bw	552,000	552,000	

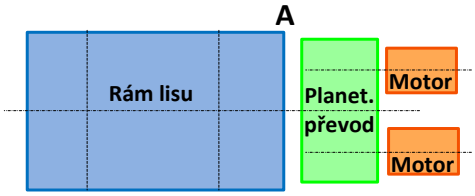
Obr. 41 Konstrukční hodnoty planetového převodu v soustavě SI

Čelní ozubení s šikmými zuby			
Přenášený výkon	Pw [kW]	3950,000	3877,839
Otáčky pastorku / kola	n [/min]	200,0	35,8
Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	188612,50	1034755,65
Skutečný převodový poměr / odchylka	i	5,59	-0,21%
Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	998,64	5580,62
Pracovní šířka ozubení	bw	877	
Pracovní vzdálennost os	aw	3289,627	

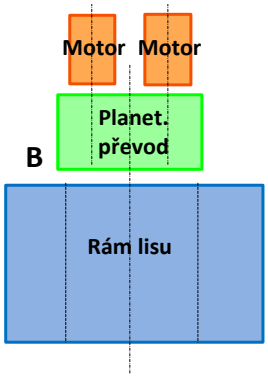
Obr. 42 Konstrukční hodnoty jednostupňového převodu v soustavě SI

9.2.1 Konstrukční uspořádání převodu v lisu

Z vypočítaných průměrů ozubených kol v jednostupňovém převodu vyplívá, že tuto možnost nelze použít, vhledem k nutnému průměru hnaného kola přesahující 5,5 metru. Pokud by se pro výrobu použila velice kvalitní ušlechtilá a legované ocel, průměr hnaného kola by se snížil na 4 metry. Skutečné začlenění tak rozměrného převodu do lisu nepřichází v úvahu. Z konstrukčního hlediska bude nejpřijatelnější zvolit planetový převod, který umožňuje přenášet velké výkony a zároveň je rozměrově zabudovatelný do mechanizmu lisu.

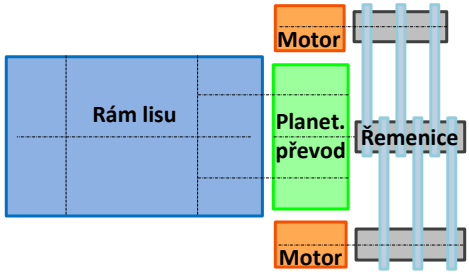


Obr. 43 Uspořádání s planetovým převodem A

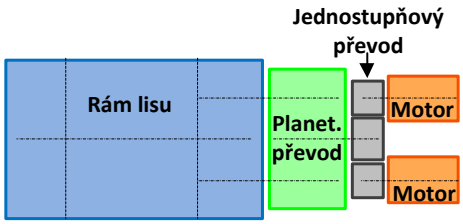


Obr. 44 Uspořádání s planetovým převodem B

Pro přenesení daného točivého momentu se výkon z motorů předá středovému kolu planetového převodu a ten bude roztáčet kola satelitů, která díky unašeči předají moment excentrové hřídeli. Bohužel dva elektromotory nelze připojit k středovému kolu bez dodatečného převodového mechanizmu. Při řešení tohoto problému lze uvažovat pouze nad dvěma možnostmi, použití převodu řemeny nebo ozubenými koly.



Obr. 45 Uspořádání s řemenovým převodem

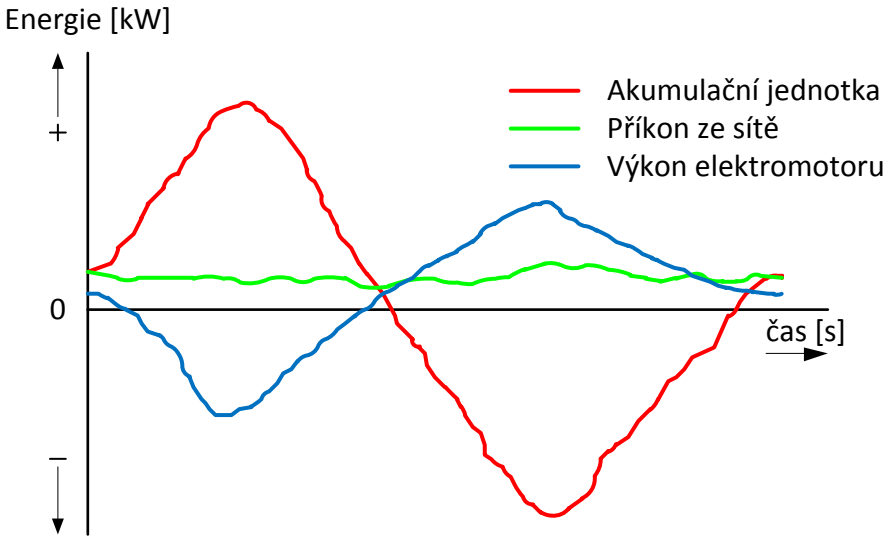


Obr. 46 Uspořádání s ozubeným převodem

V případě zvolení řemenového převodu by se musely pro propojení jednoho motoru s centrálním kolem použít nejméně 3 zubové řemeny nejvyšší pevnosti typu Power Grip® HTD 20M, které by dokázaly přenést požadovaný výkon. I přes výhody řemenového převodu jako je tlumení rázů a tichost chodu, by velikost přenášených výkonů a délka řemenic způsobovala jejich ohýbání s následným poklesem napnutí řemenů. Pro zabránění ohýbání řemenic lze připojit k rámu stroje podpůrný mechanismus. Volba jednostupňového převodu ozubenými koly je naopak z hlediska rozměrových nároků přijatelnější. Zároveň vyšší životnost ozubeného převodu zaručí menší nároky na obsluhu lisu. Z těchto důvodů bude vhodné zařadit do mechanismu lisu pro připojení motorů k centrálnímu kolu planetového převodu jednostupňový ozubený převod. Vzhledem k zapojení jednostupňového převodu se tato skutečnost může využít k snížení velikosti momentu přenášeného planetovým převodem a tím se i sníží celá velikost tohoto planetového převodu. Ovlivnění velikosti přenášeného momentu se docílí částečným rozdělením převodového poměru mezi planetovým a jednostupňovým převodem.

9.3 Kompenzace energie při špičkovém zatížení motoru

Při výkonnostní špičce je nutno dodat do motoru potřebné množství elektrické energie, kterou ovšem síť nedokáže poskytnout. Proto se použije akumulátor, konkrétně superkapacitor neboli kapacitní banka. Do tohoto zařízení se v nezatížené části zdvihu ukládá el. energie, která je při potřebě vysokého výkonu dodána rychle do motoru.



Obr. 47 Schématický průběh výkonů v lisu

[21]Obr. 48 Superkapacitory

[22]

Společnost Oswald udává úsporu až 40% energie při realizaci nabízených komponent pro lisy s technologií přímého pohonu. Tato úspora pro přímý pohon vyplívá z minimalizace zrát při akumulaci a výdeje energie ze setrvačníku. Touto problematikou se zabývají specializované firmy, návrh a řešení takovýchto systémů pro konkrétní odběrové nároky lisu je velmi složitý.

10 Konstrukční návrh lisu

Vzhledem k velkým silám vznikajících ve stroji se použije rám typu „O“, který zaručí dostatečnou tuhost stroje při tváření. S uvážením rozměrů stolu lisu (1650x1650mm), které v podstatě udávají šíři mezi nosnými stěnami, bude nutné do rámu zapojit segmenty s žebrováním pro podporu excentrové hřídele. Tyto segmenty zabrání vytváření velkých ohybových momentů na hřídeli při tváření.

10.1 Kontrola excentrové hřídele

Excentrová hřídel přenáší otáčivý moment z převodového mechanismu na ojnici, díky níž poté beran přetváří vložený materiál. Vzhledem k velkým silám a momentům působícím ve stoji bude nutné navrhnout vyhovující velikost excentrové hřídele, která dokáže pracovat při zatížení zadanými sílovými účinky. Dále je nutno zkontrolovat velikost drážkování, kterým se spojí excentrová hřídel s unašečem planetového převodu.

Zvolený materiál pro excentrovou hřídel je 12060.30 s mezí pevností v rozmezí R_m=470-630[MPa], volím R_m=500[MPa]. Pro určení dovoleného napětí je také nutno zvolit koeficient bezpečnosti.

Výpočet dovoleného napětí σ_D:

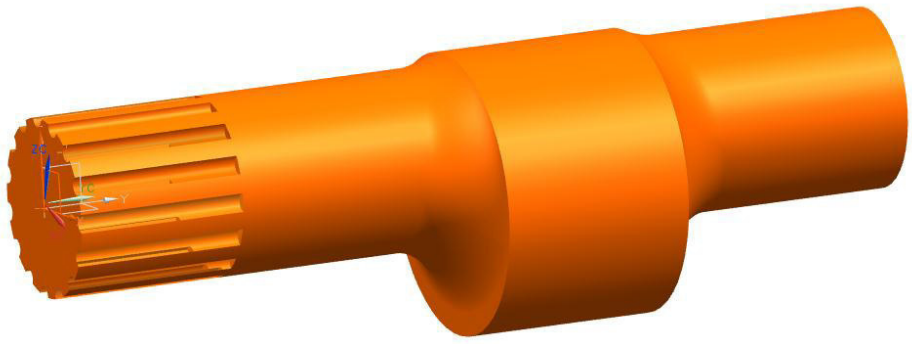
$$\sigma_D = \frac{R_m}{k} = \frac{500}{1{,}5} \doteq \mathbf{333}[\boldsymbol{MPa}]$$

$k = 1{,}5[-]$ -koeficient (součinitel) bezpečnosti

$R_m = 500[\mathrm{MPa}]$ -mez pevnosti

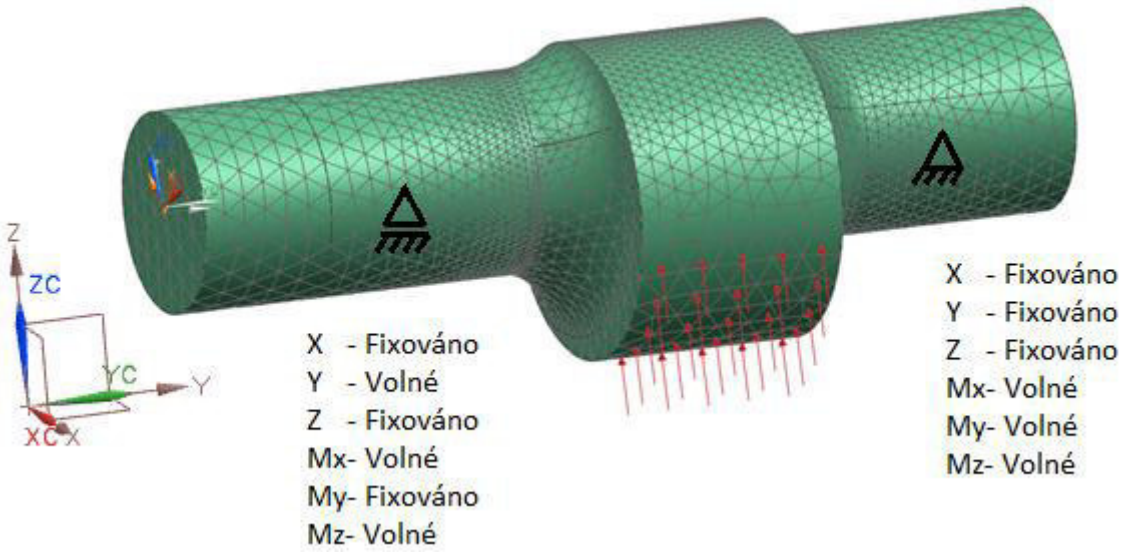
10.1.1 Vytvoření 3D modelu a kontrola metodou konečných prvků

Modelování a pevnostní výpočty byly vytvořeny v softwaru Siemens NX.



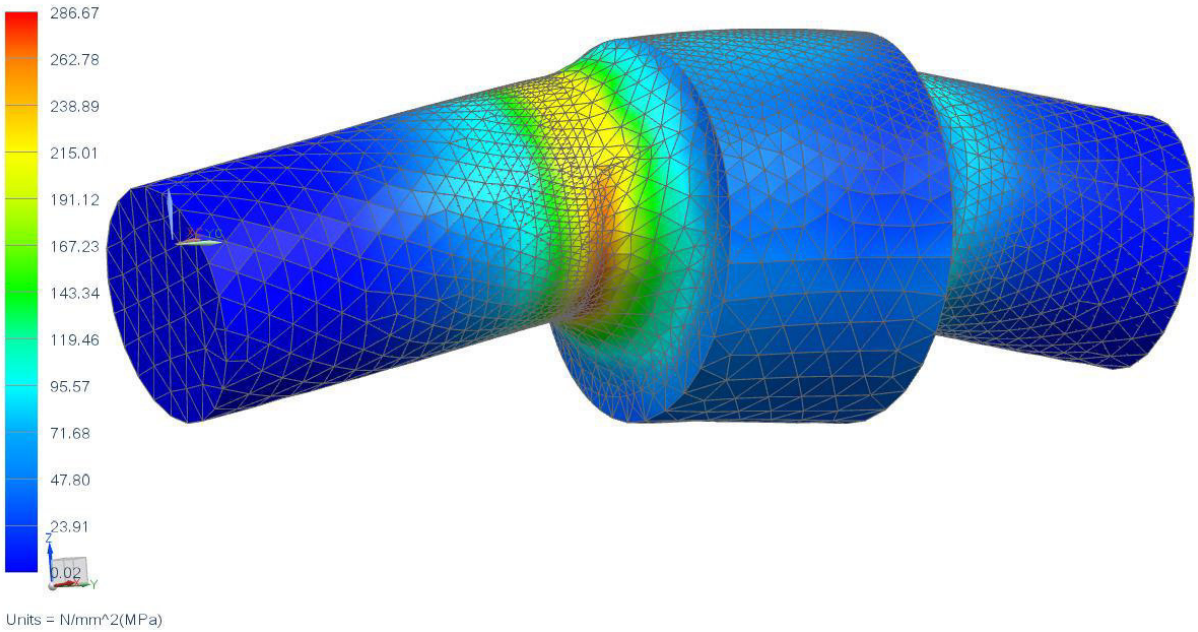
Obr. 49 Model excentrové hřídele

Pro výpočet napětí v součásti bude nutné tento model zasíťovat. Tedy rozdělit ho na malé prvky, které mezi sebou budou při výpočtu interagovat. Před zasíťováním je nutno model zjednodušit, aby byla síť v nezatížených částech co nejjednodušší a tím se urychlil výpočet. Pokud požadujeme co největší přesnost výsledků v oblastech, kde předpokládáme koncentraci napětí, musí se síť v těchto místech co nejvíce zjemnit. Pro zasíťování byla zvolena sít 3D tetrahedral.

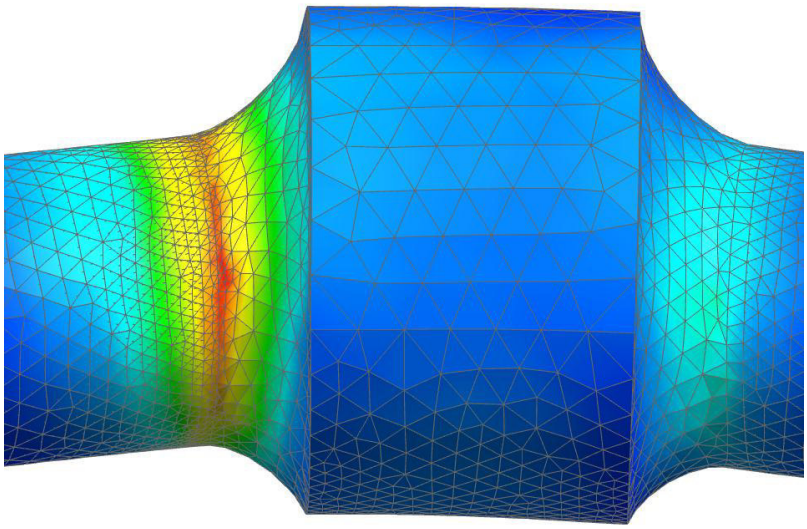


Obr. 50 Zjednodušený, zasíťovaný a zatížený model excentrové hřídele

Pro co nejvěrohodnější napodobení zatížení byla excentrové hřídele natočena o jmenovitý úhel 20[°] a vektor jmenovité síly 16[MN] leží v ose ojnice. Díky tomuto naklonění síly nebude model odolávat pouze ohybu, ale i krutu. Zároveň bylo přihlédnuto k tomu, že síla zatěžující součást nepůsobí na celou dotykovou plochou s ojnicí, proto je na součásti tato dotyková plocha zmenšena na pravděpodobnou plochu skutečného působení síly. Dále je nutno pro výpočet správně ukotvit model a zadat okrajové podmínky, které odpovídají usazení hřídele ve stroji. Na část hřídele, která je připevněna k unašeči z planetového převodu působí krouticí moment, zatímco druhý konec hřídele je krouticím momentem nezatížen. Obě tyto části modelu jsou rámem lisu omezovány ve směru pohybu kolmém k ose rotace hřídele.



Obr. 51 Výsledné rozložení napětím v modelu (redukované von Mises)



Obr. 52 Detail výsledného rozložení napětí v modelu

Z výsledků simulace je patrné že největší koncentrace napětí se bude vytvářet na konci zaoblení. Prvotní pokusy návrhu velikosti hřídele měly hodnotu maximálního napětí přes 1000[MPa]. Simulace byla provedena pro několik variant rozdílných velikostí průměrů a zaoblení hřídele za účelem snížit hodnotu maximálního napětí pod dovolené napětí.

10.1.2 Výpočet velikosti drážkování

Drážkování lze na hřídeli vytvořit v několika variantách, jako je rovnoboké nebo evolventní. U takto velkého průměru hřídele bude při volbě evolventního drážkování nutno vyrobit speciálně tvarovanou frézu, proto je jednodušší a levnější možnost zvolit rovnoboké drážkování. Pro ocel vyšší kvality, která je namáhána střídavými rázy se doporučuje počítat s dovoleným napětím proti otlačení σ_{Dot}=50[MPa]

Výpočet hloubky drážkování h:

$$\sigma_{Dot} = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_k}{D_s \cdot L \cdot h \cdot K \cdot i} => h = \frac{2 \cdot M_k}{D_s \cdot L \cdot \sigma_{Dot} \cdot K \cdot i} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 10^9}{650 \cdot 450 \cdot 50 \cdot 0{,}75 \cdot 10} \doteq \mathbf{20[mm]}$$

$M_k = 1 \cdot 10^9$[Nmm] -krouticí moment působící na drážkování

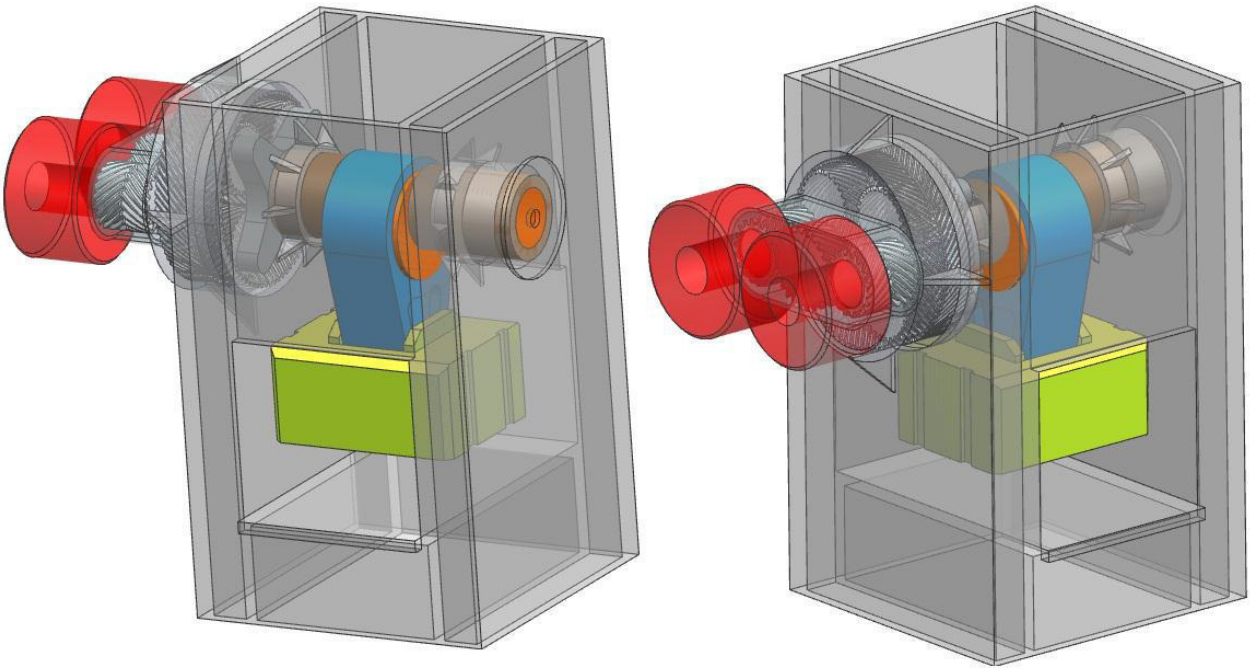
$D_s = 650$[mm] -střední průměr drážkování

$L = 450$[mm] -délka drážkování

K = 0,75[-] -součinitel pro rovnoboké drážkování (evolventní: K=0,5[-])

i = 10[-] -počet drážek

10.2 Mechanický lis s přímým pohonem



Obr. 53 Sestava navrženého lisu s přímým pohonem

11 Závěr

V této bakalářské práci jsem se zabýval problematikou návrhu a konstrukce mechanických lisů s přímým pohonem. Z počátku bylo nutné vypracovat rešerši na toto téma, abych hlouběji porozuměl všem aspektům, ke kterým se musí u konstrukce s přímým pohonem přihlížet. Po zjištění nároků kladených na součásti v lisu jsem vyhledal vyhovující komponenty a zjistil jejich dostupnost na trhu od různých dodavatelů. Společnosti zabývající se výrobou mechanických lisů s přímým pohonem tyto lisy dodávají výhradně zakázkově podle konkrétních nároků zákazníka. Dále se v práci ze zadaných hodnot vypočítal konkrétní výkon protékající lisem při zatížení jmenovitou silou a díky znalosti tohoto výkonu se mohl zvolit dostatečný elektromotor pro pohon a zároveň nic nebránilo návrhu převodového mechanismu. Pro výpočet velikosti rozměrů excentrové hřídele jsem zvolil možnost využít výpočtářský software společnosti Siemens NX Nastran. Na závěr práce jsem ze znalosti rozměrů vypočítaných i zvolených komponent vypracoval nejpřijatelnější konstrukční řešení sestavení mechanického lisu.

12 Literatura

12.1 Knižní publikace:

1. **RUDOLF, B., KOPECKÝ, M.** *Tvárecí stroje: základy stavby a využití.* Praha : SNTL, 1985.

2. **STANĚK, J.** *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje.* Plzeň : ISBN, 2001.

12.2 Internetové zdroje:

3.**engineering,P.E.Control.**[Citace:20.11.2013.] http://www.controlengcesko.com/hlavni-menu/artykuly/artykul/article/bezkartacove-momentove-motory-s-permanentnimi-magnety/.

4.**Aveko.**[Citace:29.3.2014.] http://www.aveko.com/fileadmin/user_upload/aktuality/MomentovyMotor.JPG.

5.**T-1FW3,Siemens.**[Citace:24.11.2013.] http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=19880af828&ctxp=home.

6.**T-1FW6,Siemens.**[Citace:24.11.2013.] http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=b59df113a7&ctxp=home.

7. **HT-direct, Siemens.** [Online] [Citace: 24. 11 2013.] http://stest1.etnetera.cz/ad/current/index.php?vw=0&ctxnh=af05609173&ctxp=home.

8. **VUES.** [Online] [Citace: 25. 11 2013.] http://www.vues.cz/cs/produkty/elektromotory/momentove_motory_rady_ROL.

9. **TF, Lin-tech.** [Online] [Citace: 25. 11 2013.] http://lin-tech.hennlich.cz/produkty/motory-a-pohony-torzni-motory-3044/torzni-motory-serie-tf.html.

10. **Baumuller.** [Online] [Citace: 25. 11 2013.] http://www.baumuller.sk/index.php?page=diskove-motory-DST.

11. **global, IHS.** [Online] [Citace: 2. 4 2014.] http://images.books24x7.com/bookimages/id_17889/figu352_2.jpg.

12. **Siemens, Flender.** [Online] [Citace: 14. 11 2013.] http://stest1.etnetera.cz/ad/current/?ctxnh=c9707e8b0f&ctxp=home.

13. **Bonfiglioli.** [Online] [Citace: 14. 11 2013.] http://opis.cz/prevodovky-bonfiglioli/300pres_cz.html.

14. **IHS.** [Online] [Citace: 20. 11 2013.] https://translate.google.cz/?hl=cs&tab=wT#auto/cs/the%20world%20market%20for%20linear%20and%20torque%20motors%0Agrowth%0Arevenue%0Aapril.

15. **mmspektrum.** [Online] [Citace: 1. 10 2013.] http://www.mmspektrum.com/clanek/prime-pohony-zacinaji-nabirat-obratky.html.

16. **Aida.** [Online] [Citace: 26. 11 2013.] http://www.aida-global.com/servopro/#1_2.

17. **Schuler.** [Online] [Citace: 5. 12 2013.] http://www.schulergroup.com/major/us/technologien/forging_technology/index.html.

18. **3POL.** [Online] [Citace: 19. 11 2013.] http://3pol.cz/470-jak-ulozit-energii.

19. **odbornecasopisy.cz.** [Online] [Citace: 20. 11 2013.] http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=42869.

20. **Energy-without-carbon.** [Online] [Citace: 19. 11 2013.] http://www.energy-without-carbon.org/Flywheel.

21. **Jcwinnie.** [Online] [Citace: 13. 3 2014.] http://i160.photobucket.com/albums/t175/jcwinni/scaniahyb2.png.

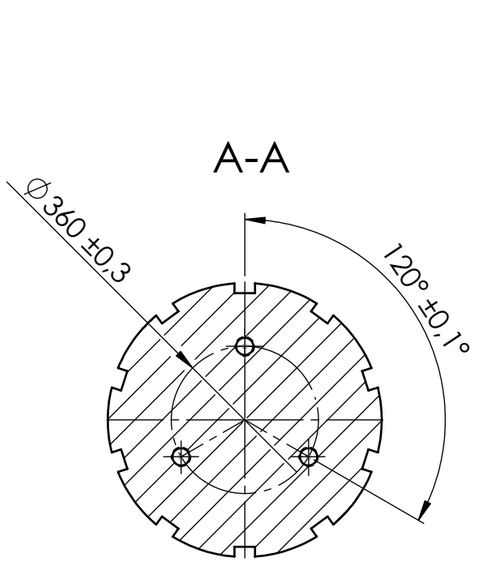
22. **Blechnet.** [Online] [Citace: 5. 4 2014.] http://www.blechnet.com/themen/umformen/articles/375793/.

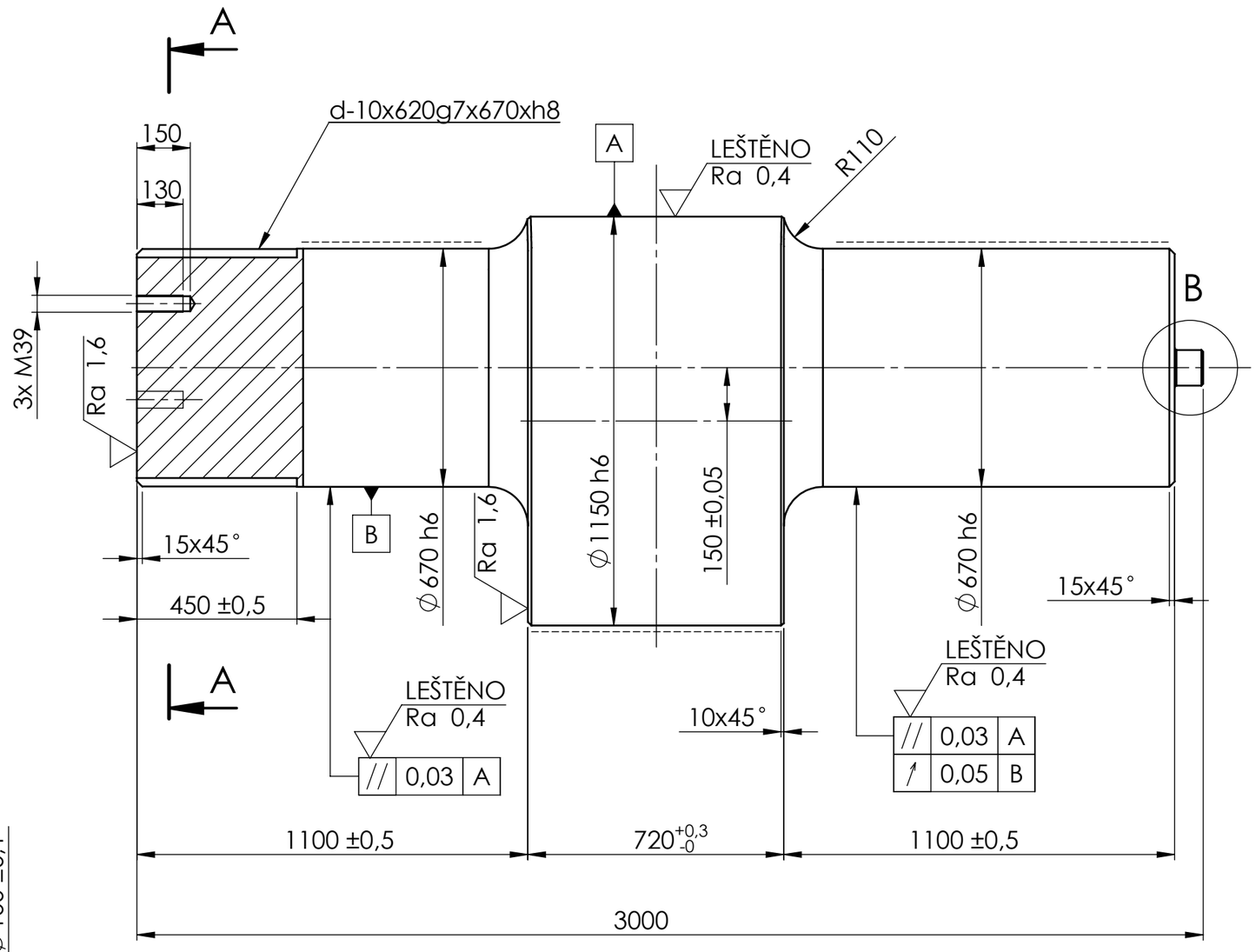
13 Přílohy

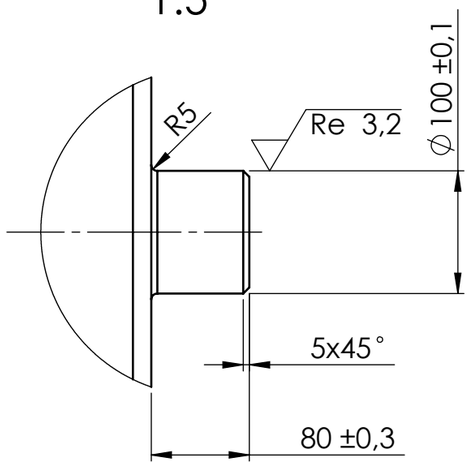
Výrobní výkres excentrové hřídele č.v.BP-13/14-S13B0049P

14 Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma pohonu lisu s akumulátorem 4
Obr. 2 Výkonová charakteristika setrvačníku 4
Obr. 3 Schéma lisu bez akumulátoru 5
Obr. 4 Náhled druhů sestavení lisů a) Klikový mechanizmus b) Kolenový mechanizmus 6
Obr. 5 Zobrazení průběhu tvářecí síly při konstantním momentu v závislosti na zdvihu F(h), jmenovité síly F_j a plochy obecně představující přetvárnou práci mechanického lisu 7
Obr. 6 Schéma klikového mechanizmu s odporovou silou tvářeného materiálu působící na ojnici a momentem vyvozeným motorem 7
Obr. 7 Závislost dráhy výstupního členu klikového mechanizmu na úhlu natočení kliky 8
Obr. 8 Průběh rychlosti a zrychlení 9
Obr. 9 Obecný průběh síly F, momentu M, výkonu P na lisu s konstantní úhlovou rychlostí v závislosti na zdvihu h... 9
Obr. 10 Kinematické schéma klikového mechanismu 10
Obr. 11 otevřený typ stojanu ,,C“ na levé straně a ,,CC“ na pravé 10
Obr. 12 klikové kolo Obr. 13 excentrová hřídel 11
Obr. 14 ojnice a beran 11
[4]Obr. 15 řez momentovým (torque) motorem. 12
Obr. 16 T 1FW3 12
Obr. 17 T 1FW6 13
Obr. 18 T HT-direct 13
Obr. 19 motor typu ROL 13
Obr. 20 Torzní motor TF 14
Obr. 21 DST 135 až 315 14
[11]Obr. 22 Šípové uspořádání zubů v převodu 15
Obr. 23 planetová převodovka P-pastorek, S-satelit, K-vnější kolo Obr. 24 Schéma sestavení planet. převodu 15
Obr. 25 možnosti uspořádání planetových převodů a) s jednou b) se dvěma c) se třemi planetami 16
Obr. 26 16
Obr. 27 16
Obr. 28 Graf odhadované výnosnosti při investování do výroby přímých pohonů a komponent do roku 2016..... 17
Obr. 29 AIDA Servo-lis 18
Obr. 30 MSD 250 servopress se silou 2,5MN 18
Obr. 31 Připojení čtyř motorů ServoDrive k lisu 18
Obr. 32 diagram závislosti energetické hustoty a napájecí hustoty s časovým intervalem dodání 19
Obr. 33 Vysokootáčkový setrvačník 20
Obr. 34 Obecné rozložení sil v lisu 21
Obr. 35 21
Obr. 36 22
Obr. 37 Obecné zobrazení užitečné práce 22
Obr. 38 Základní informace o motoru TF62.60 z katalogu výrobce 23
Obr. 39 Konstrukční rozměry motoru TF62.60 23
Obr. 40 Průběh momentů a výkonů motoru kde křivky S1 označuje hodnoty pro trvale zatížený chod a křivky S3 pro cyklické krátkodobé zatížení stroje 24
Obr. 41 Konstrukční hodnoty planetového převodu v soustavě SI 24
Obr. 42 Konstrukční hodnoty jednostupňového převodu v soustavě SI 24
Obr. 43 Uspořádání s planetovým převodem A Obr. 44 Uspořádání s planetovým převodem B..... 25
Obr. 45 Uspořádání s řemenovým převodem Obr. 46 Uspořádání s ozubeným převodem 25
Obr. 47 Schématický průběh výkonů v lisu 26
[21]Obr. 48 Superkapacitory 26
Obr. 49 Model excentrové hřídele 27
Obr. 50 Zjednodušený, zasíťovaný a zatížený model excentrové hřídele 28
Obr. 51 Výsledné rozložení napětím v modelu 28
Obr. 52 Detail výsledného rozložení napětí v modelu 29
Obr. 53 Sestava navrženého lisu s přímým pohonem 30







KALENO NA HRC 65 ±3

Ra 6,3 (√)

MATERIÁL 12060.30	MĚŘÍTKO	HMOTNOST (kg)	FORMÁT	TOLEROVÁNÍ ISO 8015 ANO	
POLOTOVAR	1:15	12002	A3	PŘESNOST ISO 2768-mK	
				PROMÍTÁNÍ	

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	KRESLIL PETR KURIL	NÁZEV EXCENTROVÁ HŘÍDEL
	DATUM 25.6.2014	
	SCHVÁLIL	ČÍSLO VÝKRESU BP-13/14-S13B0049P
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	DRUH DOKUMENTU VÝROBNÍ VÝKRES	