

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení

Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh pohonu kovacího lisu 25 MN s odlehčeným setrvačником na předlohové hřídeli

Autor: Bc. David Vydržel

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

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. David VYDRŽEL**
Osobní číslo: **S19N0120P**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Studijní obor: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Návrh pohonu kovacího lisu 25 MN s odlehčeným setrvačником na předlohovém hřídeli**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provedení rešerše na téma setrvačnickový pohon tvářecích lisů. Vytvoření variantních řešení pohonu lisu se setrvačником. Vypracování konstrukčního řešení pro vybranou variantu pohonu. Provedení pevnostní kontroly navrženého řešení. Vypracování zadané výkresové dokumentace.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Provést rešerši na téma setrvačnickový pohon tvářecích lisů.
2. Vytvořit variantních řešení pohonu lisu se setrvačником.
3. Vypracovat konstrukční řešení pro vybranou variantu pohonu.
4. Provést pevnostní kontrolu navrženého řešení.
5. Vypracovat zadanou výkresovou dokumentaci.

Vypsání téma této diplomové práce je podpořeno projektem „Strojírenská výrobní technika a přesné strojírenství“; CZ. 02.1.01/0.0/0.0/16_026/0008404 prostřednictvím Operačního programu výzkum, vývoj, vzdělávání a spolufinancováno Evropskou unií. Téma je vázáno na spolupráci s firmou ŠMERAL Brno a.s.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje – Základy stavby a využití*. Praha: SNTL, 1985
[2] KAMELANDER, I. *Tvářecí stroje I*. Brno: VUT, 1989, ISBN 80-214-1037-10
[3] BOLEK, A. a kol. *Části strojů*. Praha: SNTL, 1990, ISBN 80-03-00426-8
Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

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

Konzultant diplomové práce: **Ing. Martin Volejníček**
ŠMERAL Brno a.s.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2020**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2021**

L.S.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Vydržel	Jméno David	
STUDIJNÍ OBOR	N0715A270017 - Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh pohonu kovacího lisu 25 MN s odlehčeným setrvačником na předlohové hřídeli		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	91	TEXTOVÁ ČÁST	72	GRAFICKÁ ČÁST	2
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje návrh dvou variant pohonu výstředníkového lisu s odlehčeným setrvačником. Návrhové výpočty. Konstrukční řešení. Pevnostní kontrolu stojanu lisu pomocí MKP analýzy. Výkresovou dokumentaci v podobě výrobního výkresu předlohové hřídele motoru a její sestavy.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Lis, pohon, setrvačnik, MKP, výkresová dokumentace, NX, CAD, odlehčený, hmotnost</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Vydržel	Name David	
FIELD OF STUDY	N0715A270017 - Construction of machines and technical equipment		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of a 25 MN forging press drive with a lightened flywheel on a countershaft		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2021
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	91	TEXT PART	72	GRAPHICAL PART	2
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis contains a design of two variants of the drive of an eccentric press with a lightened flywheel. Design calculations. Constructional solutions. Strength control of the press stand using FEM analysis. Drawing documentation in the form of a production drawing of the engine master shaft and its assembly.
KEY WORDS	Press, drive, flywheel, FEM, drawing documentation, NX, CAD, lightweight, weight

Poděkování

Rád bych tímto způsobem poděkoval lidem, kteří mi jakýmkoli způsobem pomáhali při tvorbě diplomové práce.

Především děkuji panu doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za odborné rady, připomínky a čas strávený při vedení této závěrečné práce. Dále chci poděkovat Ing. Martinu Volejníčkovi a Ing. Jiřímu Dekastellovi za cenné rady a čas strávený nad řešením práce. Závěrem bych chtěl poděkovat svojí rodině za plnou podporu, které se mi dostávalo po celou dobu mého studia.

Obsah

Úvod.....	10
1 Základní pojmy, definice, třídění	11
2 Akumulace energie.....	12
3 Pohony mechanických lisů.....	13
3.1 Dělení pohonů TS	13
3.2 Uspořádání	16
3.2.1. Uspořádání příčné	17
3.2.2. Uspořádání podélné	18
4 Návrh pohonu lisu SKL 2500.....	19
4.1 Zadané technické parametry	19
4.2 Energie rotujících částí	20
4.2.1. Setrvačnick původní	20
4.2.2. Předlohová hřídel	21
4.2.3. Převod ozubenými koly.....	22
4.3 Celková akumulovaná energie v systému	24
4.4 Varianty řešení	25
4.5 Varianta A.....	25
4.5.1. Přenášený výkon.....	26
4.5.2. Úprava setrvačnicků	27
4.5.3. Zhodnocení redukce hmotnosti u varianty A.....	30
4.5.4. Konstrukční řešení varianty A	30
4.6 Varianta B	32
4.6.1. Přenášený výkon.....	32
4.6.2. Úprava setrvačnicku	32
4.6.3. Zhodnocení redukce hmotnosti u varianty B	36
4.6.4. Návrh ozubení	36
4.6.5. Návrh předlohové hřídele motoru	38
4.6.6. Spojení setrvačnicku s předlohovou hřídelí motoru	41
4.6.7. Spojení pastorku s předlohovou hřídelí motoru	43
4.6.8. Spojení ozubeného kola s původní předlohovou hřídelí.....	44
4.6.9. Konstrukce sestavy předlohové hřídele	45
4.6.10. Modifikace stojanu lisu	47
4.6.11. Analýza hmotnosti po modifikacích	47

4.6.12.	Konstrukční řešení varianty B	48
5	Pevnostní kontrola stojanu lisu	50
5.1	Zjednodušení modelu	50
5.2	Síťový model	51
5.3	Ložiska	52
5.4	Hřídele a ozubená kola	52
5.5	Kotvy	53
5.6	Spodní příčka	54
5.7	Okrajové podmínky simulace	55
5.8	Kompletní výpočtový model	60
5.9	Výsledky	61
5.9.1.	První zátěžný stav	63
5.9.2.	Druhý zátěžný stav	63
5.9.3.	Porovnání výsledků	64
6	Ekonomické zhodnocení	66
7	Závěr	68
	Seznam tabulek	70
	Seznam příloh	71
	Přehled použitých veličin a zkratk	72

Úvod

Typová řada produkovaná firmou Šmeral Brno, a.s. SKL označuje mechanické svislé lisy s kulisovým mechanismem s horním pohonem s uložením hlavního hřídele ve stojanu ve směru zleva doprava (ve směru předpokládaného technologického procesu kování). Jedná se o lisy, které jsou určeny pro tváření za tepla při hromadné výrobě přesných zápusťkových výkovek zejména pro automobilový průmysl. Zvláště vhodné pro automatizovaný provoz s transfery a roboty. ¹

Číselné označení udává velikost jmenovité síly, kterou je lisem možno působit na tvářený kus. Speciálně pro lis SKL 2500 se jedná sílu 25 000 kN. Výrobní řada je provedená v rozmezí jmenovitých sil 16 000 až 80 000 kN. Konkrétně jsou určeny pro přesné lisařské práce ve velkosériové produkci. ²

Kromě samotné volby velikosti lisu obvykle přichází zákazníci i s individuálními požadavky na velikost pracovního prostoru, která se odvíjí od použití lisu ve výrobě. Na to jsou lisy řady SKI vybaveny přestavováním sevřené výšky pomocí přesuvného mechanismu na beranu vymezováním vůlí v kulisovém mechanismu. ³

Lisy je možné doplnit rozsáhlou řadou příslušenství jako jsou například různé druhy vyhazovačů, upínačů zápustek, zvedáků zápustek a dalších různých pomocných zařízení. ⁴



Obr. 1 - lis SKL 2500

¹ NOVOTNÝ, Karel. Svislé kovací lisy. Šmeral [online]. [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/category/11/svisle-kovaci-lisy>

² NOVOTNÝ, Karel. Svislé kovací lisy. Šmeral [online]. [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/category/11/svisle-kovaci-lisy>

³ NOVOTNÝ, Karel. Svislé kovací lisy. Šmeral [online]. [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/category/11/svisle-kovaci-lisy>

⁴ NOVOTNÝ, Karel. Svislé kovací lisy. Šmeral [online]. [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/category/11/svisle-kovaci-lisy>

1 Základní pojmy, definice, třídění

Tvářecí stroj se dá definovat jako určité zařízení, které slouží k uskutečnění technologického tvářecího procesu, který vytváří trvalou deformaci tvářeného materiálu za tepla nebo studena.

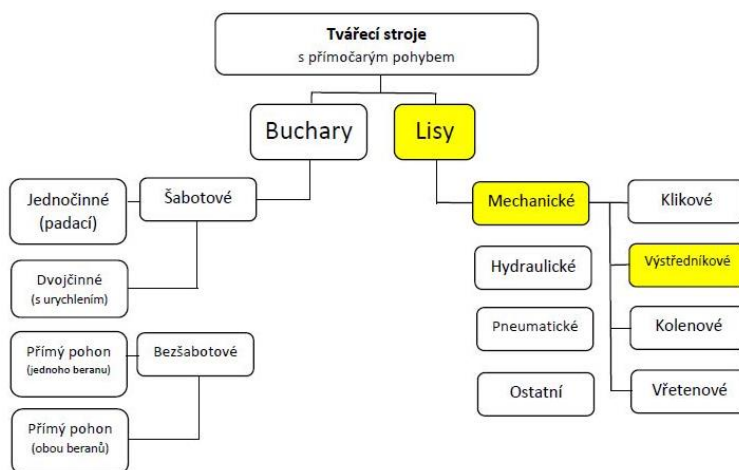
Technologický proces tváření je takový proces, při kterém se mění tvar zpracovávaného materiálu za působení síly, bez odběru třísek.⁵

Během tváření se v krystalografické mřížce mění relativní poloha částic. Tvářecí technologií se dosahuje lepších mechanických vlastností, výhodnějším uspořádáním vláken v materiálu, a tudíž i úspory materiálu.⁶

Energie potřebná k tváření se přenáší od energetického zdroje, mechanismem stroje do pracovního prostoru, kde se pomocí nástroje, přemění na přetvárnou práci a další energie. Pracovní prostor stroje je určován pomocí výstupního členu a vnitřními stěnami rámu.⁷

Tvářecí stroje lze rozdělit podle relativního pohybu výstupního členu, a to na stroje s přímočarým pohybem nástroje (řešený lis SKL 2500) a rotačním pohybem nástroje (např. válcovací stolice)

Další možné dělení dle obr. 2, na kterém je žlutě vyznačena skupina, do které patří řešený stroj.



Obr. 2 - rozdělení tvářecích strojů s přímočarým pohybem nástroje

⁵ KOPECKÝ, M., BEDŘICH, R. *Tvářecí stroje základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL – nakladatelství technické literatury, 1982.

⁶ POKORNÝ, P. DOC player: VÝROBNÍ STROJE II. MECHANICKÉ LISY. DOC player. [Online] [Citace: 7. 2 2016.] <http://docplayer.cz/8167661-Doc-ing-premysl-pokorny-cscvyrobnni-stroje-ii-mechanicke-lisy.html>.

⁷ KOPECKÝ, M., BEDŘICH, R. *Tvářecí stroje základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL – nakladatelství technické literatury, 1982.

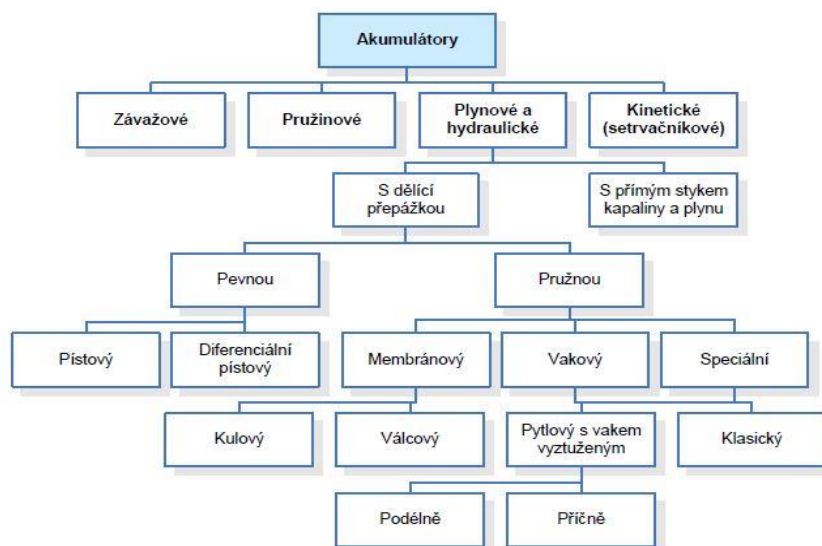
2 Akumulace energie

Pohony mechanických tvářecích strojů je možno definovat jako sériové řazení zdroje energie, přenosových částí a mechanismu pro změnu pohybu rotačního na přímočarý vratný pohyb beranu.

V pohonech tvářecích strojů pracujících s nízkým a středním stupněm využití času pracovního cyklu se s výhodou využívá akumulátorů. Princip akumulátoru spočívá v tom, že v sobě akumuluje energii, kterou dále předá v pracovním čase k vykonání dané technologické operace. Pohon, ve kterém je zastoupen akumulátor se nazývá nepřímý.⁸

V současné době se rozlišují dva základní typy akumulátorů dle formy akumulované energie:

- 1.) **Kinetická energie** – rotující kotouč (setrvačnick) nebo potenciální energie beranu.
- 2.) **Stlačený plyn, kapalina nebo pružina** – vedle hlavní funkce uchování energie, slouží k vyrovnání tlakových špiček, k doplnění ztrát kapaliny, které vznikají netěsnostmi a jako tlumiče nebo pružiny.



Obr. 3 - Základní rozdělení akumulátorů⁹

⁸ KOPECKÝ, M., BEDŘICH, R. *Tvářecí stroje základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL – nakladatelství technické literatury, 1982.

⁹ Čechura, M.; Hlaváč, J.; Staněk, J. *Konstrukce tvářecích strojů*; ZČU v Plzni, 2014.

3 Pohony mechanických lisů

Tvářecí stroje obecně využívají ke svojí práci takové systémy, které jsou schopné: ¹⁰

- **Akumulovat energii**, kterou následně ve vhodný okamžik uvolní za účelem vykonání určité požadované technologické operace a přeměnit ji na práci plastických deformací tvářeného kusu. Tento proces akumulace a následného uvolnění energie se v praxi realizuje za pomoci různých druhů akumulátoru energie.
- **Znásobit vhodným mechanismem sílu pohonu** a to tak, aby jeho charakteristika v každém okamžiku kopírovala s co nejmenším přebytkem a s co největší přesností průběh tvářecí síly, která je potřebná k vykonání určité technologické operace. Čím je odchylka tvářecí síly větší, tím jsou větší energetické ztráty.

3.1 Dělení pohonů TS

- **Přímý** – pohon tohoto typu je v principu vhodný pro tvářecí stroje, jejichž funkce je založena na rotaci nástroje např. ohýbačky, válcovací stolice nebo zakružovačky.¹¹

V dnešní moderní konstrukci mechanických lisů je však tento způsob čím dál více používán.¹²

Přímý pohon u mechanických lisů přináší mnoho výhod. Jednou z největších výhod je možnost rozšíření technologického využití stroje. Konkrétně možnost přesného řízení rychlosti výstupního členu. Naopak nevýhodou je potřeba výrazně dražších a těžších elektromotorů.¹³

U problematiky pohonů mechanických lisů lze za „přímý pohon“ považovat i variantu s jedním vloženým převodem, a to z důvodu toho, že požadované otáčky výstupního členu jsou příliš nízké v porovnání se schopnostmi motorů.¹⁴

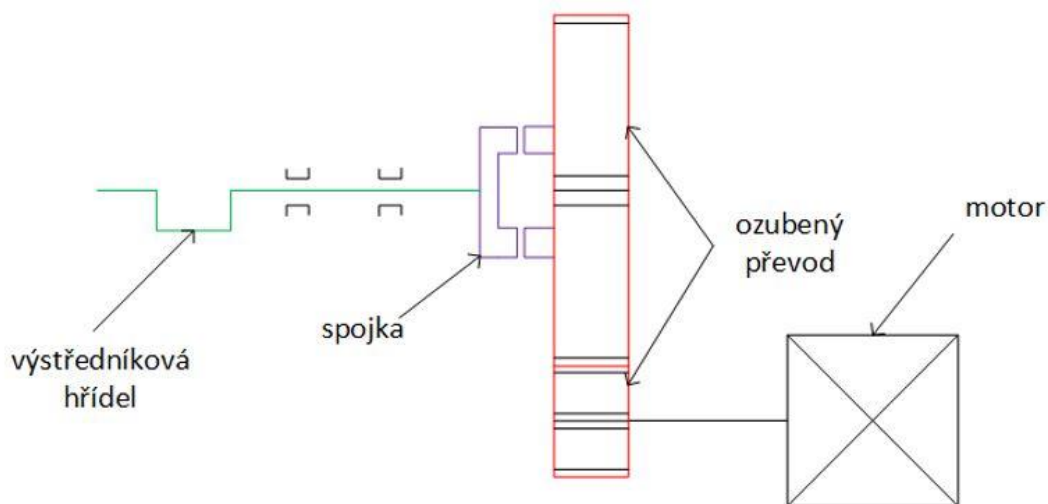
¹⁰ Čechura, M.; Hlaváč, J.; Staněk, J. *Konstrukce tvářecích strojů*; ZČU v Plzni, 2014.

¹¹ OMES, J.: *Stavba výrobních strojů I.* (soubor přednášek). Brno: VUT FSI Brno, zimní semestr 2016.

¹² Čechura, M.; Hlaváč, J.; Staněk, J. *Konstrukce tvářecích strojů*; ZČU v Plzni, 2014.

¹³ Čechura, M.; Hlaváč, J.; Staněk, J. *Konstrukce tvářecích strojů*; ZČU v Plzni, 2014.

¹⁴ Čechura, M.; Hlaváč, J.; Staněk, J. *Konstrukce tvářecích strojů*; ZČU v Plzni, 2014.



Obr. 4 – Schéma přímého pohonu s vloženým převodem výstředníkového lisu

- **Nepřímý** – nepřímý pohon rozlišujeme dle toho, jakým způsobem je dodávána potřebná energie při tváření, a to konkrétně na akumulátorové a systém akumulátor – motor.¹⁵

Oba dříve zmíněné systémy pracují na stejném principu.

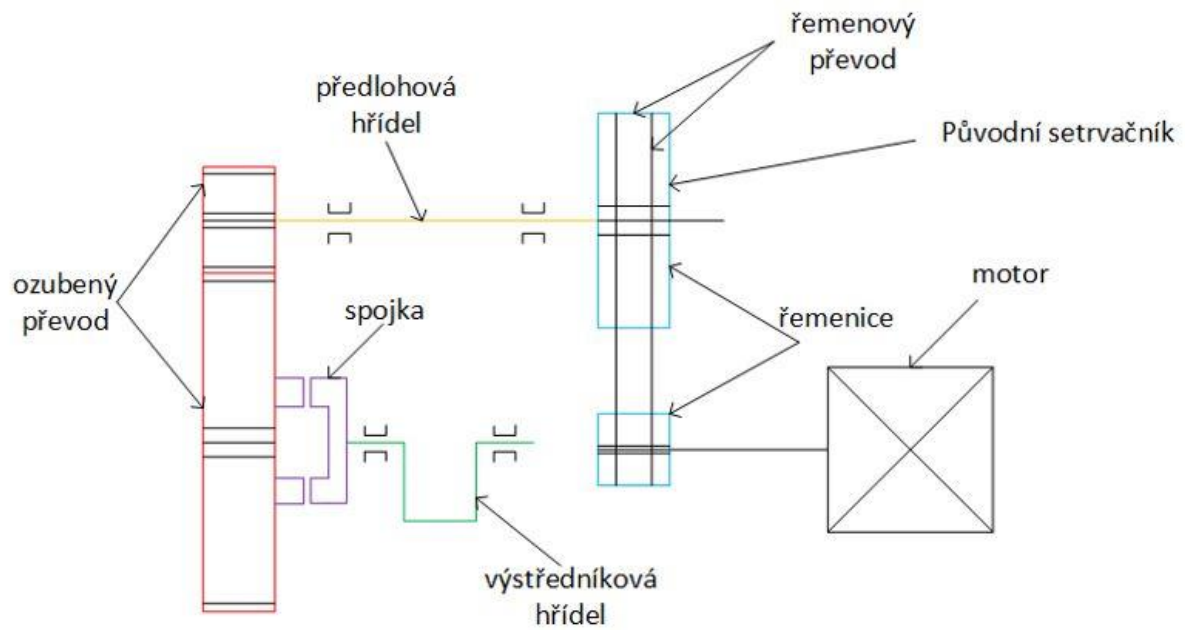
V prvním systému je dobíjen akumulátor během chodu naprázdno na množství energie potřebné pro proces tváření.¹⁶

V druhém systému akumulátor – motor je akumulátor dobíjen jen částečně. Na dodání energie spotřebované při pracovním čase se pak podílejí akumulátor i elektromotor současně.¹⁷

¹⁵ OMES, J.: *Stavba výrobních strojů I.* (soubor přednášek). Brno: VUT FSI Brno, zimní semestr 2016.

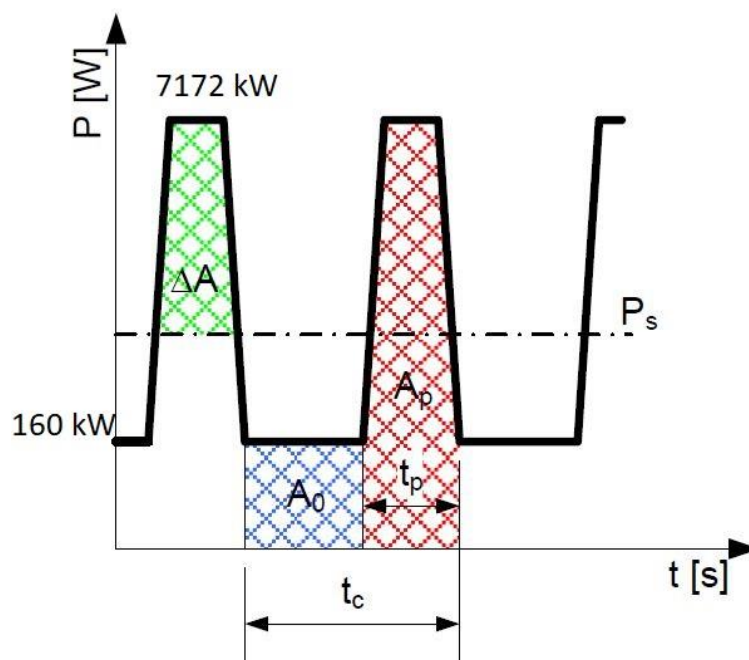
¹⁶ OMES, J.: *Stavba výrobních strojů I.* (soubor přednášek). Brno: VUT FSI Brno, zimní semestr 2016.

¹⁷ OMES, J.: *Stavba výrobních strojů I.* (soubor přednášek). Brno: VUT FSI Brno, zimní semestr 2016.



Obr. 5 - Schéma pohonu s akumulátorem

Primární výhodou nepřímého pohonu je potřeba elektromotoru o výrazně nižším výkonu.

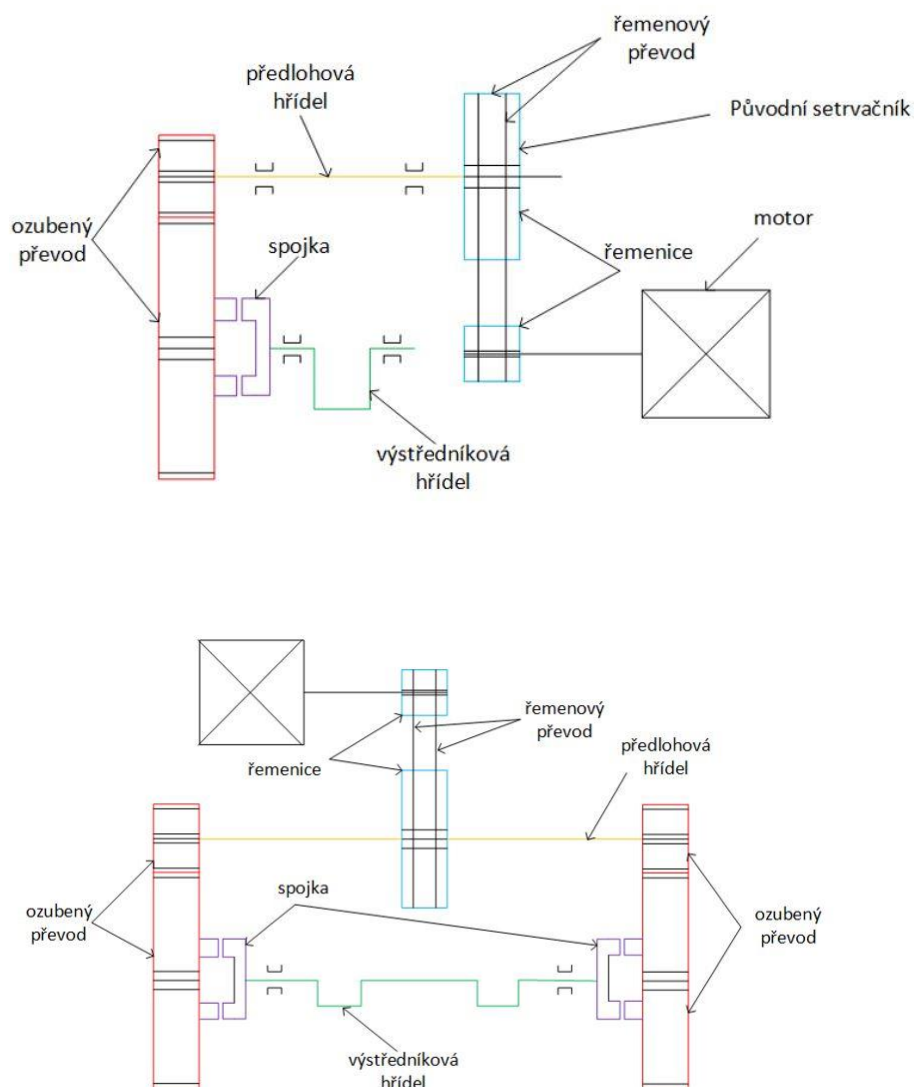
Obr. 6 - Odběrový diagram pohonu s akumulátorem¹⁸

¹⁸ Čechura, M.; Hlaváč, J.; Staněk, J. *Konstrukce tvářecích strojů*; ZČU v Plzni, 2014.

3.2 Uspořádání

U konvenčních klikových lisů se pohon obecně skládá z elektromotoru, převodu mezi motorem a setrvačником, setrvačniku, hlavního převodu, spojky, klikového mechanismu a brzdy.¹⁹

Dle počtu stupňů jsou pohony rozlišovány na čtyř, tří, dvou a jednostupňové. Dalším možným členěním je členění na jednostranné a oboustranné (obr. 7).



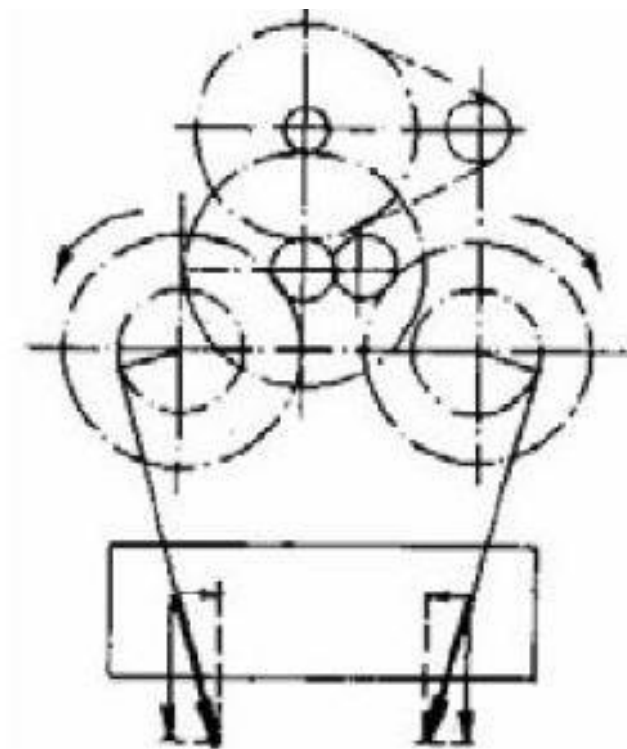
Obr. 7 - Nahoře jednostranné uspořádání a dole oboustranné

¹⁹ BEDŘICH, R., KOPECKÝ, M.: *Tvářecí stroje: Základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL, 1979. 408 s.

Co se týče oboustranného uspořádání, tak to má výhodu oproti jednostrannému uspořádání takovou, že jde docílit souměrného zatížení stojanu stroje. Omezuje, případně úplně eliminuje deformace stojanu v natočení. Obě varianty lze s výhodou u vícestupňových převodů kombinovat, kdy v místě s nejvyšším zatížením jsou použity oboustranné převody a dále pak jednostranné.²⁰

3.2.1. Uspořádání příčné

Toto uspořádání má několik předností. Umožňuje použít krátké čepy klikových kol, případně klikových či excentrických hřídelí. To způsobuje zvýšení tuhosti mechanismu. Za další výhodu lze považovat fakt, že normálová složka jmenovité síly zatěžující beran se při uvažování protiběžného otáčení klikových kol vyruší. Nevýhodou je zvětšení šíře pohonu.²¹ (obr. 8)



Obr. 8 - Příčné uspořádání pohonu dvoubodového klikového lisu²²

²⁰ BEDŘICH, R., KOPECKÝ, M.: *Tvářecí stroje: Základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL, 1979. 408 s.

²¹ BEDŘICH, R., KOPECKÝ, M.: *Tvářecí stroje: Základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL, 1979. 408 s.

²² BEDŘICH, R., KOPECKÝ, M.: *Tvářecí stroje: Základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL, 1979. 408 s.

3.2.2. Uspořádání podélné

U podélného uspořádání se výhody příčného mění na nevýhody. Při použití jednotné klikové hřídele pro oba tlačné body, není nutné nastavování jejich synchronizace a snižuje se počet komponent pohonu.²³

S výhodou se používá u servolisů, kdy se přímo na jednotnou hřídel napojuje servomotor s planetovou převodovkou. Tím se zajišťuje kompaktnost řešení.²⁴ (obr. 9)



Obr. 9 - Podélné uspořádání²⁵

²³ OMES, J.: *Stavba výrobních strojů I.* (soubor přednášek). Brno: VUT FSI Brno, zimní semestr 2016.

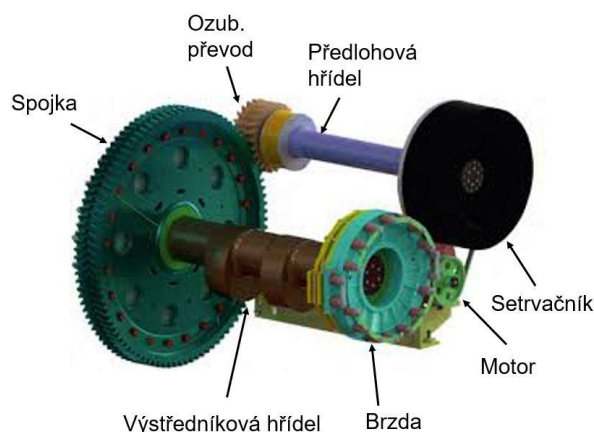
²⁴ OMES, J.: *Stavba výrobních strojů I.* (soubor přednášek). Brno: VUT FSI Brno, zimní semestr 2016.

²⁵ OMES, J.: *Stavba výrobních strojů I.* (soubor přednášek). Brno: VUT FSI Brno, zimní semestr 2016.

4 Návrh pohonu lisu SKL 2500

Úkolem této diplomové práce je návrh pohonné jednotky mechanického svislého kovacího lisu s kulisovým mechanismem s horním pohonem a zároveň redukce hmotnosti setrvačnicku. K redukci hmotnosti setrvačnicku bylo využito přesunu části hmoty z původního setrvačnicku na hřídel motoru, která disponuje vyššími otáčkami. To umožňuje akumulovat stejně velkou energii při nižší hmotnosti. Při návrhu pohonné jednotky byl kladen důraz na snížení hmotnosti setrvačnicku při zachování co nejvíce stávajících prvků.

Pro samotné výpočty byl použit software mathcad, ze kterého jsou výpočtu převzaty.



Obr. 10 - pohon lisu SKL 2500²⁶

4.1 Zadané technické parametry

Jmenovitá síla, F_j	2500 kN
Celková práce lisu, A_{celk}	444695.5 J
Otáčky motoru, n_m	750 ot/min
Čas přenesení špičkového výkonu, t	0,17 s
Převodový poměr řemenového převodu, $i_{\dot{r}}$	2.727
Převodový poměr ozubeného převodu, i_{oz}	3,88
Rozměry původního setrvačnicku viz obr.11	

²⁶ NOVOTNÝ, Karel. Svislé kovací lisu. Šmeral [online]. [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://www.smeral.cz/cs/category/11/svisle-kovaci-lisy>

- $R = 900 \text{ mm}$; $r = 600 \text{ mm}$; $b = 900 \text{ mm}$

Rozměry ozubení viz obr.13 a obr.14

- $d_1 = 800 \text{ mm}$; $d_2 = 3\,104 \text{ mm}$; $b_{\text{pastorek}} = b_{\text{kolo}} = 380 \text{ mm}$

4.2 Energie rotujících částí

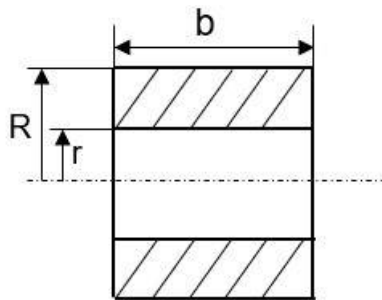
Kromě setrvačnicku jsou součástí pohonu další části, které v sobě akumulují nezanedbatelné množství energie. Ta je ve vhodný okamžik předána do procesu tváření. V následujících kapitolách bude vypočteno množství akumulované energie v každé z nich.

4.2.1. Setrvačnick původní

Pro zjednodušení výpočtu setrvačnicku bylo vycházeno z předpokladu, že většina energie je akumulována v prstenci viz obr.11.

$$m_{sp} = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot b = 7850 \cdot \pi \cdot (0,9^2 - 0,6^2) \cdot 0,9 = 9987,99 \text{ kg}$$

$$I_{sp} = \frac{1}{2} \cdot m_{sp} \cdot (R^2 + r^2) = \frac{1}{2} \cdot 9987,99 \cdot (0,9^2 + 0,6^2) = 5842,93 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$



Obr. 11 - rozměry původního setrvačnicku

K výpočtu energie je nejprve nutné stanovit úhlovou rychlost setrvačnicku. K tomu bylo využito znalosti otáček motoru a převodového poměru řemenového převodu.

$$n_p = \frac{n_m}{i_{\ddot{r}}} = \frac{750}{2,727} = 275,03 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

$$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_p}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{275,03}{60} = 28,414 \frac{1}{\text{s}}$$

$$E_{sp} = \frac{1}{2} \cdot I_{sp} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 5842,93 \cdot 28,414^2 = 2,359 \cdot 10^6 \text{ J}$$

Kde:

m_{sp} ...hmotnost setrvačníku

I_{sp} ...setrvačný moment setrvačníku

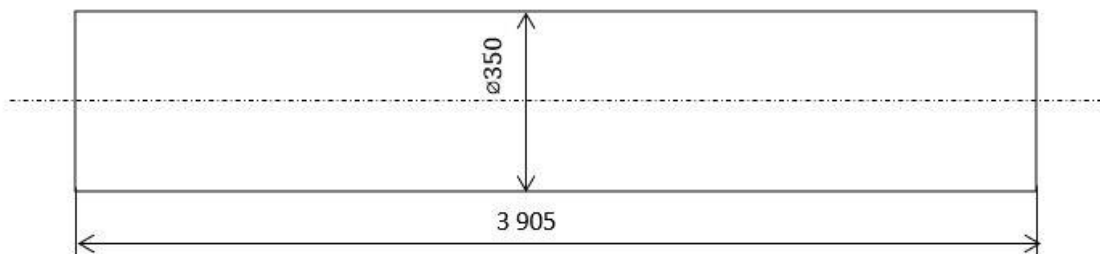
n_p ...otáčky předlohové hřídele

ω_2 ...úhlová rychlost setrvačníku

E_{sp} ...energie akumulovaná v rotujícím setrvačníku

4.2.2. Předlohová hřídel

Pro zjednodušení výpočtu předlohové hřídele bylo uvažováno hřídele o jednotném průměru 350 mm, který je na reálné součásti nejvíce zastoupen a délce 3 905 mm viz obr.12.



Obr. 12 - schéma předlohové hřídele

$$m_{ph} = \rho \cdot \pi \cdot R_{ph}^2 \cdot b_{ph} = 7850 \cdot \pi \cdot 0,175^2 \cdot 3,905 = 2949,28 \text{ kg}$$

$$I_{ph} = \frac{1}{2} \cdot m_{ph} \cdot R_{ph}^2 = \frac{1}{2} \cdot 2949,28 \cdot 0,175^2 = 45,16 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$E_{ph} = \frac{1}{2} \cdot I_{ph} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 45,16 \cdot 28,414^2 = 1,823 \cdot 10^4 \text{ J}$$

Kde:

m_{ph} ...hmotnost předlohové hřídele

I_{ph} ...setrvačný moment předlohové hřídele

n_p ...otáčky předlohové hřídele

ω_2 ...úhlová rychlost předlohové hřídele

E_{ph} ...energie akumulovaná v rotující předlohové hřídeli

4.2.3. Převod ozubenými koly

Převod se skládá z pastorku spojeného s předlohou hřídelí a velkého kola, které je spojeno spojkou s výstředníkovou hřídelí.

Nejprve je nutné stanovit úhlovou rychlost kola ze znalosti převodového poměru a otáček nebo úhlové rychlosti předlohou hřídele.

$$n_k = \frac{n_p}{i_{oz}} = \frac{275,03}{3,88} = 70,88 \frac{ot}{min}$$

$$\omega_3 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_k}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{70,88}{60} = 7,325 \frac{1}{s}$$

Dále bylo přistoupeno k výpočtu akumulovaných energií v pastorku a kole.

a) Pastorek

$$\begin{aligned} m_{pastorek} &= \rho \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{d_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{1.1}}{2} \right)^2 \right) \cdot b_{pastorek} \\ &= 7850 \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{0,8}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,35}{2} \right)^2 \right) \cdot 0,38 = 351,43 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{pastorek} &= \frac{1}{2} \cdot m_{pastorek} \cdot \left(\left(\frac{d_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{1.1}}{2} \right)^2 \right) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 351,43 \cdot \left(\left(\frac{0,8}{2} \right)^2 + \left(\frac{0,35}{2} \right)^2 \right) = 49,64 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

$$E_{pastorek} = \frac{1}{2} \cdot I_{pastorek} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 49,64 \cdot 28,414^2 = 2,004 \cdot 10^4 \text{ J}$$

Kde:

$m_{pastorek}$...hmotnost pastorku

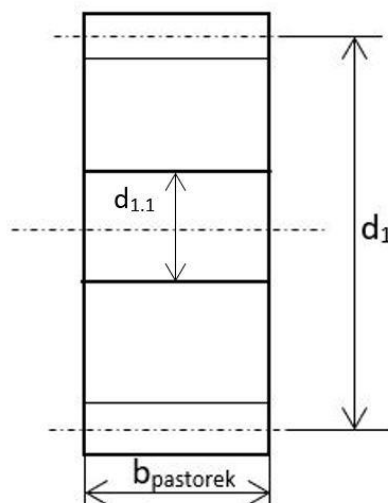
$I_{pastorku}$...setrvačný moment pastorku

n_k ...otáčky výstředníkové hřídele

ω_2 ...úhlová rychlost předlohou hřídele

ω_3 ...úhlová rychlost výstředníkové hřídele

$E_{pastorek}$...energie akumulovaná v rotujícím pastorku



Obr. 13 - schéma pastorku

b) Kolo

Kolo je pro výpočet uvažováno jako plné (neodlehčené) s výjimkou otvoru pro uložení na výstředníkové hřídeli, a to z toho důvodu, že určitou část energie nesou samotné lamely spojky viz obr.14.

$$\begin{aligned}
 m_{kolo} &= \rho \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{d_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{2.2}}{2} \right)^2 \right) \cdot b_{kolo} \\
 &= 7850 \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{3,104}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,35}{2} \right)^2 \right) \cdot 0,38 = 22285,86 \text{ kg} \\
 I_{kolo} &= \frac{1}{2} \cdot m_{kolo} \cdot \left(\left(\frac{d_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{2.2}}{2} \right)^2 \right) \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 22285,86 \cdot \left(\left(\frac{3,104}{2} \right)^2 + \left(\frac{0,35}{2} \right)^2 \right) = 27181,27 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\
 E_{kolo} &= \frac{1}{2} \cdot I_{kolo} \cdot \omega_3^2 = \frac{1}{2} \cdot 27181,27 \cdot 7,325^2 = 7,292 \cdot 10^5 \text{ J}
 \end{aligned}$$

Kde:

M_{kolo} ...hmotnost kola

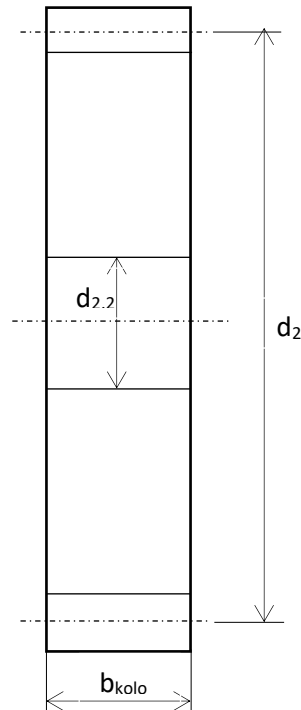
I_{kolo} ...setrvačný moment kola

n_k ...otáčky výstředníkové hřídele

ω_2 ...úhlová rychlost předlokové hřídele

ω_3 ...úhlová rychlost výstředníkové hřídele

E_{kolo} ...energie akumulovaná v rotujícím kole



Obr. 14 - Schéma ozubeného kola

4.3 Celková akumulovaná energie v systému

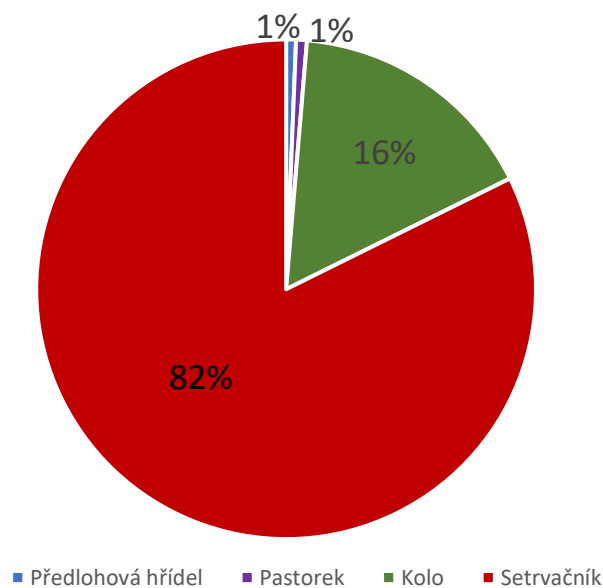
Celková energie systému je suma dílčích energií v jednotlivých prvcích v systému. Skládá se tedy z energií vypočtených výše.

$$E_{celk} = E_{sp} + E_{ph} + E_{pastorek} + E_{kolo}$$

$$= 2,359 \cdot 10^6 + 1.823 \cdot 10^4 + 2,004 \cdot 10^4 + 7,292 \cdot 10^5 = 3,126 \cdot 10^6 J$$

Samotný setrvačnick v sobě v tuto chvíli akumuluje 82% celkové energie systému. Ozubené kolo pak 16 % a předloková hřídel s pastorkem po 1 % viz obr.15.

Energie rotujících částí - původní (varianta s řemenovým převodem)



Obr. 15 - graf rozložení energií

4.4 Varianty řešení

V okamžiku přenesení určité části hmoty na hřídel motoru vzrostou pevnostní požadavky na přenosové části mezi hřídelí motoru a předlohovou hřídelí.

V práci jsou dále řešeny dvě varianty:

- Varianta A – ponechání řemenového převodu
- Varianta B – nahrazení původního řemenového převodu převodem ozubenými koly

4.5 Varianta A

První varianta počítá s ponecháním původního řemenového převodu. Výhodou je minimální zásah do původní koncepce pohonu, jednoduchá montáž a z hlediska ekonomického se jedná o velice levnou možnost.

Nejprve je důležité zjistit kolik procent výkonu je možné touto variantou přenést.

4.5.1. Přenášený výkon

Bude použit nejpevnější klínový řemen na trhu, a to konkrétně několika drážkový klínový řemen Predator 8VP od společnosti Gates. Z montážních důvodů je řemen o počtu dvanácti drážek brán jako maximální možný počet.

$$E_{odebrana} = 0,097 \cdot E_{sp} = 0,097 \cdot 2,359 \cdot 10^6 = 2,288 \cdot 10^5 \text{ J}$$

$$P = \frac{E_{odebrana}}{t} = \frac{2,288 \cdot 10^5}{0,17} = 1,346 \cdot 10^6 \text{ W}$$

Kde:

$E_{odebrana}$...Odebraná energie z původního setrvačníku

P...Největší možný přenášený výkon

Pro dimenzování řemenu na příslušnou hodnotu výkonu byl použit software Design Flex Pro od společnosti Gates. Vyhovujícím řemenem je dvanáctidrážkový klínový řemen Predator PB – 8VP viz příloha 1.



Obr. 16 - klínový řemen Predator PB - 8VP

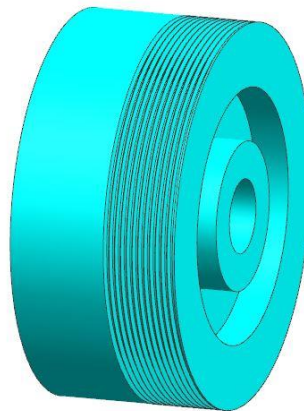
4.5.2. Úprava setrvačnicků

Na původním masivním setrvačnicku byla zmenšena tloušťka b z 900 mm na 813 mm, což odpovídá hodnotě nově akumulované v setrvačnicku $2,13 \cdot 10^6$ J. Velký a malý poloměr zůstal nezměněn.

$$m_{sp2} = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot b = 7850 \cdot \pi \cdot (0,9^2 - 0,6^2) \cdot 0,813 = 9019,1 \text{ kg}$$

$$I_{sp2} = \frac{1}{2} \cdot m_{sp} \cdot (R^2 + r^2) = \frac{1}{2} \cdot 9019,1 \cdot (0,9^2 + 0,6^2) = 5276,16 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$E_{sp} = \frac{1}{2} \cdot I_{sp} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 5276,16 \cdot 28,414^2 = 2,359 \cdot 10^6 \text{ J}$$

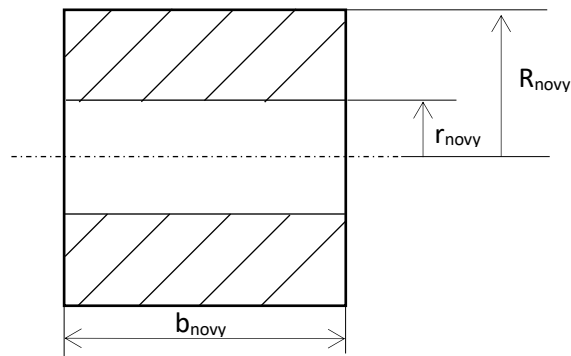


Obr. 17 - Upravený původní setrvačnick

Pro návrh nového setrvačnicku bude využita původní malá řemenice, která bude zvětšena na příslušné rozměry, které odpovídají odebrané energii z původního.

Nové rozměry:

- $R_{\text{novy}} = 330 \text{ mm}$
- $r_{\text{novy}} = 200 \text{ mm}$
- $b_{\text{novy}} = 625 \text{ mm}$



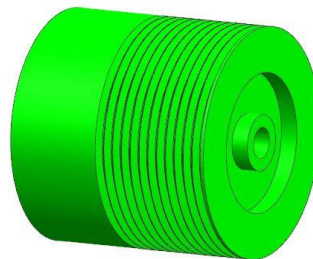
• Obr. 18 - schéma rozměrů nového setrvačníku

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{750}{60} = 78,54 \frac{1}{s}$$

$$m_{novy} = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot b = 7850 \cdot \pi \cdot (0,33^2 - 0,2^2) \cdot 0,625 = 1061,99 \text{ kg}$$

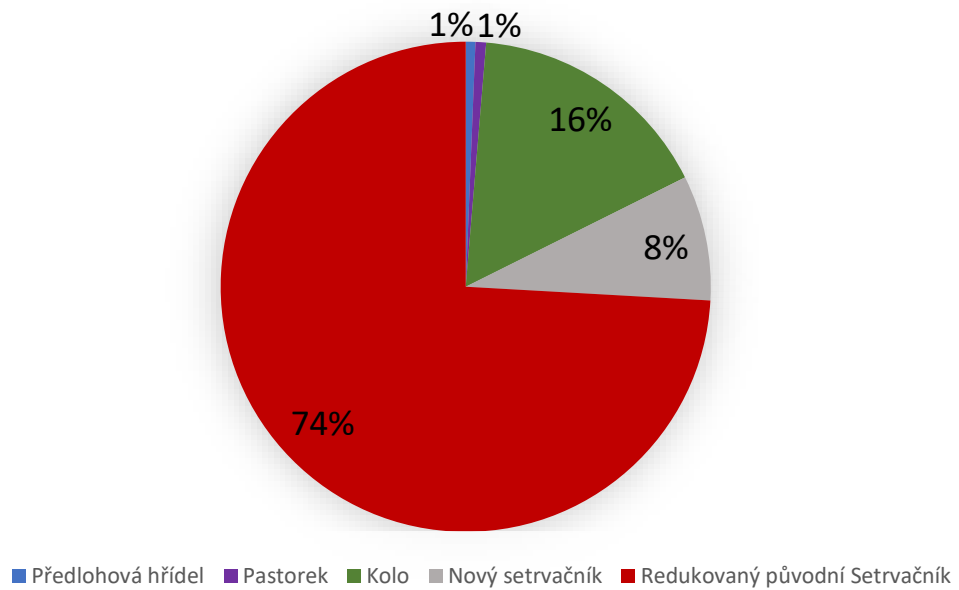
$$I_{novy} = \frac{1}{2} \cdot m_{novy} \cdot (R^2 + r^2) = \frac{1}{2} \cdot 1061,99 \cdot (0,33^2 + 0,2^2) = 79,07 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$E_{novy} = \frac{1}{2} \cdot I_{novy} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 79,07 \cdot 78,54^2 = 2,439 \cdot 10^5 \text{ J}$$



Obr. 19 - nový setrvačník

Nové rozložení akumulované energie je takové, že nový setrvačník akumuluje 8 % z celkové energie systému, dále pak redukovaný původní 74 %, ozubené kolo 16 %, pastorek a předlohová hřídel každé po 1 % viz. obr.20.

Energie rotujících částí - po úpravě
(varianta s řemenovým převodem)

Obr. 20 - rozložení energií varianta A

Kde:

 m_{sp2} ...hmotnost zredukovaného původního setrvačnicku I_{sp2} ...setrvačný moment zredukovaného původního setrvačnicku $E_{pastorek}$...Energie zredukovaného původního setrvačnicku ω_1 ...úhlová rychlost hřídele motoru m_{novy} ...hmotnost nového setrvačnicku I_{novy} ...setrvačný moment nového setrvačnicku $E_{pastorek}$...energie akumulovaná v novém setrvačnicku

4.5.3. Zhodnocení redukce hmotnosti u varianty A

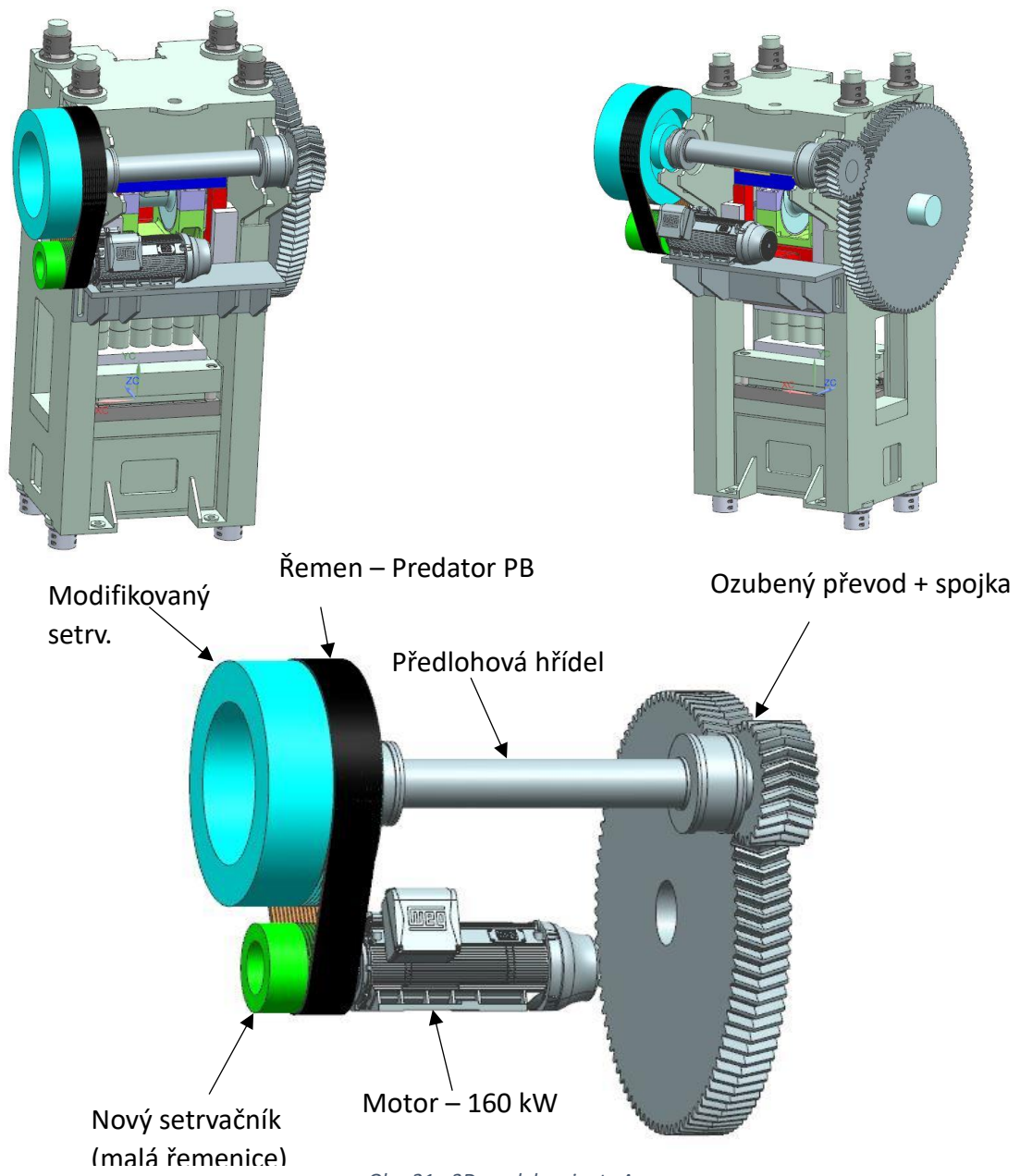
Ušetřenou hmotnost je možné stanovit jako:

$$\Delta m = m_{sp} - (m_{sp2} + m_{novy}) = 9987,99 - (1061,99 + 1061,99) = -93,16 \text{ kg}$$

Z rovnice výše je zřejmé, že namísto snížení hmotnostních parametrů naopak došlo k jejich navýšení o 93,16 kg, což je nežádoucí.

4.5.4. Konstrukční řešení varianty A

Byl vypracován 3D model této varianty. K jeho vypracování byl použit software NX od společnosti Siemens. Samotný nový setrvačnick ve formě malé řemenice by nebylo možné spojit napřímo s hřídelí motoru (viz obr.21 a 22) z důvodů poměrně vysoké hmotnosti a klopného momentu, který by po úpravě šířky řemenice na hřídel působil a bylo by potřeba pohon modifikovat o nové části, čímž by se dále hmotnost zvyšovala. Tento fakt během samotné konstrukce nebyl brán v úvahu. Důvodem je, že řešená varianta obecně není výhodná a dále nebude řešena.



Obr. 21 - 3D model varianty A

4.6 Varianta B

U varianty B je počítáno s nahrazením řemenového převodu převodem ozubeným. Výhodou tohoto řešení je vyšší pevnostní únosnost než dosavadní řemen. Za nevýhodu lze považovat poměrně drahou a složitou výrobu ozubení.

Během řešení je bráno v úvahu zachování určitých parametrů. Jmenovitě pak převodu, který by měl být 2,727.

Jako první bylo zjišťováno kolik procent výkonu je možné touto variantou přenést.

4.6.1. Přenášený výkon

Výpočet maximálního možného přenášeného momentu je pevně spojen s návrhem ozubených kol. Je sice možné přenést 100 % výkonu, ale rozměry ozubení by musely být opravdu velké. To sebou nese problém navýšení hmotnosti, která by daleko překračovala původní hmotnost setrvačnicku.

Několika výpočty bylo zjištěno, že optimální procentuální hodnota přenášeného výkonu odpovídá hodnotě 60 %. Na takovou hodnotu je ještě možné navrhnout ozubení o takových rozměrech, při kterých nedojde k navýšení hmotnosti.

$$E_{odebrana} = 0,6 \cdot E_{sp} = 0,6 \cdot 2,359 \cdot 10^6 = 1,278 \cdot 10^6 \text{ J}$$

$$P = \frac{E_{odebrana}}{t} = \frac{1,278 \cdot 10^6}{0,17} = 7,517 \cdot 10^3 \text{ kW}$$

$$E_{novy} = E_{sp} - E_{odebrana} = 2,359 \cdot 10^6 - 1,278 \cdot 10^6 = 8,519 \cdot 10^5$$

Kde:

$E_{odebrana}$...energie odebraná z původního setrvačnicku

P ...maximální přenášený výkon

E_{novy} ...energie akumulovaná v redukovaném původním setrvačnicku

4.6.2. Úprava setrvačnicku

Pro návrh ozubení je nutné provést výpočet šířky ozubených kol, tak aby odpovídala nové požadované akumulované energii.

Zadané rozměrové parametry viz rozměry původního setrvačnicku. Níže spočtené hodnoty odpovídají novému velkému ozubenému kolu.

a) Kolo

$$R = 900 \text{ mm}; r = 600 \text{ mm}; \rho = 7850 \text{ kg/m}^3; E_{\text{kolo}} = 8,519 \cdot 10^5 \text{ J}$$

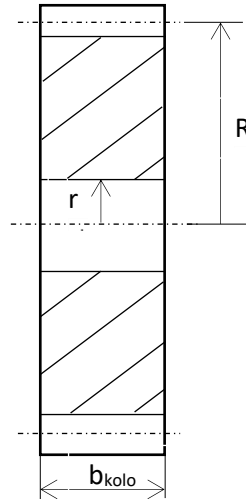
$$b_{\text{kolo}} = \frac{4 \cdot E_{\text{novy}}}{\rho \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot (R^2 + r^2) \cdot \omega_2^2}$$

$$= \frac{4 \cdot 8,519 \cdot 10^5}{7850 \cdot \pi \cdot (0,9^2 - 0,6^2) \cdot (0,9^2 + 0,6^2) \cdot 28,414} = 0,325 \text{ m}$$

$$m_{\text{kolo}} = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot b_{\text{kolo}} = 7850 \cdot \pi \cdot (0,9^2 - 0,6^2) \cdot 0,325 = 3607,63 \text{ kg}$$

$$I_{\text{kolo}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{kolo}} \cdot (R^2 + r^2) = \frac{1}{2} \cdot 3607,63 \cdot (0,9^2 + 0,6^2) = 2110,47 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$E_{\text{kolo}} = \frac{1}{2} \cdot I_{\text{kolo}} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 2110,47 \cdot 28,414^2 = 8,519 \cdot 10^5 \text{ J}$$



Obr. 22 - schéma ozubené kolo

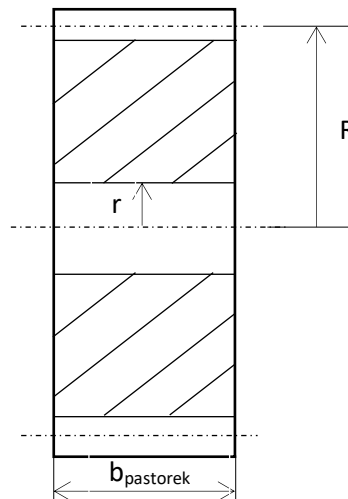
b) Pastorek

$$R = 332,5 \text{ mm}; r = 300 \text{ mm}; b = 325 \text{ mm}; \rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{\text{pastorek}} = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot b = 7850 \cdot \pi \cdot (0,3325^2 - 0,3^2) \cdot 0,325 = 164,76 \text{ kg}$$

$$I_{\text{pastorek}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{pastorek}} \cdot (R^2 + r^2) = \frac{1}{2} \cdot 164,76 \cdot (0,3325^2 + 0,3^2) = 16,52 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$E_{\text{pastorek}} = \frac{1}{2} \cdot I_{\text{pastorek}} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 16,52 \cdot 78,54^2 = 5,096 \cdot 10^4 \text{ J}$$



Obr. 23 - schéma pastorek

V tuto chvíli již známe energie uložené v ozubení, dále je možné přistoupit k výpočtu požadované velikosti akumulované energie v novém setrvačnicku a následně k jeho výpočtu.

$$E_{\text{požadovaná}} = E_{\text{odebrána}} - E_{\text{pastorek}} = 8,519 \cdot 10^5 - 5,096 \cdot 10^4 = 1,227 \cdot 10^6 \text{ J}$$

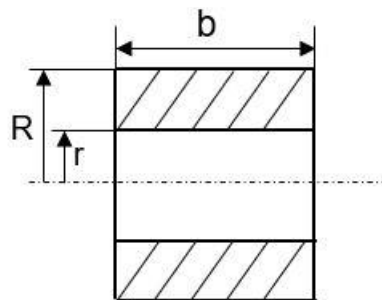
c) Nový setrvačnick

$$R = 592 \text{ mm}; r = 350 \text{ mm}; b = 300 \text{ mm}; \rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{\text{setrvacnik}_n} = \rho \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot b = 7850 \cdot \pi \cdot (0,592^2 - 0,35^2) \cdot 0,3 = 1686,58 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} I_{\text{setrvacnik}_n} &= \frac{1}{2} \cdot m_{\text{setrvacnik}_n} \cdot (R^2 + r^2) = \frac{1}{2} \cdot 1686,58 \cdot (0,592^2 + 0,35^2) \\ &= 398,85 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

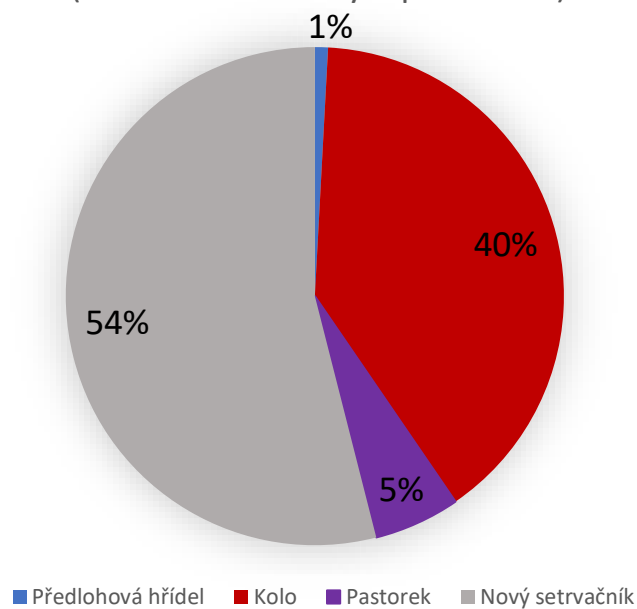
$$E_{\text{setrvacnik}_n} = \frac{1}{2} \cdot I_{\text{setrvacnik}_n} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 398,85 \cdot 78,54^2 = 1,23 \cdot 10^6 \text{ J}$$



Obr. 24 - schéma nový setrvačnick

Nové rozložení akumulované energie je takové, že nový setrvačnick akumuluje 54 % z celkové energie systému, tedy nadpoloviční většinu, dále pak redukovaný původní ve formě ozubeného kola 40 %, pastorek 5 % a předlohová hřídel 1 % viz. obr.25.

Energie rotujících částí - po úpravě
(varianta s ozubeným převodem)



Obr. 25 - rozložení energií varianty B

Kde:

b_{kolo} ...šířka zredukovaného původního setrvačnicku ve formě ozubeného kola

m_{kolo} ...hmotnost ozubeného kola

I_{kolo} ...setrvačný moment ozubeného kola

E_{kolo} ...energie akumulovaná v ozubeném kole

m_{pastorek} ...hmotnost pastorku

I_{pastorek} ...setrvačný moment pastorku

E_{pastorku} ...energie akumulovaná v pastorku

$E_{\text{požadovaná}}$...požadované množství akumulované energie v nové setrvačnicku

$m_{\text{setrvacnik}_n}$...hmotnost nového setrvačnicku

$I_{\text{setrvacnik}_n}$...setrvačný moment nového setrvačnicku

$E_{\text{setrvacnik}_n}$...energie akumulovaná v novém setrvačnicku

4.6.3. Zhodnocení redukce hmotnosti u varianty B

Ušetřenou hmotnost je možné stanovit jako:

$$\begin{aligned}\Delta m_1 &= m_{sp} - (m_{kolo} + m_{setrvacnik_n}) = 9987,99 - (3607,63 + 1686,58) \\ &= 4693,7 \text{ kg}\end{aligned}$$

Z rovnice výše je zřejmé, že u této varianty oproti předchozí došlo opravdu ke snížení hmotnosti. Konkrétně se jedná o redukci hmotnosti o 4693,7 kg.

4.6.4. Návrh ozubení

Výkon přenášený ozubením není konstantní po celou dobu běhu stroje. Z tohoto faktu musí být odvozeno spektrum zatížení. Zatěžovací spektrum je dané následujícími parametry:

Maximální výkon $P_{\text{max}} = 7517 \text{ kW}$

Minimální výkon $P_{\text{min}} = 160 \text{ kW}$

Otáčky pastorku $n = 750 \text{ ot./min}$

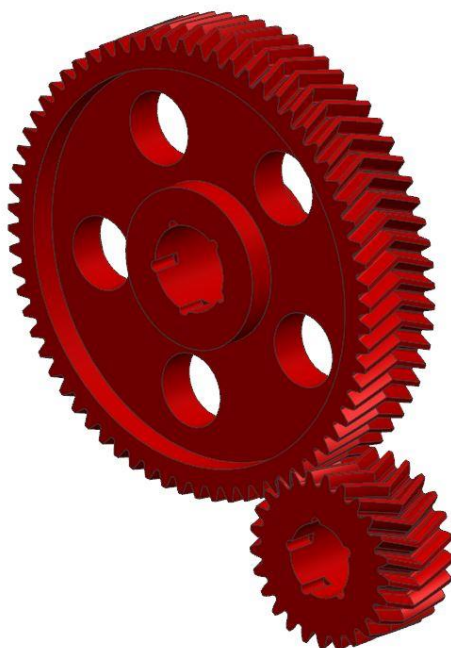
Tabulka 1 - Spektrum zatížení

Spektrum zatížení	
Výkon [kW]	Frekvence [%]
160	99,3
7517	0,7

Při návrhu ozubených kol byl omezujícím faktorem převodový poměr o hodnotě 2,727. Pro návrh byl využit software Kisoft, kde byli zdefinovány vstupní hodnoty popsané výše. Výsledky pevnostní kontroly jsou uvedeny v tabulce 2, obě kola vyhovují. Detailněji pak v příloze 2.

Tabulka 2 - Ozubená kola

Kolo	1	2
Typ ozubení		Šípové
Počet zubů	25	68
Modul normální		25 mm
Úhel sklonu		20°
Šířka kola		325 mm
Materiál		18CrNiMo7-6
Účinnost		0,96
Převodový poměr		2,72
Otáčky	750 ot./min	275,7 ot./min
Točivý moment	95709,4 N*m	260329,6 N*m
Koef. bezp. vůči únavě v ohybu	1,65	1,65
Doba životnosti		10000000 h



Obr. 26 – Ozubení

4.6.5. Návrh předlokové hřídele motoru

Přítomnost nového setrvačnicku vyžaduje vytvoření nové komponenty, konkrétně nové předlokové hřídele, ke které bude napevno připevněn setrvačnick a pastorek.

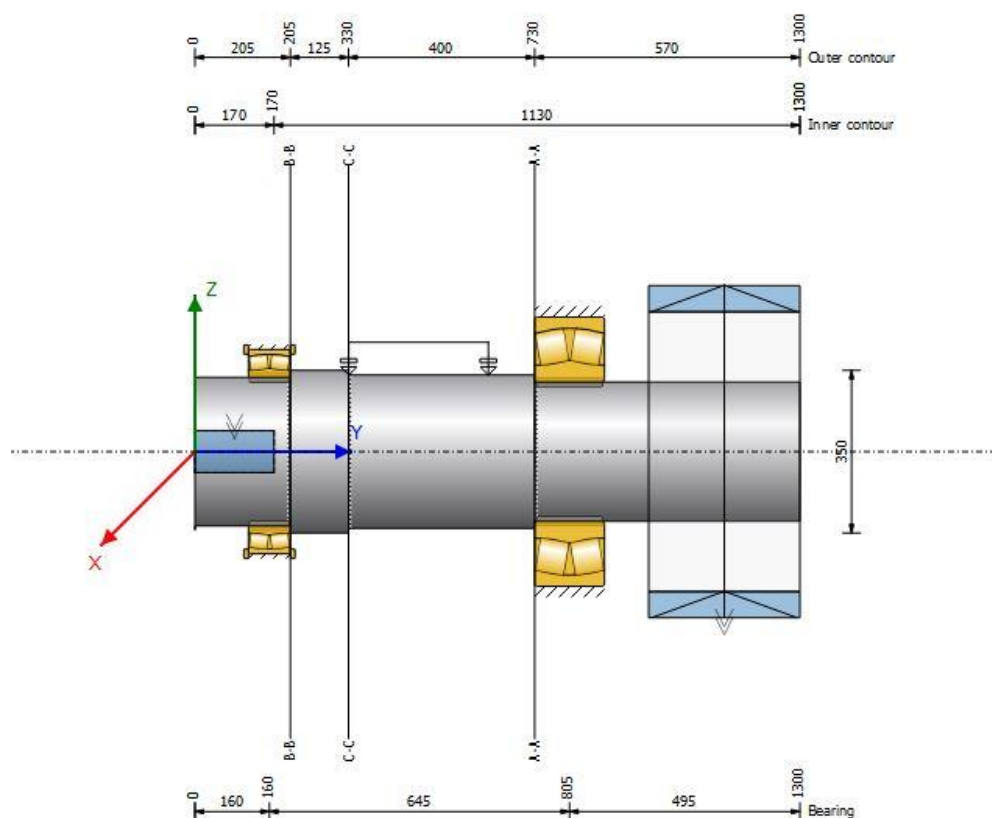
Pro návrh byl využit software Kisoft.

Pro návrh hřídele je uvažováno souhmotí, které je tvořeno samotnou předlohou hřídelí, pastorkem, setrvačnickem a dvěma soudečkovými ložisky SKF 22264 CCK/W33 a SKF 23964 CC/W33. Většímu z dvojice ložisek je pozice vymezena z jedné strany osazením hřídele a z druhé distančním kroužkem. Menšímu ložisku je pozice vymezena z jedné strany osazením hřídele a z druhé distančním kroužkem se závitem viz obr.28. Setrvačnick je spojen s hřídelí pomocí rozpěrných kroužků. Materiálem hřídele je ocel C60.

Definice zatížení:

Síly od ozubení – aplikované z předchozího výpočtu (Spektrum)

Tíhová síla setrvačnicku $F_Q = 1686,58 \text{ kg}$



Obr. 27 - Výpočtový model předlokové hřídele z Kisoftu

Výsledky ložisek jsou uvedeny v tabulce 3. Detailněji pak v příloze 3.

Tabulka 3 - Ložiska

Parametr	Jednotky	Hodnota	Min.hodnota	Hodnocení
Ložisko SKF 22264 CCK/W33				
Základní trvanlivost	[hod]	24 898	20 000	vyhovuje
Koeficient statické únosnosti	[-]	10,86	4	vyhovuje
Ložisko 23964 CC/W33				
Základní trvanlivost	[hod]	31 826	20 000	vyhovuje
Koeficient statické únosnosti	[-]	16,14	4	vyhovuje

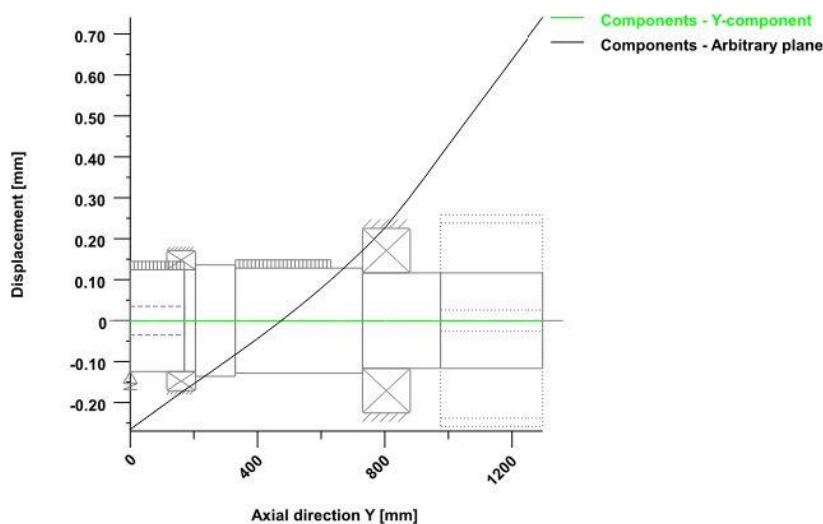
Maximální průhyb:

Maximální průhyb je na konci hřídele v místě záběru ozubených kol. Maximální možná přípustná hodnota musí odpovídat kritériu $x \leq 0,04 \cdot m_n$.

Maximální průhyb $x = 0,74 \text{ mm}$

$$0,74 \leq 0,04 \cdot 25$$

$$0,74 \leq 1 \rightarrow \text{vyhovuje}$$



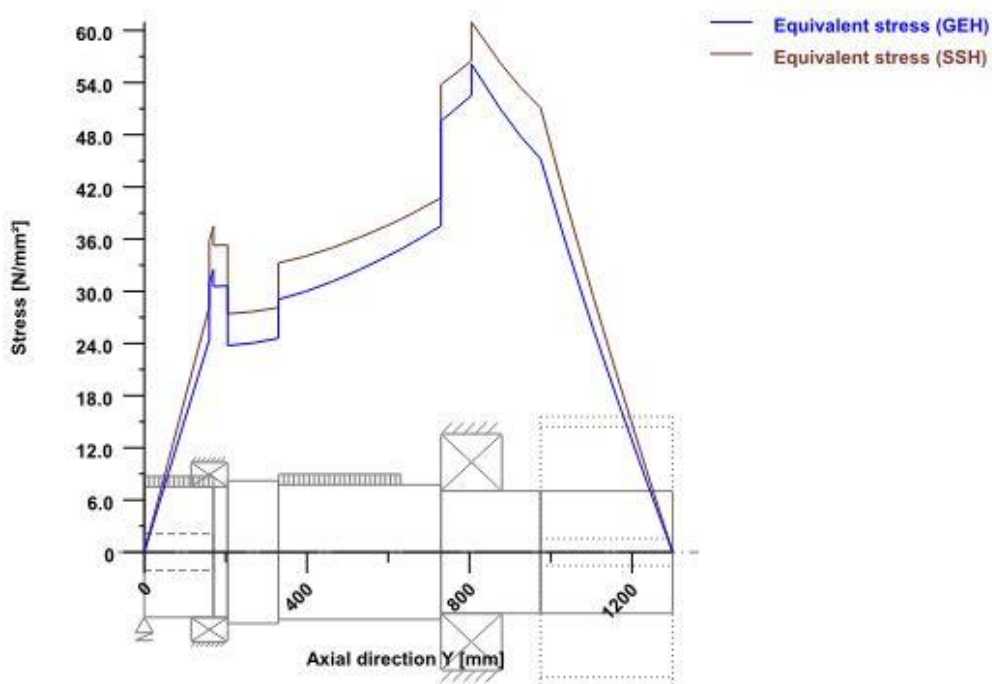
Obr. 28 - průhyb

Maximální napětí:

Maximální hodnota napětí 56,14 MPa je v místě dotyku velkého ložiska SKF 23964 CC/W33. Vyhodnocení viz tabulka 4.

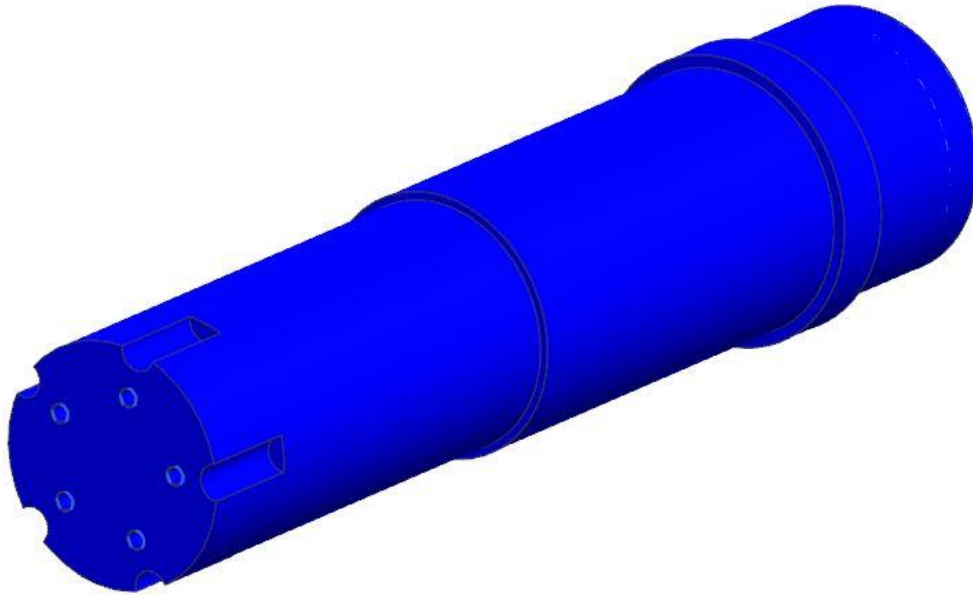
Tabulka 4 - Vyšetřovaná nebezpečná místa (vruby)

Řezy	Min.hodnota k_s	k_s	Min.hodnota k_f	k_f	Hodnocení
A-A	2	5,38	3	3,03	Vyhovuje
B-B	2	8,96	3	7,34	Vyhovuje
C-C	2	9,46	3	7,55	Vyhovuje
D-D	2	4,73	3	6,45	Vyhovuje



Tabulka 5 - průběh napětí

Detailnější popis a výsledky viz příloha 3.



Obr. 29 - 3D model předlohové hřídele

4.6.6. Spojení setrvačníku s předlohovou hřídelí motoru

Pro spojení bylo využito rozpěrných kroužků.

Jedná se o pevný, rozebíratelný spoj. Pracuje na principu radiálního rozepření hřídele s nábojem pomocí sady axiálně stlačovaných kroužků s kuželovými stykovými plochami. Přenáší síly a momenty.

Důležitým parametrem pro výběr je hodnota požadovaného přenášeného momentu.

Hodnoty:

- $P = 7517 \text{ kW}$ Výkon
- $\omega_1 = 78,54 \text{ 1/s}$ úhlová rychlost předlohové hřídele

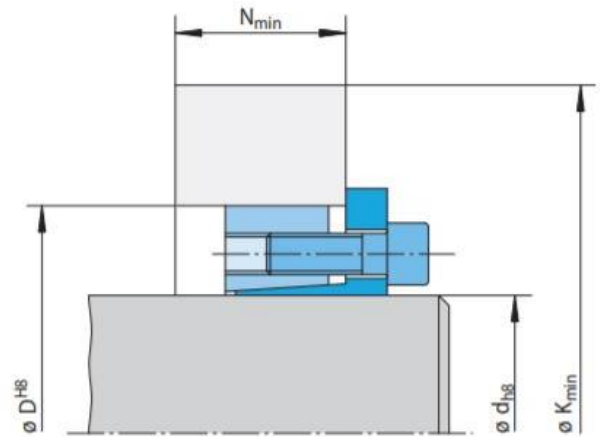
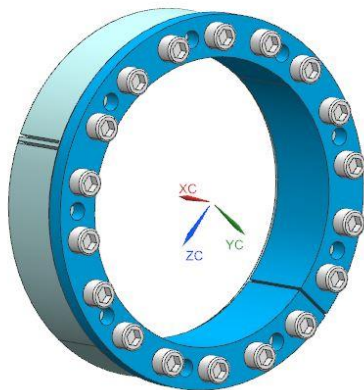
$$M_t = \frac{P}{\omega_1} = \frac{7517 \cdot 1000}{78,54} = 9,571 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{kroužku}} = M_t \cdot s = 9,571 \cdot 10^4 \cdot 1,5 = 143 \, 565 \text{ N} \cdot \text{m}$$

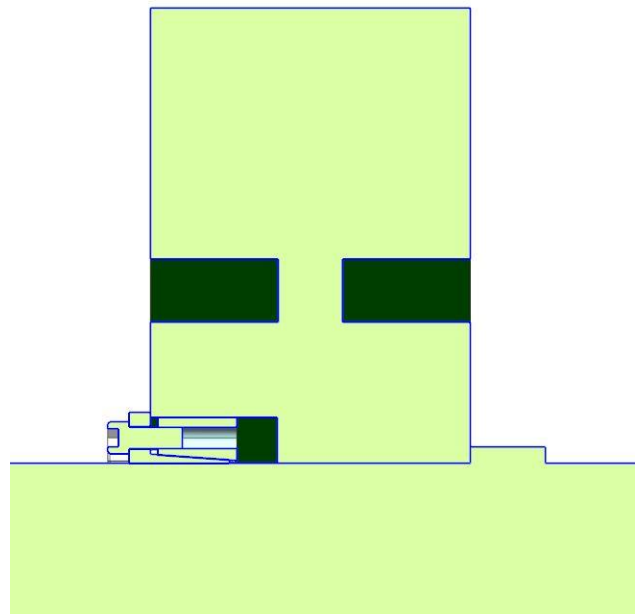
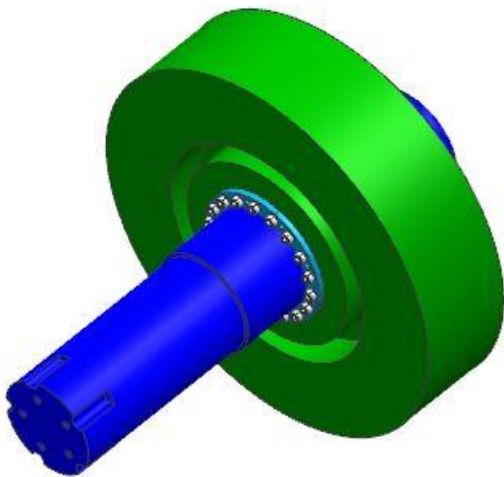
Byl vybrán rozpěrný kroužek typu RLK 133 TC od společnosti Ringspann viz obr.30.

Výrobce udává, že maximální možná přenosná hodnota točivého momentu je 210 500 N*m.

$$143\,565 \leq 210\,500 \rightarrow \text{vyhovuje}$$



Obr. 30 - RLK 133 TC rozpěrný kroužek



Obr. 31 - Vlevo 3D pohled na spojení; Vpravo řez spojením

Kde:

M_t ...Přenášený točivý moment

$M_{\text{kroužku}}$...Potřebný přenášený točivý moment

4.6.7. Spojení pastorku s předlohou hřídelí motoru

K tomuto spojení bylo využito spárových kolíků viz obr. 32.

Spojovací kolík je válcová nebo kuželová součástka určená ke spojení dílů konstrukce, které se dotýkají v určité ploše zejména ve strojnictví a stavebnictví.²⁷

Kolíky jsou určeny k přenosu sil kolmých na jejich osu, přičemž jsou ve všech spojovaných dílech lícovány těsně až pevně. Pokud má některý spojovaný díl zůstat otočný, pak pro takový spoj použijeme spojovací čep.²⁸

Návrh a pevnostní kontrola:

$P = 7517 \text{ kW}$ Přenášený výkon

$\omega_1 = 78,54 \text{ 1/s}$ Úhlová rychlost předlohou hřídele

$d_{k1} = 45 \text{ mm}$ Průměr kolíku

$d_{ph1} = 300 \text{ mm}$ Průměr konce předlohou hřídele motoru

$n_1 = 5$ Počet kolíků

Materiál ocel 11 423

$\tau_D = 70 \text{ MPa}$ Dovolené smykové napětí

$p_D = 120 \text{ MPa}$ Dovolžený tlak

$$F_1 = \frac{M_t}{\frac{d_{ph1}}{2}} = \frac{\frac{P}{\omega_1}}{\frac{d_{ph1}}{2}} = \frac{\frac{7517000}{78,54}}{\frac{0,3}{2}} = 638,06 \text{ kN}$$

$$L_{k1} = \frac{F_1}{d_{k1} \cdot \tau_D \cdot n_1} = \frac{638060}{45 \cdot 70 \cdot 5} = 81,02 \text{ mm} \rightarrow \text{s ohledem na otláčení volím } 130 \text{ mm}$$

²⁷ [www.wikipedia.org. https://cs.wikipedia.org/wiki/Spojovac%C3%AD_kol%C3%ADk](https://cs.wikipedia.org/wiki/Spojovac%C3%AD_kol%C3%ADk) (accessed May 13, 2021).

²⁸ [www.wikipedia.org. https://cs.wikipedia.org/wiki/Spojovac%C3%AD_kol%C3%ADk](https://cs.wikipedia.org/wiki/Spojovac%C3%AD_kol%C3%ADk) (accessed May 13, 2021).

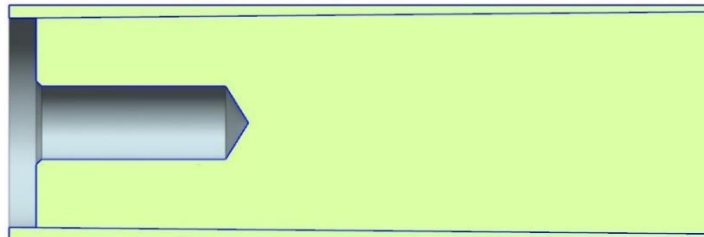
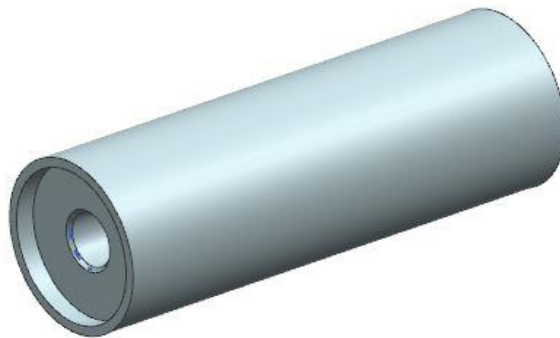
$$p = \frac{F_1}{d_{k1} \cdot L_{k1}} = \frac{638060}{45 \cdot 130} = 109,07 \text{ MPa} \leq 120 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

F_1 ...obvodová síla

L_{k1} ...délka kolíku

p ...tlak



Obr. 32 - Pohled na 3D model a řez kolíkem

4.6.8. Spojení ozubeného kola s původní předlohou hřídelí

Výpočet bude typicky stejný jako v předešlé, s tím rozdílem, že bude dimenzován na vyšší výkon, ten je zvýšen o hodnotu energie ozubeného kola, která je během krátkého časového okamžiku předána do předlohouvé hřídele a následně přes finální ozubený převod do procesu samotného tváření.

Návrh a pevnostní kontrola:

$P = 12\,530 \text{ kW}$

Přenášený výkon

$\omega_2 = 28,41$ 1/s Úhlová rychlost předlohové hřídele původní

$d_{k2} = 60$ mm Průměr kolíku

$d_{ph2} = 350$ mm Průměr konce předlohové hřídele původní

$n_2 = 10$ Počet kolíků

Materiál ocel 11 423

$\tau_D = 70$ MPa Dovolené smykové napětí

$p_D = 120$ MPa Dovolенý tlak

$$F_2 = \frac{M_t}{\frac{d_{ph2}}{2}} = \frac{\frac{P}{\omega_2}}{\frac{d_{ph1}}{2}} = \frac{\frac{12530000}{28,41}}{\frac{0,35}{2}} = 2519,58 \text{ kN}$$

$$L_{k2} = \frac{F_2}{d_{k2} \cdot \tau_D \cdot n_2} = \frac{2519580}{60 \cdot 70 \cdot 10} = 119,98 \text{ mm}$$

→ s ohledem na otláčení volím 345 mm

$$p = \frac{F_2}{d_{k2} \cdot L_{k2}} = \frac{2519580}{45 \cdot 345} = 119,72 \text{ MPa} \leq 120 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:

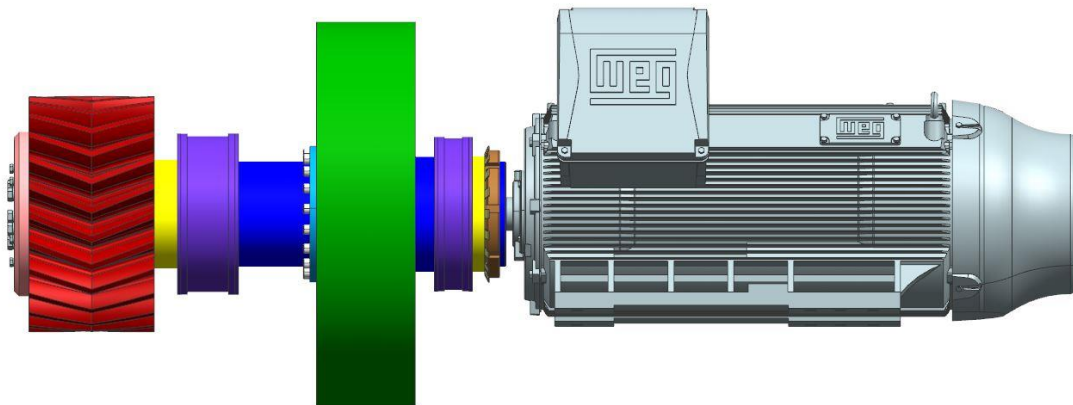
F_1 ...obvodová síla

L_{k1} ...délka kolíku

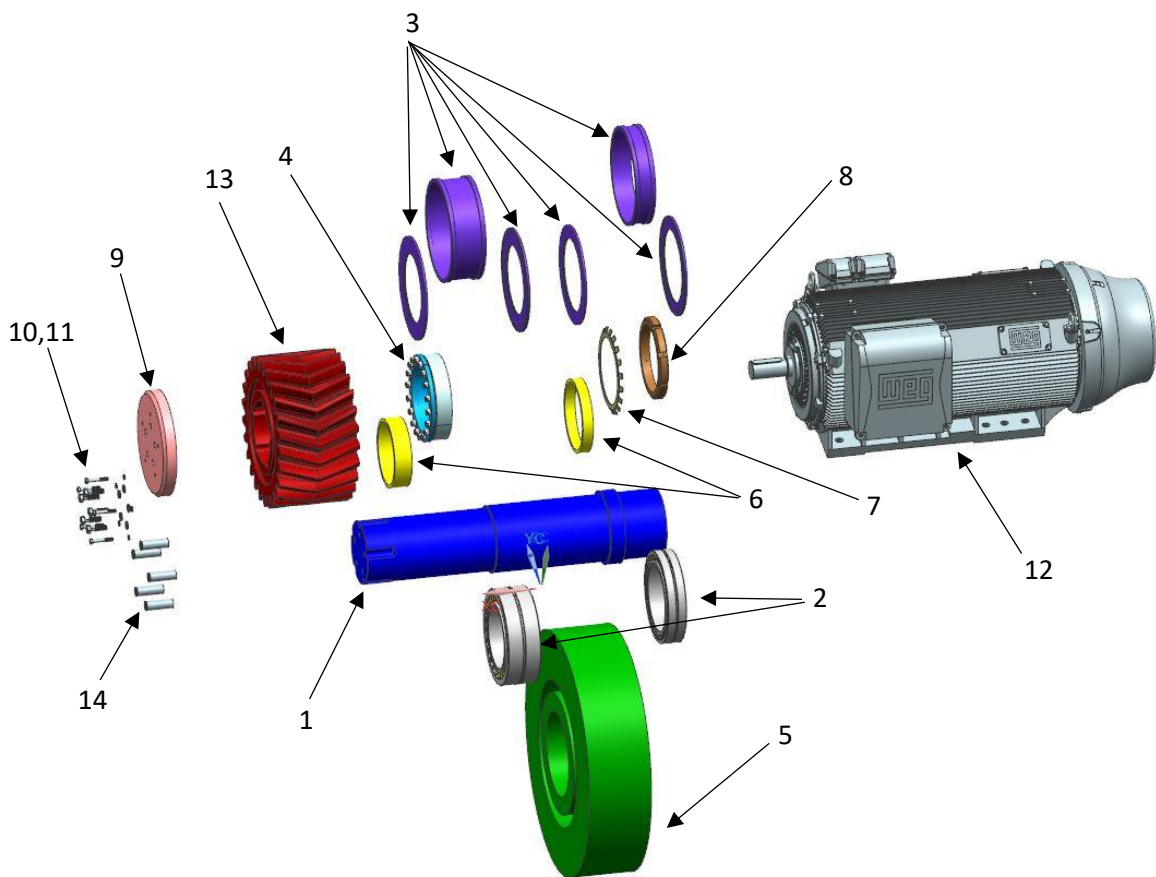
p ...tlak

4.6.9. Konstrukce sestavy předlohové hřídele

Sestava nové předlohové hřídele se skládá z předlohové hřídele (1), dvou soudečkových ložisek (2), externího těsnění (3), rozpěrného kroužku (4), setrvačnicku (5), distančních kroužků (6), pojistné podložky MB (7), pojistné matice KM (8), příložky (9), pružných podložek M16 a M24 (10), šroubů s šestihrannou hlavou M24 a M16 (11) a motoru 160 kW (12), pastorku (13), kolíků (14). Detailnější popis jednotlivých částí viz příloha 4 (výkres a kusovník sestavy).



Obr. 33 - pohled na sestavu z boku



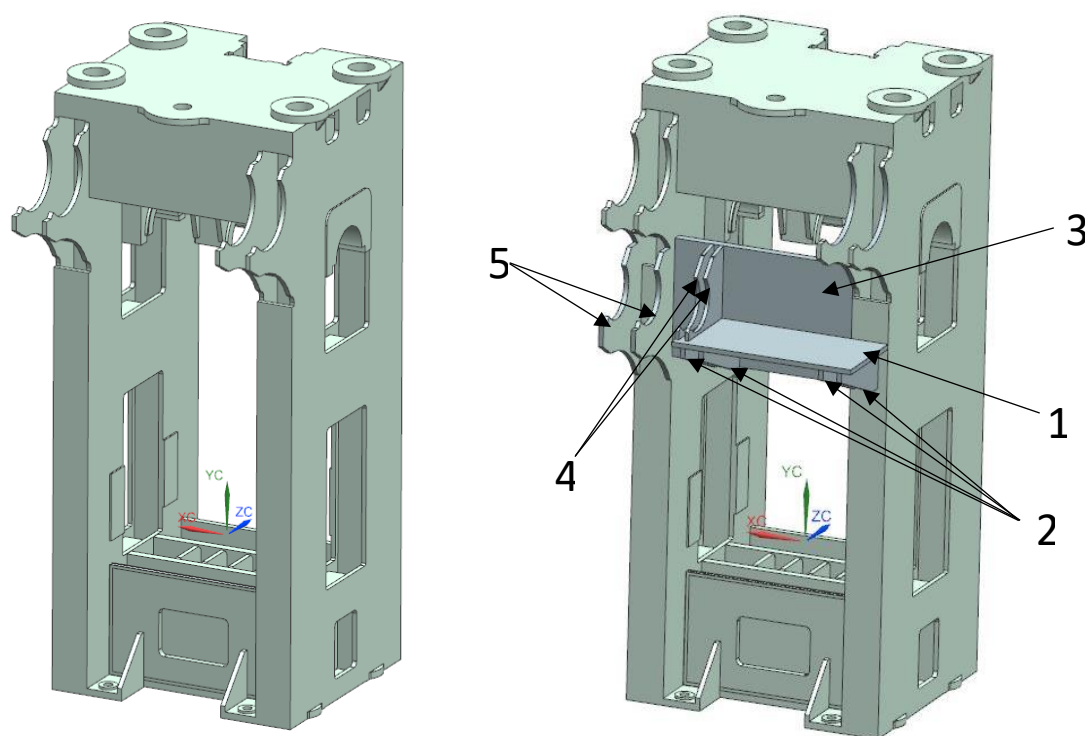
Obr. 34 - rozstřel sestavy

4.6.10. Modifikace stojanu lisu

Přítomnost nové předlokové hřídele si vyžádala modifikaci stávajícího rámu. Důvodem bylo vytvoření vhodného uložení hřídele.

Stávající pohyblivá traverza byla nahrazena pevnou (1), která je se stojanem svařena a ze spodu vyztužena čtyřmi žebry (2). Dále bylo vytvořeno nové příčné žebro (3), ke kterému jsou přivařeny packy uložení ložiska (4), ty jsou svařeny ze spodu s pevnou traverzou.

Z původní levé stojiny (z pohledu ze zadní strany) byly vytaženy dvě packy (5), které slouží jako uložení menšího z ložisek předlokové hřídele.



Obr. 35 - vlevo původní stojan; vpravo modifikovaný stojan

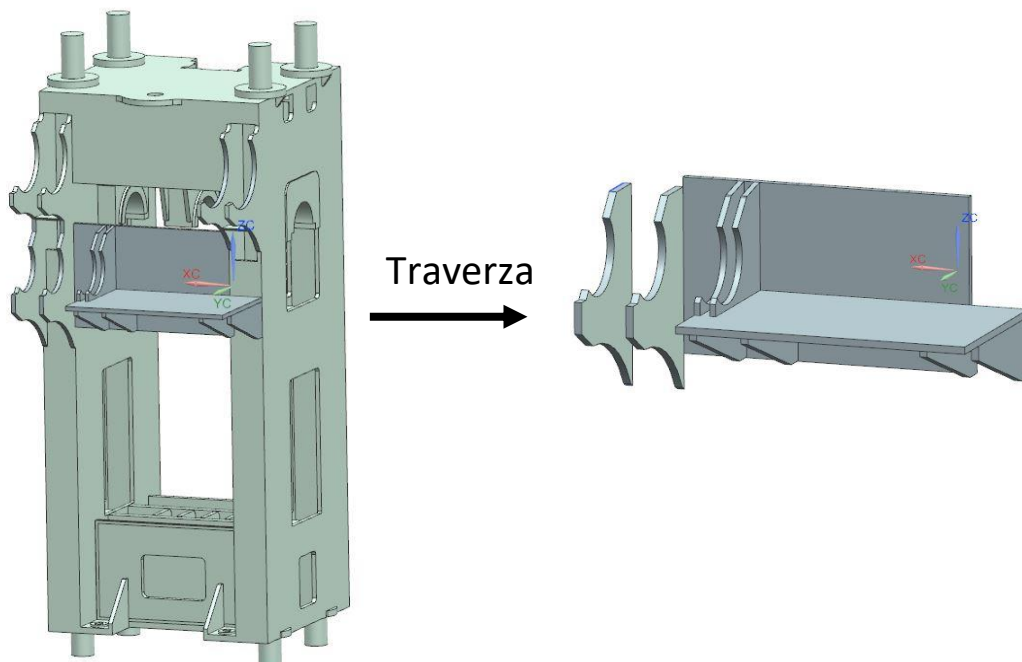
4.6.11. Analýza hmotnosti po modifikacích

V kapitole 4.6.3 bylo stanoveno, že varianta B ušetří 4693,7 kg. S ohledem na modifikaci rámu a přidání předlokové hřídele motoru toto číslo není konečné. Je zapotřebí tyto změny v konečné hmotnostní analýze zohlednit.

Pro výpočet byly nové prvky jako např. ložiska, pojistné matice, distanční kroužky apod. zanedbány. Dílčí hmotnosti byly vytaženy z CAD systému NX.

Tabulka 6 - Hmotnost přidaných prvků

Prvky	Hmotnost [kg]
Pastorek	790
Předlohová hřídel motoru	865
Traverza	2820
Celkem	4475



Obr. 36 - detail pevné traverzy

Prvky společně celkovou hmotnost zvedají o $m_{np} = 4075$ kg.

$$\Delta m_2 = \Delta m_1 - m_{np} = 4693,7 - 4475 = 218,7 \text{ kg} \approx 219 \text{ kg}$$

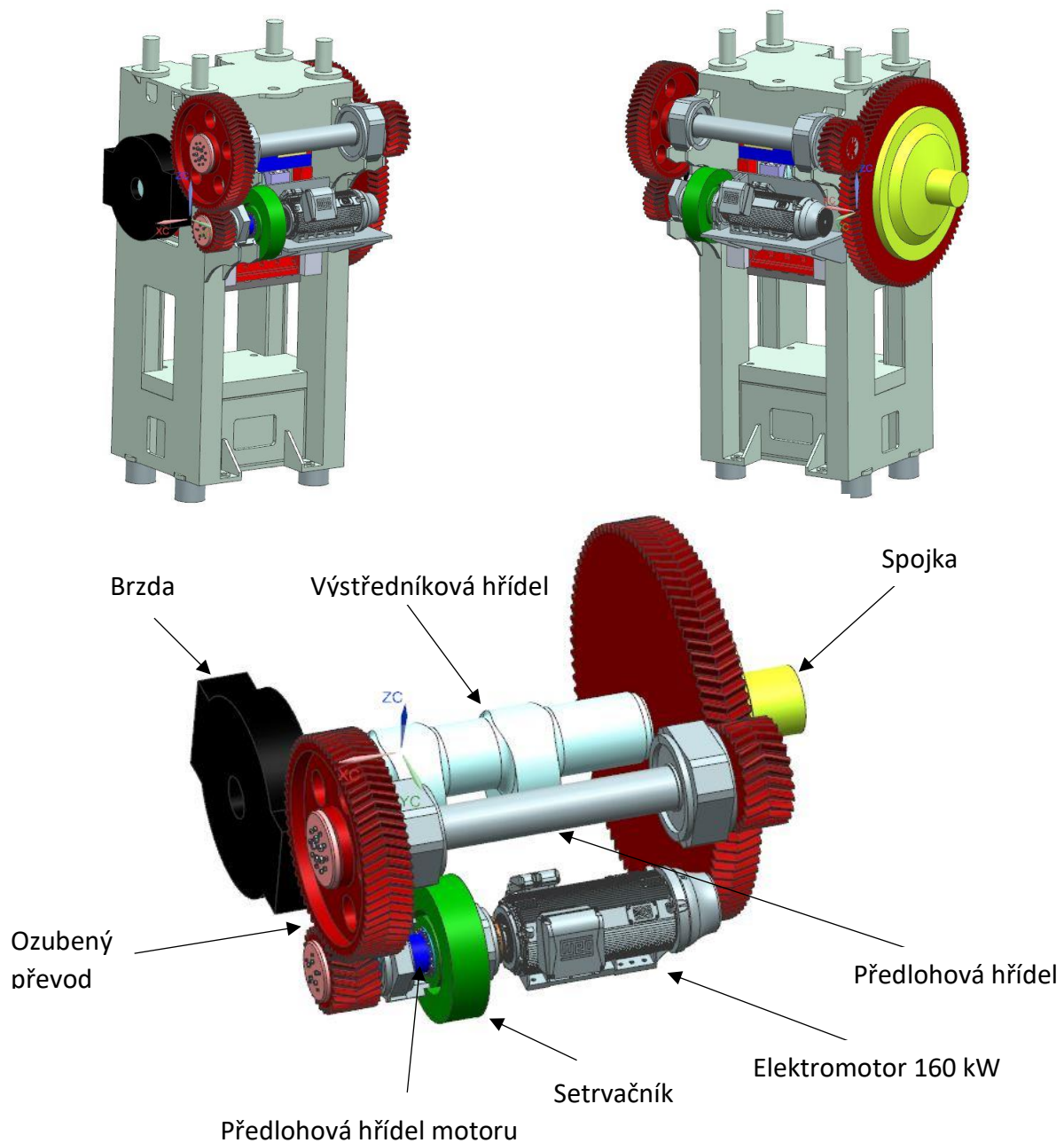
K ušetřené hmotnosti je dále nutné přičíst hmotnost původní pohyblivé traverzy $m_t = 1273$ kg.

$$\Delta m_{celkem} = \Delta m_2 + m_t = 219 + 1273 = \mathbf{1\ 492\ kg}$$

4.6.12. Konstrukční řešení varianty B

Při tvorbě 3D modelu této varianty byly brány v úvahu nutné konstrukční úpravy. Konstrukce byla doplněna o předlohovou hřídel motoru. Přítomnost této nové hřídele si vyžádala konstrukční zásah do původního stojanu z důvodu jejího vhodného uložení. Právě úprava stojanu negativně ovlivňuje snahu o redukci hmotnosti. Pastorek nového ozubeného

převodu je spojen s předlohou hřídel pomocí šroubů se šestihřannou hlavou. Přenos kroutícího momentu je zabezpečen za pomoci spárových kolíků. Dále jsou zde přítomny další prvky jako soudečková ložiska, distanční kroužek, víka, těsnění, pojistná MB podložka s KM maticí viz kapitola 4.6.9.

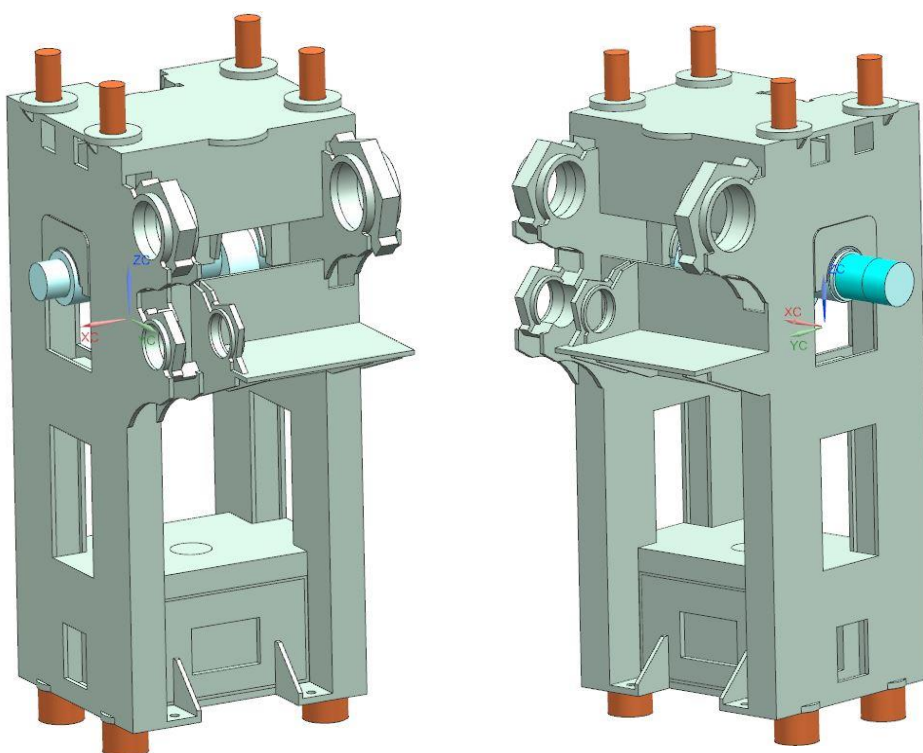


Obr. 37 - model varianty B

5 Pevnostní kontrola stojanu lisu

Se změnou pohonu lisu se současně mění i silové poměry, které působí na stojan lisu. Vzhledem k tomu je vhodné pevnostně zkontrolovat stojan lisu pomocí MKP analýzy.

Pro získání kvalitních výsledků z MKP analýzy je nutné zohlednit velké množství faktorů. Například dostatečně jemná síť, správně nadefinované okrajové podmínky atd. Zároveň musí být přihlédnuto k délce výpočtu, ten lze ovlivnit velikostí elementů v síti a celkově zjednodušením konstrukce.



Numerická simulace byla provedena v prostředí NX Siemens.

5.1 Zjednodušení modelu

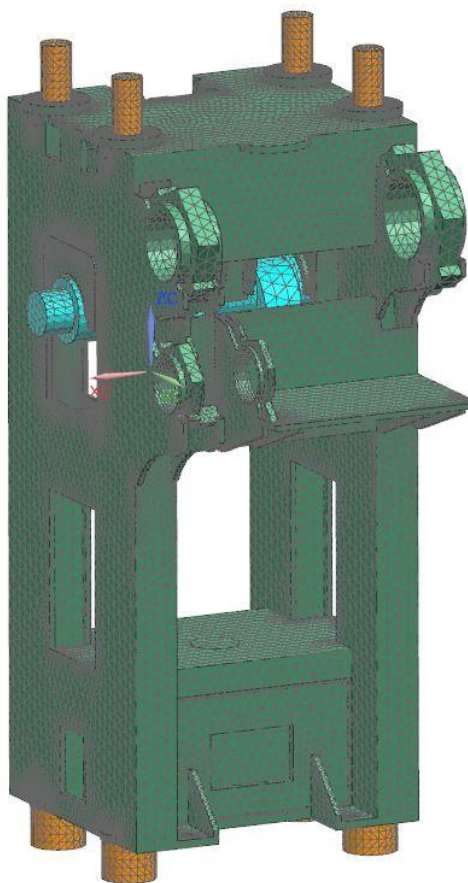
Nejprve bylo nutné zjednodušit počáteční úplný model, protože část, která nás nejvíce zajímá je právě stojan. Zjednodušení bylo dosaženo odstraněním nepotřebných částí (předloňová hřídel, ozubená kola atd.). Tím byla ušetřena podstatná část výpočtového času.

Dalšího zjednodušení bylo dosaženo odstraněním malých rádiusů a sražení. Takto zjednodušený model viz obr.37 je připravený k definování sítě a okrajových podmínek pro výpočet.

Obr. 38 - Zjednodušený model

5.2 Síťový model

Samotný síťový model byl tvořen za pomoci 3D sítí a to konkrétně pomocí prvků 3D tetrahedra 10 a pomocných 1D elementů. V sestavě jsou definovány dva materiály pro 3D síť a to ocel a bronz. Bronz pro kluzná ložiska zbytku sestavy je definována ocel. V místech kontaktu bylo provedeno zjemnění sítě.

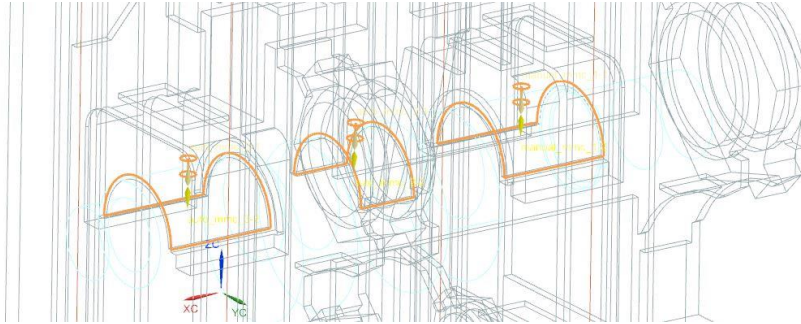


Obr. 39 - Síťový model

Tabulka 7 - Mechanické vlastnosti definovaného materiálu

	Modul pružnosti pružnosti E [MPa]	Poissonova konstanta [-]
Ocel	206 940	0,288
Bronz	103 400	0,34

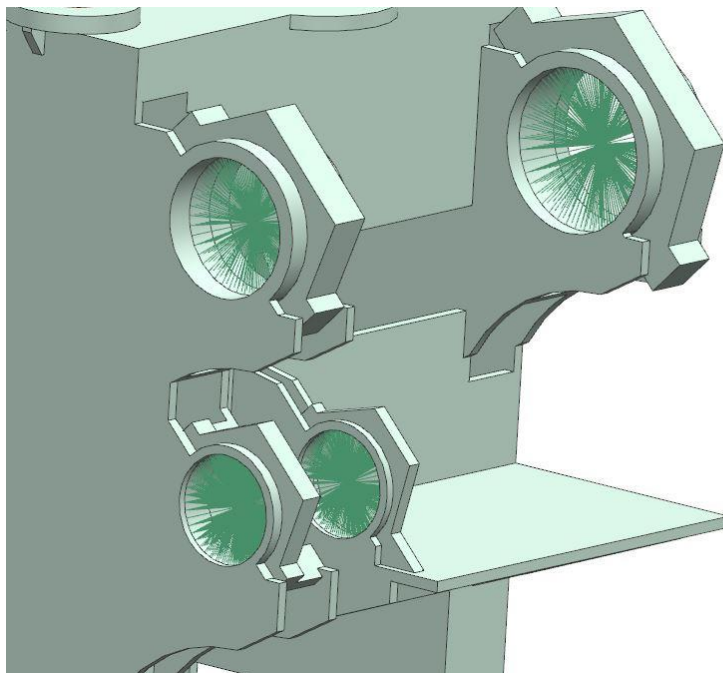
Pro spojení sítí kluzných ložisek se stojanem bylo využito funkce Mesh Mating a to typu node na node.



Obr. 40 - Spojení sítí pomocí Mesh Mating

5.3 Ložiska

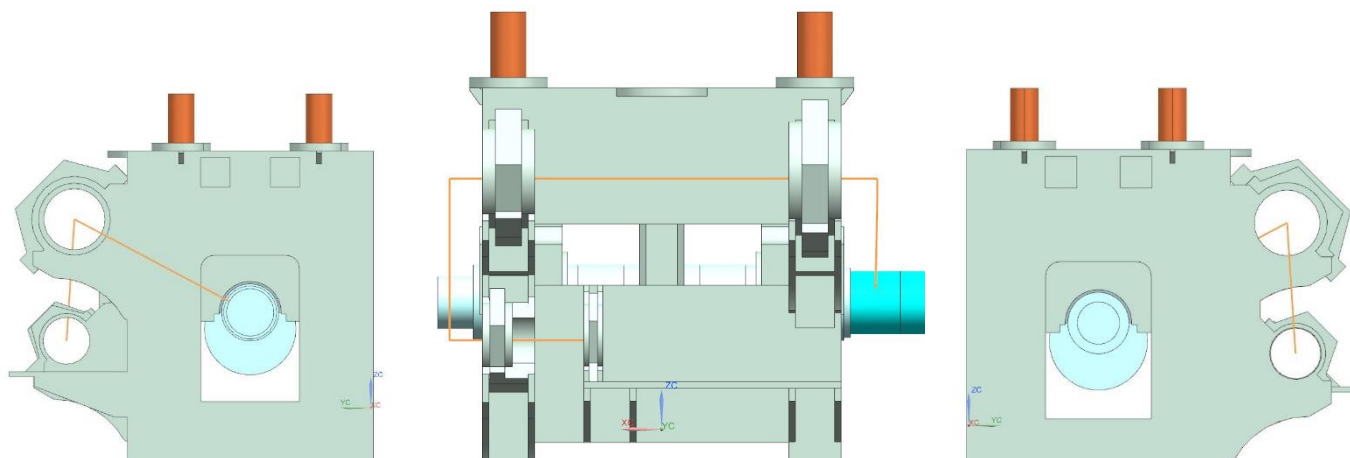
Ložiska byla nahrazena 1D rigidovými růžicemi typu RBE2 pro každé ložisko. Plocha ložiskových domků je nařiznuta v oblasti umístění ložiska.



Obr. 41 - Náhrada ložisek

5.4 Hřídele a ozubená kola

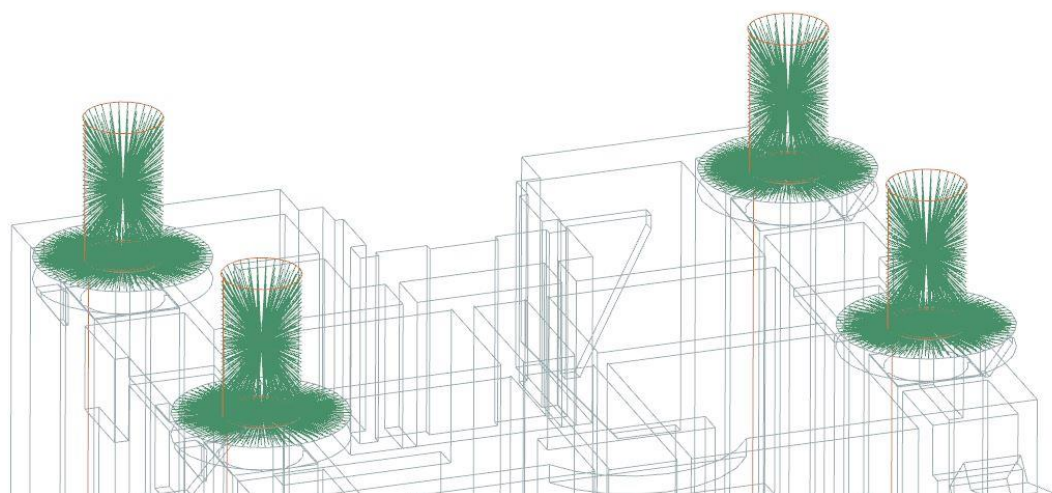
Hřídele a ozubená kola byla nahrazena 1D rigidovými prvky RBE2. V místě styku ozubených kol se setkávají konce 1D rigidových prvků. Jejich konce mají každý svůj koncový bod, který bude sloužit k definování zatížení. Velikost vzdálenosti koncových bodů je zanedbatelná.



Obr. 42 - Náhrada hřídelů a ozubených kol

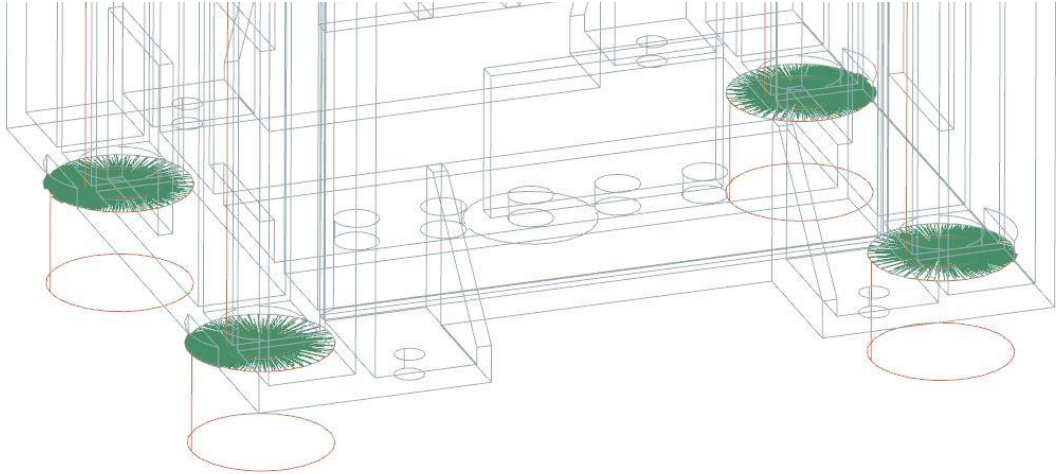
5.5 Kotvy

V horní části kotev je byly vytvořeny dvě rigidové růžice typu RBE2. První z nich reprezentuje horní část kotvy v oblasti od podložky nahoru a druhá plochu podložky viz obr.43. Důvodem vytvoření těchto prvků byly následné definice okrajových podmínek.



Obr. 43 - Růžice v horní části kotev

Ve spodní části kotev byly vytvořeny také dvě rigidované růžice typu RBE2 na každé kotvě. Jedna reprezentuje plochu podložky a druhá plochu matice, která dosedá na podložku. Tyto prvky byly vytvořeny z důvodu budoucí definice okrajových podmínek.

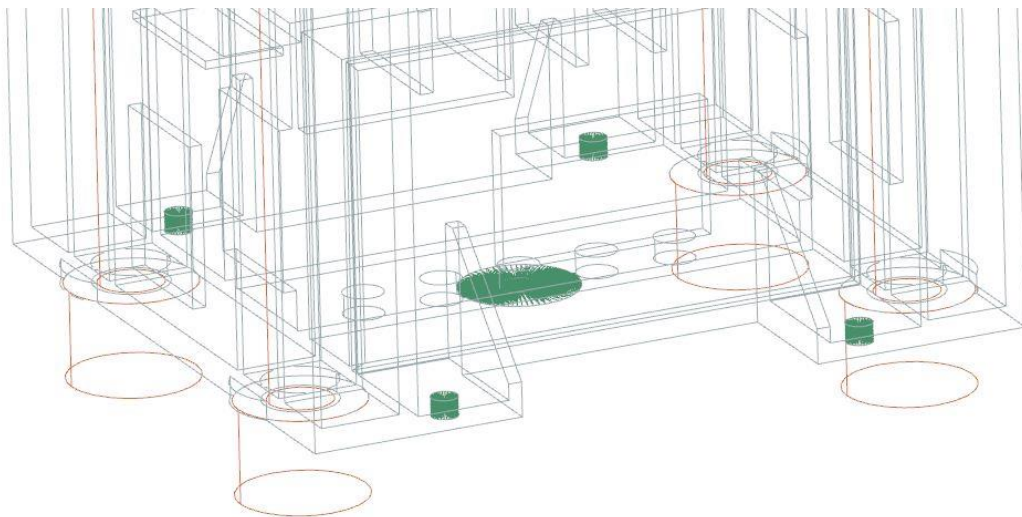


Obr. 44 - Růžice v dolní části kotev

5.6 Spodní příčka

Na spodní příčce byli vytvořeny rigidované růžice (RBE2) v otvorech pro kotevní šrouby. Spodní plocha byla naříznuta a na dané vyříznuté ploše byla vytvořena taktěž rigidovaná růžice (RBE2).

Tyto prvky byly vytvořeny z důvodu budoucí definice okrajových podmínek.



Obr. 45 - Růžice na spodní příčce

5.7 Okrajové podmínky simulace

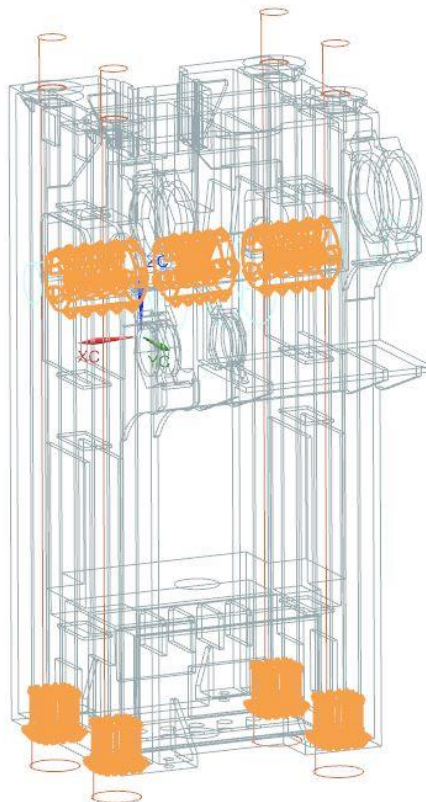
Kontaktní úloha

Kontakt byl definován mezi tělesy, která se ve skutečnosti dotýkají a nejsou spojena pomocí funkce Mesh Mating.

Definování kontaktů mezi:

- Výstředníková hřídel – Stojan
 - Koeficient tření – $f = 0,1$

- Kotvy – Stojan
 - Koeficient tření – $f = 0,2$
 - Offset – 7,95 mm => vyvolá předepnutí o síle 34 376 kN. Požadované předepnutí je 35 000 kN. Rozdíl mezi hodnotami je menší než 2 %, lze tedy konstatovat, že vyvolané předepnutí je vyhovující.

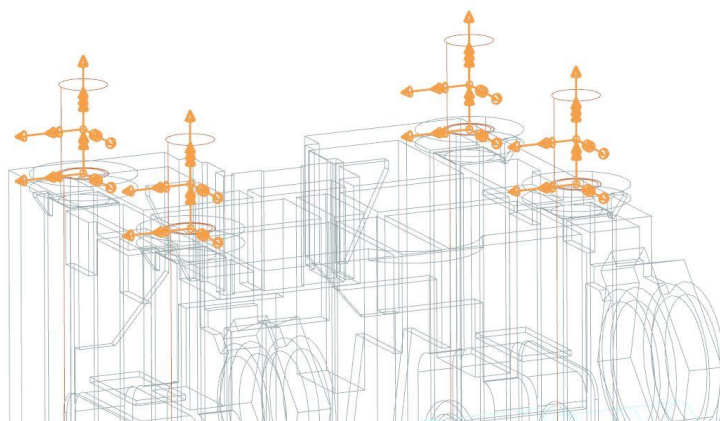
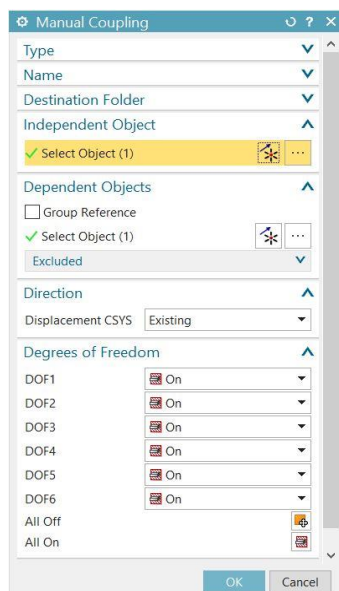


Obr. 46 – Kontakty

Ukotvení v prostoru

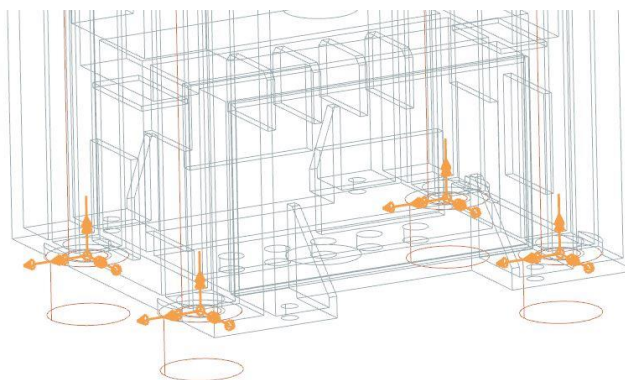
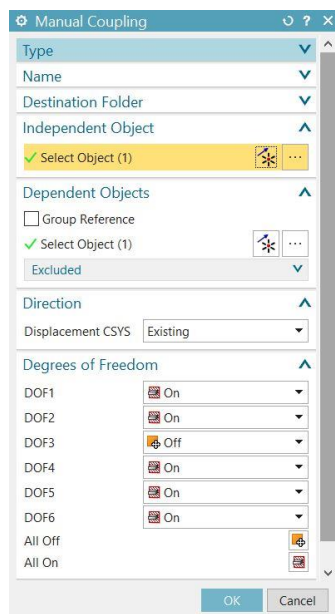
Simulovaná sestava je v prostoru zajištěna pomocí zákazů posuvů a natočení.

- Kotvy HČ – Zde jsou růžice (viz obr. 43) spojeny pomocí funkce Manual Coupling, kde je zakázán posuv a rotace ve všech směrech



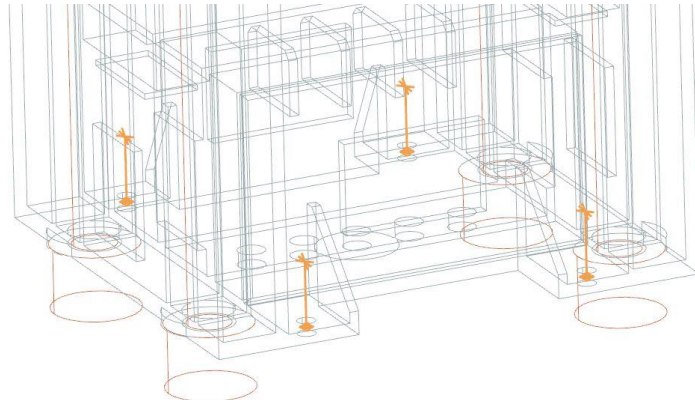
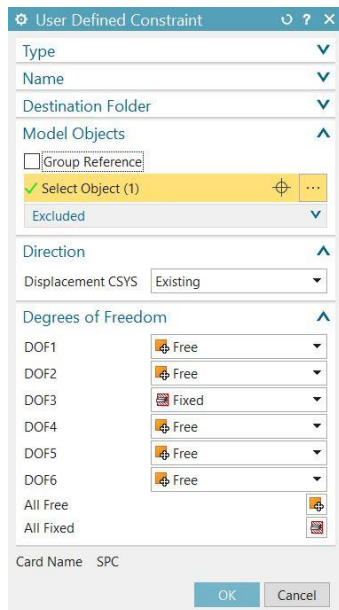
Obr. 47 - Manual coupling

- Kotvy DČ – zde jsou růžice (viz obr. 44) spojeny pomocí funkce Manual coupling, kde jsou zakázány všechny posuvy ve směrech x a y (posuv v směru z je povolen). Dále jsou pak zakázány také všechny rotace.



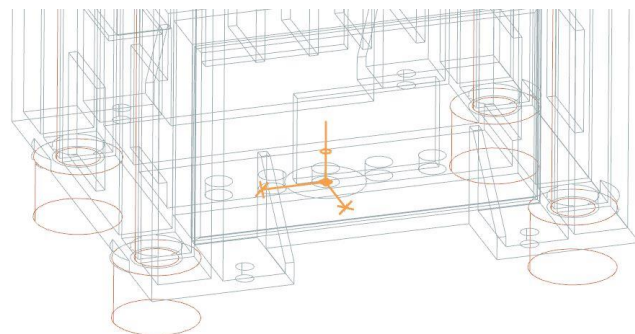
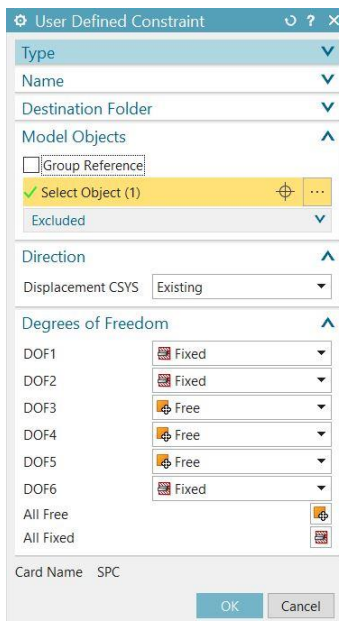
Obr. 48 - Manual coupling

- Stojan – středům růžic, které reprezentují kotevní šrouby (viz obr. 45) byl pomocí funkce user define constrain zakázán posuv ve směru z.



Obr. 50 - Posuv ve směru Z

Středů růžice na naříznuté ploše (viz obr. 45) byly zakázány posuvy ve směru x a y, a také zakázána rotace kolem z.



Obr. 49 - Posuv ve směru X a Y, rotace kolem Z

Silová zatížení

Výpočet je proveden pro dva zátěžné stavy.

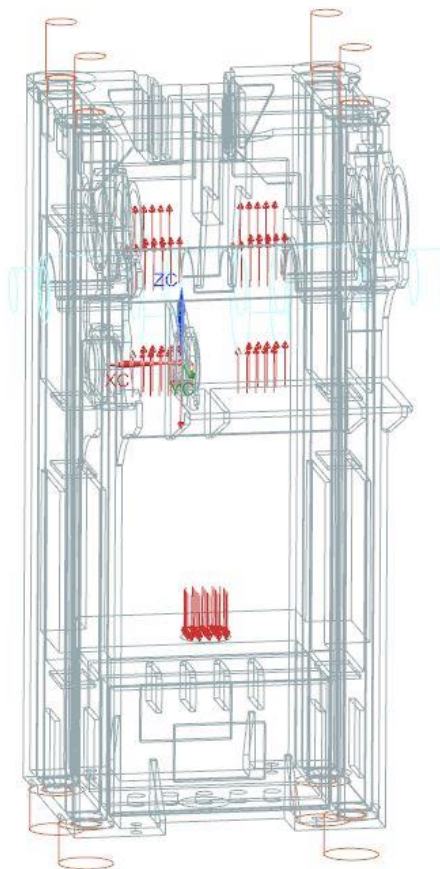
Prvním zátěžným stavem je stav, kdy je uplatněno předepnutí, gravitace a pracovní síla lisu 25 000 kN. Jedná se tedy o stav, ve kterém není zahrnuto silové zatížení od pohonu.

Druhý zátěžný stav je oproti předchozímu doplněn a zatížení od pohonu.

1. Zátěžný stav

Tabulka 8 - První zátěžný stav

Zatížení	Hodnota [kN]
Síla lisu	25 000
Gravitace	-



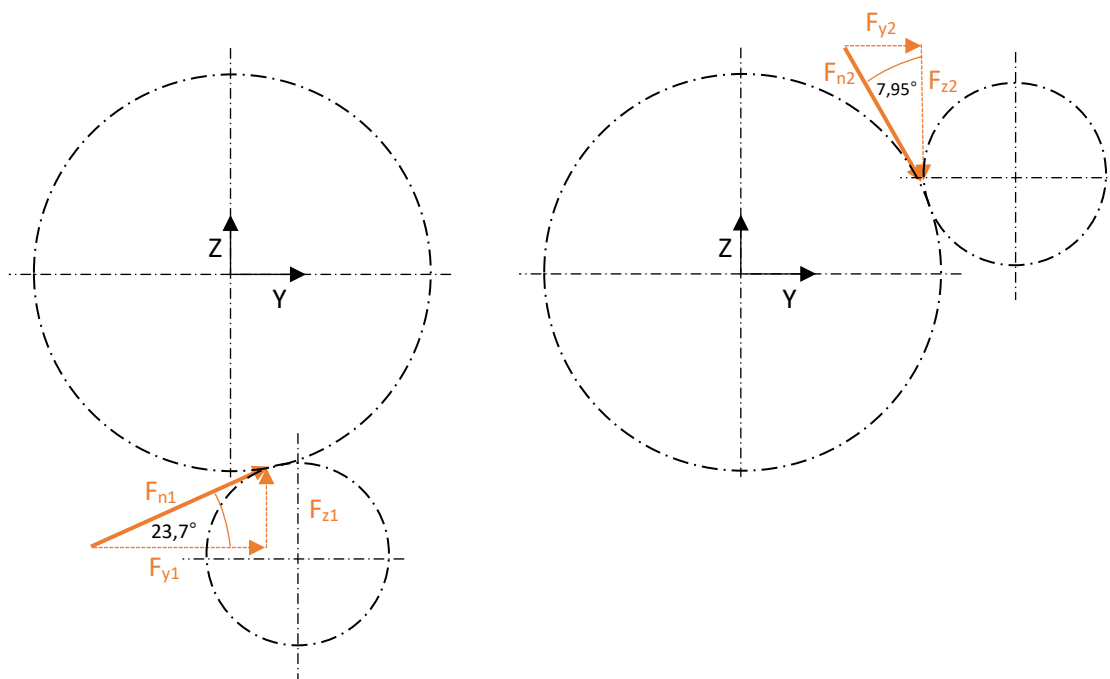
Obr. 51 - První zátěžný stav

2. Zátěžný stav

Oproti předchozímu zátěžnému stavu se zde uplatní akční silové účinky pohonu tzn. síly od ozubených převodů viz příloha č.6.

- První ozubený převod – Normální síla 325 925 N
- Druhý ozubený převod – Normální síla 1 468 642 N

Normální síly byly rozloženy na složky působící ve směrech Z a Y viz obr.52.

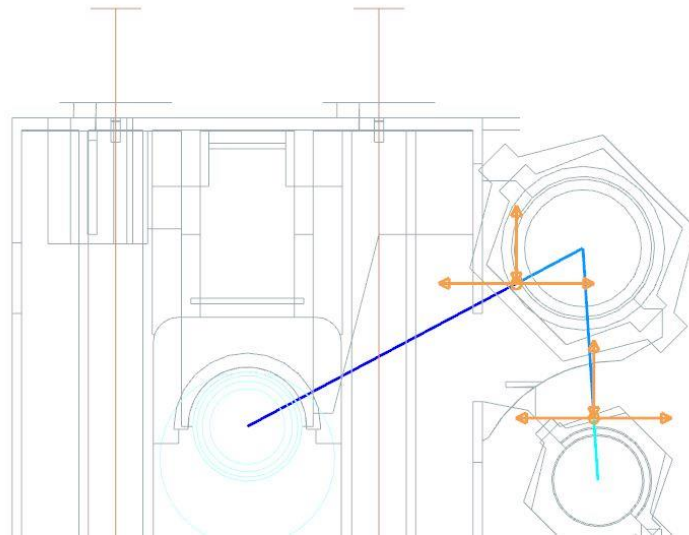


Obr. 52 - Vlevo rozložení sil na novém ozubení; vpravo rozložení sil na původním ozubení

Tabulka 9 - složky sil od ozubení

Síla	Hodnota [kN]
F_{y1}	298
F_{z1}	131
F_{y2}	203
F_{z2}	1 455

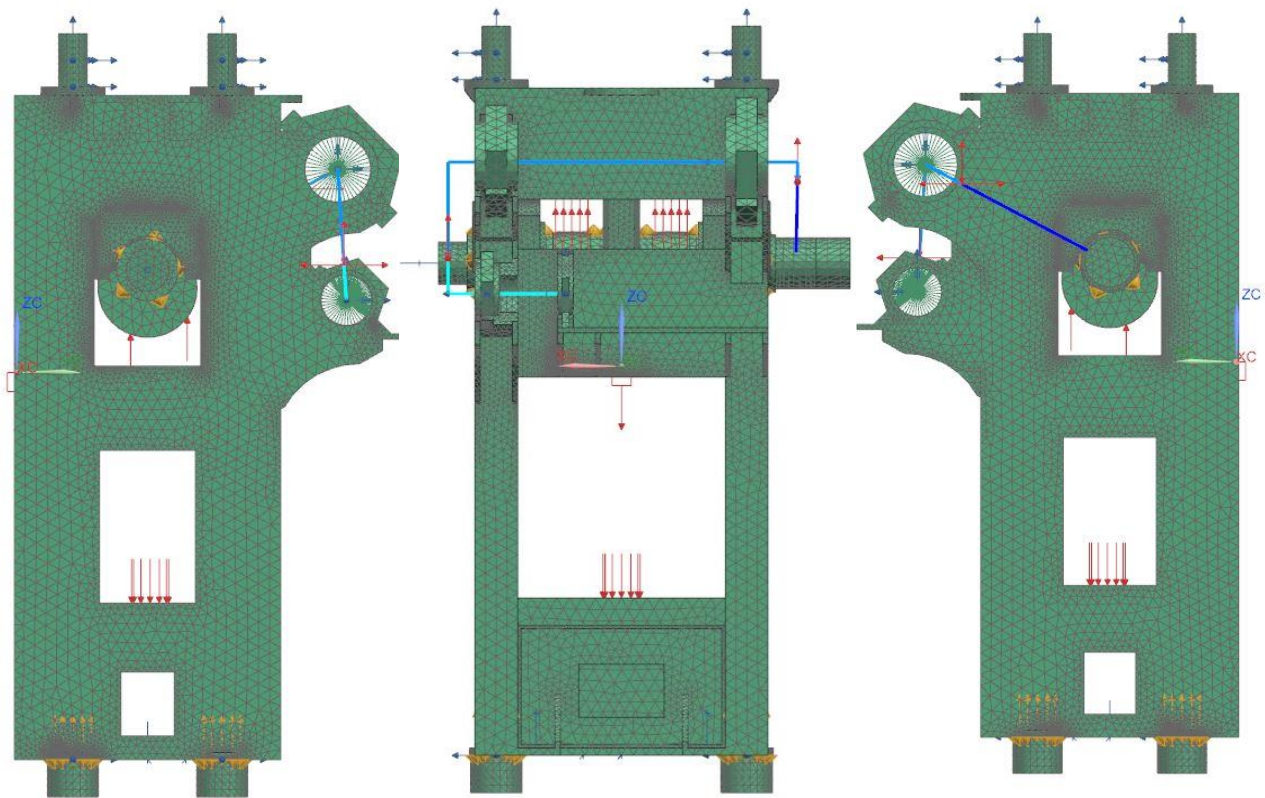
Hodnoty sil z tabulky (9) byly aplikovány do konečných bodů náhrad ozubení viz. obr.53.



Obr. 53 - definování sil od pohonu

5.8 Kompletní výpočtový model

Model připravený k výpočtu byl zjednodušen a spojen v jeden celek, vyjma kotev a výstředníkové hřídele. Následně došlo k diskretizaci na konečný počet elementů, a to 3D tetrahedral 10 elementů. Byli vytvořeny pomocné rigidové prvky jako náhrada ložisek, hřídelů a ozubených kol, jejichž body slouží k definování zatížení nebo ukotvení v prostoru. Dále byli na modelu definovány dva kontakty. První mezi výstředníkovou hřídelí a kluznými bronzovými ložisky, které jsou na pevno spojeny se stojanem pomocí funkce Mesh Mating. Druhý mezi kotvami a podložkou, kde je zadefinován offset, který vyvolá potřebné předepnutí stojanu. Na závěr byli aplikovány všechny silové účinky, které na stojan působí a celá sestava byla potřebně ukotvena v prostoru. (viz předchozí kapitoly)



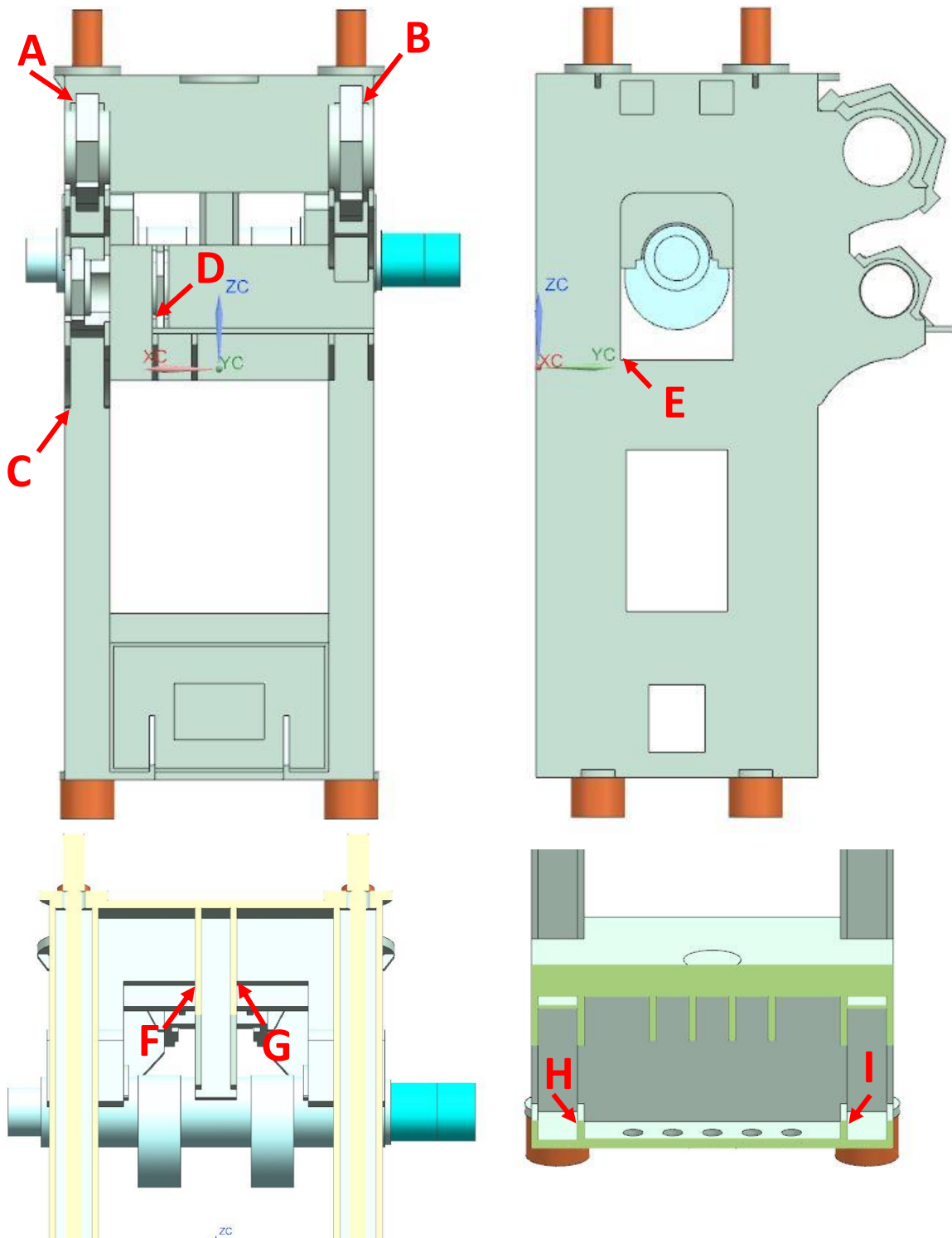
Obr. 54 - Kompletní výpočtový model

5.9 Výsledky

Ve výsledcích bude zhodnocen napěťový stav stojanu, a to tak, že bude porovnán první zátěžný stav s druhým zátěžným stavem. Porovnáním bude zjištěn vliv sil od pohonu.

Výsledky budou odečteny v místech dle obr.55. Jedná se o uložení ložisek, stojiny a vnitřní žebra horní a spodní příčky.

Materiál stojanu je ocel S355 s mezí kluzu $R_e = 355$ MPa.



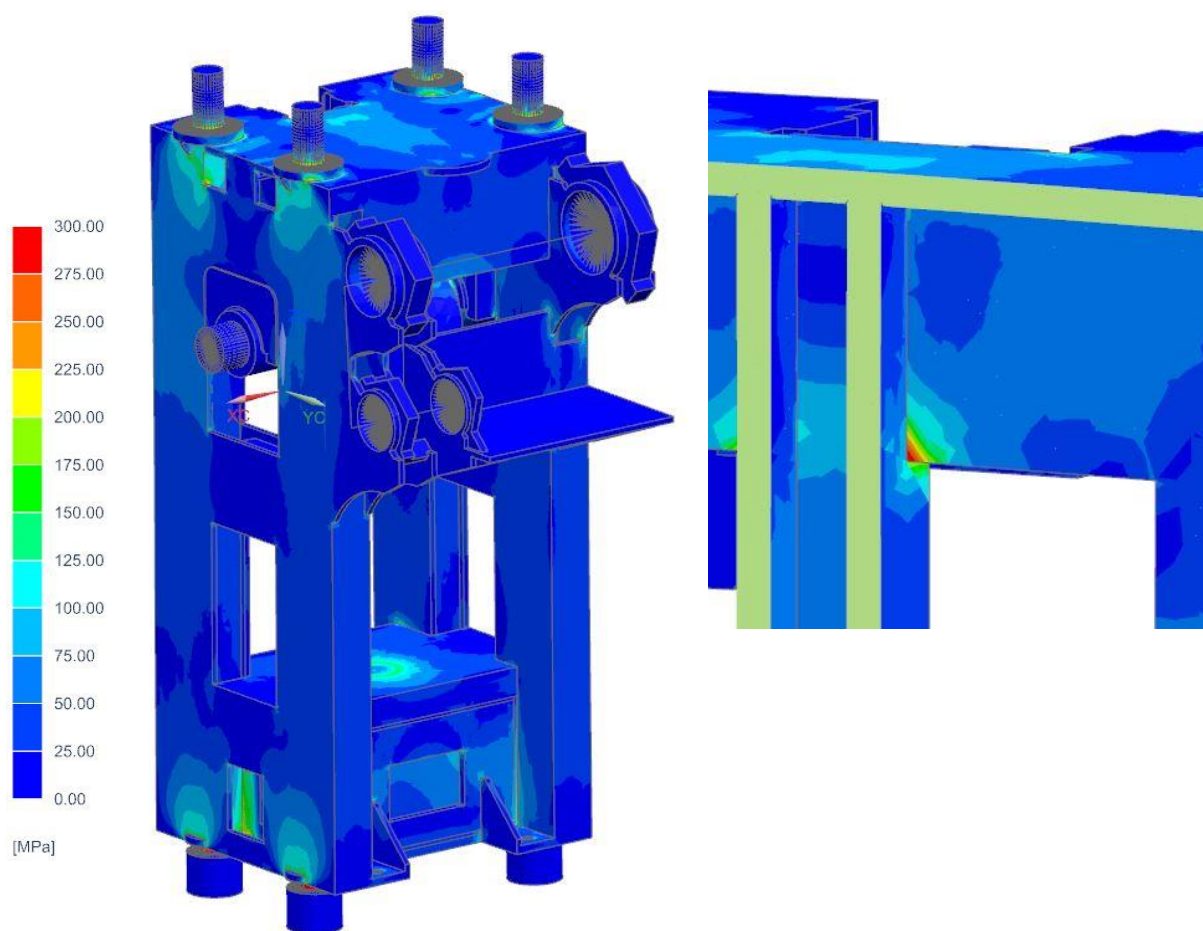
Obr. 55 - Odečítání výsledků – místa

5.9.1. První zátěžný stav

Byli zjištěny výsledky viz tabulka č.10. Nejvyšší hodnota byla naměřena v bodě G tzn. na hraně vnitřního příčného žebra. Jedná se o hodnotu 293 MPa. S ohledem na mez kluzu můžeme konstatovat, že se nejedná o problémové místo.

Tabulka 10 - Výsledky - 1. zátěžný stav

Místo	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Napětí [MPa]	143	156	127	14	177	264	293	252	238



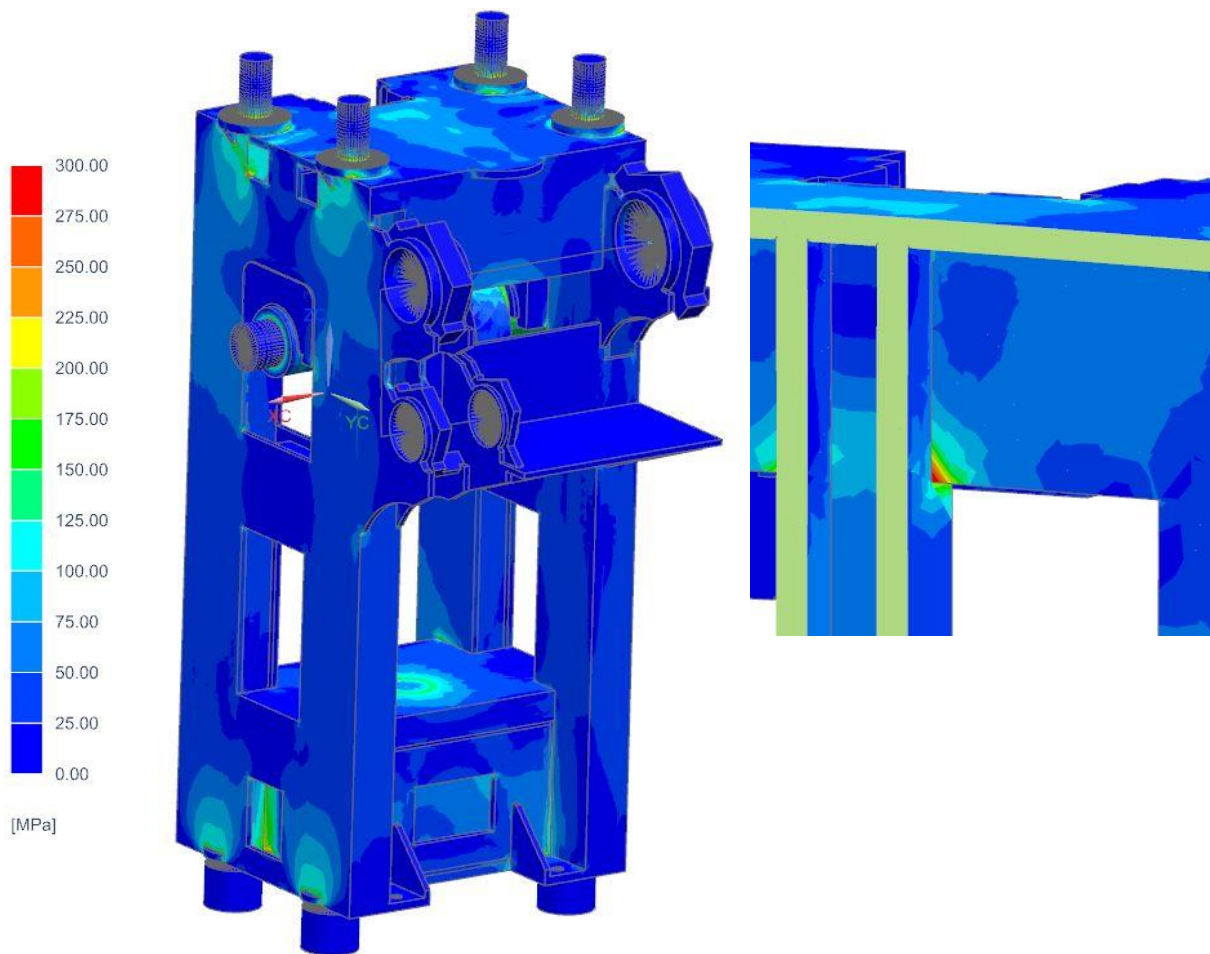
Obr. 56 - Výsledek - 1. zátěžný stav

5.9.2. Druhý zátěžný stav

Byli zjištěny výsledky viz tabulka č.10. Nejvyšší hodnota byla naměřena taktéž bodě G tzn. na hraně vnitřního příčného žebra. Jedná se o hodnotu 305 MPa. S ohledem na mez kluzu můžeme konstatovat, že se nejedná o problémové místo.

Tabulka 11 - Výsledky - 2. zátěžný stav

Místo	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Napětí [MPa]	151	190	137	16	183	275	305	265	249



Obr. 57 - Výsledek - 2. zátěžný stav

5.9.3. Porovnání výsledků

Pro porovnání výsledků byla vytvořena tabulka č.12, kde je procentuálně vyjádřen vliv sil od pohonu na jednotlivá místa stojanu lisu.

Tabulka 12 - Porovnání výsledků

Místo	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1.zátěžný stav [%]	100								
2.zátěžný stav [%]	106	122	108	114	103	104	104	105	105
Nárůst napětí [%]	+6	+22	+8	+14	+3	+4	+4	+5	+5

Největší vliv má pohon na uložení ložisek, a to konkrétně v místech B a D, kde je až 22 % nárůst. Napětí se v místě B zvýšilo o 34 MPa na hodnotu 190 MPa. Tuto hodnotu lze považovat za stále ještě bezpečnou. V místě D se napětí zvýšilo o 14 %, což odpovídá nové hodnotě 16 MPa. Ta je taktéž bezpečná.

Největší hodnota napětí dosahuje 305 MPa. Mez kluzu materiálu je 355 MPa.

Z výsledků je patrné, že silové účinky od pohonu nemají nijak zásadní vliv na napětí ve stojanu.

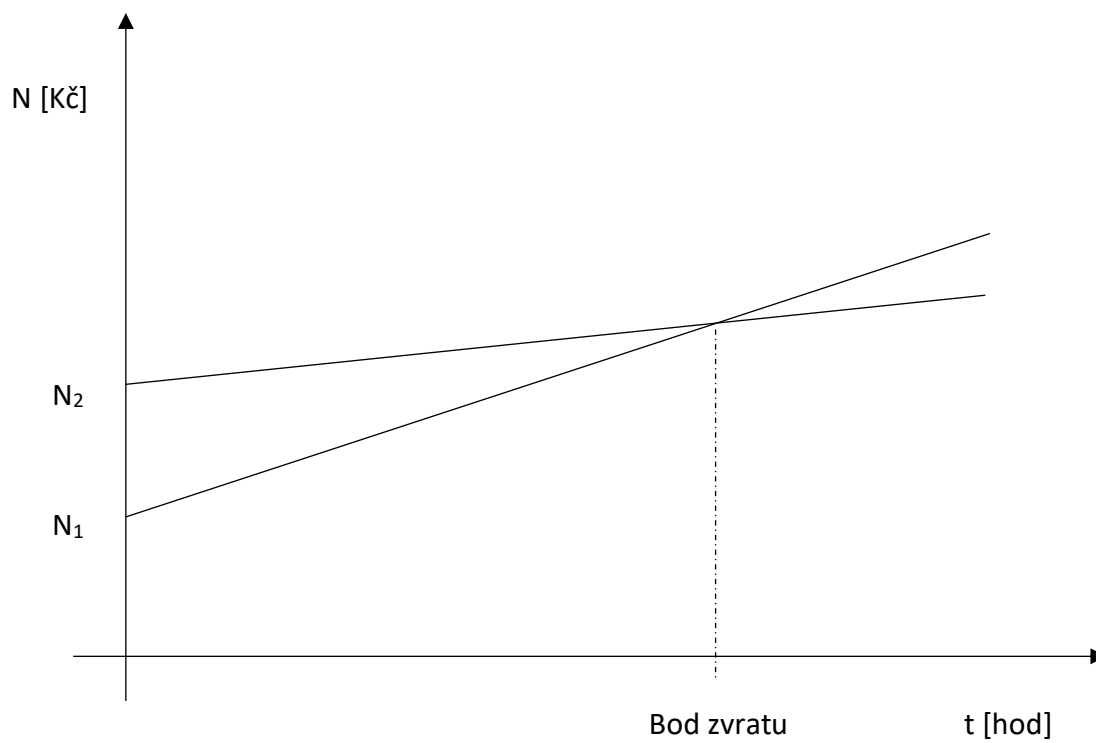
6 Ekonomické zhodnocení

Vlivem nutnosti modifikace rámu a přítomnosti nové předlohové hřídele jsou náklady na novou variantu vyšší o cca 12 % z původní ceny lisu. (viz tabulka č.13)

Ekonomické porovnání		
Původní řešení		Varianta B
Popis skupiny	Cena % ze stroje	Cena % ze stroje
Stojan	28 %	33 %
Beran	20 %	20 %
Spojka	17 %	17 %
Brzda	7 %	7 %
Předloha	13 %	16 %
Pohon	5 %	9 %
Elektro	10 %	10 %
Planetová převodovka	0 %	0 %
Torque motor (brzda)	0 %	0 %
Hydraulický agregát ke spojce	0 %	0 %
Celkem	100 %	112 %

Nutné je ale zohlednit uspořené náklady na energie vlivem výměny stávajícího elektromotoru za slabší.

Obecný graf teoretického bodu zvratu níže.



Obr. 58 - Bod zvratu

Kde:

N...náklady v Kč

N_1 ...Pořizovací náklady původního stroje

N_2 ...Pořizovací náklady řešené varianty

t...čas

7 Závěr

Cílem práce bylo zjistit, zda by nebylo možné uspořit hmotnost přenesením určité části hmotnosti původního masivního setrvačnicku na hřídel motoru, která disponuje vyššími otáčkami a tím pádem by hodnota akumulované energie v rotujícím setrvačnicku mohla být dosažena při nižší hmotnosti. Práce byla rozdělena na dvě hlavní části, a to část teoretickou, kde byla vypracována rešerše na téma setrvačnickový pohon lisu a část praktickou, kde byly řešeny konkrétní varianty.

Jako první jsem řešil variantu „A“, ve které jsem počítal se zachováním úplné koncepce původního pohonu tzn. ponechání řemenového převodu mezi motorem a předlohovou hřídelí a ozubeným převodem finálním mezi předlohovou a výstředníkovou hřídelí. Zjistil jsem, že pomocí řemenu je možno přenést jen cca 10 % výkonu (energie) pomocí klínového řemenu Predator PB - 8VP, což ve výsledku vede naopak ke zvýšení hmotnosti o 93,16 kg. Výsledek ukázal, že tato varianta je nevýhodná.

Druhou řešenou variantou byla varianta „B“, kde jsem počítal s nahrazením řemenového převodu převodem ozubeným. Pomocí ozubení bylo možné přenést až 100 % výkonu (energie) na hřídel motoru, ale v tu chvíli by ozubená kola museli mít rozměry tak velké, že by daleko převyšovali potřebné množství akumulované energie a tím pádem by došlo k navyšení hmotnosti oproti původní variantě. Několika výpočty jsem zjistil, že optimální hodnota k přenesení je 60 %. Při této hodnotě došlo k redukci hmotnosti o 4 693,7 kg. Jedná se o velice optimistický výsledek. Při řešení konstrukce jsem musel přistoupit návrhu nové předlohové hřídele, na kterém by byl nový setrvačnick spolu s pastorkem uchycen. Přítomnost předlohové hřídele motoru si dále vyžádala zásah do konstrukce stojanu lisu. Při zohlednění hmotnosti nových částí v konstrukci byla původního hodnota ušetřené hmotnosti snížena na 1 492 kg.

Dále jsem přešel k pevnostní analýze vlivu silových účinků od pohonu na modifikovaný stojan lisu. Výpočet jsem provedl pro zátěžný stav bez silových účinků od pohonu a s nimi. Tyto dva zátěžné jsem dále porovnal pro zjištění vlivu pohonu na stojan lisu. Největší vliv má pohon na uložení ložiska v bodě B, a to takový, že se napětí zvýšilo o 22 %. Nejvyšší napětí, jehož hodnota je 305 MPa jsem zjistil na hraně vnitřního žebra horní příčky.

Následně jsem provedl ekonomické hodnocení. Varianta „B“ oproti původní vychází o 12 % dražší. Při zohlednění nižších energetických nákladů můžeme konstatovat, že v určitém časovém horizontu by se řešená varianta stala výhodnou.

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Spektrum zatížení	36
Tabulka 2 - Ozubená kola	37
Tabulka 3 - Ložiska	39
Tabulka 4 - Vyšetřovaná nebezpečná místa (vruby)	40
Tabulka 5 - průběh napětí	40
Tabulka 6 - Hmotnost přidaných prvků	48
Tabulka 7 - Mechanické vlastnosti definovaného materiálu	51
Tabulka 8 - První zátěžný stav	58
Tabulka 9 - složky sil od ozubení	59
Tabulka 10 - Výsledky - 1. zátěžný stav	63
Tabulka 11 - Výsledky - 2. zátěžný stav	64
Tabulka 12 - Porovnání výsledků	65

Seznam příloh

Příloha č.1 – Návrh řemenu – výstup z programu Design Flex Pro

Příloha č.2 - Návrh ozubeného převodu – výstup z programu Kissoft

Příloha č.3 - Návrh předlokové hřídele motoru – výstup z programu Kissoft

Příloha č.4 – Výkresová dokumentace

Přehled použitých veličin a zkratk

F	Síla [N]
m	Hmotnost [kg]
I	Moment setrvačnosti [kg*m ²]
E	kinetická energie [J]
t	čas [s]
n	otáčky [ot./min]
ω	úhlová rychlost [1/s]
i	převod [-]
R, r	Poloměr [mm]
d	průměr [mm]
b	šířka [mm]
ph	předlohová hřídel
HČ	horní část
DČ	dolní část

PŘÍLOHA č. 1

Návrh klínového řemene – výstup z programu Desig Flex Pro



Návrh řemenového převodu - Detaily pohonu

Design Flex

Navrženo pro:

Zajišťuje: David Vyržel
ZCU
d.vyrzel@seznam.cz
720269051 Telefon

Aplikace: **Konstrukce #1**

VSTUP

Známý řemen: **Predator PB**

Hnací

Hnaný

Známa velikost: 660 mm Vnější 1800 mm Vnější
Otáčky za minutu: 740,0 270,0
Maximální obvodová rychlost: 33 m / s 33 m / s

Poměr otáček: 2,74 Do pomala
Výkon motoru: 1346 kW, Účinnost: 92,00 %
Provozní faktor: 1,2
Konstr. výkon: 1615,2 kW
Středová vzdálenost: 1215 až 1485 mm
Stand. motoru: Elektrický motor

Kontrolovaná pouzdra: Taper-Lock, Bez provedení s min dírou
Kontrolované řemeny: Predator PB

Jednotlivé řemeny, Pásma,

ZVOLENÝ POHON

Typ řemene: **Predator PB - 8VP**

Řemen

Hnací

Hnaný

Počet drážek / žeber:

12

Poměr otáček: **2,74 Do pomala**

Díl č.:

1-8VP2650/12

660 mm Vnější **1800 mm Vnější**

Rychlost hnaná: **270,0**

Produkt č.:

9182-12265

Neskladová položka Neskladová položka

Nominální výkon: **1493,81 kW**

Roztečný průměr:

--

654,9 mm

1794,9 mm

Na hřídel: **95023 N**

Otáčky za minutu:

226,2

740,0

270,0

Středová vzdálenost: **1307,0 mm**

Obv. rychl. m/s:

25,4 m / s

25,6 m / s

25,4 m / s

Instalační tolerance: 1217,0 mm až 1402,0 mm

Horní šířka:

--

--

--

Pouzdro položka č.:

Díra:

--

--

--

Krouticí moment u Bushing

--

17369 Nm

47604 Nm

Hmotnost:

50 kg

--

--

NAPĚTÍ

Nový řemen

Použitý řemen

Statické napětí (na drážku/žebro):

5834 až 6251 N

5001 až 5417 N

Statický Belt Pull (Celková síla):

126004 až 135004 N

108003 až 117004 N

Průhyb na drážku/žebro:

18,00 mm

18,00 mm

Síla v průhybu na drážku/žebro:

40 až 43 kgf

35 až 38 kgf

Sonic - měřič napětí:

70010 až 75011 N

60009 až 65009 N

Frekvence řemene:

45 až 46 Hz

41 až 43 Hz

Nastavení Sonicu:

Hmota 527,85g / m, Šířka: 12 mm/#R, Rozpětí: 1176 mm

POZNÁMKY

- Osová vzdálenost je příliš malá. Řemenice mohou během instalace kolidovat.
- Vstupní zatížení přesahuje jmenovitou zátěžovou kapacitu pohonu a může mít za následek kratší životnost pohonu.
- Hmotnost řemenu/ů překračuje 20 kg. Během instalace buďte opatrní.
- Výkonové možnosti řemenů Predator mohou přesáhnout dovolené kroutící kapacitu kladky. Mohou být zapotřebí kladky, vyrobené na zakázku.
- Hnací řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr a pouzdro nejsou známy.
- Hnaná řemenice je předmětem zvláštní objednávky. Průměr řemenice a pouzdro nejsou známy.

Tato zpráva: (1) se vztahuje pouze na produkty Gates; (2) obsahuje důvěrné informace; (3) lze poskytnout pouze na podporu prodeje nebo údržbu našich výrobků; a (4) není zárukou výkonnosti.

Výrobky Brány nejsou navrženy, vyrobeny nebo zkoušeny pro použití v aplikacích letadel, včetně letadel, vrtule nebo rotoru pohonné systémy, a všechny osazené nebo bezpilotních vzdušných prostředcích všeho druhu. Zvedací a Brzdové systémy mají zvláštní ohledy. Kupující má výlučnou odpovědnost za výběr a testování produktů pro každé zamýšlené použití.

Tato zpráva a jakýkoli výrobek uvedený v této zprávě se vztahují Gates Standardních podmínkách prodeje, včetně všech odmítnutí odpovědnosti, vyloučení a omezení záruky, vyjádřené nebo předpokládané. Tyto podmínky lze nalézt na ww2.gates.com/terms-of-sale~~pobj.

PŘÍLOHA č. 2

Návrh ozubeného převodu – výstup z programu Kisoft

Name : Untitled

Changed by: dvydr on: 27.05.2021 at: 13:03:08

Calculation of a helical-toothed cylindrical gear pair

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Application factor, KA:

2.25

S-N curve (Woehler line) in the long life domain according: according to standard

Notice:

Calculation-method according to:

- ISO 6336-6 / DIN3990-6

During the calculation all the load factors (ISO 6336/DIN 3990: Kv, KH β , KF β ; AGMA 2001: Kv, Km, ..) for each load spectrum bin are calculated separately.

Results

Calculation for load spectra:

Root safety	2.166	2.054
Flank safety	1.433	1.358
Safety against scuffing (integral temperature)	2.538	
Safety against scuffing (flash temperature)	1.701	

Only as information: Calculation with reference power

Calculation method ISO 6336:2019

----- Gear 1 ----- Gear 2 --

Power (kW)	[P]	7517.000	
Speed (1/min)	[n]	750.0	275.7
Torque (Nm)	[T]	95709.4	260329.6
Application factor	[KA]	2.25	
Required service life (h)	[H]	10000000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Gear 1 direction of rotation:		Clockwise	

Tooth geometry and material

Center distance (mm)	[a]	1237.107	
Normal module (mm)	[mn]	25.0000	
Normal pressure angle (°)	[α_n]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[β]	20.0000	
Number of teeth	[z]	25	68
Double helical gearing	left/right right/left		
Total facewidth of Gear (mm)	[B]	325.00	325.00
Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00

Gear reference profile

1:

Reference profile		1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[pfP*]	0.380 (pfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000

Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[qprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Gear reference profile		
2:		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfpP*]	1.250
Root radius factor	[pfpP*]	0.380 (pfPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[paP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[qprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[αKP]	0.000
	not topping	
Lubrication type		
Base oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s)	Grease lubrication [v40]	120.00
Overall transmission ratio	[itot]	-2.720
Transverse contact ratio		
Overlap ratio	[εα]	1.563
Total contact ratio	[εβ]	0.708
Profile shift coefficient	[εγ]	2.270
Tooth thickness, arc, in module	[x]	0.0000
Reference diameter (mm)	[sn*]	1.5708
Base diameter (mm)	[d]	665.111
Tip diameter (mm)	[db]	620.213
Root diameter (mm)	[da]	715.111
Profile shift coefficient	[df]	602.611
Tooth thickness, arc, in module	[x]	0.0000
Reference diameter (mm)	[sn*]	1.5708
Base diameter (mm)	[d]	1809.102
Tip diameter (mm)	[db]	1686.979
Root diameter (mm)	[da]	1859.102
Operating pitch diameter (mm)	[df]	1746.602
Specific sliding at the tip	[dw]	665.111
Specific sliding at the root	[ζa]	0.445
Operating pitch diameter (mm)	[ζf]	-1.556
Specific sliding at the tip	[dw]	1809.102
Specific sliding at the root	[ζa]	0.609
	[ζf]	-0.801
General influence factors		
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	287799.8
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	26.12
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cγα]	18.724
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006	[-]	4
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)		
Without stiffening		
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fβy]	12.70
Tooth without tooth trace modification		
Position of contact pattern:	favorable	
Dynamic factor	[Kv]	1.500
Face load factor - flank	[KHβ]	1.034
- Tooth root	[KFβ]	1.023
- Scuffing	[KBβ]	1.034
Transverse load factor - flank	[KHα]	1.000
- Tooth root	[KFα]	1.000
- Scuffing	[KBα]	1.000

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Tooth form factor	[YF]	1.11	1.01
Stress correction factor	[YS]	1.96	2.16
Helix angle factor	[Yβ]		1.063
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	282.40	283.91
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.994	0.998
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	0.800	0.800
Finite life factor	[YNT]	0.850	0.850
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	1.000
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	555.89	558.41

Flank safety

Zone factor	[ZH]		2.371
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zε]		0.831
Helix angle factor	[Zβ]		1.032
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]		972.43
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	1056.16	1028.80
Lubrication factor for NL	[ZL]	0.977	0.977
Speed factor for NL	[ZV]	1.028	1.028
Roughness factor for NL	[ZR]	1.021	1.021
Material hardening factor for NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.850	0.850
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σHG]	1307.45	1307.45

Micropitting according to ISO/TS 6336-22:2018

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Scuffing load capacity

Calculation method according to	ISO/TS 6336-20/21:2017	
Helical load factor for scuffing	[KBv]	1.172
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	3089.767
Flash temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[θMi]	96.44
Scuffing temperature (°C)	[θS]	301.13
Integral temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	89.01
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	312.10
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	122.97

Measurements for tooth thickness

Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.175 /	-0.255-0.320 /	-0.450
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	268.762	655.752	
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	268.597 /	268.522655.452 /	655.330
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.164 /	-0.240 -0.301 /	-0.423
> Gear 2 base tangent length cannot be measured (gear too thin).				
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	45.000	45.000	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)[MdK]		730.314	1876.862	
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	729.910 /	729.7251876.047 /	1875.715
Diametral measurement over pins without clearance (mm) [MdR]		731.669	1876.862	
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm) [MdR.e/i]		731.264 /	731.0791876.047 /	1875.715
Measurement over 2 pins, free, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	729.689 /	729.504 0.000 /	0.000
Measurement over 2 pins, transverse, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	732.587 /	732.401 0.000 /	0.000
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	731.264 /	731.0791876.047 /	1875.715
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw.e/i]	0.791 /	0.486	
Normal backlash (mm)	[jn.e/i]	0.698 /	0.429	
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.1363/	0.0837	

Service life, damage

Calculation with load spectrum

Required safety for tooth flank

[SHmin]

1.00

System service life (h)

[Hatt]

> 1000000

Tooth root service life (h)

[HFatt]

1e+06

1e+06

Tooth flank service life (h)

[HHatt]

1e+06

1e+06

End of Report

lines: 226

PŘÍLOHA č. 3

Návrh předlohové hřídele motoru – výstup z programu Kisoft

Name : pastorek
 Changed by: dvydr on: 27.05.2021 at: 13:05:13

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft:	see picture W-002		
Label	Shaft 1		
Drawing			
Initial position (mm)		0.000	
Length (mm)		1300.000	
Speed (1/min)		750.00	
Direction of rotation:	clockwise		
Material	C45		
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000	
Poisson's ratio nu		0.300	
Density (kg/m ³)		7830.000	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500	
Temperature (°C)		20.000	
Temperature for load spectrum			
No. Temperature (°C)			
1	20.000		
2	20.000		
Weight of shaft (kg)		798.150	
Note: the weight is only for the shaft. The gears are not considered.			
Weight of shaft, including additional masses (kg)		3128.042	
Mass moment of inertia (kg*m ²)		399.538	
Momentum of mass GD ² (Nm ²)		15677.890	
Weight towards		0.000	
Weight towards		0.000	
Weight towards			-1.000
Gears mounted with stiffness according to ISO			
Consider deformations due to shearing			
Shear correction factor		1.100	
Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry			
Tolerance field:	Mean value		

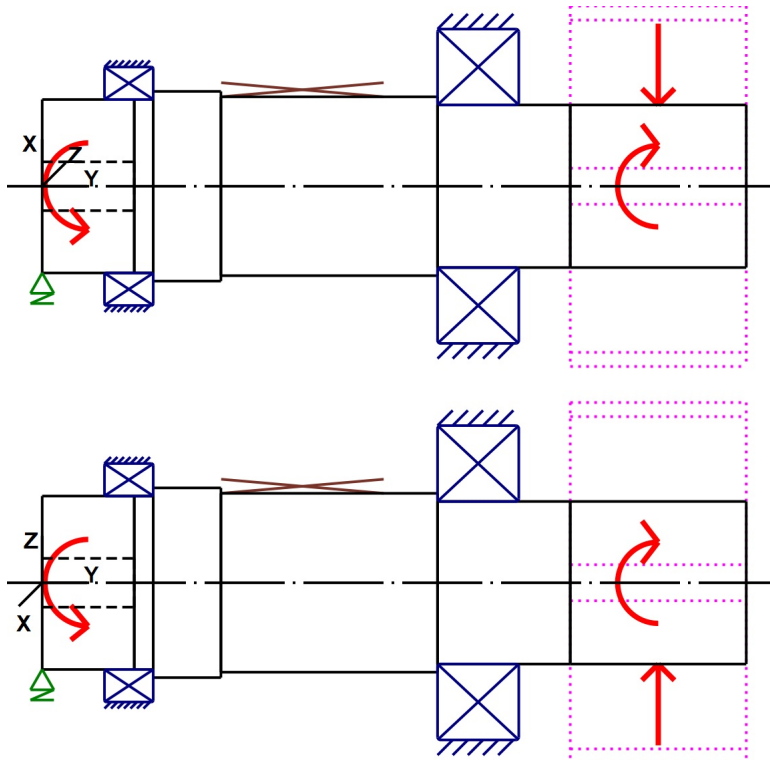


Figure: Load applications

Shaft definition

(Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 205.000 mm
Diameter (mm)	[d]	320.0000
Length (mm)	[l]	205.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	1.1000

Relief groove right (Relief groove right)

r=1.20 (mm), t=0.40 (mm), l=4.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form F

(DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Cylinder (Cylinder)		205.000 mm ... 330.000 mm
Diameter (mm)	[d]	350.0000
Length (mm)	[l]	125.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder)		330.000 mm ... 730.000 mm
Diameter (mm)	[d]	330.0000
Length (mm)	[l]	400.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	1.1000

Relief groove left (Relief groove left)

r=1.20 (mm), t=0.40 (mm), l=4.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form F

(DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Cylinder (Cylinder)		730.000 mm ... 1300.000 mm
Diameter (mm)	[d]	300.0000
Length (mm)	[l]	570.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	1.1000

Relief groove left (Relief groove left)

r=1.20 (mm), t=0.40 (mm), l=4.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Form F

(DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore) 0.000 mm ... 170.000 mm

Diameter (mm)	[d]	90.0000
Length (mm)	[l]	170.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Additional mass
Label in the model		Additional mass
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	480.5000
Length of load application (mm)		300.0000
Mass (kg)		1625.6250
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		377.7340
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	85.0000
Effective diameter (mm)		90.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		170.0000
Power (kW)		7517.0000
Torque (Nm)		95709.4166
Axial force (load spectrum) (N)		0.0000 /0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)		0.0000 /0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)		0.0000 /0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000
Load spectrum, driven (input)		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	0.7	750.000	7517.000	95709.417
2	99.3	750.000	160.112	2038.611

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Cylindrical gear
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	1137.5000
Operating pitch diameter (mm)		665.1111
Helix angle (°)		20.0000 Double helical gearing, left-right
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		325.0000
Power (kW)		7517.0000
Torque (Nm)		-95709.4166
Axial force (load spectrum) (N)		0.0000 /0.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)		-111473.2122 / -2372.7170
Shearing force Z (Load spectrum) (N)		287799.7839 /6125.8435
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)		0.0000 /0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)		0.0000 /0.0000
Load spectrum, driving (output)		

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (kW)	Torque (Nm)
1	0.7	750.000	-7517.000	-95709.417
2	99.3	750.000	-160.000	-2037.183

Bearing

Label in the model	Rolling bearing1
--------------------	------------------

Bearing type		Spherical roller bearings SKF Explorer	
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]		160.000
Attachment of external ring		Fixed bearing	
Number of rolling bodies	[Z]		36
Diameter, external race (mm)	[d _e]		412.655
Diameter, internal race (mm)	[d _i]		356.752
Radius of curvature, external race (mm)			[r _e] 207.629
Radius of curvature, internal race (mm)			[r _i] 207.629
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)			
Bearing clearance		ISO 5753-1:2009 C0 (255.00 μm)	
Basic static load rating (kN)	[C ₀]		2700.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]		1480.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]		212.000

Label in the model		Plain journal bearings	
Bearing type		Plain journal bearings	
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]		0.000

Label in the model		Rolling bearing2	
Bearing type		Spherical roller bearings SKF Explorer	
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]		805.000
Attachment of external ring		Free bearing	
Number of rolling bodies	[Z]		18
Diameter, external race (mm)	[d _e]		525.636
Diameter, internal race (mm)	[d _i]		387.451
Radius of curvature, external race (mm)			[r _e] 266.725
Radius of curvature, internal race (mm)			[r _i] 266.725
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)			
Bearing clearance		ISO 5753-1:2009 C0 (235.00 μm)	
Basic static load rating (kN)	[C ₀]		4900.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]		3708.000
Fatigue load limit (kN)	[C _u]		375.000

Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Cylindrical gear' (y= 1137.5000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.
 EI (y= 975.0000 (mm)): 81907210.9653 (Nm²), EI (y= 1300.0000 (mm)): 81907210.9653 (Nm²), m (yS= 1137.5000 (mm)): 704.2670 (kg)
 Jp: 11.5231 (kg*m²), Jxx: 8.2748 (kg*m²), Jzz: 8.2748 (kg*m²)

Results

Shaft

Maximum deflection (μm)		740.625
Position of the maximum (mm)		1300.000
Mass center of gravity (mm)		626.309
Total axial load (N)		0.000
Torsion under torque (°)		-0.061

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00 %
Axial clearance (ISO 281)	[u _A]	10.00 μm
Lubricant		Klübersynth GH 6-46 (API GL 5)
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00 °C
Rolling bearing rating life according to ISO/TS 16281:2008		

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing1'

Position (Y-coordinate)	[y]	160.00 mm
Dynamic equivalent load	[P]	167.29 kN

Static equivalent load	[P ₀]	167.29 kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.210 μm

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	31825.58 h
Static safety factor	[S ₀]	16.14

Calculation with approximate bearings internal geometry

Operating bearing clearance	[Pd]	255.000 μm
Reference rating life	[L _{nrh}]	21623.43 h
Effective static safety factor	[S _{0w}]	7.05
Static safety factor	[S _{0ref}]	11.34
Static equivalent load	[P _{0ref}]	238.05 kN
Bearing reaction force	[Fx]	-57.465 kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.000 kN
Bearing reaction force	[Fz]	157.109 kN
Bearing reaction force	[Fr]	167.288 kN (110.09°)
Oil level	[H]	0.000 mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	27.215 Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	4.533 Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000 Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018		
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000 Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	31.748 Nm
Power loss	[P _{loss}]	2493.509 W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ_{bl}=0.15.

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Plain journal bearings'

Position (Y-coordinate)	[y]	0.00 mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000 kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000 kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.000 kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000 kN

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing2'

Position (Y-coordinate)	[y]	805.00 mm
Dynamic equivalent load	[P]	451.16 kN
Static equivalent load	[P ₀]	451.16 kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.297 μm

Results according to ISO 281:

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	24897.70 h
Static safety factor	[S ₀]	10.86

Calculation with approximate bearings internal geometry

Operating bearing clearance	[Pd]	235.000 μm
Reference rating life	[L _{nrh}]	41844.23 h
Effective static safety factor	[S _{0w}]	6.78
Static safety factor	[S _{0ref}]	8.93
Static equivalent load	[P _{0ref}]	548.94 kN
Bearing reaction force	[Fx]	168.938 kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000 kN
Bearing reaction force	[Fz]	-418.334 kN
Bearing reaction force	[Fr]	451.158 kN (-68.01°)
Oil level	[H]	0.000 mm
Rolling moment of friction	[M _{rr}]	41.308 Nm
Sliding moment of friction	[M _{sl}]	11.936 Nm
Moment of friction, seals	[M _{seal}]	0.000 Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 17000/1 EN:2018		
Moment of friction flow losses	[M _{drag}]	0.000 Nm
Torque of friction	[M _{loss}]	53.244 Nm
Power loss	[P _{loss}]	4181.755 W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2018.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ_{bl}=0.15.

The factors used to calculate the torque loss have been assumed for this bearing.

(* Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.
 This can lead to differences in the service life calculation and, more importantly, the roller bearing stiffness.

Damage (%) [Lreq] (20000.000)
 Bin no B1 B2
 1 92.49 47.80

 Σ 92.49 47.80

Utilization (%) [Lreq] (20000.000)

B1 B2
 97.69 80.13

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

B1 : Rolling bearing1

B2 : Rolling bearing2

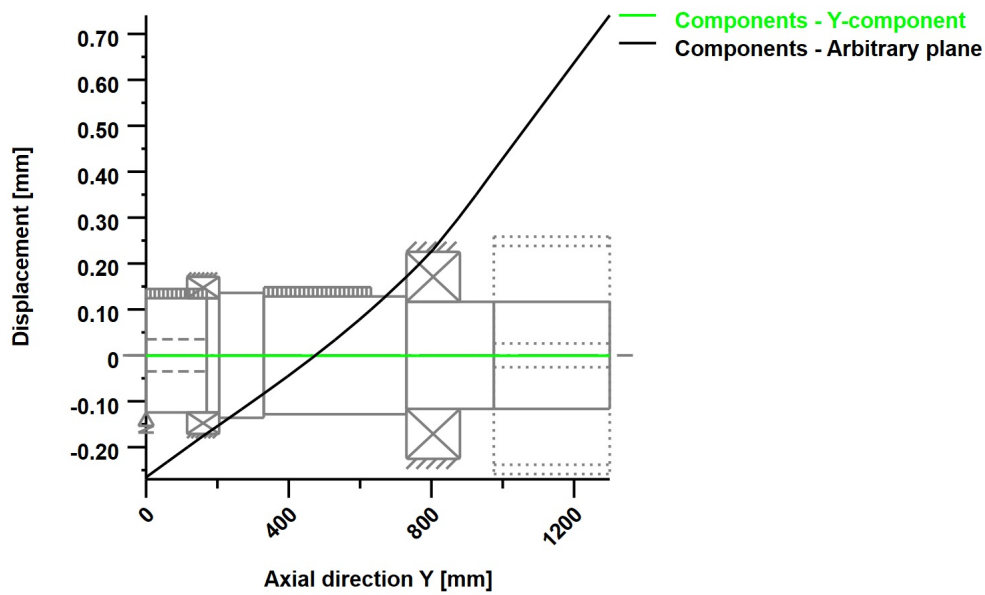
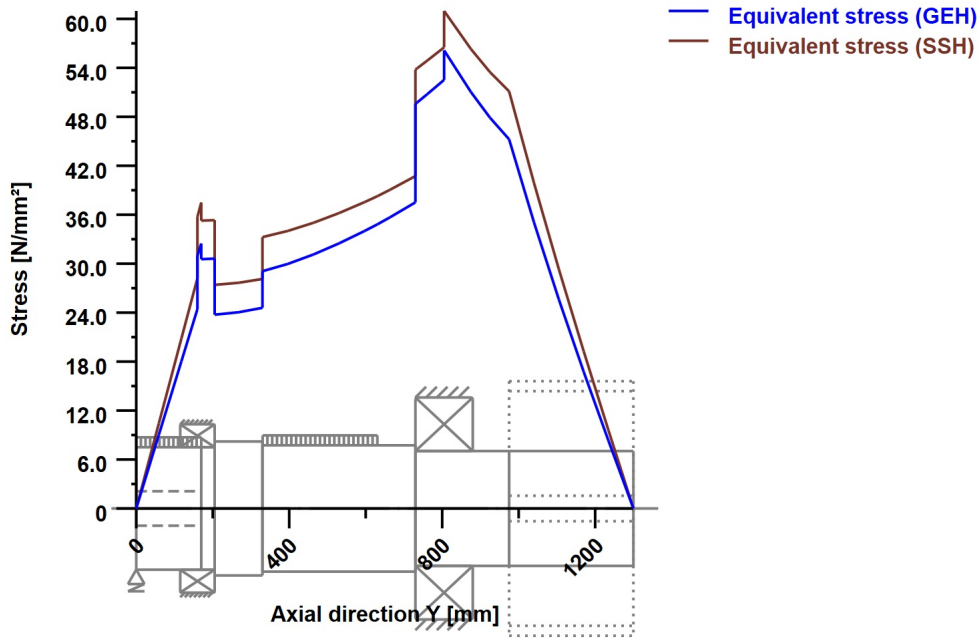


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 111.3687183 124)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Shaft 1

Material	C60
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength
 Stress analysis with load bins 1

The calculation has been performed with $\sigma_{bm} > 0$ and with $\sigma_{bm} < 0$. The less favorable case will be documented..

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	$KF\sigma$	$K2d$	SD	SS
A-A	3.44	0.91	0.80	3.03	5.38
B-B	3.49	0.91	0.80	7.34	8.96
C-C	3.21	0.91	0.80	7.55	9.46
D-D	1.00	0.91	0.80	6.45	4.73

Required safeties: 2.00 2.00

End of Report

lines: 363

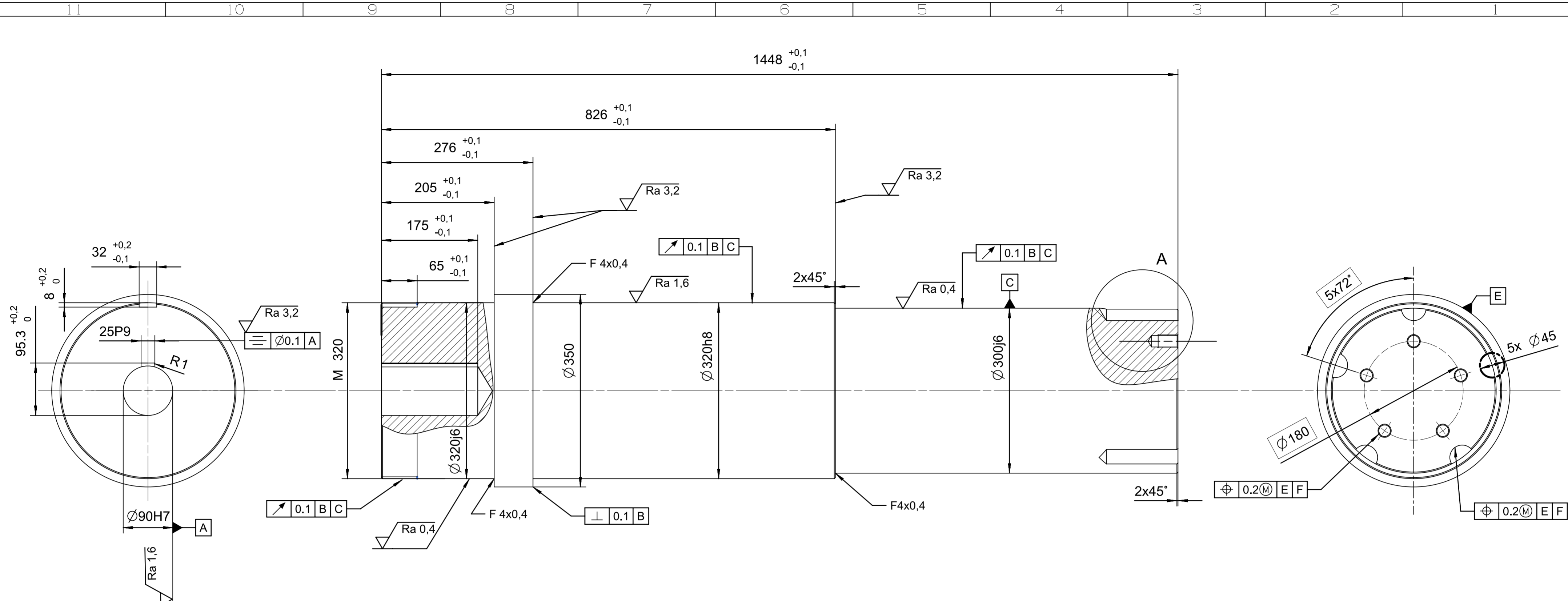
PŘÍLOHA č. 4

Výkresová dokumentace

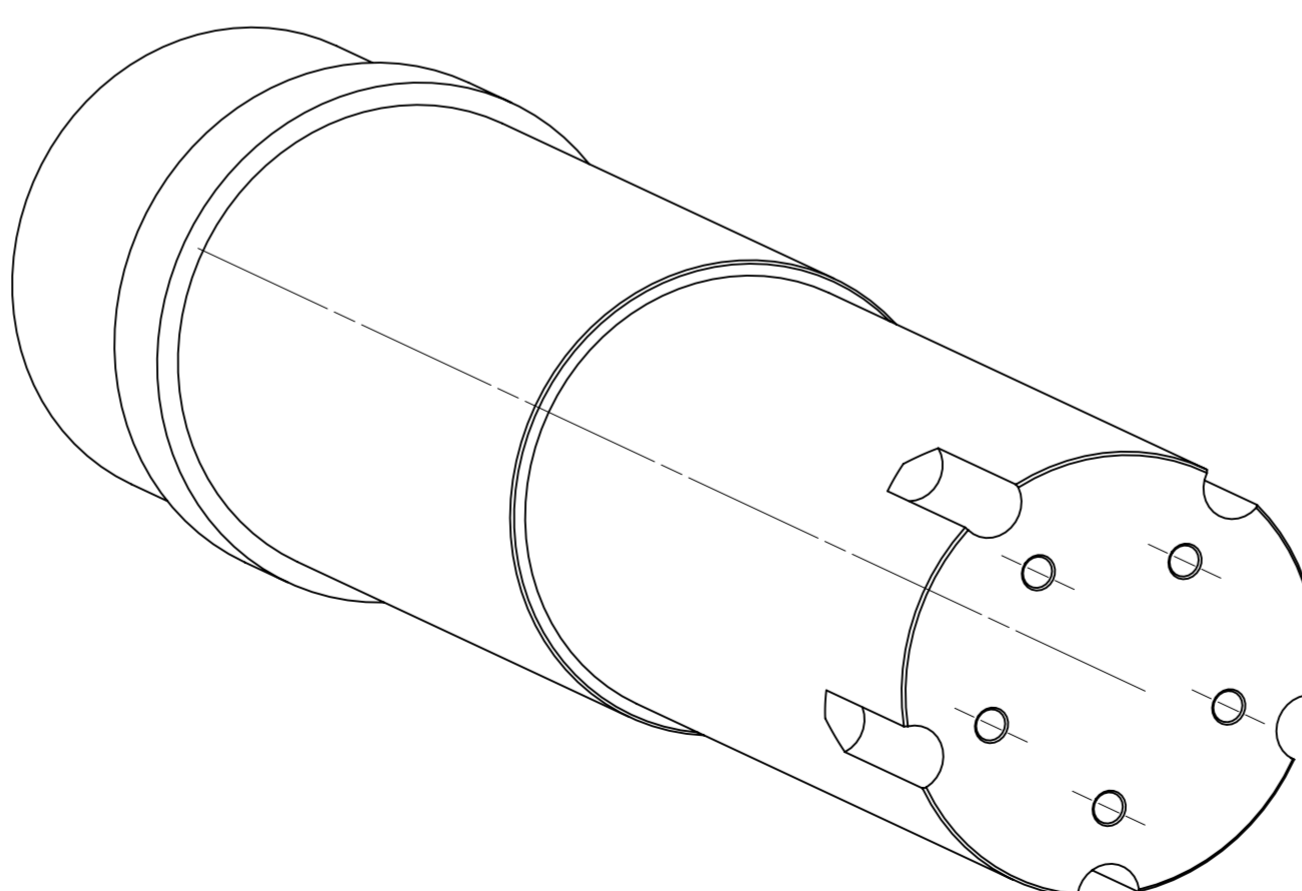
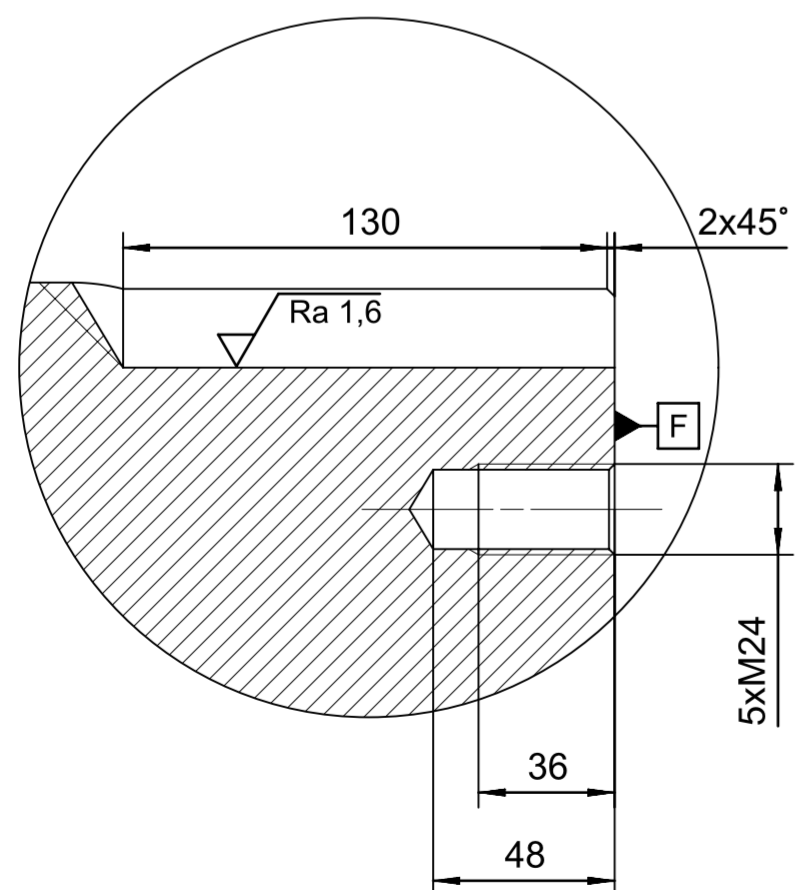
Výrobní výkres předlohové hřídele motoru

Výkres sestavy předlohové hřídele motoru


(Volně vložené)



A (1:2)



$\sqrt{Ra 6,3}$ (✓)
 - OTVORY $\varnothing 45$ VRTAT S PROTIKUSEM

1	PREDLOHOVA HRIDEL VYKOVEK	ocel C45	865,000	ASM-001	1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.
Pos.	Title - size	Blank	end material/start material	C.W.	Weight
číslo	Datum / Date	Jmeno / Name	 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>		
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-model / ASM-File	predlohova_hridel_2	Projekt / Project:	Meritko / Scale
		Soubor-vykres / DRW-File	predlohova_hridel_2	A_KKS-001	
Nazev / Title		Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format
PREDLOHOVA HRIDEL		0	V_KKS-001		A2