



Pohon pro dopravník sypkých hmot

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Jiří Jelínek**
Vedoucí práce: doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Drive design for conveyor for transport of loose materials

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering
Author: **Jiří Jelínek**
Supervisor: doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.





Zadání bakalářské práce

Pohon pro dopravník sypkých hmot

Jméno a příjmení: **Jiří Jelínek**
Osobní číslo: S18000381
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok: **2018/2019**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte pohon pro dopravník sypkých hmot, kde výkonové parametry budou: výkon 4,5kW, obvodová rychlost bubnu dopravníku 1,6 m/s. Bude se uvažovat životnost ložisek 20 000 h.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací:	přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy:	50
Forma zpracování práce:	tištěná/elektronická



Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola – Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 – Ozubená kola – Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce: doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 12. listopadu 2018

Předpokládaný termín odevzdání: 12. srpna 2019

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci 12. listopadu 2018

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS STAG se shodují.

12. 6. 2019

Jiří Jelínek

Poděkování

Rád bych poděkoval především doc. Ing Michalu Petrů, Ph.D. za vstřícnost, a trpělivost, a za to, že mi umožnil zpracovat, téma dle vlastního výběru.

Poté dlužím velký dík své mojí rodině, bez jejichž podpory, by tato práce pravděpodobně nevznikla.

Anotace

Práce se zabývá, návrhem pohonného systému pro dopravník sypkých hmot s následujícími technickými specifikacemi. Výkon na hřídeli bubnu činí 4,5 kW, obvodová rychlost bubnu je 1,6 m/s, Minimální životnost ložisek 20 000 hodin. Je předpokládána malosériová výroba přibližně 50 kus/rok. Zařízení spočívá na svařovaném rámu. Součástí úlohy je zpracování 3D modelu sestavy pohonu, příslušné výkresové dokumentace a výkresové dokumentace vybraných dílů.

Klíčová slova

dopravník sypkých hmot, pohon, výpočty ozubeného soukolí, silový rozbor, výběr ložisek, pevnostní kontrola hřídelí, ekonomické zhodnocení

Annotation

This bachelor Thesis deals in following topic designing of drive for conveyor for transport of loose materials with following technical specifications: power output at the shaft of the conveyor belt is 4,5 kW, peripheral speed of conveyors drum is 1,6 m/s, minimal lifespan of bearings is 20 000 hours. Small searial manufacturing is preassumed numbering around 50 pieces/year. Whole device sits upon welded frame. Work also includes creation of 3D model of drive assembly, its proper drawing documentation and drawing documentation of choosen parts.

Keywords

conveyor for transport of loose materials, drive, calculations of cogwheels, force analysis, choice of bearings, strength control of shafts, economical breakdown

Obsah

1	Úvod	10
1.1	Prezentace úkolu	10
1.2	Postup řešení	10
2	Průzkum potenciálních řešení	10
2.1	Dopravníkový pás	11
2.2	Volba motoru	12
2.3	Možnosti regulace otáček	14
2.3.1	Regulace pomocí hydrauliky	14
2.3.2	Regulace pomocí elektroniky	14
2.3.3	Regulace pomocí mechaniky	14
2.4	Spojovací prvky	15
3	Výpočtová zpráva	15
3.1	Návrhové výpočty	17
3.1.1	Návrh převodového poměru	17
3.1.2	Převodové poměry ozubených kol	17
3.1.3	Počet zubů:	17
3.1.4	Skutečné převodové poměry:	18
3.1.5	Kontrola převodového poměru:	18
3.1.6	Výpočet hřídelových kroutících momentů:	18
3.1.7	Předběžný návrh průměrů hřídelů:	18
3.1.8	Návrh hřídelových spojek:	19
3.1.9	Výpočet modulu m_{12} a m_{34} :	19
3.1.10	Návrh rozměrů kol:	21
3.1.11	Osová vzdálenost:	21
3.1.12	Korekce dle ISO/TC 60-1981:	22
3.1.13	Pevnostní kontrola ozubení	23
3.2	SILOVÉ POMĚRY	25
3.2.1	Výpočet velikosti sil	25
3.2.2	Výpočet silových účinků:	26
3.2.3	Výsledné radiální reakce v jednotlivých podporách:	28
3.2.4	Přehled reakcí do jednotlivých ložisek:	29
3.3	Návrh ložisek	29

3.3.1	Výpočet životnosti ložisek.....	29
3.3.2	Komentář k volbě ložisek	33
3.4	Návrh uložení kol na hřídelích:.....	33
3.4.1	Kolo 2.....	34
3.4.2	Kolo 4.....	34
3.5	Pevnostní kontrola hřídelů:.....	36
3.5.1	Hřídel 1	36
3.5.2	Hřídel 2	39
3.5.3	Hřídel 3	41
3.6	Průhyby a natočení hřídelů	44
3.6.1	Hřídel 1 průhyb:	44
3.6.2	Hřídel 2 průhyb:	45
3.6.3	Hřídel 3 průhyb:	46
3.7	Připojovací parametry spojek:	48
3.8	Převodová skříň.....	48
3.9	Rám	49
3.10	Výstupní údaje převodového mechanismu :.....	49
4	Ekonomické zhodnocení	50
4.1	Cena normalizovaných součástí.....	51
4.2	Cena nenormalizovaných součástí.....	51
4.2.1	Převodová skříň.....	51
4.2.2	Hřídele a převodová kola	52
4.2.3	Ostatní nenormalizované součásti.....	52
4.3	Komentář ekonomického zhodnocení	53
5	Závěr:.....	53
	Použitá literatura a zdroje.....	55
	Seznam obrázků.....	55
	Seznam tabulek.....	56
	Seznam použitých zkratk a symbolů	57
	Seznam příloh:	62



1 Úvod

Za téma své bakalářské práce jsem si zvolil *Pohon pro dopravník sypkých hmot*. Jedná se o téma, s jehož problematikou jsem se měl příležitost blíže seznámit během své několikátýdenní praxi v podniku TOS Znojmo. Proto, když jsem dostal nabídku pokračovat ve svém projektu z předmětu konstrukční cvičení, formou bakalářské práce, nabídku jsem přijal.

Cílem práce je rozvinout, domyslet, a spojit práci z konstrukčního cvičení, se skutečnou praktickou aplikací. Poháněné zařízení jsem volil tak, aby korespondovalo s parametry zadání předchozí převodovky. Rovněž jsem si kladl za cíl vzít v úvahu ostatní aspekty zařízení, jako spojky a rám, aby celek tvořil skutečnou funkční jednotku.

1.1 Prezentace úkolu

Jak název prozrazuje, práce se zabývá, návrhem pohonného systému pro dopravník sypkých hmot s následujícími technickými specifikacemi. Výkon na hřídeli bubnu bude činit 4,5 kW, obvodová rychlost bubnu bude 1,6 m/s, Minimální životnost ložisek je uvažována 20 000 hodin. Je předpokládána malosériová výroba přibližně 50 kus/rok. Zařízení bude spočívat na svařovaném rámu. Součástí úlohy je rovněž zpracování 3D modelu sestavy pohonu, příslušné výkresové dokumentace a výkresové dokumentace vybraných dílů.

1.2 Postup řešení

Nejprve bude nutné prozkoumat potenciální řešení problému, spolu se stručným rozbořem problematiky daného zařízení, a jeho komponent. Následovat bude vypracování samotného technického řešení, a všech jeho aspektů: volba vhodného elektromotoru a spojek, základní výpočty převodových poměrů a dimenzování ozubených kol, výpočty reakcí, v ložiscích, a jejich dimenzování, pevnostní statické a dynamické kontroly hřídelí, kontrola hřídelí na průhyb a natočení. Výpočty budou obsaženy ve výpočtové zprávě. Poté bude nutné provést zevrubné ekonomické zhodnocení úlohy. Celou práci zakončím závěrečným hodnocením, kde celou práci shrnu a okomentuji.

2 Průzkum potenciálních řešení

Navrhování stroje je komplexní úkol, musí se zohlednit mnoho hledisek, avšak v první řadě musí stroj splnit výkonové, mechanické a prostorové požadavky, aby byl schopen plnit zamýšlenou úlohu. Další požadavky jako cena, spolehlivost, složitost konstrukce a hmotnost ty jsou optimalizovány dle přání zákazníka, přičemž se snažíme najít co nepříznivější kompromis.



Fakulta Strojní

Pro tento úkol je nutné se s danou problematikou hlouběji seznámit a vědět, jaké možnosti řešení máme k dispozici. To v našem případě zahrnuje povrchové rozebrání problematiky dopravníkových pásů, volbu motoru, způsoby regulace výkonu, a volbu spojovacích komponent, jimiž bude výkon přenášen.

2.1 Dopravníkový pás

Dopravníkový pás je zařízení s dopravní funkcí, tj. je schopno přepravovat materiál, výrobky, nebo například nesmontované polotovary na krátké vzdálenosti, popř. je schopno překonávat výškové rozdíly. Dopravníky na polotekuté a sypké hmoty, které máme za úkol pohánět, jsou hojně rozšířeny v důlním a zpracovatelském průmyslu. Kde se můžeme setkat, s jejich nepřebernými variacemi, určenými pro rozdílné úkony.

Základní dělení dopravníkových pásů, je podle:

- a) Mobility: stabilní, pojízdné, přenosné
- b) Materiálu pásu: pryžový, PVC, ocelový, pletivový
- c) Sklonu a tvaru dopravní trasy: vodorovné, šikmé, lomené

Po prozkoumání všech alternativ jsem se rozhodl své pohonné zařízení zkombinovat se stabilním vodorovným dopravníkem vybaveným pryžotextilním pásem. A to z následujících důvodů:

Moje řešení pohonu není vhodné k integraci do mobilního zařízení, jelikož navrhuji pohon pro pásový dopravník a nikoliv pásový dopravník, jako takový, očekává se jistá míra variability při návrhu pohonné sestavy. Mobilní dopravníky většinou již konstruovány tak, že obsahují integrovaný systém pohonu, například bubnový motor.

Návrh výkonových charakteristik a optimalizace tvaru samotného dopravníkového pásu dalece přesahuje rozsah této práce. Proto se spokojíme s úvahou, že výkon našeho zařízení je schopno pohánět rychlostí 1,6 m/s dopravníkové pásy, které mají součet odporů menší než 2 800 N, jak ukazují vztahy (2.1). Samotná síla, kterou musí naše pohonné řešení překonat, se spočte ze vztahu (2.2), ta bude úměrná dimenzím dopravníku, zobrazeny (Obr. 2.1).

$$F_u = \frac{P}{v_b} \rightarrow F_u = 2812,5 \text{ N} \quad (2.1)$$

$$F_u = F_H + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St} \quad (2.2)$$

To zahrnuje prakticky všechny dopravníkové pásy s vodorovnou dopravníkovou trasou kratší než 50 metrů a šířkou pásu 0,65 m. Při použití šířky pásu 0,32 m je toto číslo přibližně dvojnásobné. Při použití šikmé dopravní trasy musíme počítat s výrazným nárůstem odporů.

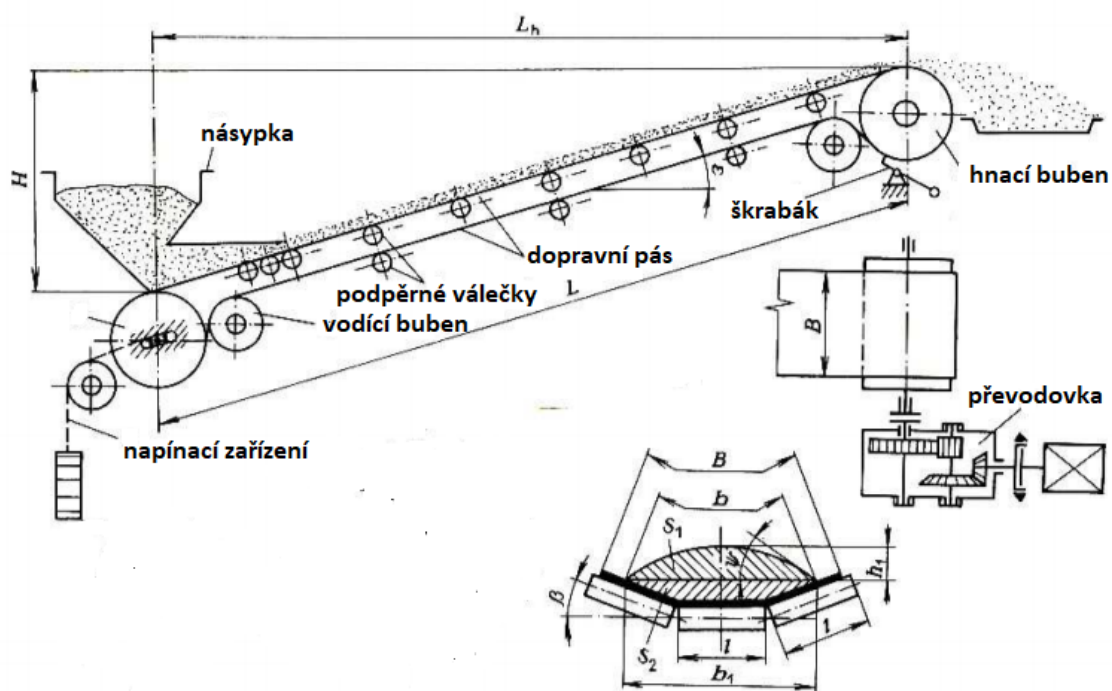
Pryžotextilní pás představuje vhodný kompromis, mezi mechanickými vlastnostmi a odolností pásu. A je standartní při aplikacích charakteru sypkého materiálu (povrchové a



Fakulta Strojní

hlubinné doly, kamenolomy, šterkovny, cementárny, pískovny, ocelárny, sklárny a cihelny).

Pásy jsou vyráběny v pevnostních řadách od 200 N/m do 3500 N/m a v šířkách od 400 do 2400 mm.



Obr. 2.1 Schéma konstrukce a dimenzí pásového dopravníku [10]

2.2 Volba motoru

Jak jsem uvedl v předchozím odstavci, naše aplikace bude stabilního charakteru, provozována v zavedeném průmyslovém komplexu. Proto se při naší volbě motoru naší aplikace omezíme na motory **poháněné elektrickou energií**, alternativy zahrnují parní, spalovací, vodní, či zvířecí energii.

Pro točivé stroje používané v průmyslu se nejčastěji používají sériově vyráběné asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko. Jež pracují na principu elektrické indukce, a magnetické síly mezi rotorem a statorem. Ty mají mnoho předností, jako je jednoduchá konstrukce, robustnost, nízká cena a praktická bezúdržbovost. Výkonnostní parametry mám zadány ze zadání. Následující účinnosti volím dle [1].

$$\text{Účinnost převodů: } \eta_{12} = \eta_{34} = 0,98$$

$$\text{Účinnost bubnu: } \eta_B = 0,95$$

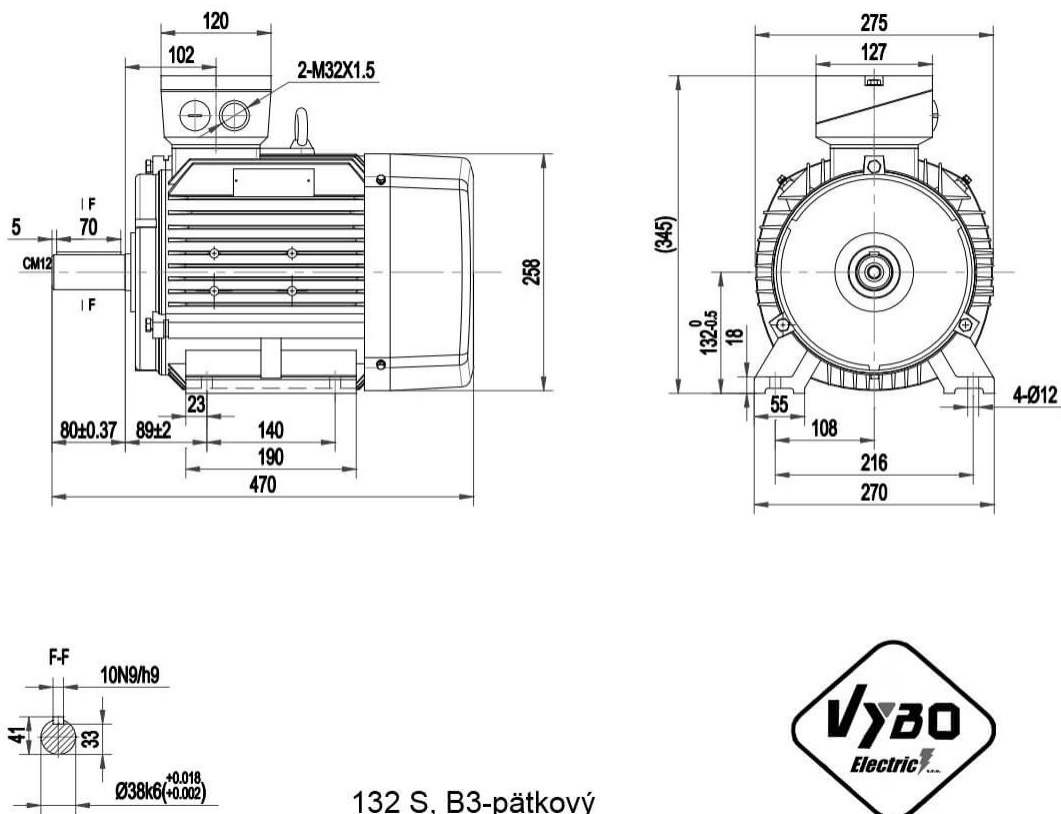
$$\text{Celková účinnost: } \eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_B = 0,91 \quad (2.3)$$

$$\text{Výkon motoru: } Pm' = \frac{pb}{\eta_c} = \frac{4,5}{0,91} = 4,93 \text{ KW} ; Pm > Pm' \quad (2.4)$$



Fakulta Strojní

Elektrický motor budeme volit ze standardizovaných řad. Po projití katalogu volím nízkonapěťový čtyřpólový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko: **VIBO Electric typ: 2AL132S-4**, jehož dimenze jsou shrnuty (Obr. 2.2). Technické parametry jsou shrnuty v (tab. 2.1). Daný motor volím především kvůli nižší ceně oproti konkurenci.



132 S, B3-pätkový

Obr. 2.2 Dimenze elektromotoru VIBO Electric: 2AL132S-4 [11]

Typ: 2AL132S-4	Materiál konstrukce: litina
Velikost (osová výška): 132 mm	Krytí: IP55
Výkon: 5.5 kW	Třída izolace: F
Otáčky: 1480 min ⁻¹	Pro teplotu okolí: od -20°C do + 50°C
Napětí: 400/690V,50Hz	Pro nadmořskou výšku: do 1000 m
Ložisko strana: D 6308 2ZC3 (zesílené)	Pro trvalé zatížení: S1Vvyvážení motoru: stupeň vibrací A
Ložisko strana: ND 6308 2ZC3 (zesílené)	Standartní nátěr: RAL 7030
Efektivita: 85%	

Tabulka 2.1 Technické parametry elektromotoru VIBO Electric: 2AL132S-4 [11]



2.3 Možnosti regulace otáček

Vy své bakalářské práci, se zabývám pouze mechanickým způsobem přenosu výkonu, nicméně neměli bychom opomíjet další možnosti přenosu výkonu, a hlavně důvody, proč nejsou, či jsou vhodné k použití v naší aplikaci.

2.3.1 Regulace pomocí hydrauliky

Pro regulaci otáček pomocí hydrauliky se používá sestava rotačního hydrogenerátoru a hydromotoru. Hlavní předností hydraulických pohonů je, že jsou vhodné pro aplikace s vysokými silami, které mají hustou koncentraci výkonu, proto jsou často používány v aplikacích jako lisy, těžká stavební technika a těžká kolejová vozidla. Jsou však velice komplikované neboť vyžadují mnoho prvku (čerpadla, chladiče, ventily...), to samozřejmě obnáší vysoké pořizovací náklady. Navíc hydraulické pohony jsou notoricky známé pro úniky provozní kapaliny a komplikovanou údržbu.

Naše aplikace nemá velké výkony k přenosu, a investice do nákupu a údržby hydraulického systému by byla nerozumná.

2.3.2 Regulace pomocí elektroniky

K regulaci otáček asynchronních motorů se v praxi nejvíce využívá frekvenčních měničů. Jedná se o zařízení, jež jsou schopna přeměnit elektrický proud s určitou frekvencí na elektrický proud s jinou frekvencí, to se samozřejmě okamžitě projeví na otáčkách napájeného elektromotoru, jež jsou na ní přímo závislé.

Tato aplikace je v současné době nejrozšířenější, a to z důvodů nízké pořizovací ceny, bezúdržbovosti, účinnosti a schopnosti měnit otáčky elektromotoru ve velkém rozsahu.

Největší nevýhodou provozu frekvenčních měničů, je generování vysokofrekvenčního rušení to je nutné minimalizovat vstupním filtrem a použitím stíněných kabelů. To je v podmínkách důlního a zpracovatelského průmyslu často problém. Který se dá řešit pouze komplexní a vyladěnou elektrickou sítí, navíc frekvenční měnič v žádném případě netlumí mechanické působení vnějších sil na motor, a to může být často problematické z hlediska životnosti motoru, obzvláště v již zmíněném důlním a zpracovatelském průmyslu.

2.3.3 Regulace pomocí mechaniky

Regulací otáček mechanickou cestou pomocí převodovky se zabývá prakticky celá tato práce, nicméně nesmíme zapomínat, že je pouze další z možných řešení, a jak se ukazuje často ne zcela ideální.



Fakulta Strojní

Mezi nesporné přednosti mechanické regulace otáček patří schopnost mechanismu se vypořádat s působením relativně velkých vnějších sil, a to ať už statických, tak i mechanických, a relativně vysoká účinnost.

Mezi nevýhody patří, relativně vysoká pořizovací cena, stálý převodový poměr (pokud se nejedná o převodovku s řazením), občasná údržba a náročnost na prostor.

2.4 Spojovací prvky

Při výběru spojovacích prvků jsem měl na k dispozici možnosti přenosu pohybu pomocí řemenového převodu, řetězového převodu a hřídelových spojek. Při této volbě je dobré se řídit účinnostmi dle [1].

Řetězový převod: $\eta = 0,94$

Řemenový převod: $\eta = 0,92$

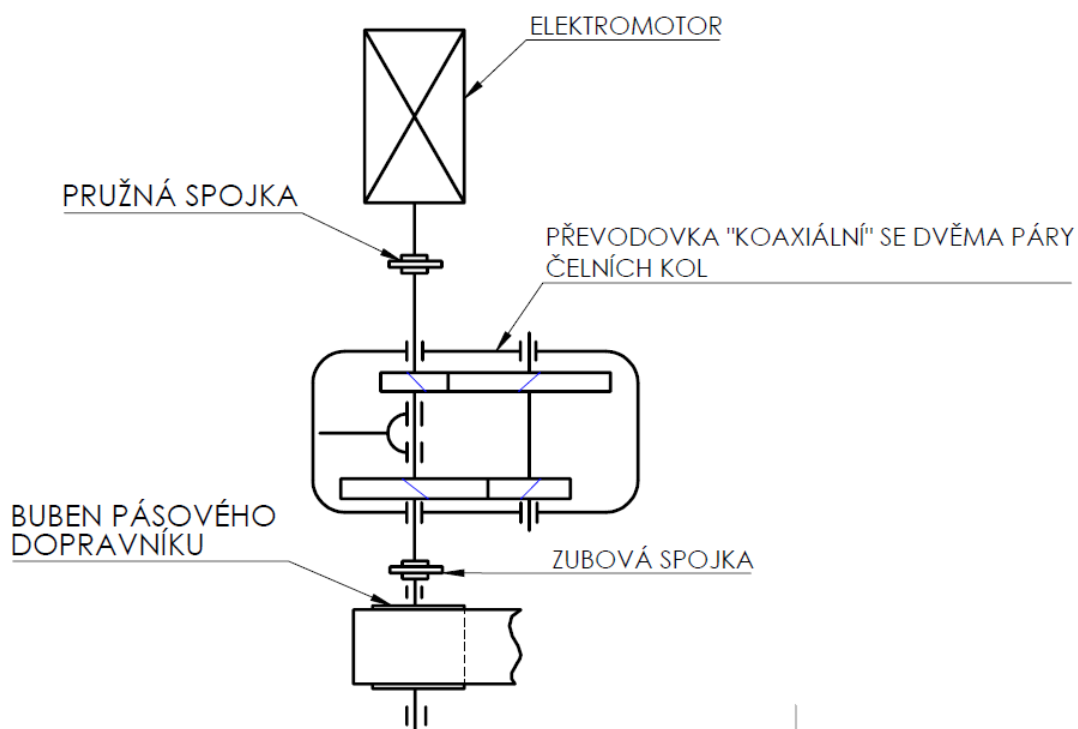
Účinnost hřídelových spojek: $\eta = 1$

Pro vstupní i výstupní hřídele, volím spojení hřídelovými spojky na základě účinnosti, pořizovací ceny, bezúdržbovosti, a schopnosti některých typů odolávat vnějším silám a nepřesnostem ve vedení.

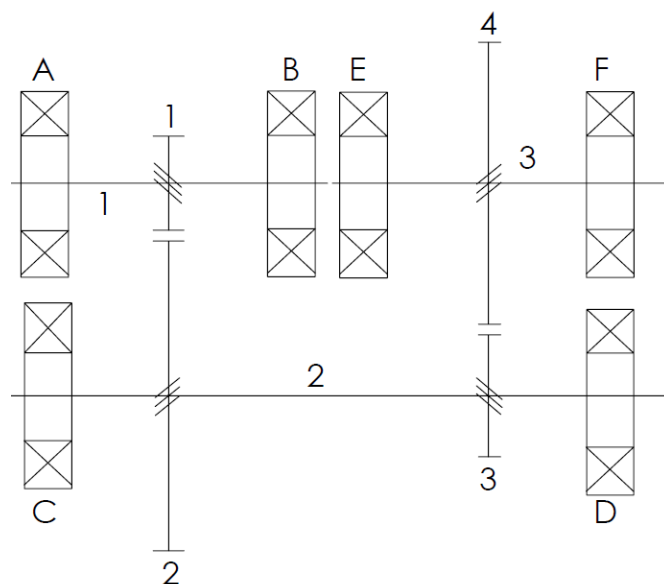
Pro spojení mezi elektromotorem a převodovkou použiji pružnou spojku s vyměnitelnými pružnými prvky. Ke spojení převodovky s dopravníkem poté zubovou spojku, jejíž pružný spojovací prvek bude plnit následující funkce: bude kompenzovat možné vnější síly rázového charakteru, je schopen vyrovnávat nerovnosti ve vedení a rovněž bude ulehčovat rozběh zařízení.

3 Výpočtová zpráva

Schéma na obrázku (Obr. 3.1) nám ukazuje celkové uspořádání naší sestavy, s motorem, spojkami a poháněným dopravníkem. Toto uspořádání volím z důvodu jednoduchosti a praktičnosti koncepce. Obrázek (Obr. 3.2) je detailním schématem vnitřku převodové skříně s ložisky, hřídeli a ozubenými koly, jež jsou označeny příslušnými čísly a písmeny. Dané označení budu nadále používat v celé výpočtové zprávě. Výpočty ozubených kol jsem provedl pomocí zjednodušené normy ČSN 01 4686 (zdroj [1] a [2]), místy doplněné Strojnickými tabulkami [3]. Jejich samotné zpracování jsem provedl v MS Excel. Pomocí těchto předdefinovaných výpočtů, jsem následně vybíral nejlepší parametry (mechanické, geometrické a materiálové) za účelem získání bezproblémového běhu soukolí. **Přednostní byly tyto parametry:** splnění bezpečností spojených s pevností a životností soukolí, minimalizace velikosti soukolí a použitého materiálu. V převodovce používám šikmé ozubení, neboť se tím sníží hlučnost, a prodlouží životnost celého zařízení.



Obr. 3.1 Schéma sestavy



Obr. 3.2 Schéma převodové skříně



3.1 Návrhové výpočty

3.1.1 Návrh převodového poměru

Postupuji tak, že spočtu výsledné otáčky bubnu, které podělím s otáčkami elektromotoru, z čehož dostanu celkový převodový poměr zařízení je pro „koaxiální dvoustupňovou převodovku“ doporučeno volit střední hodnota intervalu 10-25 [1]. Ten rozdělím v zařízení na dílčí převodové poměry pomocí soukolí.

$$n_b = \frac{60v_b}{\pi D_b} \cdot 10^3 = 77,827 \text{ min}^{-1} \quad (3.1)$$

$$i_c = \frac{n_M}{n_b} = \frac{1480}{77,827} = 19,02 \quad (3.2)$$

$$i_c = i'_{přev.} \quad (3.3)$$

$$i'_{přev} = i'_{12} \cdot i'_{34} = 19,02 \quad (3.4)$$

3.1.2 Převodové poměry ozubených kol

Podmínky volby prvního dílčího převodu, tedy soukolí 1-2, jsou takové, že i'_{12} , by mělo být signifikantně menší než i'_{34} , a zároveň i'_{12} , by mělo být menší než číslo pět, popřípadě šest [1].

i'_{34} poté dopočítám z rovnice (3.4).

$$\text{volím: } i'_{12} = 5,6$$

$$i'_{34} = \frac{i'_{přev}}{i'_{12}} = \frac{19,02}{5,6} = 3,396 \quad (3.5)$$

3.1.3 Počet zubů:

Při volbě počtu zubů na soukolí, je rovněž nutné dodržovat jisté podmínky, v první řadě volím počet zubů na pastorku podle intervalu doporučených hodnot [1], tyto empirické hodnoty je vhodné dodržovat, aby například nebyl počet zubů příliš nízký, přičemž by docházelo k podřezání paty zubu nebo zbytečně příliš vysoký. Počet zubů na kole dopočítávám tak, aby převodový poměr odpovídal i'_{12} a i'_{34} . Zároveň, pro „koaxiální“ přímou převodovku, s výstupy na rozdílné straně platí, že $z_1 > z_3$ a kola nesmí mít soudělný počet zubů, kvůli opotřebení, pokud nám vyjdou soudělné počty zubů, volíme nejbližší nižší číslo.

- $z_1 \in < 19; 22 > \rightarrow \text{volím: } z_1 = 20$

$$i'_{12} = \frac{z_2'}{z_1} \rightarrow z_2' = z_1 \cdot i'_{12} = 20 \cdot 5,6 = 112 \quad (3.6)$$

- volím: $z_2 = 111$
- $z_3 \in < 18; 19 > \rightarrow \text{volím: } z_3 = 18$



Fakulta Strojní

$$i'_{34} = \frac{z'_4}{z_3} \rightarrow z'_4 = z_3 \cdot i'_{34} = 18 \cdot 3,396 = 61,12 \quad (3.7)$$

- volím: $z_4 = 61$

3.1.4 Skutečné převodové poměry:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{112}{20} = 5,55 \quad (3.8)$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{61}{18} = 3,39 \quad (3.9)$$

$$i_{přev. sk.} = i_{34} \cdot i_{12} = 18,8145 \quad (3.10)$$

3.1.5 Kontrola převodového poměru:

Při kontrole převodového poměru, zjišťujeme, jestli námi vypočítané počty zubů korespondují se zamýšlenými převodovými poměry, přičemž dovolená odchylka jsou 4% [1].

$$\Delta i_{př} = \left| \frac{i'_{př} - i_{přev. skutečný}}{i'_{př}} \right| = \left| \frac{19,02 - 18,8145}{19,02} \right| = 0,011 < 0,04 \quad (3.11)$$

3.1.6 Výpočet hřídelových kroutících momentů:

Naše převodovka je určena k převodu rychlostní složky výkonu na silovou, proto očekáváme největší kroutící moment na třetí hřídeli.

Hřídel 1 (vstupní):

$$M_{kI} = M_{kM} \quad (3.12)$$

$$n_I = n_{kM} = 1480 \text{ min}^{-1} \quad (3.13)$$

$$M_{kM} = \frac{30\,000}{\pi} \cdot \frac{P}{n} = \frac{30\,000}{\pi} \cdot \frac{5,5}{1480} = 35,49 \text{ Nm} \quad (3.14)$$

Hřídel 2 (předloková):

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 35,49 \cdot 5,55 \cdot 0,98 = 193,015 \text{ Nm} \quad (3.15)$$

$$n_{II} = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{1480}{5,5} = 266,67 \text{ min}^{-1} \quad (3.16)$$

Hřídel 3 (výstupní):

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 193,015 \cdot 3,39 \cdot 0,98 = 641,025 \text{ Nm} \quad (3.17)$$

$$n_{III} = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{264,29}{3,39} = 78,69 \text{ min}^{-1} \quad (3.18)$$

3.1.7 Předběžný návrh průměrů hřídelů:

Předběžný návrh hřídelů slouží pouze ke koncepčnímu modelu, který se bude dále optimalizovat, v závislosti na pevnostních kontrolách a technickém provedení. Používám hodnoty pro koeficient dovoleného napětí ve smyku τ_{DOV} v [1].



$$\varnothing D' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} \quad (3.19)$$

$$\varnothing D'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 35,49}{\pi \cdot 25}} = 19,34 \text{ mm} \rightarrow \varnothing D_1 = 20 \text{ mm} \quad (3.20)$$

$$\varnothing D'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 193,015}{\pi \cdot 35}} = 30,397 \text{ mm} \rightarrow \varnothing D_2 = 35 \text{ mm} \quad (3.21)$$

$$\varnothing D'_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 641,024}{\pi \cdot 50}} = 40,588 \text{ mm} \rightarrow \varnothing D_3 = 45 \text{ mm} \quad (3.22)$$

3.1.8 Návrh hřídelových spojek:

O charakteru hřídelových spojek jsme již rozhodli v oddílu *spojovací prvky*. Bezpečnostní koeficient k , zjistíme podle ČSN 02 6208, pro pružnou spojku poháněnou asynchronním motorem s kotvou na krátko je $1,7 \div 1,9$ [1]. Pro zjištění k tuhé spojky, rovněž použijeme ČSN 02 6208, k pro tuhou spojku poháněnou asynchronním motorem se kotvou na krátko $1,7 \div 1,9$. [1] Jmenovitý krouticí moment zjistíme z katalogu výrobce.

Hřídel 1:

$$M_v = k \cdot M_{kI} = 1,5 \cdot 35,49 = 53,23 \text{ Nm} \quad (3.23)$$

Volím pružnou spojku KTR ROTEX STANDART

$$M_S = 95 \text{ Nm}$$

$$\text{Výsledná bezpečnost } k_v = \frac{M_S}{M_v} = \frac{95}{53,23} = 1,78 \quad (3.24)$$

Hřídel 3:

$$M_v = k \cdot M_{III} = 1,7 \cdot 641,025 = 1089,74 \text{ Nm} \quad (3.25)$$

Volím zubovou spojku od společnosti BoWex 80, typ HEW Compact

$$M_S = 2100 \text{ Nm}$$

$$\text{Bezpečnost } k = \frac{M_S}{M_v} = \frac{2100}{1089,74} = 1,92 \quad (3.26)$$

3.1.9 Výpočet modulu m_{12} a m_{34} :

Rozměr ozubených čelních kol budu navrhovat dle ČSN 01 4686 Část 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A OZUBENÝCH KOL. Během návrhového výpočtu modulu jsem použil jak způsob výpočtu pomocí výpočtu namáhání zubu v ohybu, tak namáhání zubu v dotyku (pitting). Oba způsoby výpočtu nakonec vezmu v úvahu při finální volbě modulu ozubených kol. Modul m_{34} musí být větší než modul m_{12} .

Zvolené parametry a koeficienty určené z tabulek

$$f_p = 18 \text{ pro kalená ozubená kola}$$



Fakulta Strojní

$K_A = 1$ pro převodovku hnanou elektromotorem, která pohání dopravník

$$K_{H\beta_1} = 1,31$$

$$K_{H\beta_2} = 1,23$$

$$K_{F1} = K_A \cdot K_{H\beta_1} = 1,0 \cdot 1,31 = 1,31 \quad (3.27)$$

$$K_{F2} = K_A \cdot K_{H\beta_2} = 1,0 \cdot 1,23 = 1,23 \quad (3.28)$$

PRO OZUBENÁ KOLA VOLÍM OCEL ČSN 14 220, DIN 17210 → CEMENTOVÁNO KALENO

$$J_{HV} = 250$$

$$V_{HV} = 650 \div 720$$

$$\sigma_{Flimb}^0 = 700 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlimb} = 1\,270 \text{ MPa}$$

$$(b_{WF/mn}) = < 15 \div 25 > [1] \text{ volím } 20$$

$$f_H = 770 \text{ pro šikmé zuby}$$

$$K_H = K_F = 1,31; 1,23$$

$$(b_{WH}/d) = 1,1$$

$$u_{12} = 5,5$$

$$\beta_{12} = 10^\circ$$

$$u_{34} = 3,39$$

$$\beta_{34} = 10^\circ$$

a) Dle namáhání na ohyb:

$$m'_n = f_P \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_k}{\left(\frac{b_{WF}}{mn}\right) \cdot z \cdot \sigma_{FP}}} \quad (3.29)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa} \quad (3.30)$$

$$m_{n12} = f_P \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{\left(\frac{b_{WF}}{mn}\right) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,31 \cdot 35,49}{20 \cdot 20 \cdot 420}} = 1,17 \text{ mm} \quad (3.31)$$

$$m_{n34} = f_P \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{\left(\frac{b_{WF}}{mn}\right) \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,23 \cdot 193,015}{20 \cdot 18 \cdot 420}} = 2,09 \text{ mm} \quad (3.32)$$

b) Dle namáhání na pitting:

$$d' = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{(b_{WH}/d) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (3.33)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1270 = 1016 \text{ MPa} \quad (3.34)$$



$$d'_1 = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,31 \cdot 35,49}{1,1 \cdot 1016^2} \cdot \frac{5,5 + 1}{5,5}} = 28,05 \text{ mm} \quad (3.35)$$

$$m'_{n12} = d'_1 \cdot \frac{\cos\beta}{z_1} = 28,05 \cdot \frac{\cos 10^\circ}{20} = 1,38 \quad (3.36)$$

$$d'_2 = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,23 \cdot 193,015}{1,1 \cdot 1016^2} \cdot \frac{3,39 + 1}{3,39}} = 49,82 \text{ mm} \quad (3.37)$$

$$m'_{n34} = d'_2 \cdot \frac{\cos\beta}{z_3} = 57,194 \cdot \frac{\cos 10^\circ}{18} = 2,72 \quad (3.38)$$

Volím modul $m_{n12} = 1,5 \text{ mm}$ dle ČSN 01 4608

Volím modul $m_{n34} = 2,5 \text{ mm}$ dle ČSN 01 4608

3.1.10 Návrh rozměrů kol:

Roztečné kružnice:

$$d_1 = \frac{m_{n12} \cdot z_1}{\cos\beta_{12}} = \frac{1,5 \cdot 20}{\cos 10^\circ} = 30,46 \text{ mm} \quad (3.39)$$

$$d_2 = \frac{m_{n12} \cdot z_2}{\cos\beta_{12}} = \frac{1,5 \cdot 111}{\cos 10^\circ} = 169,07 \text{ mm} \quad (3.40)$$

$$d_3 = \frac{m_{n34} \cdot z_3}{\cos\beta_{34}} = \frac{2,5 \cdot 18}{\cos 10^\circ} = 45,69 \text{ mm} \quad (3.41)$$

$$d_4 = \frac{m_{n34} \cdot z_4}{\cos\beta_{34}} = \frac{2,5 \cdot 61}{\cos 10^\circ} = 154,85 \text{ mm} \quad (3.42)$$

Šířka kol:

$$b_1 = \left(\frac{b_{WF}}{m_n} \right) \cdot m_{12} + m_{12} = 20 \cdot 1,5 + 1,5 = 31,5 \rightarrow 32 \text{ mm} \quad (3.43)$$

$$b_2 = \left(\frac{b_{WF}}{m_n} \right) \cdot m_{12} = 20 \cdot 1,5 = 30 \text{ mm} \quad (3.44)$$

$$b_3 = \left(\frac{b_{WF}}{m_n} \right) \cdot m_{34} + m_{34} = 20 \cdot 2,5 + 2,5 = 52,5 \rightarrow 52 \text{ mm} \quad (3.45)$$

$$b_4 = \left(\frac{b_{WF}}{m_n} \right) \cdot m_{34} = 20 \cdot 2,5 = 50 \text{ mm} \quad (3.46)$$

3.1.11 Osová vzdálenost:

Osová vzdálenost se standartně volí dle normy ČSN 03 1014, aby se dalo soukolí správně korigovat nicméně v dnešní době moderních CNC strojů tyto požadavky, stejně jako korekce soukolí často nejsou nutné, v mém případě kdy má osa vstupní hřídele je kolineární s osou výstupní hřídele, však tato nutnost přetrvává.



Fakulta Strojní

$$a_{12} = \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}} = 99,77 \text{ mm} \quad (3.47)$$

$$a_{34} = \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{34}} = 100,27 \text{ mm} \quad (3.48)$$

Volím normalizovanou osovou vzdálenost $a_w = 100 \text{ mm}$ dle ČSN 03 1014

Dovolená odchylka od osové vzdálenosti, aby se dalo soukolí korigovat, je 0,3.m

$$0,3 \cdot m_{12} = 0,3 \cdot 1,5 = 0,45 \Rightarrow a_{w12} = 100 \pm 0,45 \text{ mm} \quad (3.49)$$

$$|a_w - a_1| = 0,23 \leq 0,45 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.50)$$

$$0,3 \cdot m_{34} = 0,3 \cdot 2,5 = 0,75 \Rightarrow a_{w12} = 100 \pm 0,75 \text{ mm} \quad (3.51)$$

$$|a_w - a_2| = 0,273 \leq 0,75 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.52)$$

3.1.12 Korekce dle ISO/TC 60-1981:

Soukolí 1-2:

Dáno/zvoleno: $\beta = 10^\circ$, $\alpha_n = 20^\circ$

$$\text{tg } \alpha_t = \frac{\text{tg } \alpha_n}{\cos \beta} \quad (3.53)$$

$$\alpha_t = 0,354 \text{ rad}$$

$$\alpha_{tw} = (\cos \alpha_{tw})^{-1} = \left(\frac{a_t}{a_w} \cdot \cos \alpha_t \right)^{-1} = 0,3603 \text{ rad} \quad (3.54)$$

$$\text{inv}_{\alpha_t} = \text{tg } \alpha_t - \alpha_t = 0,01557 \text{ rad} \quad (3.55)$$

$$\text{inv}_{\alpha_{tw}} = \text{tg } \alpha_{tw} - \alpha_{tw} = 0,01645 \text{ rad} \quad (3.56)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \text{tg } \alpha_n} \cdot (\text{inv}_{\alpha_{tw}} - \text{inv}_{\alpha_t}) = 0,15756 \text{ mm} \quad (3.57)$$

$$x_1 = \frac{i_{12}(x_1 + x_2)}{(i_{12} + 1)} = 0,13335 \text{ mm} \quad (3.58)$$

$$x_2 = \frac{(x_1 + x_2)}{(i_{12} + 1)} = 0,024054 \text{ mm} \quad (3.59)$$

Soukolí 3-4:

$$\alpha_t = 0,354 \text{ rad}$$

$$\alpha_{tw} = 0,34654 \text{ rad}$$

$$\text{inv}_{\alpha_t} = 0,0155 \text{ rad}$$

$$\text{inv}_{\alpha_{tw}} = 0,0146 \text{ rad}$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \text{tg } \alpha_n} \cdot (\text{inv}_{\alpha_{tw}} - \text{inv}_{\alpha_t}) = -0,10825 \text{ mm} \quad (3.60)$$

$$x_1 = \frac{i_{12}(x_1 + x_2)}{(i_{12} + 1)} = -0,0836 \text{ mm} \quad (3.61)$$

$$x_2 = \frac{(x_1 + x_2)}{(i_{12} + 1)} = -0,0247 \text{ mm} \quad (3.62)$$



Přehled návrhových parametrů soukolí:

m_{12}	β_{12}	z_1	z_2	i_{12}	a_{12}	a_{w12}	m_{34}	β_{34}	z_3	z_4	i_{34}	a_{34}	a_{w34}
1.5	10^0	20	111	5,55	99,77	100	2,5	10^0	18	61	3,39	100,273	100

Tabulka 3.1 Návrhové parametry soukolí

3.1.13 Pevnostní kontrola ozubení

Všechny koeficienty, jsem volil a spočetl dle [1]; [2]; [3]. Výpočty jsem provedl v [15], a přehled jejich výsledků je zobrazen v tabulkách (3.1) a (3.2).

Použité vztahy:

A) Kontrola ozubení na ohyb:

$$\sigma_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot \sigma_{F0} = \sigma_{Flim} \cdot \frac{1}{S_{Fmin}} \quad (3.63)$$

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{(b \cdot m_n)} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \quad (3.64)$$

$$S_F = \sigma_{Flim} \cdot \frac{1}{\sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \quad (3.65)$$

B) Kontrola ozubení na dotyk:

$$\sigma_H = Z_B (K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta})^{1/2} \cdot \sigma_{H0} = \sigma_{Hlim} \cdot \frac{1}{S_{Hmin}} \quad (3.66)$$

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \left(\frac{1+u}{u} \cdot \frac{F_t}{d \cdot b} \right)^{1/2} \quad (3.67)$$

$$S_H = \sigma_{Hlim} \cdot \frac{1}{(\sigma_{H0}^2 \cdot Z_B^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta})^{1/2}} \quad (3.68)$$

Soukolí 1-2:

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	20,00		d	30,46	169,07	σ_{Flim}	700,00	700,00
z_2	111,00		d_a	33,86	172,14	σ_{Hlim}	1270,00	1270,00
m_n	1,50		d_f	27,11	165,39	Y_{Fa}	2,56	2,17
x_1	0,13		d_b	28,57	158,58	Y_{Sa}	1,63	1,82
x_2	0,02		d_w	30,53	169,47	Y_ϵ	0,70	0,70
α_n	20,00		h_a	1,70	1,53	Y_β	0,92	0,92
β	10,00		h_f	1,67	1,84	F_β	6,00	6,00
a_w	100,00		h	3,37	3,37	$Y_{N,x}$	1,00	1,00
b_1	32,00		s_n	2,50	2,38	Z_H	2,44	2,44
b_2	30,00		s_t	2,54	2,42	Z_E	189,80	189,80
P	5,50		v_n	2,21	2,33	Z_ϵ	0,78	0,78
n_1	1480,00		v_t	2,24	2,37	Z_β	0,99	0,99
M_{k1}	35487,25		α_w	20,64		Z_B	1,00	1,00
v	2,36					$Z_{R,T}$	1,00	1,00



u	5,55					K _A	1,00	1,00
						K _V	1,08	1,08
Kontrolní rozměry						K _{Fα}	1,10	1,10
	1,00	2,00				K _{Fβ}	1,32	1,32
h _k	1,30	1,15				K _{Hα}	1,10	1,10
s _k	2,21	2,21		konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,36	1,36
z'	3,00	13,00						
M/z	11,65	57,81		přes zuby				
d	2,21	2,21				S _F	3,44	3,41
M/d	32,89	171,25		přes kuličky		S _H	1,59	1,59

Tabulka 3.2 Pevnostní kontrola soukolí 1-2

Zhodnocení:

Dle [1]: $S_{F\ min} = 1,3 \div 1,5$; $S_{F\ max} = 2,4 \div 4$; $S_{H\ min} = 1,1 \div 1,2$; $S_{H\ max} = 2 \div 2,5$

=> součinitel bezpečnost $S_{F1} = 3,439$ a $S_{F2} = 3,412$ VYHOVUJE

=> součinitel bezpečnost $S_{H1} = S_{H2} = 1,594$ VYHOVUJE

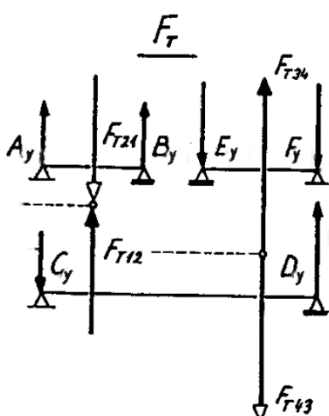
Soukolí 1-2:

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z ₁	18,00		d	45,69	154,85	σ _{Flim}	700,00	700,00
z ₂	61,00		d _a	50,27	159,72	σ _{Hlim}	1270,00	1270,00
m _n	2,50		d _f	39,03	148,48	Y _{Fa}	3,02	2,28
x ₁	-0,08		d _b	42,86	145,25	Y _{sa}	1,50	1,73
x ₂	-0,02		d _w	45,57	154,43	Y _ε	0,69	0,69
α _n	20,00		h _a	2,29	2,44	Y _β	0,92	0,92
β	10,00		h _f	3,33	3,19	F _β	6,00	6,00
a _w	100,00		h	5,62	5,62	Y _{N,X}	1,00	1,00
b ₁	52,00		s _n	3,77	3,88	Z _H	2,49	2,49
b ₂	50,00		s _t	3,83	3,94	Z _E	189,80	189,80
P	5,39		v _n	4,08	3,97	Z _ε	0,78	0,78
n ₁	266,67		v _t	4,14	4,03	Z _β	0,99	0,99
M _{k1}	192976,94		α _w	19,86		Z _B	1,00	1,00
v	0,64					Z _{R,T}	1,00	1,00
u	3,39					K _A	1,00	1,00
						K _V	1,01	1,01
Kontrolní rozměry						K _{Fα}	1,10	1,10
	1,00	2,00				K _{Fβ}	1,39	1,38
h _k	1,68	1,81				K _{Hα}	1,10	1,10
s _k	3,33	3,33		konst. tloušťka		K _{Hβ}	1,44	1,44
z'	3,00	8,00						
M/z	18,97	57,54		přes zuby				
d	3,69	3,69				S _F	2,44	2,70
M/d	48,62	158,27		přes kuličky		S _H	1,26	1,26

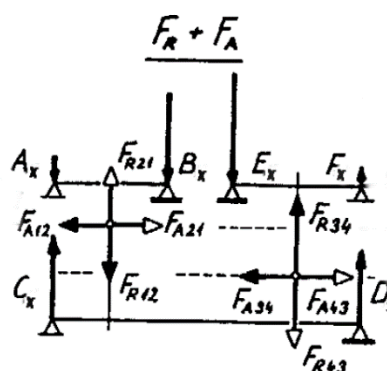
Tabulka 3.3 Pevnostní kontrola soukolí 3-4

**Zhodnocení:**=> bezpečnost $S_{F1} = 2,439$ a $S_{F2} = 2,699$ VYHOVUJE=> bezpečnost $S_{H1} = S_{H2} = 1,258$ VYHOVUJE**3.2 SILOVÉ POMĚRY**

Velikost působících sil byla spočtena z návrhových parametrů soukolí. Při výpočtu silových účinků je využíváno principu superpozice, tedy všechny síly jsou přesunuty do působíště ve středu hřídele. Účinky jednotlivých silových složek působí tak jak je znázorněno na (Obr. 3.3) v rovině tečných sil (XZ) a (Obr. 3.4) v rovině radiálních a axiálních sil (YZ). Pro úplnost předkládám rozkreslení smyslu působení jednotlivých silových na každou hřídel zvlášť v rovině XZ (Obr. 3.5), (Obr. 3.6), (Obr. 3.7) a YZ (Obr. 3.8), (Obr. 3.9), (Obr. 3.10). Výsledné reakce jsou shrnuty v (Tabulka 3.4).



Obr. 3.3 Projekce sil do roviny XZ [1]



Obr. 3.4 Obr. 3.4 Projekce sil do roviny YZ [1]

3.2.1 Výpočet velikosti sil**3.2.1.1 Tečná síla**

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot M_{KI}}{d_{W1}} = \frac{2 \cdot 35,49}{30,534 \cdot 10^{-3}} = 2\,324,44 \text{ N} \quad (3.69)$$

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot M_{KII}}{d_{W3}} = \frac{2 \cdot 193,015}{45,569 \cdot 10^{-3}} = 8\,471,336 \text{ N} \quad (3.70)$$

3.2.1.2 Radiální síla

Kvůli větší přesnosti počítám s valivými úhly šikmosti zubů α a boku zubů β .

$$\operatorname{tg} \beta_{W12} = \operatorname{tg} \beta_{12} \cdot \frac{d_{W1}}{d_1} = \operatorname{tg} 10^\circ \cdot \frac{30,534}{30,463} \Rightarrow \beta_{W12} = 10,02283^\circ \quad (3.71)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{W34} = \operatorname{tg} \beta_{34} \cdot \frac{d_{W3}}{d_3} = \operatorname{tg} 10^\circ \cdot \frac{45,569}{45,694} \Rightarrow \beta_{W34} = 9,973194^\circ \quad (3.72)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{NW1} = \cos \beta_{W12} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tW1} = \cos 8,0021^\circ \cdot \operatorname{tg} 20,223^\circ \Rightarrow \alpha_{NW1} = 20,355^\circ \quad (3.73)$$



Fakulta Strojní

$$\operatorname{tg} \alpha_{NW3} = \cos \beta_{W34} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tW3} = \cos 8,0021^\circ \cdot \operatorname{tg} 20,612^\circ \Rightarrow \alpha_{NW34} = 19,578^\circ \quad (3.74)$$

$$F_{R12} = F_{T12} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{NW12}}{\cos \beta_{W12}} = 875,728 \text{ N} \quad (3.75)$$

$$F_{R34} = F_{T34} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{NW34}}{\cos \beta_{W34}} = 3059,127 \text{ N} \quad (3.76)$$

3.2.1.3 Axiální síla

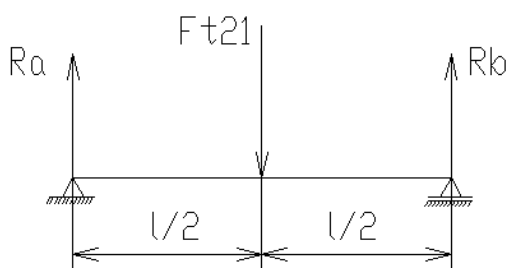
$$F_{A12} = F_{T12} \cdot \operatorname{tg} \beta_{W1} = 410,817 \text{ N} \quad (3.77)$$

$$F_{A34} = F_{T34} \cdot \operatorname{tg} \beta_{W3} = 1489,63 \text{ N} \quad (3.78)$$

3.2.2 Výpočet silových účinků:

3.2.2.1 Rovina tečných sil (XZ)

Hřídel 1:



Obr. 3.5 Hřídel 1 rovina XZ

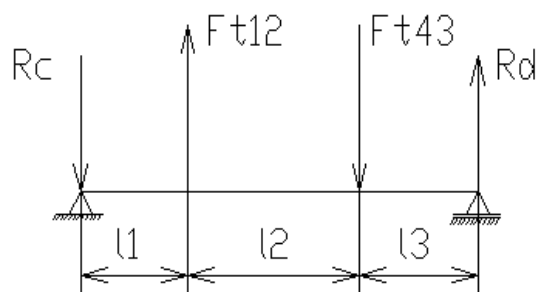
$$x: R_A + R_B - F_{t21} = 0 \quad (3.79)$$

$$M_a: R_B \cdot l - F_{t21} \cdot \frac{l}{2} = 0 \quad (3.80)$$

$$R_b = \frac{1}{2} F_{t21} = \frac{1}{2} \cdot 2342,14 = 1\,162,22 \text{ N} \quad (3.81)$$

$$R_a = \frac{1}{2} F_{t21} = \frac{1}{2} \cdot 2342,14 = 1\,162,22 \text{ N} \quad (3.82)$$

Hřídel 2:



$$l_1 = 21,25 \text{ mm}$$

$$l_2 = 99 \text{ mm}$$

$$l_3 = 33,75 \text{ mm}$$

Obr. 3.6 Hřídel 2 rovina XZ

$$x: F_{t12} + R_D - R_C - F_{t34} = 0 \quad (3.83)$$

$$M_C: F_{t12} \cdot l_1 - F_{t34} \cdot (l_1 + l_2) + R_D(l_1 + l_2 + l_3) = 0 \quad (3.84)$$

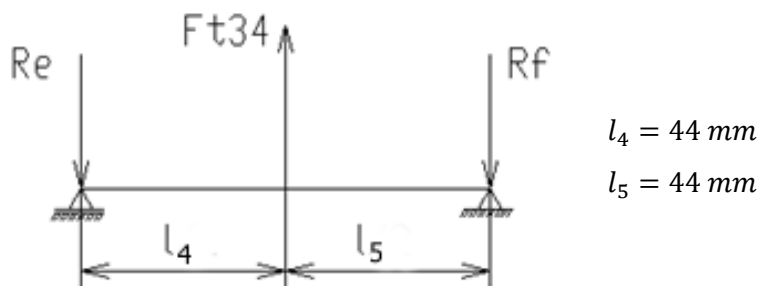


Fakulta Strojní

$$R_D = F_{t43} \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_1 + l_2 + l_3} - F_{t12} \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2 + l_3} = 6294,05 \text{ N} \quad (3.85)$$

$$R_C = F_{t12} - F_{t34} + R_D = 147,16 \text{ N} \quad (3.86)$$

Hřídel 3:



Obr. 3.7 Hřídel 3 rovina XZ

$$x: F_{t34} - R_E - R_F = 0 \quad (3.87)$$

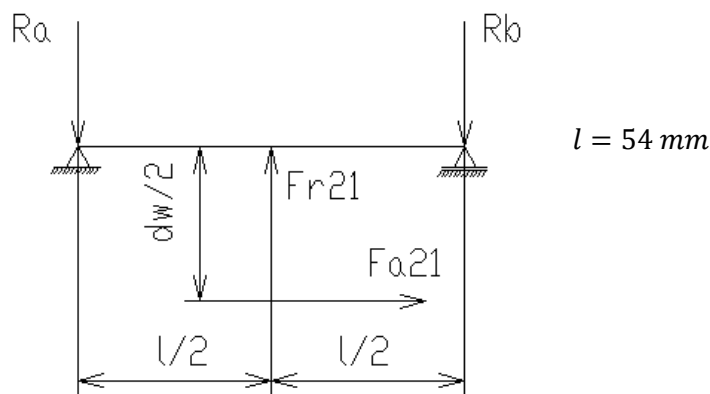
$$M_A: F_{t34} \cdot l_4 - R_F \cdot l = 0 \quad (3.88)$$

$$R_F = (F_{t34} \cdot l_4) / l = (8471,34 \cdot 34) / 73 = 3945,56 \text{ N} \quad (3.89)$$

$$R_E = F_{t34} - R_F = 8471,34 - 3945,56 = 4525,78 \text{ N} \quad (3.90)$$

3.2.2.2 Rovina radiálních a axiálních sil (YZ):

Hřídel 1:



Obr. 3.8 Hřídel 1 rovina YZ

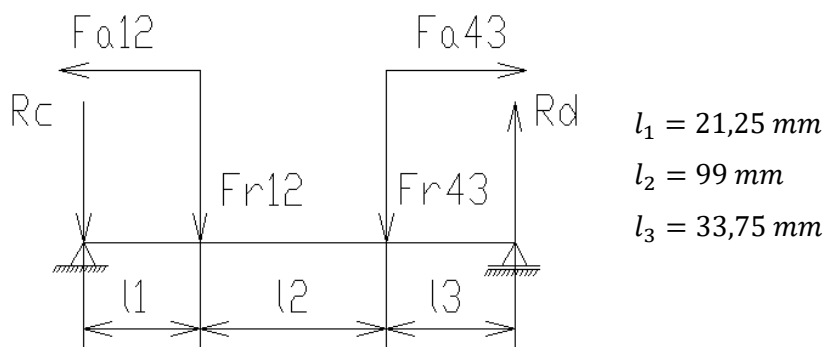
$$y: F_{r21} - R_A - R_B = 0 \quad (3.91)$$

$$M_A: F_{r21} \cdot \frac{l}{2} - R_B \cdot l + F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 0 \quad (3.92)$$

$$R_B = \frac{1}{2} F_{r21} + F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2l} = \frac{1}{2} \cdot 875,73 + 410,817 \cdot \frac{30,53}{2 \cdot 54} = 554,012 \text{ N} \quad (3.93)$$

$$R_A = F_{r21} - R_B = 321,72 \text{ N} \quad (3.94)$$

Hřídel 2



Obr. 3.9 Hřídel 2 rovina YZ

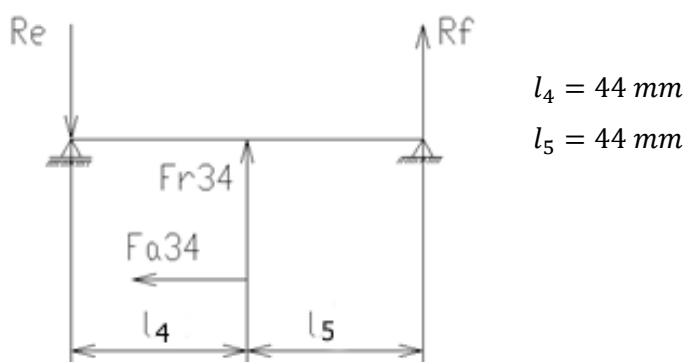
$$y: R_C + R_D - F_{r12} - F_{r43} = 0 \quad (3.95)$$

$$M_C: F_{a12} \frac{d_{w2}}{2} - F_{r12} \cdot l_1 - F_{r43}(l_1 + l_2) - F_{a43} \frac{d_{w3}}{2} + R_D(l_1 + l_2 + l_3) = 0 \quad (3.96)$$

$$R_D = -F_{a12} \cdot \frac{d_{w2}}{2(l_1 + l_2 + l_3)} + F_{r12} \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2 + l_3} + F_{r43} \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_1 + l_2 + l_3} + F_{a43} \cdot \frac{d_{w3}}{2(l_1 + l_2 + l_3)} \quad (3.97)$$

$$R_D = 2\,504,5 \text{ N}$$

$$R_C = F_{r12} + F_{r43} - R_D = 1\,430,36 \text{ N} \quad (3.98)$$

Hřídel 3:

Obr. 3.10 Hřídel 3 rovina YZ

$$y: F_{r34} - R_E + R_F = 0 \quad (3.99)$$

$$M_E: F_{r34} \cdot l_4 + R_F \cdot l - F_{a34} \frac{d_{w4}}{2} = 0 \quad (3.100)$$

$$R_F = F_{a34} \frac{d_{w4}}{2l} - F_{r34} \cdot \frac{l_4}{l} = -218,93 \text{ N} \quad (3.101)$$

$$R_E = F_{r34} + R_F = 2840,2 \text{ N} \quad (3.102)$$

3.2.3 Výsledné radiální reakce v jednotlivých podporách:

$$\text{podpora A: } \sqrt{R_{Ar}^2 + R_{At}^2} = \underline{1\,205,93 \text{ N}} \quad (3.103)$$

$$\text{podpora B: } \sqrt{R_{Br}^2 + R_{Bt}^2} = \underline{1\,287,51 \text{ N}} \quad (3.104)$$



Fakulta Strojní

$$\text{podpora C: } \sqrt{R_{Cr}^2 + R_{Ct}^2} = \underline{6\,454,53\,N} \quad (3.105)$$

$$\text{podpora D: } \sqrt{R_{Dr}^2 + R_{Dt}^2} = \underline{2\,508,82\,N} \quad (3.106)$$

$$\text{podpora E: } \sqrt{R_{Er}^2 + R_{Et}^2} = \underline{5\,099,77\,N} \quad (3.107)$$

$$\text{podpora F: } \sqrt{R_{Fr}^2 + R_{Ft}^2} = \underline{4\,241,32\,N} \quad (3.108)$$

3.2.4 Přehled reakcí do jednotlivých ložisek:

Reakce	$A_{radiální}$	$A_{axiální}$	$B_{radiální}$	$B_{axiální}$	$C_{radiální}$	$C_{axiální}$
F[N]	1 205,93	0	1 287,51	410,82	6 454,53	0
Reakce	$D_{radiální}$	$D_{axiální}$	$E_{radiální}$	$E_{axiální}$	$F_{radiální}$	$F_{axiální}$
F[N]	2 508,82	- 1078,82	5 099,77	1489,64	4241,32	0

Tabulka 3.4 Přehled sil do jednotlivých ložisek

3.3 Návrh ložisek

Jak jsou ložiska značená a umístěná je detailně zobrazeno na (Obr. 3.2). Zvolená ložiska budou muset odolávat velkým radiálním a axiálním silám, a vydržet v provozu minimálně po dobu 20 000h. Při jejich volbě jsem postupoval, od jednořadých kuličkových ložisek řad (62xx; 63xx; 64xx), přes dvouřadé kuličkové řad 42xx. Až po kuželíková ložiska. Alternativu kombinace axiálního a radiálního ložiska (válečkového) jsem pro nepraktičnost návrhu neuvažoval. Ložiska jsem vybíral z katalogu SKF. Pro úplnost uvedu kompletní výpočty zvolených ložisek, a hodnoty jejich alternativ.

3.3.1 Výpočet životnosti ložisek

a) Jednořadá a dvouřadá kuličková ložiska

Životnost kuličkových ložisek, tedy ložisek s bodovým stykem je počítána dle následujícího algoritmu, přičemž vycházíme ze vztahu pro trvanlivost ložisek (3.109). Koeficienty a hodnoty C_0, C, e, Y, X jsou odečteny z tabulek [3] popřípadě z katalogu výrobce.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \quad (3.109)$$

1. Podle $\frac{F_a}{C_0}$ volím hodnotu e

2. Jež porovnávám s $\frac{F_a}{F_r}$ z čehož jsem schopen zjistit koeficienty X a Y

3. Spočtu ekvivalentní dynamické zatížení $P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$ (3.110)

$$4. \text{ Z čehož již lze získat dynamickou únosnost } C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16\,666}} \quad (3.111)$$

5. Porovnáme dynamickou únosnost s hodnotou poskytovanou výrobcem.

b) Kuželíková ložiska

Postu výpočtu životnosti kuželíkových ložisek, je obdobný, jako v případě ložisek s bodovým stykem a rovněž vychází z rovnice (3.109), avšak v tomto případě se jedná o ložiska s úsekovým stykem, proto je koeficient trvanlivosti p roven $10/3$. Koeficient e je udáván výrobcem.

Výhodou kuželíkových ložisek je jejich velká trvanlivost, a relativně malá pořizovací cena, spojená s relativně malými rozměry. Drastickou nevýhodou je komplikovanost montáže (každý hřídel se musí montovat zvlášť a ručně přeměřit) a riziko špatného uložení ložisek, jež má za následek katastrofální snížení životnosti ložiska i ozubených kol a značnou hlučnost. Z tohoto důvodu nejsou vhodná do velkovýrobních aplikací. V našem případě máme sérii padesáti kusů výrobků za rok, a tudíž, můžeme každý kus zvlášť smontovat a přeměřit, bez této informace bych kuželíková ložiska zavrhnul.

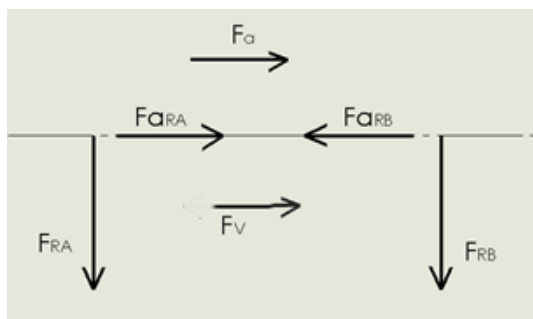
Součástí výpočtu kuželíkových ložisek je rovněž informace o tom, které ložisko je axiálně sevřeno, a které je axiálně volné, neboť právě zde se bude muset aplikovat předpětí, aby nedocházelo k více zmíněným problémům. Volím uložení ložisek do X, neboť předpětí bude realizováno ložiskovými podložkami různých tloušťek.

Hřídel 1

Pro hřídel 1 jsou vhodná tato ložiska (uvádím pouze vyšší z hodnot ložisek A a B):

- Jednořadá kuličková: SKF 6404; $C_{\text{spočtené}} = 18\,637,68 \text{ N}$; $C_{\text{výrobce}} = 30,7 \text{ kN}$
- Dvouřadá kuličková: SKF 4204 ATN9; $C_{\text{spočtené}} = 15\,513 \text{ N}$; $C_{\text{výrobce}} = 17,8 \text{ kN}$

Volím jednořadá kuželíková ložiska od firmy **SKF 32004 X/Q**



Obr. 3.11 Síly od ložisek na hřídeli 1

Katalogové parametry:

$$d = 20 \text{ mm}; D = 42 \text{ mm}; T = 15 \text{ mm};$$

$$a = 10 \text{ mm}$$

$$C = 24,2 \text{ kN}; C_0 = 27 \text{ kN}; e = 0,37;$$

$$Y = 1,6; Y_0 = 0,9$$



Fakulta Strojní

Axiální síla od ložiska:

$$F_{aRA} = \frac{R_{art}}{2 \cdot Y} = \frac{1205,93}{2 \cdot 1,6} = 376,85 \text{ N} \quad (3.112)$$

$$F_{aRB}^* = \frac{R_{brt}}{2 \cdot Y} = \frac{1287,51}{2 \cdot 1,6} = 402,35 \text{ N} \quad (3.113)$$

$$F_{aRB} = F_{aRB}^* - B_{ax} = 402,35 - 410,82 = -8,47 \text{ N} \quad (3.114)$$

$$F_V = F_{aA} + F_{aB} = 376,85 - 8,47 = 368,38 \text{ N} \quad (3.115)$$

Sevřené je ložisko B, uvolněné je ložisko A.

Trvanlivost ložiska A:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e(0,37) \Rightarrow X = 1; Y = 0 \quad (3.116)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot |F_0| = 1 \cdot 1205,93 = 1205,93 \text{ N} \quad (3.117)$$

Trvanlivost:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_1}\right) = 247\,304 \text{ h} \gg 20\,000 \quad (3.118)$$

Trvanlivost ložiska B:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,286 < e(0,37) \Rightarrow x = 1; Y = 0 \quad (3.119)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = x \cdot F_r + Y \cdot |F_0| = 1 \cdot 1287,51 = 1287,51 \text{ N} \quad (3.120)$$

Trvanlivost:

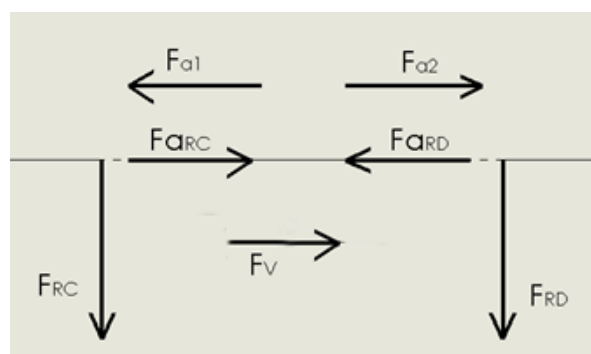
$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_1}\right) = 198\,824 \text{ h} \gg 20\,000 \quad (3.121)$$

Hřídel 2

Pro hřídel 2 jsou vhodná tato ložiska (uvádím pouze vyšší z hodnot ložisek C a D):

- Jednořadá kuličková: SKF 6407; $C_{\text{spočtené}} = 41\,574,11 \text{ N}$; $C_{\text{výrobce}} = 55,3 \text{ kN}$
- Dvouřadá kuličková: SKF 4207 ATN9; $C_{\text{spočtené}} = 41\,574,11 \text{ N}$; $C_{\text{výrobce}} = 50,7 \text{ kN}$

Volím jednořadá kuželíková ložiska od firmy **SKF**, typ **32 007 X**



Katalogové parametry:

$$d = 35 \text{ mm}; D = 62 \text{ mm}; T = 18 \text{ mm};$$

$$a = 15 \text{ mm}$$

$$C = 42,9 \text{ kN}; C_0 = 54 \text{ kN}; e = 0,46;$$

$$Y = 1,3; Y_0 = 0,7$$

Obr. 3.12 Síly od ložisek na hřídeli 2



Fakulta Strojní

Axiální síla od ložiska:

(3.122)

$$F_{aRC} = \frac{R_{Crt}}{2 \cdot Y} = \frac{6\,398,41}{2 \cdot 2,1,3} = 2\,460,92 \text{ N}$$

$$F_{aRD}^* = \frac{R_{Drt}}{2 \cdot Y} = \frac{2\,516,25}{2 \cdot 2,1,3} = 967,78 \text{ N} \quad (3.123)$$

$$F_{aRD} = F_{aRD}^* - D_{ax} = 967,78 - 1\,078,82 = -111,04 \text{ N} \quad (3.124)$$

$$F_v = F_{aRC} + F_{aRD} = 2\,460,92 - 111,04 = 2\,349,88 \text{ N} \quad (3.125)$$

Sevřené je ložisko D, uvolněné je ložisko C.

Trvanlivost Ložiska C:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 < e(0,46) \Rightarrow X = 1; Y = 0 \quad (3.126)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot |F_0| = 1 \cdot 6\,398,41 = 6\,398,41 \text{ N} \quad (3.127)$$

Trvanlivost:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2}\right) = 35\,521 \text{ h} > 20\,000 \quad (3.128)$$

Trvanlivost ložiska D:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,93 > e(0,46) \Rightarrow x = 0,4; Y = 1,3 \quad (3.129)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot |F_0| = 0,4 \cdot 2\,516,25 + 1,3 \cdot 2\,349,88 = 4\,061,34 \text{ N} \quad (3.130)$$

Trvanlivost:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_2}\right) = 161\,622,22 \text{ h} \gg 20\,000 \quad (3.131)$$

Hřídel 3:

Pro hřídel 3 jsou vhodná tato ložiska (uvádím pouze vyšší z hodnot ložisek E a F):

- Kuželíková ložiska: SKF 32009 X/Q; $L_{\text{spočtené}} = 538\,127 \text{ H} > 20\,000$
- Dvouřadá kuličková: SKF 4209 ATN9; $C_{\text{spočtené}} = 25\,210 \text{ N}$; $C_{\text{výrobce}} = 39 \text{ kN}$

Volím jednořadá kuličková ložiska od firmy **SKF, typ 6209**

Trvanlivost ložiska E:

Katalogové parametry:

$$C = 33,2 \text{ kN}; C_0 = 21,6 \text{ kN};$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1489,64}{21\,600} = 0,068 \Rightarrow e = 0,24 \quad (3.132)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1489}{5\,099,77} = 0,29 > e; \text{ z tabulek odečtu } X=0,56; Y=1,8 \quad (3.133)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 5\,537,22 \text{ N} \quad (3.134)$$



$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16\,666}} = 5\,537,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{20\,000 \cdot 78,69}{16\,666}} = 25\,215 \text{ N} \quad (3.135)$$

Trvanlivost ložiska F:

$$\frac{F_a}{C_0} = 0 < e \implies e = 0 \quad (3.136)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 ; \text{ z tabulek odečtu } X=1; Y=0. \quad (3.137)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 4\,241,5 = 4\,241,5 \text{ N} \quad (3.138)$$

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n}{16\,666}} = 4\,241,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{20\,000 \cdot 78,69}{16\,666}} = 19\,314,88 \text{ N} \quad (3.139)$$

3.3.2 Komentář k volbě ložisek

Pro hřídele 1, 2 volím jednořadé kuželíkové ložiska **SKF 32004 X/Q** a **SKF 32007 X**. Nejen, že se jedná o nejlevnější řešení, ale i o nejpraktičtější, tato ložiska vydrží nejdéle ze všech navrhovaných typů a mají ze všech nejmenší instalační rozměry.

Pro hřídel 3 jednořadé kuličkové ložisko **SKF 6209**. Toto ložisko má relativně velké rozměry, ale je nelevnější jak ukazuje (Tabulka 3.5), a v tomto případě nelze s čistým svědomím opodstatnit montáž dalšího kuželíkového ložiska.

Hřídel	Ložiska typ	Cena (bez DPH)
1	SKF 6404	565,20 Kč
	SKF 4204 ATN9	577,17 Kč
	SKF 32004 X/Q	201,60 Kč
2	SKF 6407	988,20 Kč
	SKF 4307 ATN9	1116,00 Kč
	SKF 32007 X	288,00 Kč
3	SKF 6209	234,00 Kč
	SKF 4209 ATN9	1040,76 Kč
	SKF 32009 X/Q	423,00 Kč

Tabulka 3.5 Ceny použitelných ložisek (bez DPH)

3.4 Návrh uložení kol na hřídelích:

Při návrhu uložení jsem postupoval, tak, že jsem napřed vyzkoušel pojištění těsným perem, s maximálním počtem per 2, jako vhodná alternativa jeví metodu nalisování za tepla, jež má asi 1,5x větší únosnost než za studena.



Fakulta Strojní

3.4.1 Kolo 2

3.4.1.1 Pojištění perem:

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot b \cdot la} \leq p_D \quad (3.140)$$

Hodnoty odečtené z tabulek: $p_D = 120 \text{ Mpa}$, $h = 9 \text{ mm}$, $b = 14 \text{ mm}$

$la = 51 \text{ mm}$, při použití dvou per pootočených o 120° : $la = 25,5 \text{ mm}$

Volím 2xPERO 14h9x8x30 dle ČSN 02 2562

3.4.2 Kolo 4

Vypočtené pero pero je zbytečně dlouhé, v zájmu snížení váhy, zmenšení rozměrů a zjednodušení montáže, volím pro kolo 4 alternativu nalisování za tepla.

3.4.2.1 Pojištění perem:

Kontrola na otláčení: výpočet proběhl podle rovnice (3.138)

Hodnoty odečtené z tabulek: $p_D = 120 \text{ Mpa}$, $h = 10 \text{ mm}$, $b = 16 \text{ mm}$

$la = 133,5 \text{ mm}$, při použití dvou per pootočených o 120° : $la = 66,7 \text{ mm}$

Vyhovuje 2xPERO 16h9x10x70 dle ČSN 02 2562

3.4.2.2 lisování za tepla:

Návrh průměru hřídele pod kolem

$$d_{HIII}' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = 43,37 \text{ mm} \quad (3.141)$$

⇒ Volím průměr hřídele $d_{HIII} = 55 \text{ mm}$

Průměr náboje kola:

$$D_N \cong 1,8 \cdot d_H \cong 1,8 \cdot 55 \cong 99 \Rightarrow \text{Volím } D_N = 100 \text{ mm} \quad (3.142)$$

Účinná délka nalisování:

$$L_L \cong 1 \cdot d_H \cong 1 \cdot 55 = 55 \text{ mm} \quad (3.143)$$

Stanovení minimálního tlaku ve spoji

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot d_H \cdot L_L \cdot f \cdot \frac{d_H}{2}} = \frac{1,1 \cdot 641,025 \cdot 10^3}{\pi \cdot 55 \cdot 55 \cdot 0,12 \cdot \frac{55}{2}} = 22,48 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.144)$$

Stanovení minimálního přesahu

Geometrická konstanta náboje:

$$C_N = \frac{D_N^2 + d_H^2}{D_N^2 - d_H^2} = \frac{100^2 + 55^2}{100^2 - 55^2} = 1,867 \quad (3.145)$$

Geometrická konstanta hřídele:



Fakulta Strojní

$d_0 = 0 \text{ mm}$ Vnitřní průměr hřídele (plný hřídel $\Rightarrow d_0 = 0 \text{ mm}$)

$$C_H = \frac{d_H^2 + d_0^2}{d_H^2 - d_0^2} = \frac{55^2 + 0}{55^2 - 0} = 1 \quad (3.146)$$

Minimální efektivní přesah:

$$\Delta d_{min} = p_{min} \cdot d_H \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1) = 0,017,2 \text{ mm} \quad (3.147)$$

Přesah, který se strhne při nalisování:

$$w = 0 \text{ } \mu\text{m}$$

Minimální přesah výrobní:

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} = 17,2 \text{ } \mu\text{m} \quad (3.148)$$

Volím uložení s ohledem na minimální tabulkový přesah (δ_{min}): **Ø55 S6/h6**

S6:

$$ES = -47 \text{ } \mu\text{m}$$

$$EI = -66 \text{ } \mu\text{m}$$

h6:

$$es = 0$$

$$ei = -19$$

$$\delta_{min} = ei - ES = -19 - (-47) = 28 \text{ } \mu\text{m} \quad (3.149)$$

$$\delta_{min} \geq \Delta d_{wmin} \quad 28 \geq 17,2 \Rightarrow \text{Uložení vyhovuje} \quad (3.150)$$

KONTROLNÍ VÝPOČTY

Maximální výrobní přesah:

$$\Delta d_{wmax} = \delta_{max} = es - EI = 0 - (-66) = 66 \text{ } \mu\text{m} \quad (3.151)$$

Maximální efektivní přesah:

$$\Delta d_{max} = \Delta d_{wmax} - w = 0 - (-66) = 66 \text{ } \mu\text{m} \quad (3.152)$$

Maximální tlak ve spoji:

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_H \cdot \frac{1}{E} \cdot (C_N + 1)} = 86,22 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.153)$$

Řešení napjatosti v náboji a stanovení potřebné meze kluzu materiálu náboje Re (σ_{kt})

Hlavní napětí:

$$\sigma_1 = C_N \cdot p_{max} = 1,867 \cdot 86,22 = 160,97 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.154)$$

$$\sigma_2 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.155)$$

$$\sigma_3 = -p_{max} = -86,22 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.156)$$

Pevnostní kontrola hřídele podle hypotézy HMMH:

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} = 217,31 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.157)$$

Napětí na mezi kluzu:

$$\sigma_{Kt} = \sigma_{red} \cdot k_{\sigma_{min}} = 217,31 \cdot 1,1 = 239,04 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.158)$$



Fakulta Strojní

Pevnostní kontrola hřídele podle hypotézy τ_{\max} :

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = 160,97 - (-86,22) = 247,19 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.159)$$

Napětí na mezi kluzu:

$$\sigma_{kt} = \sigma_{red} \cdot k_{\sigma_{min}} = 247,19 \cdot 1,1 = 271,909 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.160)$$

Materiál ČSN 14 220 ($\sigma_{kt} = 550 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$) vyhovuje

Podmínky pro realizaci lisování

Nalisování (nasazení) za tepla – potřebné ohřátí náboje

$v = 10 \text{ } \mu\text{m}$ montážní vůle (pro uložení d_H R6/h6)

$\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ součinitel lineární tepelné roztažnosti (pro ocel)

$$\Delta T = \frac{\Delta d_{max} + v}{\alpha \cdot d_H} = \frac{66 \cdot 10^{-3} + 10 \cdot 10^{-3}}{11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 55} = 120,16 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.161)$$

Navrhl jsem uložení v soustavě jednotné hřídele $\text{Ø}55 \text{ S6/h6}$. Maximální tlak ve spoji pro zvolené uložení je $p_{\max} = 86,22 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Podle pevnostní kontroly jsem ověřil, že materiál **ČSN 14 220** je dostačující pro provedení nalisování. Potřebné ohřátí pro nasazení hřídele na náboj je $\Delta T = 120,17 \text{ } ^\circ\text{C}$. Tedy v bezpečné zóně od teplot pro tepelné ovlivnění ocelí.

3.5 Pevnostní kontrola hřídelů:

Hřídel je v pohoném systému po ložiscích tou nejnamáhanější součástí pohoného mechanismu, působí na ni: síly radiální, axiální a kroutící moment. Správný návrh hřídele obnáší dimenzaci tvaru, v závislosti právě na těchto parametrech.

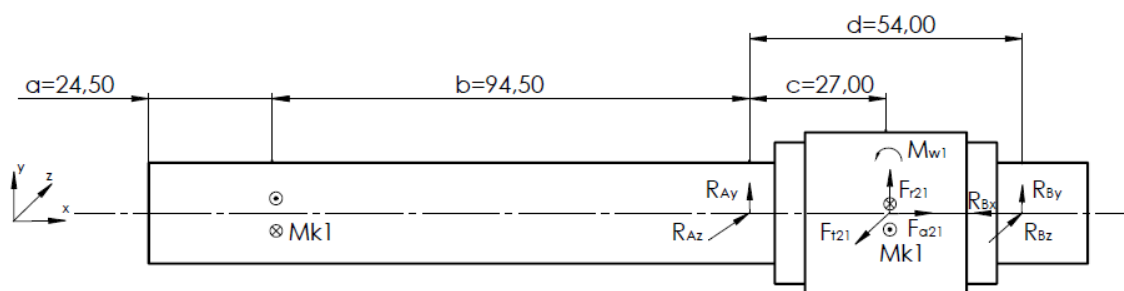
Při bezpečnostní kontrole jsou hřídele kontrolovány všude, kde lze předpokládat maximální namáhání tj. v místech maximálních ohybových momentů, pod ozubenými koly, v místech osazení na hřídelích (oslabení průřezů), zejména v blízkosti největších ohybových momentů a v místech s vruby (namáhaných ohybem), pod ložisky v místech působišť reakcí.

Pro výpočet hřídelí, a zkontruování příslušných grafů jsem použil [16], jehož výsledkem jsou (Obr. 3.13) až (Obr. 3.27), s výjimkou (Obr. 3.13), (Obr. 3.18) a (Obr. 3.23), které sem vyrobil nacrtil v CAD softwaru, a které zachycují působení vnějších sil na jednotlivé hřídele.

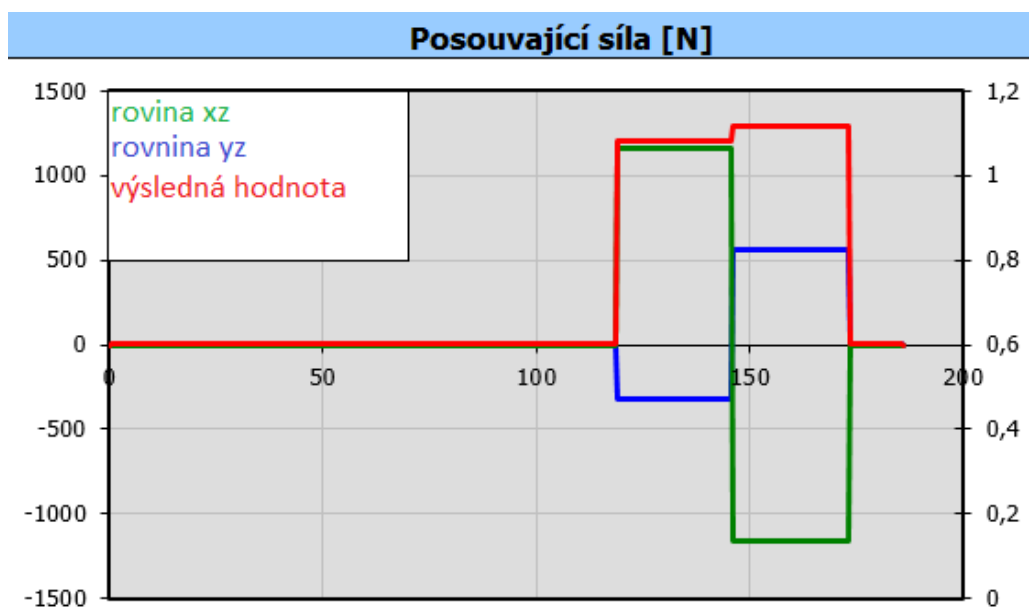
3.5.1 Hřídel 1

Použitý materiál je ČSN 14 220 s $R_e = 540 \text{ MPa}$ a $R_m = 785 \text{ MPa}$.

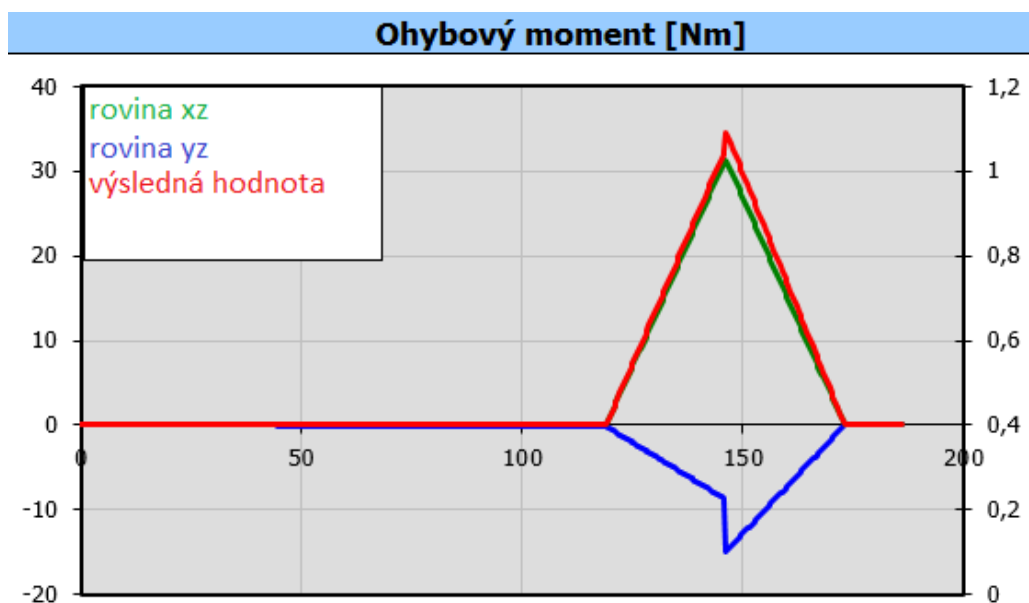
Přenášené síly a momenty



Obr. 3.13 Zatížení hřídele 1 vnějšími silami

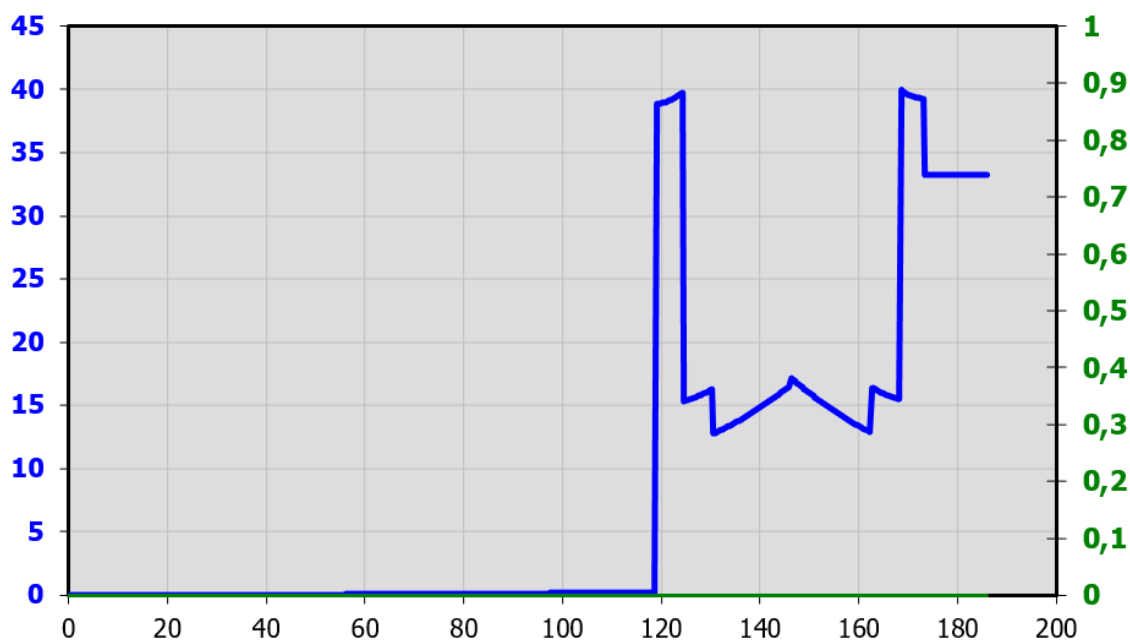


Obr. 3.14 Posouvající síla hřídel 1



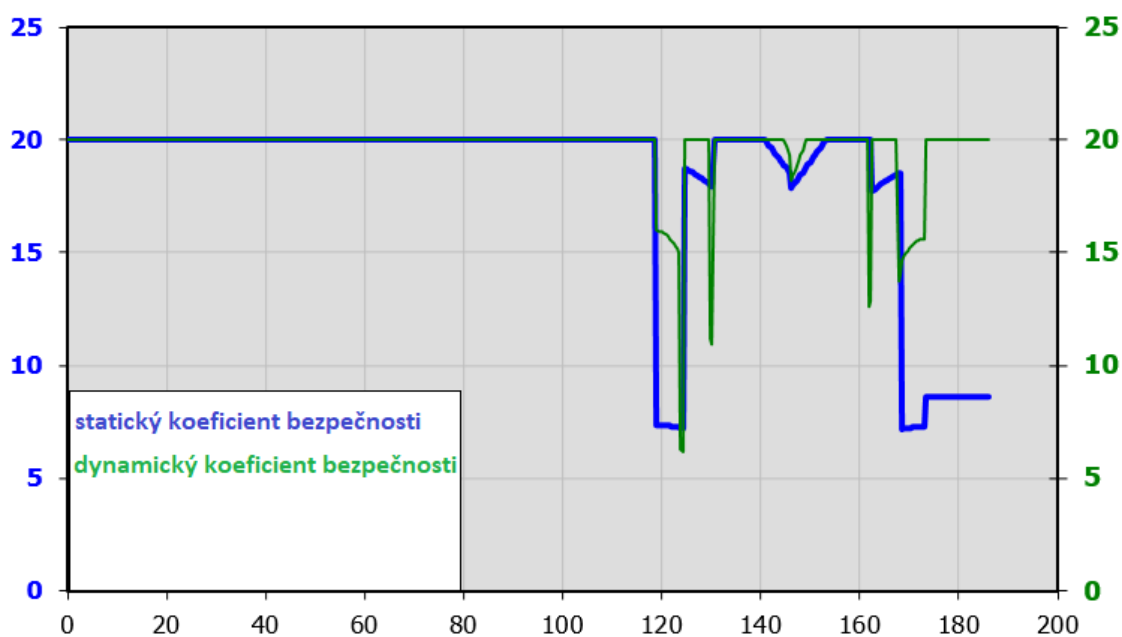
Obr. 3.15 Ohybový moment hřídel 1

Redukované napětí [Mpa]



Obr. 3.16 Redukované napětí Hřídel 1

Statické a dynamické koeficienty bezpečnosti:



Obr. 3.17 Statické a dynamické koeficienty bezpečnosti hřídele 1

$$k_{st} = 7,18$$

$$k_d = 10,37$$

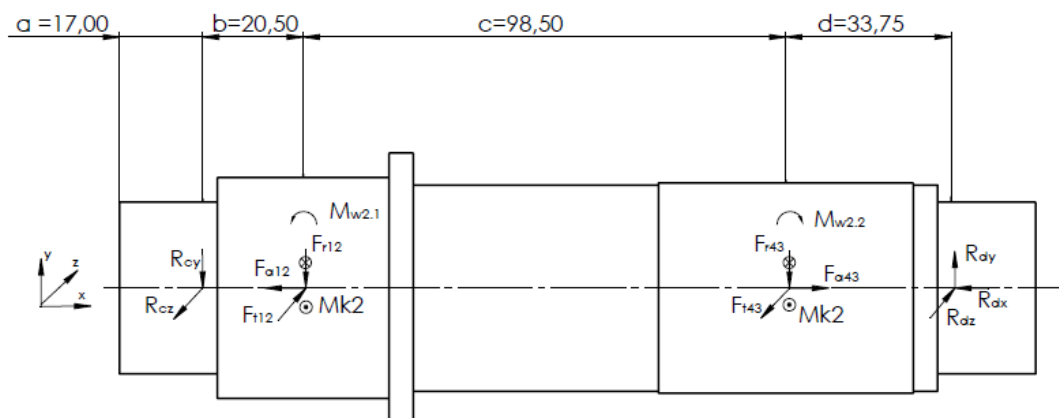
$$k_{stmin} = 1,3-1,5 [1]$$

$$k_{dmin} = 1,2-1,3 [1]$$

Hřídel 1 je tedy předimenzovaná

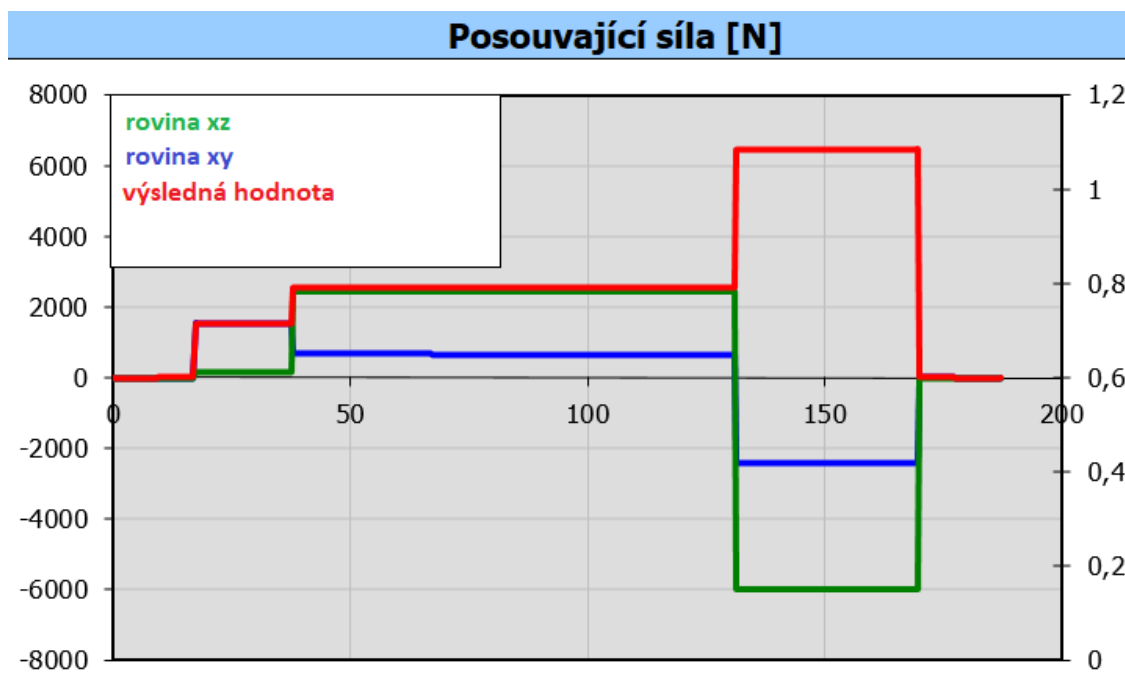


3.5.2 Hřídel 2



Obr. 3.18 Působení vnějších sil na hřídel 2

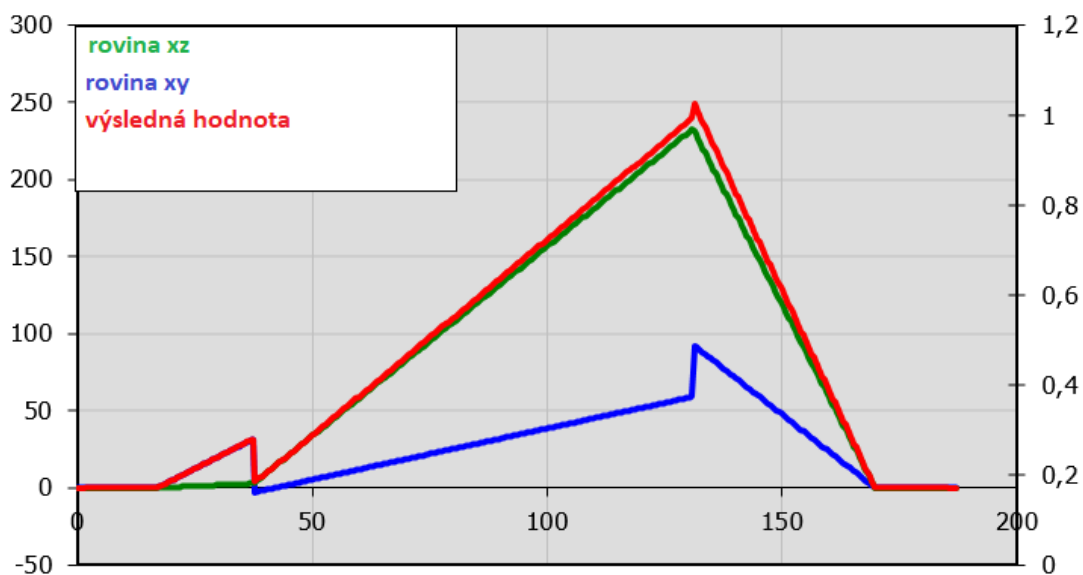
Použitý materiál je ČSN 14 220 s $R_e = 540$ MPa a $R_m = 785$ MPa.



Obr. 3.19 Posouvající síla hřídel 2

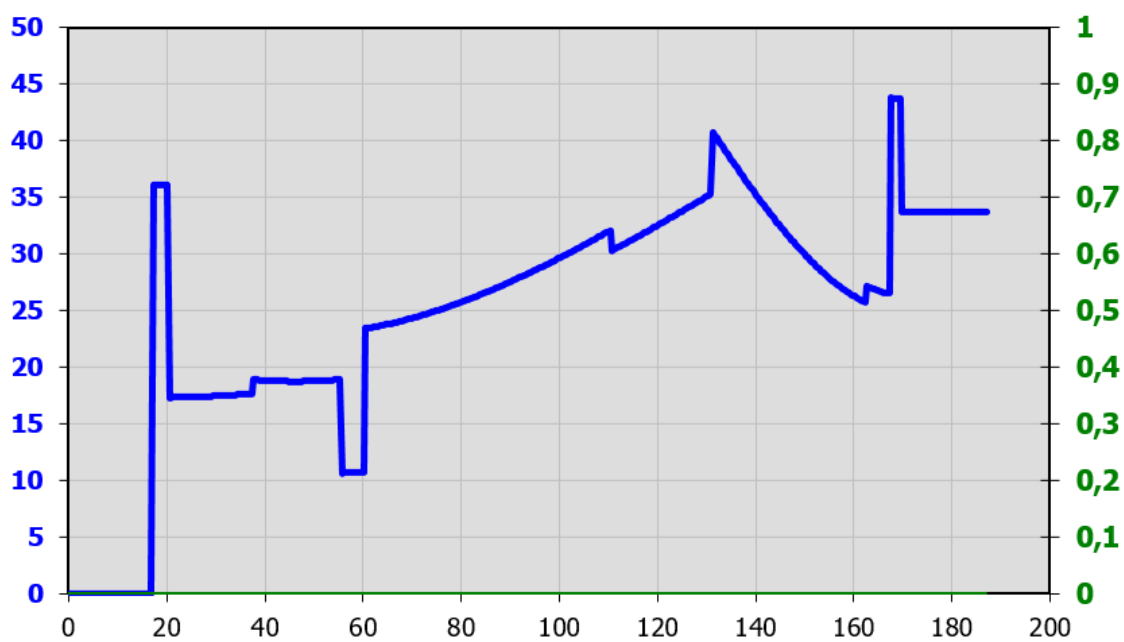


Ohybový moment [Nm]

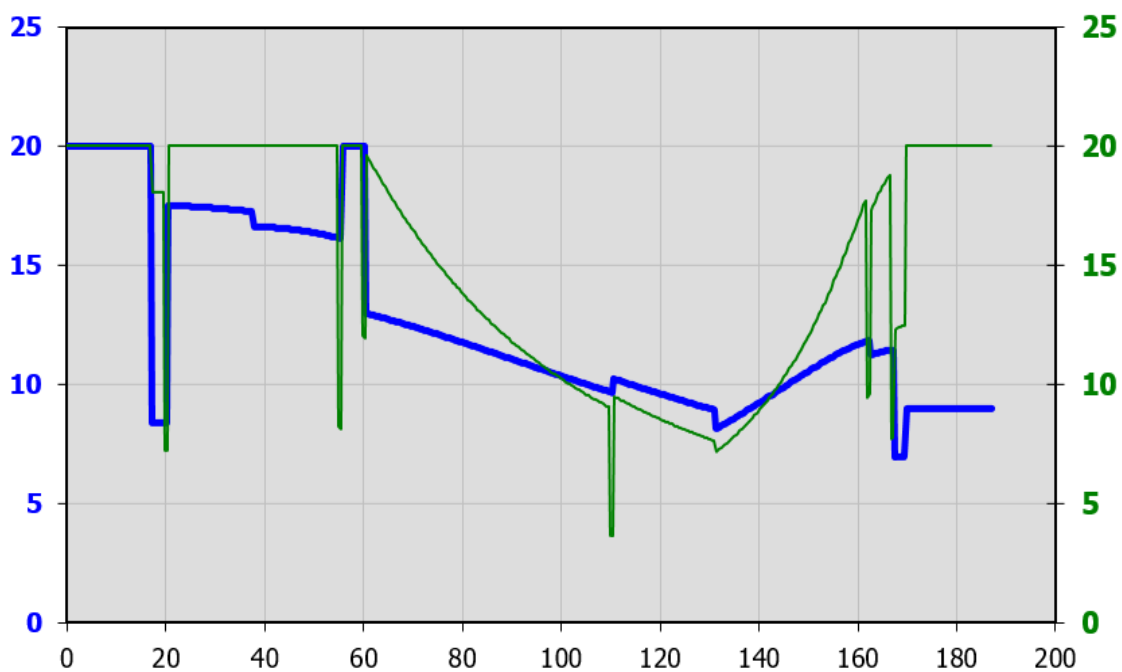


Obr. 3.20 Ohybový moment hřídel 2

Redukované napětí [MPa]



Obr. 3.21 Redukované napětí hřídel 2



Obr. 3.22 Statické a dynamické koeficienty bezpečnosti hřídele 2

$$k_{st} = 6,93$$

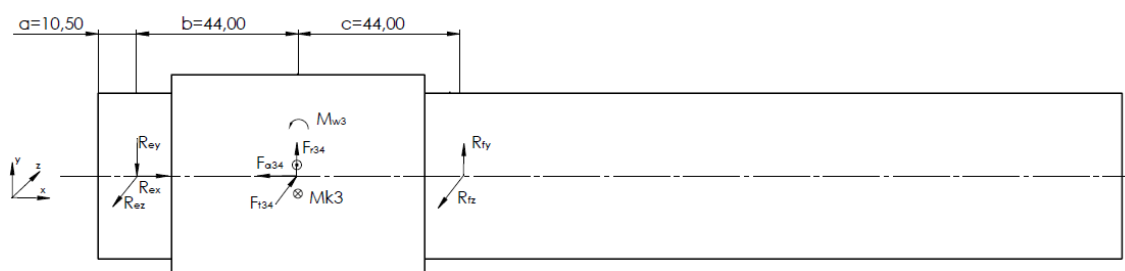
$$k_d = 4,08$$

$$k_{stmin} = 1,3-1,5 [1]$$

$$k_{dmin} = 1,2-1,3 [1]$$

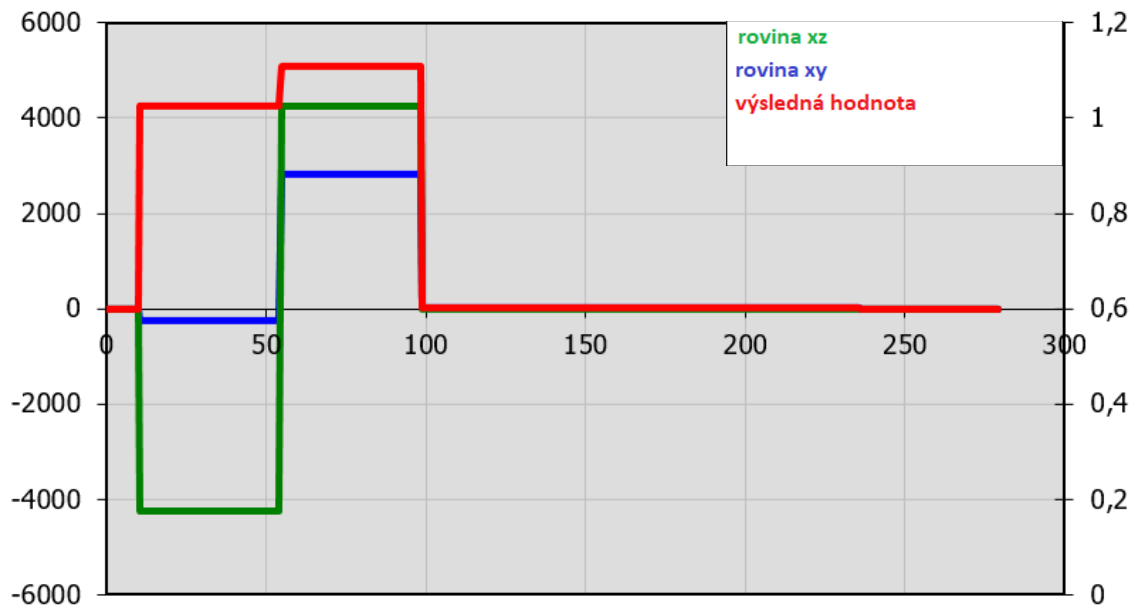
Hřídel 2 je tedy mírně předdimenzovaná

3.5.3 Hřídel 3

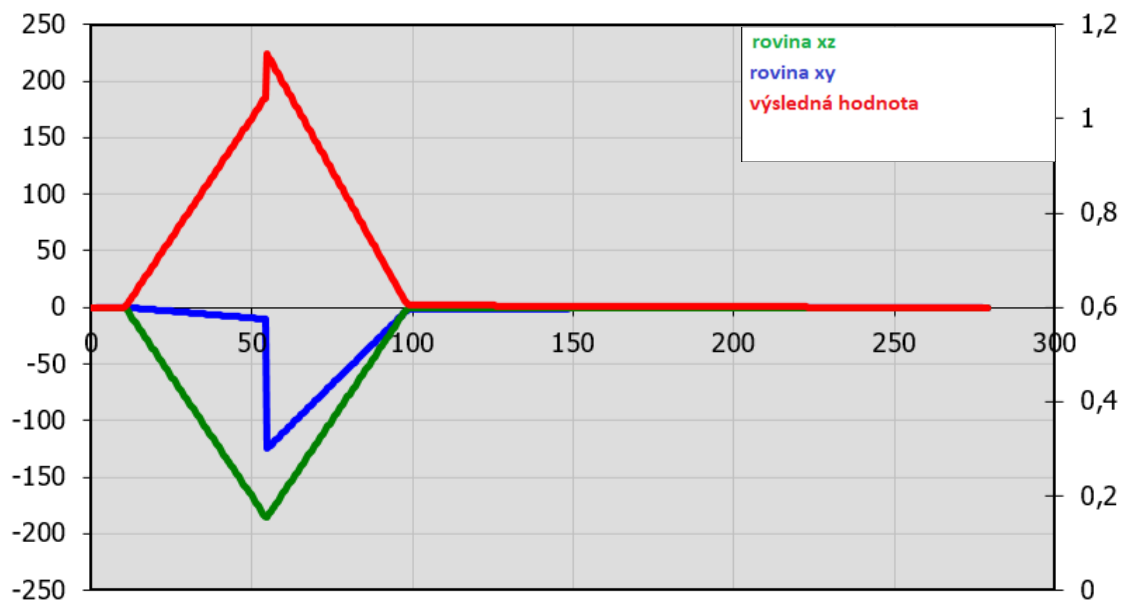


Obr. 3.23 Působení vnějších sil hřídel 3

Použitý materiál je ČSN 14 220 s $R_e = 540 \text{ MPa}$ a $R_m = 785 \text{ MPa}$.

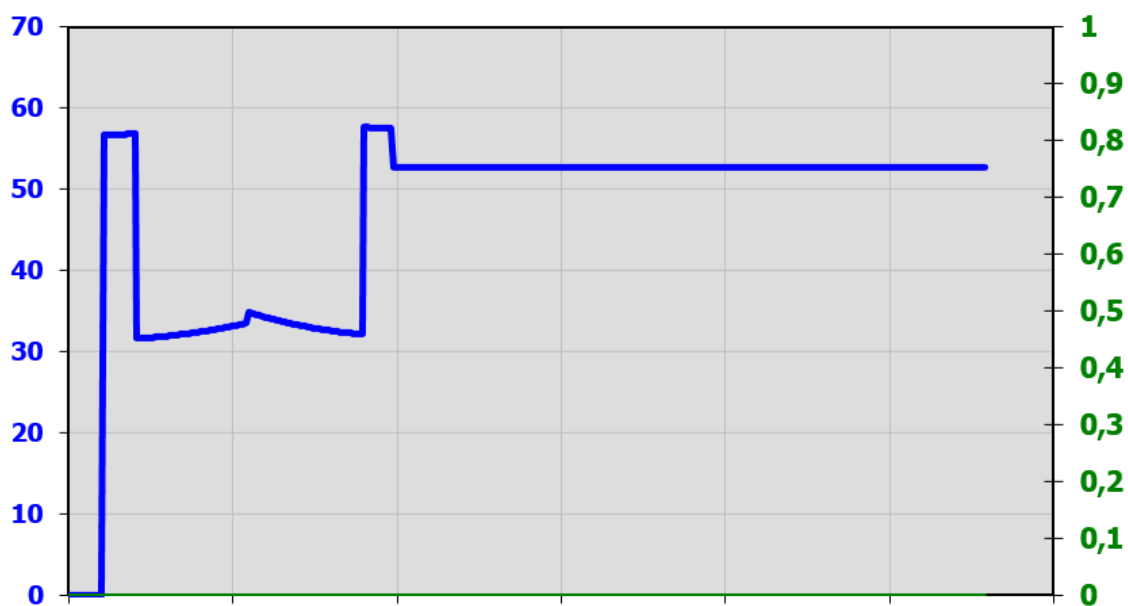


Obr. 3.24 Posouvající síla hřídel 3

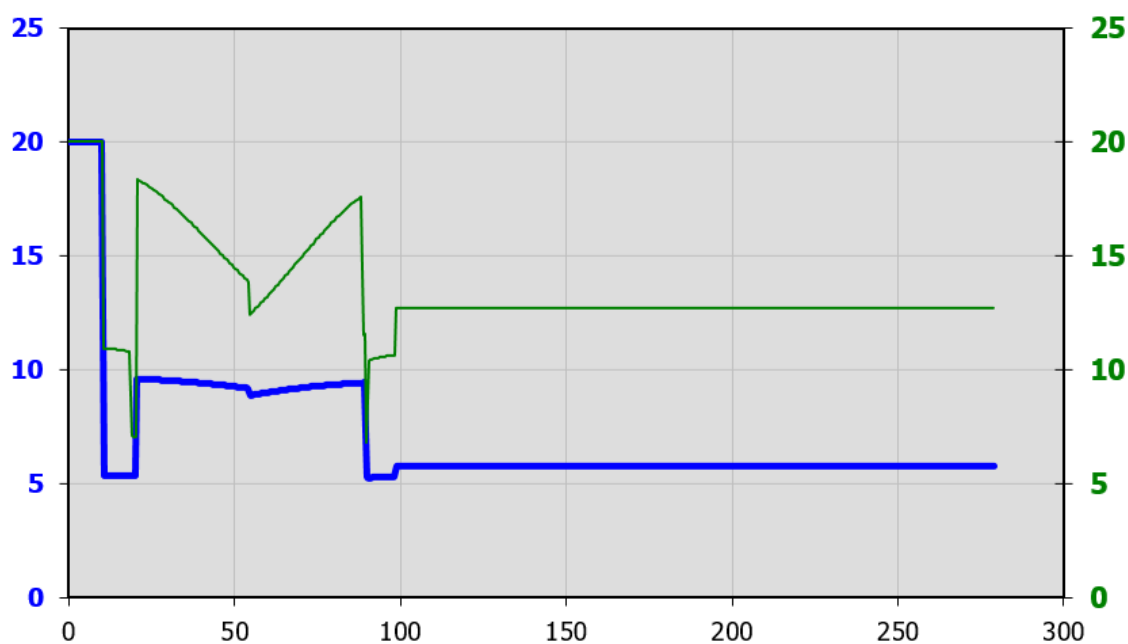


Obr. 3.25 Ohybový moment 3

Redukované napětí [Mpa]



Obr. 3.26 Redukované napětí hřídel 3



Obr. 3.27 bezpečnostní koeficient hřídel 3

$$k_{st} = 5,27$$

$$k_d = 6,81$$

$$k_{stmin} = 1,3-1,5 [1]$$

$$k_{dmin} = 1,2-1,3 [1]$$

Hřídel 3 je tedy předimenzovaná



3.6 Průhyby a natočení hřídelů

Průhyby a natočení hřídelů jsem opět kontroloval v [16], průhyby byly kontrolovány na základě doporučených hodnot [1].

3.6.1 Hřídel 1 průhyb:

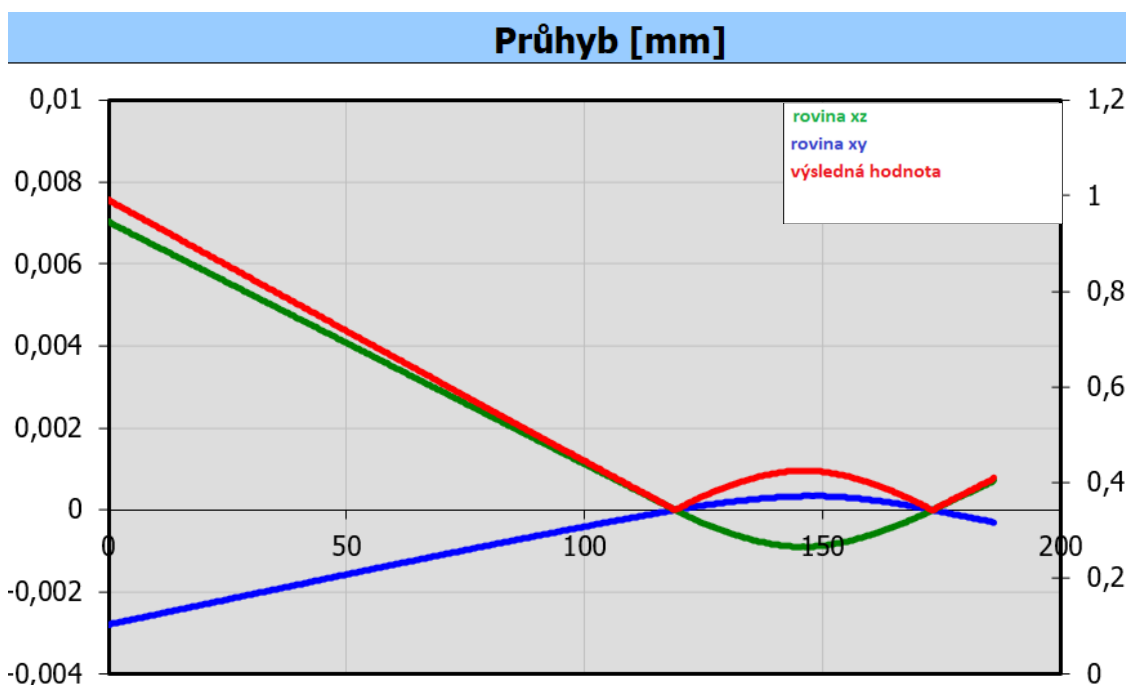
Pod pastorkem

$$y_{max} = \frac{m_{n12}}{100} = \frac{1,5}{100} = 0,015 \text{ mm} \quad (3.162)$$

Mezi ložisky

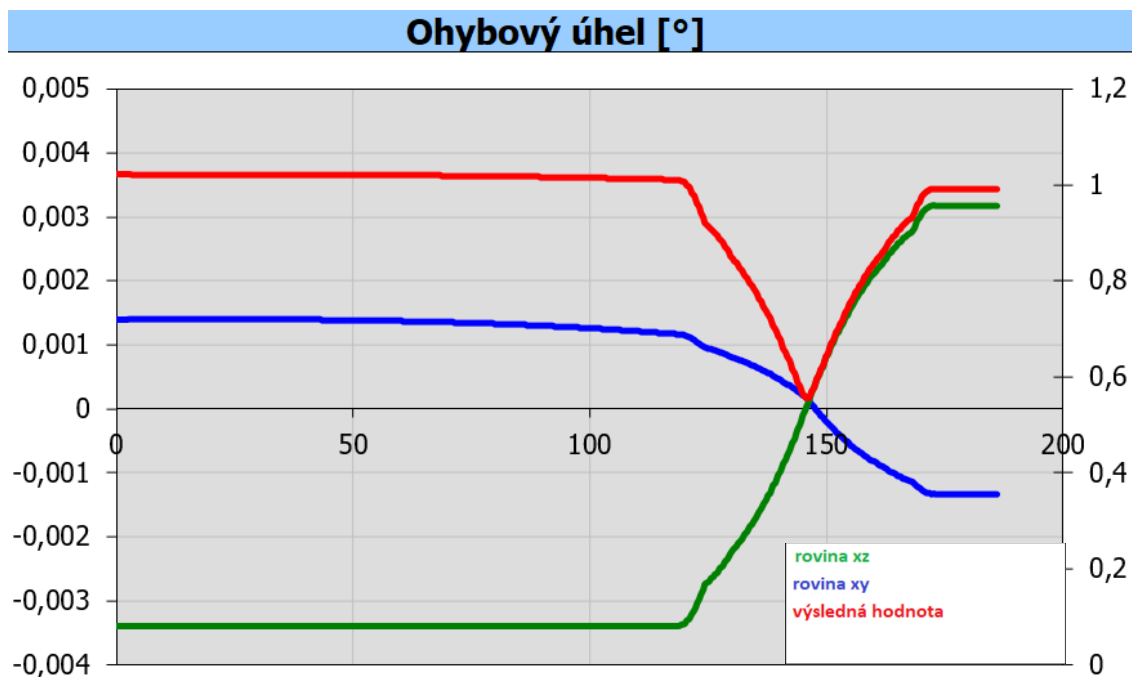
$$l = 54 \text{ mm}$$

$$y_{max} = \frac{l}{5000} = \frac{54}{5000} = 0,0108 \text{ mm} \quad (3.163)$$



Obr. 3.28 Průhyb hřídel 1

Z grafu (Obr. 3.28), vyplývá, že kontrola průhybu proběhla úspěšně, neboť jsme v oblasti jež je daleko od maximálních hodnot.



Obr. 3.29 Natočení hřídel 1

Maximální úhel natočení pro kuželíková ložiska je 2-4', z (Obr. 3.29), vyplývá, že kontrola, byla úspěšná, neboť jsme daleko od maximálních hodnot.

3.6.2 Hřídel 2 průhyb:

Pod kolem:

$$y_{max} = \frac{m_{n12}}{100} = \frac{1,5}{100} = 0,015 \text{ mm} \quad (3.164)$$

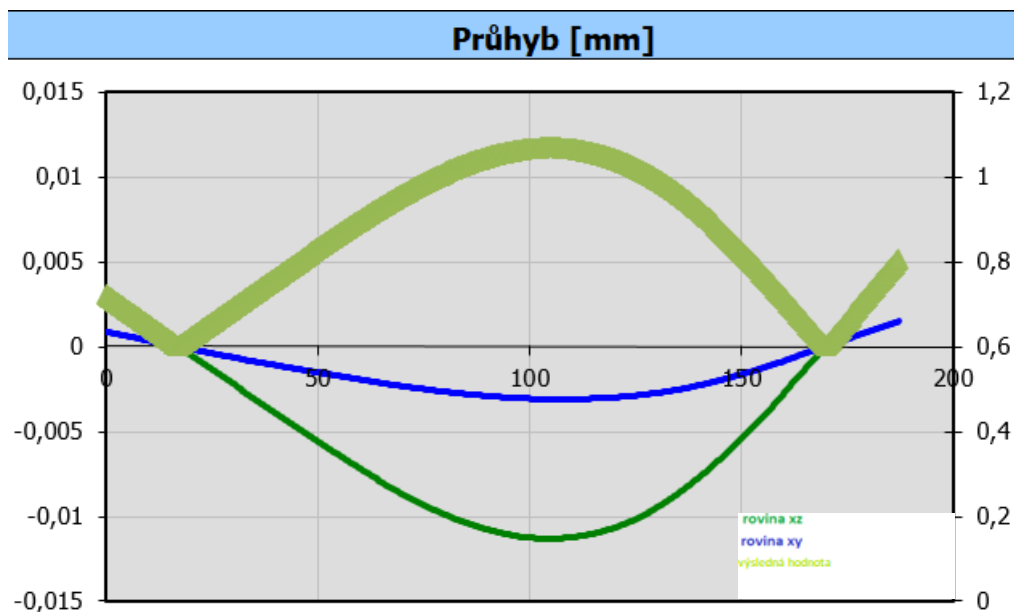
Pod pastorkem

$$y_{max} = \frac{m_{n34}}{100} = \frac{2,5}{100} = 0,025 \text{ mm} \quad (3.165)$$

Mezi ložisky

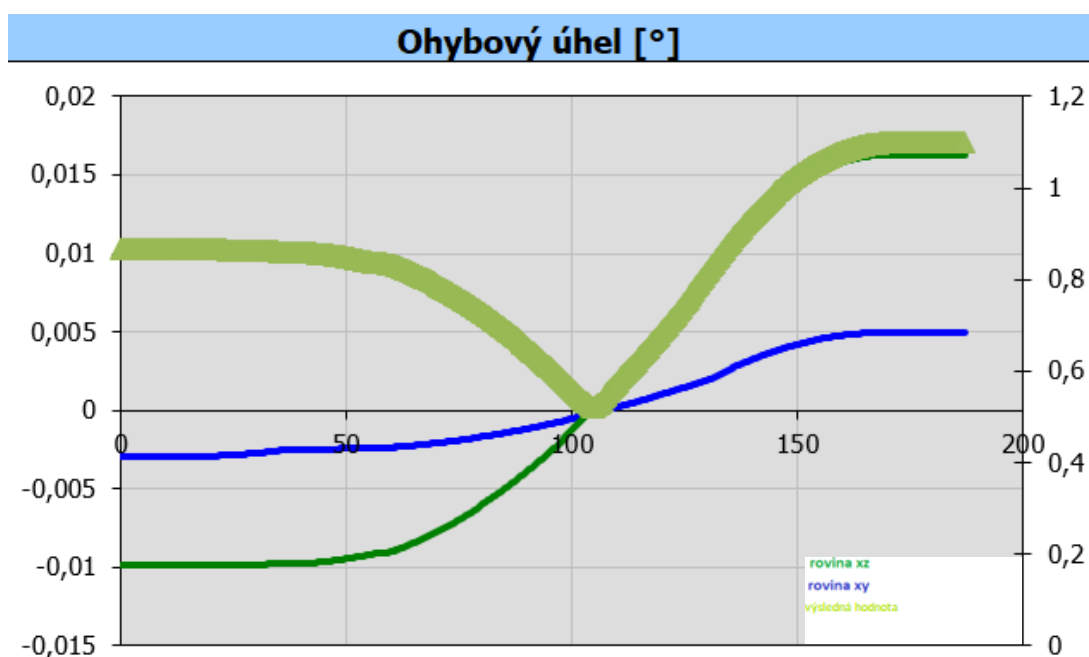
$$l = 154 \text{ mm}$$

$$y_{max} = \frac{l}{5000} = \frac{154}{5000} = 0,0308 \text{ mm} \quad (3.166)$$



Obr. 3.30 Průhyb hřídel 2

Z grafu (Obr. 3.30), vyplývá, že kontrola průhybu proběhla úspěšně, neboť jsme v oblasti jež je daleko od maximálních hodnot.



Obr. 3.31 Natočení hřídel 2

Maximální úhel natočení pro kuželíková ložiska je 2-4', z (Obr. 3.31), vyplývá, že kontrola, byla úspěšná, neboť jsme daleko od maximálních hodnot.

3.6.3 Hřídel 3 průhyb:

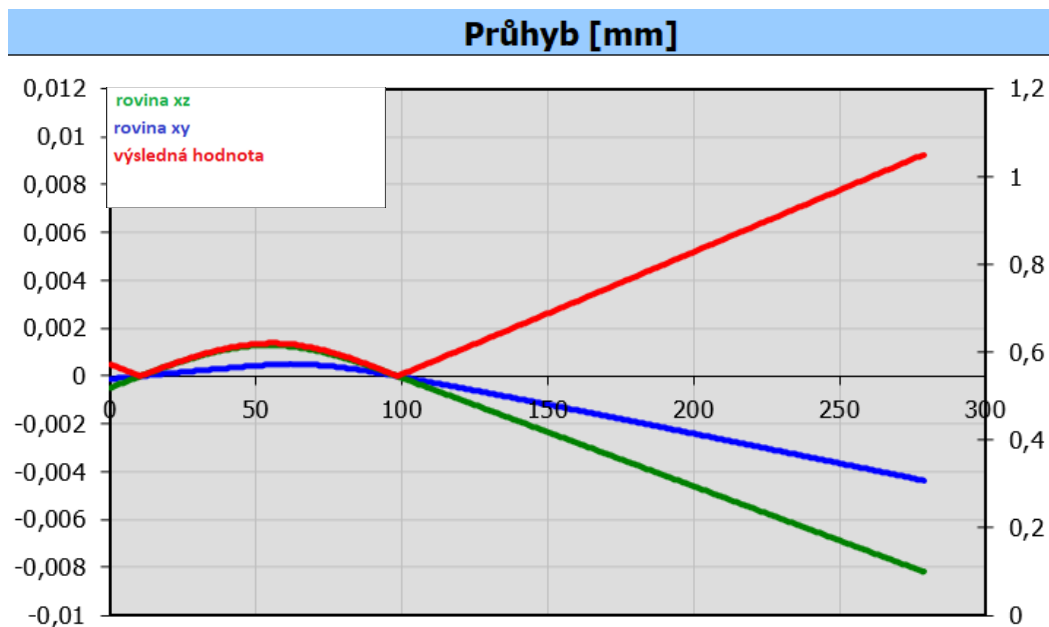
Pod pastorkem

$$y_{max} = \frac{m_{n34}}{100} = \frac{2,5}{100} = 0,025 \text{ mm} \quad (3.167)$$

Mezi ložisky

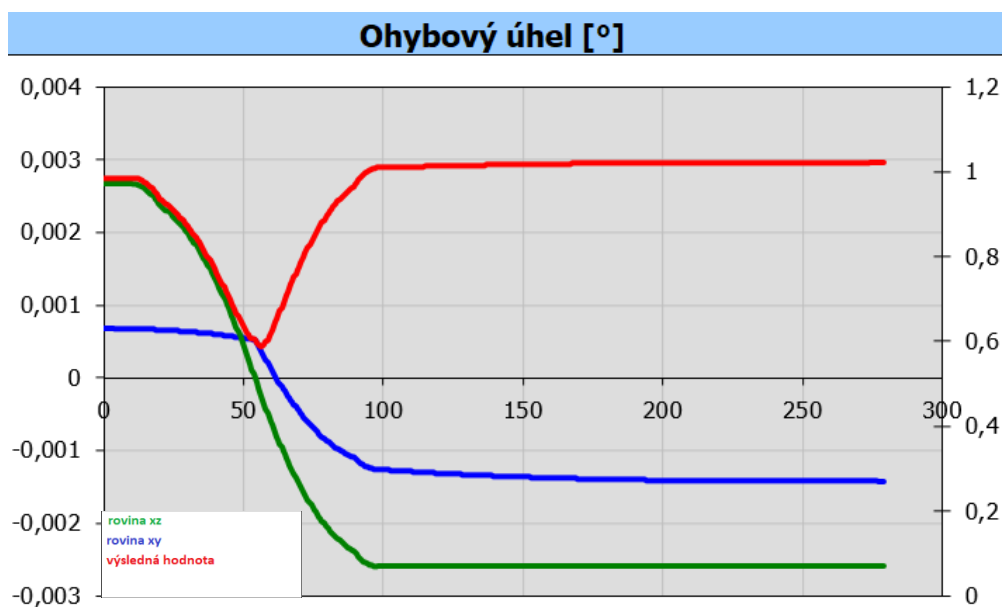
$$l = 88 \text{ mm}$$

$$y_{max} = \frac{l}{5000} = \frac{88}{5000} = 0,0176 \text{ mm} \quad (3.168)$$



Obr. 3.32 Průhyb hřídel 3

Z grafu (Obr. 3.32), vyplývá, že kontrola průhybu proběhla úspěšně, neboť jsme v oblasti, jež je daleko od maximálních hodnot.



Obr. 3.33 Natočení hřídel 3

Maximální úhel natočení pro jednořadá kuličková ložiska je $10'$, z (Obr. 3.33), vylývá, že kontrola, byla úspěšná, neboť jsme daleko od maximálních hodnot.



Fakulta Strojní

3.7 Připojovací parametry spojek:

Pružná spojka KTR RORTEX 28

Kontrola na otláčení: parametry odečtu z [3]

$$p_D = 120 \text{ Mpa}, h = 6 \text{ mm}, b = 6 \text{ mm}, M_k = 35,49 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot b \cdot l_a} \leq p_D \quad (3.169)$$

$$l_a = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot b \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 35,49}{6 \cdot 6 \cdot 120} = 32 \text{ mm} \rightarrow l_a = 30 \text{ mm} \quad (3.170)$$

Volím PERO 6h9x6x30 ČSN 02 2562

Zubová spojka KTR Bowex 80

Kontrola na otláčení: parametry odečtu z [3]

$$p_D = 120 \text{ Mpa}, h = 9 \text{ mm}, b = 14 \text{ mm}, M_k = 641,025 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot b \cdot l_a} \leq p_D; \quad (3.171)$$

$$l_a = \frac{4 \cdot 641,025}{14 \cdot 9 \cdot 120 \cdot 2} = 84,79 \text{ mm}, \quad l_a = 85 \text{ mm} \quad (3.172)$$

Volím 2xPERO 14h9x9x85 ČSN 02 2562

3.8 Převodová skříň

Převodová skříň nese a chrání všechny součásti převodového mechanismu, rovněž hraje úlohu při prodloužení životnosti převodových součástí (je naplněna mazacím médiem). Při volbě jejího provedení máme k dispozici dvě základní koncepční provedení, a to skříň odlévanou, či skříň svařovanou. Pro to, který koncept zvolíme, je podstatná velikost série, ve které budeme dané výrobky vyrábět.

Pro kusové až malosériové výrobky se hodí skříň svařovaná, neboť její výroba je levnější, nicméně zabere relativně hodně času a úsilí.

Pro sériovou výrobu se hodí jednoznačně skříň odlévaná, neboť náklady na slévárenskou formu se vrátí v úspoře času stráveného její výrobou. Navíc slévárenské odlitky jsou homogenního rázu bez tepelných ovlivnění, a esteticky působí lépe.

Naše aplikace s 50 kusy za rok stojí na rozhraní těchto dvou řešení, rozhodl jsem se jít cestou skříňe odlévané skříňe, za předpokladu, že výroba bude pokračovat po dobu několika let, a slévárenská forma se upotřebí. Pro materiál odlitku skříňe volím **šedou litinu ČSN 42 2420**. Tento materiál se vyznačuje relativně vysokou pevností v tahu, dobře se obrábí, a špatně koroduje.



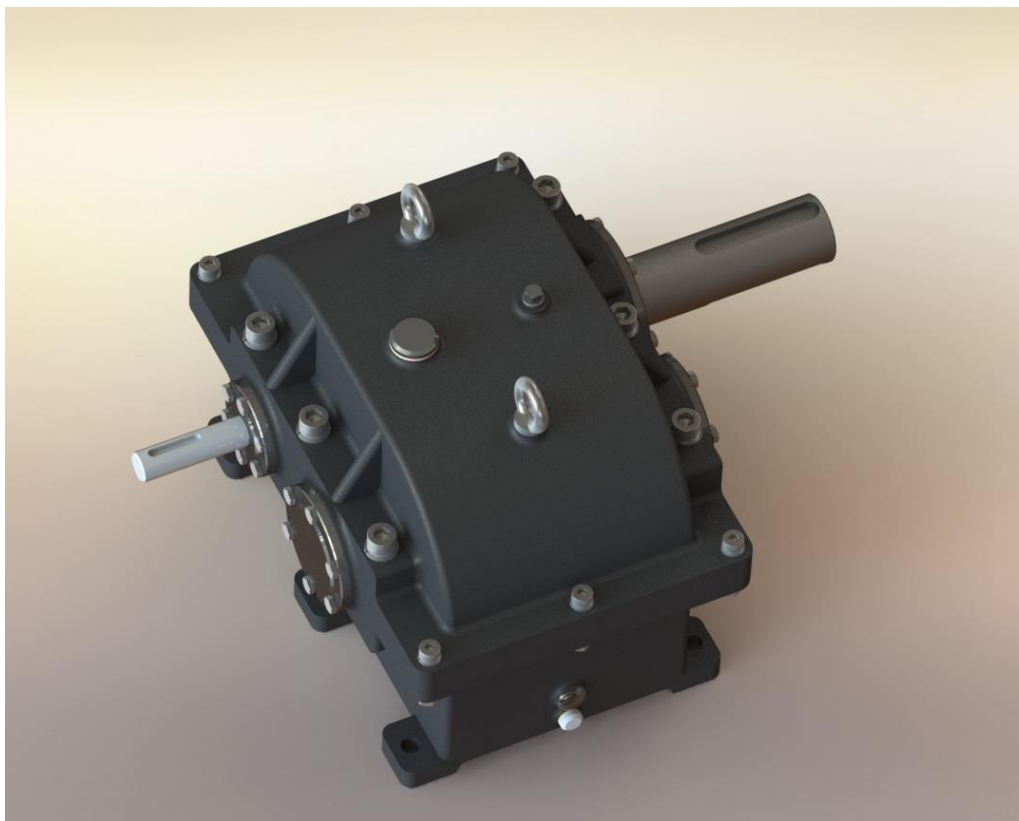
3.9 Rám

Rám zařízení bude skládat z normalizovaných profilů dle DIN 1026, pro které volím zaručeně svařitelný materiál ČSN 11 373. Svařování bude provedeno vhodnou technologií (nejpravděpodobněji MAG).

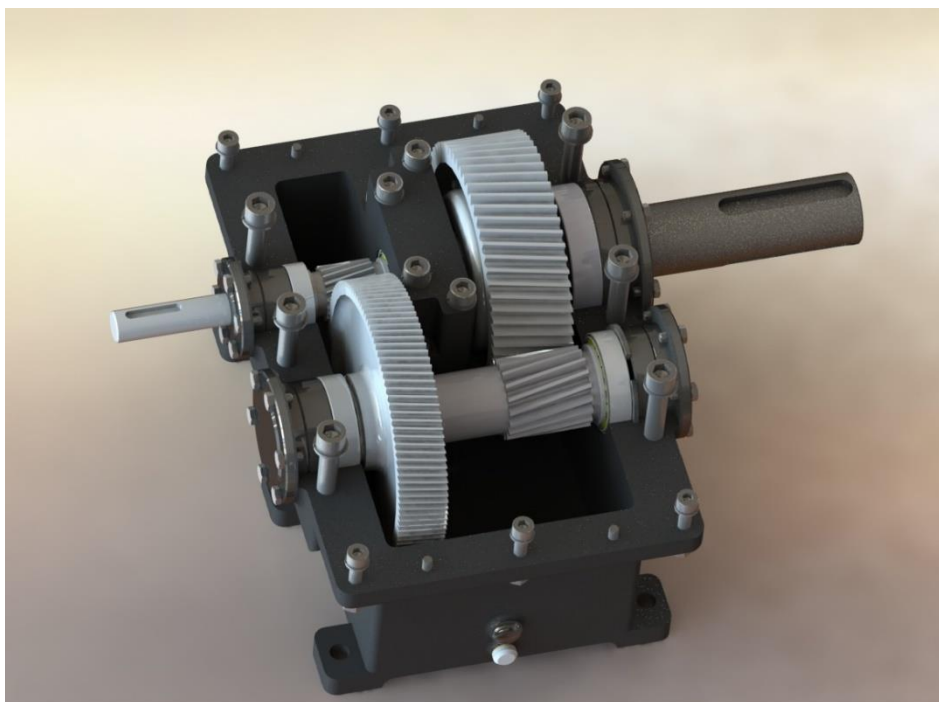
3.10 Výstupní údaje převodového mechanismu :

1. Váha: 53,437 kg
2. Celkový převodový poměr: 19,02
3. Otáčky: $O_{t_{VSTP}}=1480 \text{ min}^{-1}$, $O_{t_{VYSTP}}=78,7 \text{ min}^{-1}$
4. Momenty: $M_{VSTP}=35,49 \text{ Nm}$, $M_{VYST}=641 \text{ Nm}$
5. Dimenze:
 - šířka: 467mm
 - délka: 344 mm
 - výška: 269 mm
6. Připojovací rozměry: $\varnothing D_{VST}=20 \text{ mm}$, $\varnothing D_{VYST}=45 \text{ mm}$,
7. Materiál skříně: šedá litina ČSN 42 2420
8. Materiál hřídelů a ozubených kol: Ocel ČSN 14 220

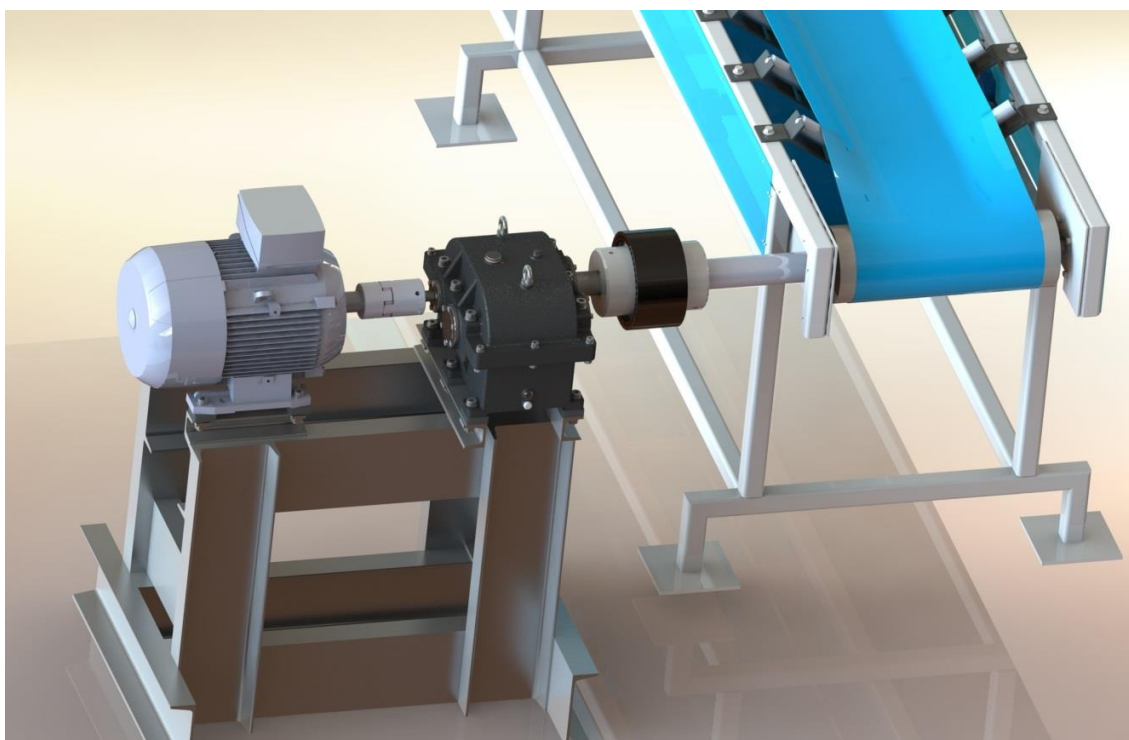
Obrázky (Obr. 3.34), (Obr. 3.35) a (Obr. 3.36), zobrazují 3D pohled na sestavu převodového mechanismu zevnitř, zvenčí a její zasazení do celkového pohonného mechanismu.



Obr. 3.34 Pohled na převodový mechanismus vnější



Obr. 3.35 Vnitřní pohled na převodový mechanismus



Obr. 3.36 Pohled na model celého pohonného mechanismu

4 Ekonomické zhodnocení

Ekonomický aspekt návrhu strojního zařízení není jednoduché téma, optimalizací výrobního procesu, tak aby byl co nejlevnější, a zároveň splňoval kritéria funkčnosti a konkurenceschopnosti na trhu, se zabývají takřka všichni lidé podílející se na návrhu zařízení,



Fakulta Strojní

designerů přes konstruktéry, technology, až po firemní manažery, a dílenské mistry. Navíc optimalizace výrobního procesu, je často z velké části založena na empirii, proto můj odhad ceny je pouze orientační.

Primární aspekty, které určují cenu výrobku, jsou cena materiálů a normalizovaných součástí, cena výroby a množství kusů daného výrobku, základní úzus je takový, že pokud vyrábíme velké série, můžeme si dovolit dražší výrobní postup, pokud vyrábíme malé série, snažíme se cenu výroby snížit co nejvíce snížit. Optimalizace výrobního procesu není předmětem této bakalářské práce, proto provedu ekonomické zhodnocení pouze na základě cen normalizovaných součástí a **předpokládaných cenách nenormalizovaných součástí** výroby.

4.1 Cena normalizovaných součástí

Stanovení ceny normalizovaných součástí je nejjednodušším aspektem ekonomického zhodnocení, neboť ceny dodávaných součástí jsou fixní, a i přesto, že můžeme měnit jednotlivé dodavatele, a v případě velkých zakázek nám může dodavatel poskytnout slevu, jejich ceny se radikálně nezmění. Ceny zvolených normalizovaných součástí shrnuje (Tabulka 4.1).

Název součásti	Cena bez DPH
Elektromotor	5 190,-Kč
Ložiska a gufera	1 487,-Kč
Spojovací prvky a jiné drobné součásti	±372,-Kč
Hřídelové spojky	2 114,-Kč
Konstrukční materiál rámu	± 3 611,-Kč
Celkem	12 774,-Kč

Tabulka 4.1 Ceny normalizovaných součástí

4.2 Cena nenormalizovaných součástí

Ceny nenormalizovaných součástí lze považovat **pouze za orientační**. Jejich hodnoty jsem odvodil z cen podobných součástí, popřípadě cen použitých technologií, přepočtených na výrobu 50 kusů tj. přibližná roční produkce.

4.2.1 Převodová skříň

Návrh odlitku, a stanovení, jeho konečné ceny, je příliš rozsáhlé téma, jehož rozsah je nemožné pokrýt v této práci, hraje zde velkou roli tvarová složitost výrobku (která může cenu posunout i o celý řád), množství výrobků (konstrukce a výroba slévárenské formy, která se rozdělí mezi celou sérii), samozřejmě velikost výrobků, a použitý materiál. Pro naše účely se



Fakulta Strojní

spokojíme s úvahou, že 1kg odlitku stojí přibližně 60-100,- Kč. To nás dostává při celkové váze odlitků 33,2 kg na 1 992 – 3 320,- Kč. Za odlití všech odlitků.

Odlitky je nutno dále obrobit, což opět zvedne cenu, ceny hodiny strojního času na CNC obráběcích strojích se pohybují okolo 1000 Kč/hodinu strojního času. Technologické provedení obrábění součástí převodové skříně opět není předmětem této bakalářské práce, ale lze usuzovat, obrábění bude nutno provádět alespoň na dvě upnutí, a obrobení všech dílů nebude rychlejší, než 60 min.

Touto úvahou se dostáváme na cenu odlévaných součástí v rozmezí 2 656 ± 664 Kč za odlévané součásti převodové skříně.

4.2.2 Hřídele a převodová kola

Ceny hřídelů se skládají z ceny polotvarů, ceny obrobení, a ceny povrchových úprav (v našem případě cementování a kalení).

Ceny polotovarů jsou shrnuty v (Tabulka 4.2).

Polotovar	Materiál	Cena bez DPH
KR 55-194 ČSN 42 5510	ČSN 14 220	54,- Kč
KR 55-279 ČSN 42 5510	ČSN 14 220	78,- Kč
KR 35-186 ČSN 42 5510	ČSN 14 220	52,-Kč
Celkem		184,-Kč

Tabulka 4.2 Tabulka ceny polotovarů hřídelí

Čas na obrobení budeme uvažovat přibližně 10 minut na hřídel, včetně upnutí a vyvrtání středících důlků, a cenu strojního času 1000,- Kč/h.

Hřídele 1 a 2 se dále musí ještě poslat do kalírny a provést tepelné zpracování cementací a kalením. Cena jedné vsázky pro sílu zakalené vrstvy $0,6 \pm 0,1$ mm je okolo 5 000,- Kč. V jedné vsázce jsme schopni zakalit všechny komponenty, proto tuto položku budeme započítávat pouze jednou.

Ozubená kola 3 a 4 jsou vyrobeny metodou kování, a obráběním. Cena jedno výkovku, by neměla přesáhnout, 1 000,- Kč. Čas na obrobení budeme uvažovat 5 minut.

Celkové náklady na hřídele a převodové součásti činí přibližně 2 100 ± 500,- Kč.

4.2.3 Ostatní nenormalizované součásti

Ostatní nenormalizované části zahrnují víčka ložisek a distanční kroužky, výčet jednotlivých polotovarů a jejich ceny jsou obsaženy v (Tabulka 4.3).



Polotovár	Materiál	Cena bez DPH
KR 65-20 ČSN 42 5510	ČSN 11 500	14,-Kč
2xKR 85-20 ČSN 42 5510	ČSN 11 500	47,-Kč
KR 105-20 ČSN 42 5510	ČSN 11 500	38,-Kč
TR 42x5-20 ČSN 42 5715	ČSN 11 500	7,-Kč
2xTR 63,5x7-20 ČSN 42 5715	ČSN 11 500	20,-Kč
TR 89x10-20 ČSN 42 5715	ČSN 11 500	16,-Kč
Celkem		141,-Kč

Jedná se o tvarově jednoduché výrobky, počítejme 1 minutu na obrobení, cena strojního času opět 1000,- Kč/h. Cena výroby ostatních nenormalizovaných součástí činí přibližně 274 ± 100,-Kč.

4.3 Komentář ekonomického zhodnocení

Po sečtení navrhovaných nákladů, tak jak jsem je stanovil v předcházejících řádcích, vychází cena celého pohonného mechanismu, na 17 804 ± 1 264,-Kč. Tento odhad je však více než optimistický, neboť jsem zanedbal několik důležitých aspektů výrobního procesu, a to přesuny materiálů a výrobků, jejich skladování, montáž, metrologii, a marketing pro které nemám jako konstruktér dostatek podkladů. Zdravější odhad by se dle mého soudu pohyboval kolem 30 000 ± 10 000,-Kč. Neboť to je rozmezí, ve kterém se prodávají převodovky srovnatelných výkonů.

5 Závěr:

Ve své práci jsem navrhnul pohonné zařízení ze zadaných vstupních parametrů. Během návrhu jsem se snažil o to, aby moje řešení bylo funkční, konstrukčně odladěné, praktické a ekonomické.

Postupoval jsem od koncepčního návrhu, kdy jsem si rozmyslel, samotné základy technického řešení úlohy, s jeho různými alternativami (druhy spojek a volba vhodného elektromotoru apod.). Přes návrhové výpočty, kde jsem stanovil základní charakteristiky soukolí, jeho komponent, jež jsem posléze kontroloval s pomocí výpočtového programu [16]. Paralelně s tímto snažením jsem vytvářel model samotného pohonného zařízení, tak jak by vypadal v reálném světě, za pomocí CAD softwaru. Při této práci jsem se důvěrněji seznámil s problematikou mechanických převodových systémů, jež mi byla nápomocná při mém posledním úkolu, a to ekonomickém zhodnocení mého výtvaru.

Již ve fázi konceptu jsem se potýkal s mnohými problémy, už jenom rozhodnutí, jak moc má být moje zařízení integrováno do poháněného mechanismu, mi dělalo velké starosti.



Fakulta Strojní

Neustále jsem vídal řešení, kdy převodovka s motorem byla již součástí samotného dopravníkového pásu, a i přesto, že má toto řešení nepřeborně benefitů, pro mě kdo dostal za úkol navrhnout pohon pro dopravníkový pás, a nikoliv dopravníkový pás jako takový, bylo nepřijatelné. Nakonec jsem došel logickou úvahou k řešení, zcela opačnému. Navrhnou takové zařízení, které lze připojit na celou plejádu dopravníkových pásu, a to díky své jednoduchosti a versatilitě. Jediným limitujícím faktorem zde budou výkonové parametry. Dále jsem musel zvolit vhodný způsob, jak přenášet výkon do a z převodovky, k zařízení. Vzhledem k tomu, že jsem si již dal cíl zkonstruovat co nejjednodušší zařízení, s co nejširším uplatněním, nebylo nad čím váhat, pro tento úkol jsou úhlové spojky ideální, poskytují prakticky stoprocentní účinnost, jsou jednoduché a takřka bezúdržbové, navíc jejich vyměnitelné součásti umožňují je použít pro široký rozsah hřídelí. Další věcí, jež bylo nutno zvážit, byla volba elektromotoru, zde jsem se řídil především cenou, proto jsem hledal co nejlevnější motor, který by se shodoval s mými požadavky na výkon.

Výpočet návrhových parametrů jsem provedl dle normy ČSN 01 4686, všechny parametry vyhovují. Součinitel bezpečnosti pro ohyb mi v případě prvního soukolí vyšel zbytečně velký, ale při úpravě parametrů v [15] jsem nedošel k žádné uspokojivé alternativě.

Volba ložisek je podrobně rozebrána v kapitole 3.3, jen zmíním, že volba kuželíkových ložisek není standartním postupem, a že jsem se k ní uchýlil kvůli relativně velkým silám od soukolí.

Při volbě uložení kol na hřídelích jsem se u kola čtyři vydal cestou lisování za tepla, díky které jsem získal asi čtyřicet milimetrů prostoru. Tato volba může být diskutabilní, opět záleží na tom, jak moc se odrazí na ceně výrobku.

Dále jsem provedl pevnostní kontroly hřídelů, v [16]. Závěr je takový, že mé hřídele jsou relativně zbytečně staticky i dynamicky předimenzované. Odebírat materiál jsem však neviděl jako schůdné řešení, a to jednak z důvodů zkroucení hřídelí, jež poté již vycházelo nebezpečně velké.

V ekonomickém zhodnocení diskutuji možné náklady na mé zařízení, nicméně, na kolik jsou moje prognózy pravdivé, by se dalo otestovat pouze skutečnou výrobou.

Byl navržen a zkontrolován pohonný mechanismus pro pásový dopravník poháněný čtyřpólovým asynchronním elektromotorem s otáčkami 1480ot./min a výkonem 5,5 kW, zpřevodován dvoustupňovou „koaxiální“ převodovkou. Všechny kontroly vyhovují předepsaným parametrům.



Použitá literatura a zdroje

- [1] Doc. Ing. O. KUGL, CSc., Ing. J. HOUKAL, CSc., Ing. P. TOMEK, CSc., Doc. Ing. J. ZÝMA, Csc..
Projekt – III. Ročník, Ediční středisko ČVUT 2005. ISBN 80-01-01638-2
- [2] Bureš, M. Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol: výukový text.
Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2006.
- [3] Leinveber, J., a Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [4] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec. TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [5] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec. TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [6] Růžička, M., Hanke, M., Rost., M.: Dynamická pevnost a životnost, Ediční středisko ČVUT
1987
- [7] Pustka, Z.: Základy konstruování: (přesnosti na technických výkresech). Vyd.2. Liberec:
Technická univerzita v Liberci, 2004. ISBN 978-80-7372-529-7
- [8] Pustka, Z.: Základy konstruování: (tvorba výkresové dokumentace). Vyd.2. Liberec:
Technická univerzita v Liberci, 2009. ISBN 978-80-7372-615-7
- [9] Moravec, V. :Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská,
Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120s.
- [10] SKOPAL, Vlastimil, Mojmír HOFÍREK a Jindřich ADÁMEK. Stavba a provoz strojů IV:
konstrukční uspořádání, provoz a údržba: učební text pro 4. ročník SPŠ strojnických. 2.,
opr. vyd. Praha: SNTL, 1987.
- [11] Elektromotor - VYBO Electric a.s.. <https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-5-5-kw-1al132s-4/>
- [12] Model pásového dopravníku - <https://grabcad.com/library/conveyor-belt-system-3>
- [13] Modely Ložisek -<http://www.skf.com/cz/index.html>
- [14] Ceny hutních polotovarů - <https://www.arkov.cz>
- [15] Výpočtový program- MSEXcel
- [16] Výpočtový program- MITCalc

Seznam obrázků

Obr. 2.1 Schéma konstrukce a dimenzí pásového dopravníku [10]	12
Obr. 2.2 Dimenze elektromotoru VIBO Electric: 2AL132S-4 [11]	13
Obr. 3.1 Schéma sestavy	16
Obr. 3.2 Schéma převodové skříně	16
Obr. 3.3 Projekce sil do roviny XZ [1]	25
Obr. 3.4 Obr. 3.4 Projekce sil do roviny YZ [1]	25



Fakulta Strojní

Obr. 3.5 Hřídel 1 rovina XZ.....	26
Obr. 3.6 Hřídel 2 rovina XZ.....	26
Obr. 3.7 Hřídel 3 rovina XZ.....	27
Obr. 3.8 Hřídel 1 rovina YZ.....	27
Obr. 3.9 Hřídel 2 rovina YZ.....	28
Obr. 3.10 Hřídel 3 rovina YZ.....	28
Obr. 3.11 Síly od ložisek na hřídeli 1	30
Obr. 3.12 Síly od ložisek na hřídeli 2	31
Obr. 3.13 Zatížení hřídele 1 vnějšími silami	37
Obr. 3.14 Posouvající síla hřídel 1	37
Obr. 3.15 Ohybový moment hřídel 1	37
Obr. 3.16 Redukované napětí Hřídel 1.....	38
Obr. 3.17 Statické a dynamické koeficienty bezpečnosti hřídele 1	38
Obr. 3.18 Působení vnějších sil na hřídel 2	39
Obr. 3.19 Posouvající síla hřídel 2	39
Obr. 3.20 Ohybový moment hřídel 2	40
Obr. 3.21 Redukované napětí hřídel 2	40
Obr. 3.22 Statické a dynamické koeficienty bezpečnosti hřídele 2	41
Obr. 3.23 Působení vnějších sil hřídel 3	41
Obr. 3.24 Posouvající síla hřídel 3	42
Obr. 3.25 Ohybový moment 3	42
Obr. 3.26 Redukované napětí hřídel 3	43
Obr. 3.27 bezpečnostní koeficient hřídel 3.....	43
Obr. 3.28 Průhyb hřídel 1.....	44
Obr. 3.29 Natočení hřídel 1.....	45
Obr. 3.30 Průhyb hřídel 2.....	46
Obr. 3.31 Natočení hřídel 2.....	46
Obr. 3.32 Průhyb hřídel 3.....	47
Obr. 3.33 Natočení hřídel 3.....	47
Obr. 3.34 Pohled na převodový mechanismus vnější.....	49
Obr. 3.35 Vnitřní pohled na převodový mechanismus	50
Obr. 3.36 Pohled na model celého pohonného mechanismu	50

Seznam tabulek

Tabulka 2.1 Technické parametry elektromotoru VIBO Electric: 2AL132S-4 [11]	13
---	----



Fakulta Strojní

Tabulka 3.1 Návrhové parametry soukolí	23
Tabulka 3.2 Pevnostní kontrola soukolí 1-2	24
Tabulka 3.3 Pevnostní kontrola soukolí 3-4	24
Tabulka 3.4 Přehled sil do jednotlivých ložisek	29
Tabulka 3.5 Ceny použitelných ložisek (bez DPH)	33
Tabulka 4.1 Ceny normalizovaných součástí	51
Tabulka 4.2 Tabulka ceny polotovarů hřídelí	52

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Název	Jednotka
a_{12}	osová vzdálenost soukolí 12	[mm]
a_w	normalizovaná osová vzdálenost	[mm]
b	šířka kola	[mm]
b	šířka pera	[mm]
B_w	úhel šikmosti	[°]
$b_{wH}/d1$	poměr šířky ozubení v dotyku a roztečné kružnice	[-]
b_{wF}/mn	poměr šířky ozubení v dotyku a normálového modulu	[-]
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	základní statická únosnost ložiska	[N]
C_H	geometrická konstanta hřídele	[-]
C_N	geometrická konstanta náboje	[-]
d	průměr roztečné kružnice	[mm]
d_0	vnitřní průměr hřídele	[mm]
$\varnothing D'$	návrhový průměr hřídele 1	[mm]
d_a	hlavová kružnice	[mm]
d_b	základní kružnice	[mm]
D_b	průměr bubnu	[m]
d_f	patní kružnice	[mm]
d_H	průměr hřídele	[mm]
Δd_{min}	minimální efektivní přesah nalisování	[μ m]
Δd_{max}	maximální efektivní přesah nalisování	[μ m]
Δd_{wmax}	maximální výrobní přesah nalisování	[μ m]
Δd_{wmin}	minimální výrobní přesah nalisování	[μ m]
D_N	průměr náboje kola	[mm]
d_w	valivá kružnice	[mm]



Fakulta Strojní

es	<i>horní úchylka náboje</i>	$[\mu m]$
ES	<i>dolní úchylka díry</i>	$[\mu m]$
ei	<i>dolní úchylka náboje</i>	$[\mu m]$
EI	<i>horní úchylka díry</i>	$[\mu m]$
F	<i>obecná síla</i>	$[N]$
F_a	<i>axiální síla</i>	$[N]$
F_H	<i>hlavní odpory</i>	$[N]$
f_H	<i>pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení pro namáhání na dotyk</i>	$[-]$
F_N	<i>vedlejší odpory</i>	$[N]$
f_p	<i>pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení pro namáhání na ohyb</i>	$[-]$
F_R	<i>radiální síla</i>	$[N]$
F_{S1}	<i>přidaný hlavní odpor</i>	$[N]$
F_{S2}	<i>přidaný vedlejší odpor</i>	$[N]$
F_t	<i>tečná síla</i>	$[N]$
F_u	<i>obvodová hnací síla</i>	$[N]$
h	<i>výška zubu</i>	$[mm]$
h	<i>výška pera</i>	$[mm]$
h_a	<i>výška hlavy zubu</i>	$[mm]$
h_f	<i>výška paty zubu</i>	$[mm]$
i_{12}	<i>skutečný převodový poměr soukolí 12</i>	$[-]$
i'_{12}	<i>návrhový převodový poměr soukolí 12</i>	$[-]$
i'_{34}	<i>návrhový převodový poměr soukolí 34</i>	$[-]$
i_{43}	<i>skutečný převodový poměr soukolí 34</i>	$[-]$
i_c	<i>celkový převodový poměr</i>	$[-]$
inv_{α_t}	<i>involuta úhlu záběru v čelní rovině</i>	$[rad]$
$inv_{\alpha_{tw}}$	<i>involuta úhlu záběru v čelní rovině valivého</i>	$[rad]$
$\Delta i_{př}$	<i>rozdíl v návrhovém a skutečném převodovém poměru</i>	$[-]$
$i_{přev.sk.}$	<i>skutečný převodový poměr</i>	$[-]$
$i'_{přev.}$	<i>návrhový převodový poměr</i>	$[-]$
JHV	<i>tvrdost v jádře zubu dle Vickerse</i>	$[HV]$
K_A	<i>součinitel vnějších dynamických sil</i>	$[-]$
K_A	<i>součinitel vnějších dynamických sil</i>	$[-]$



Fakulta Strojní

k_d	<i>dynamická bezpečnost</i>	[–]
k_{dmin}	<i>minimální dynamická bezpečnost</i>	[–]
k_{st}	<i>statická bezpečnost</i>	[–]
k_{stmin}	<i>minimální statická bezpečnost</i>	[–]
$K_{F\alpha}$	<i>součinitel nerovnoměrnosti v ohybu hlavní</i>	[–]
$K_{F\beta}$	<i>součinitel nerovnoměrnosti v ohybu vedlejší</i>	[–]
$K_{H\alpha}$	<i>součinitel nerovnoměrnosti v dotyku hlavní</i>	[–]
$K_{H\beta}$	<i>součinitel nerovnoměrnosti v dotyku vedlejší</i>	[–]
$K_{H\beta_1}$	<i>součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro soukolí 12</i>	[–]
$K_{H\beta_2}$	<i>součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro soukolí 34</i>	[–]
k_{st}	<i>statické bezpečnosti</i>	[–]
K_V	<i>součinitel vnitřních dynamických sil</i>	[–]
$k_{\sigma min}$	<i>koefficient minimálního napětí</i>	[–]
l	<i>vzdálenost</i>	[mm]
L	<i>životnost</i>	[h]
l_a	<i>účinná délka pera</i>	[mm]
L_L	<i>délka nalisování</i>	[mm]
M	<i>obecný moment</i>	[Nm]
M_K	<i>obecný krouťící moment</i>	[Nm]
M_{k1}	<i>krouťící moment na hřídeli 1</i>	[Nm]
M_{k2}	<i>krouťící moment na hřídeli 2</i>	[Nm]
M_{k3}	<i>krouťící moment na hřídeli 3</i>	[Nm]
M_{kM}	<i>krouťící moment motoru</i>	[Nm]
M_S	<i>jmenovitá krouťící moment hřídelové spojky</i>	[Nm]
M_v	<i>dovolený krouťící moment na hřídelové spojce</i>	[Nm]
m'_{12}	<i>návrh normálového modulu soukolí 12</i>	[–]
m'_{34}	<i>návrh normálového modulu soukolí 34</i>	[–]
m'_n	<i>návrh normálového modulu soukolí</i>	[–]
m_{n12}	<i>normálový modul soukolí 12</i>	[–]
m_{n34}	<i>normálový modul soukolí 34</i>	[–]
n_1	<i>otáčky na hřídeli 1</i>	[min ⁻¹]
n_2	<i>otáčky na hřídeli 2</i>	[min ⁻¹]
n_3	<i>otáčky na hřídeli 3</i>	[min ⁻¹]
n_M	<i>otáčky motoru</i>	[min ⁻¹]



Fakulta Strojní

P	<i>ekvivalentní dynamické zatížení</i>	[N]
P	<i>obecný výkon</i>	[kW]
P'	<i>návrhový výkon elektromotoru</i>	[kW]
P_B	<i>výkon hnacího bubnu</i>	[kW]
p_D	<i>dovolené napětí</i>	[Mpa]
p_{min}	<i>minimální tlak ve spoji</i>	[N · mm ⁻²]
p_{max}	<i>maximální tlak ve spoji</i>	[N · mm ⁻²]
R_A	<i>reakce v ložisku A</i>	[N]
R_B	<i>reakce v ložisku B</i>	[N]
R_C	<i>reakce v ložisku C</i>	[N]
R_D	<i>reakce v ložisku D</i>	[N]
R_E	<i>reakce v ložisku E</i>	[N]
R_F	<i>reakce v ložisku F</i>	[N]
R_e	<i>mez kluzu</i>	[Mpa]
R_m	<i>mez pevnosti</i>	[Mpa]
S_F	<i>součinitel bezpečnosti v ohybu proti vzniku únavového lomu v patě zubu</i>	[-]
S_{Fmin}	<i>nejnižší hodnota ohybového součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu patě zubu</i>	[-]
S_H	<i>součinitel bezpečnosti v dotyku při namáhání na pitting</i>	[-]
S_{Hmin}	<i>nejmenší hodnota dotykového součinitele bezpečnosti ve valivém bodě</i>	[-]
s_n	<i>tloušťka zubu hlavová</i>	[mm]
s_t	<i>tloušťka zubu patní</i>	[mm]
u_{12}	<i>převodové číslo ozubeného převodu soukolí 12</i>	[-]
u_{34}	<i>převodové číslo ozubeného převodu soukolí 34</i>	[-]
v	<i>obvodová rychlost</i>	[m/s]
v	<i>montážní vůle</i>	[μm]
v_b	<i>obvodová rychlost poháněcího bubnu</i>	[m/s]
VHV	<i>tvrdost na boku zubu dle Vickerse</i>	[HV]
v_n	<i>výška mezery</i>	[mm]
w	<i>přesah, který se strhne při nalisování</i>	[mm]
X	<i>výpočtový koeficient dynamického zatížení ložiska</i>	[-]
x_1	<i>součinitel záběru nástroje 1</i>	[-]
x_2	<i>součinitel záběru nástroje 2</i>	[-]



Fakulta Strojní

Y	<i>výpočtový koeficient dynamického zatížení ložiska</i>	[–]
Y_{Fa}	<i>součinitel tvaru pro ohyb</i>	[–]
y_{max}	<i>maximální průhyb</i>	[mm]
Y_{SA}	<i>součinitel koncentrace napětí pro ohyb</i>	[–]
Y_{β}	<i>součinitel sklonu zubu pro ohyb</i>	[–]
Y_{ϵ}	<i>součinitel záběru profilu pro ohyb</i>	[–]
z_1	<i>počet zubů na pastorku 1</i>	[–]
z_2	<i>počet zubů na kole 2</i>	[–]
z_3	<i>počet zubů na pastorku 3</i>	[–]
z_4	<i>počet zubů na kole 4</i>	[–]
z'_2	<i>návrhový počet zubů na kole 2</i>	[–]
z'_4	<i>návrhový počet zubů na kole 4</i>	[–]
Z_B	<i>součinitel jednopárového zubu</i>	[–]
Z_E	<i>součinitel pružnosti pro dotyk</i>	[–]
Z_H	<i>součinitel tvaru pro dotyk</i>	[–]
Z_{β}	<i>součinitel sklonu zubu pro dotyk</i>	[–]
Z_{ϵ}	<i>součinitel vlivu záběru pro dotyk</i>	[–]
α	<i>součinitel lineární tepelné roztažnosti</i>	[C ⁻¹]
α_n	<i>úhel záběru nástroje</i>	[°]
α_t	<i>úhel záběru v čelní rovině</i>	[rad]
α_{tw}	<i>úhel záběru v čelní rovině valivý</i>	[rad]
α_w	<i>valivý úhel záběru</i>	[°]
α_{w12}	<i>valivý úhel záběru soukolí 12</i>	[°]
α_{w12}	<i>valivý úhel záběru soukolí 12</i>	[°]
β_{12}	<i>úhel sklonu boku zubu soukolí 12</i>	[°]
β_{34}	<i>úhel sklonu boku zubu soukolí 34</i>	[°]
β_{w12}	<i>úhel sklonu boku zubu soukolí 12 valivý</i>	[°]
β_{w34}	<i>úhel sklonu boku zubu soukolí 34 valivý</i>	[°]
δ_{min}	<i>minimální přesah</i>	[μm]
η_{12}	<i>účinnost mechanického převodu kol 1 a 2</i>	[–]
η_{34}	<i>účinnost mechanického převodu kol 3 a 4</i>	[–]
η_B	<i>účinnost hnacího bubnu</i>	[–]
η_C	<i>celková účinnost</i>	[–]
σ_1	<i>první hlavní napětí</i>	[MPa]
σ_2	<i>druhé hlavní napětí</i>	[MPa]
σ_3	<i>třetí hlavní napětí</i>	[MPa]



Fakulta Strojní

σ_{F0}	<i>jmenovité napětí v patě zubu</i>	[MPa]
σ_{FP}	<i>dovolené napětí v ohybu</i>	[Mpa]
σ_H	<i>napětí v dotyku ve valivém bodě</i>	[Mpa]
σ_{H0}	<i>jmenovité napětí v dotyku</i>	[Mpa]
σ_{HP}	<i>dovolené napětí v dotyku</i>	[Mpa]
σ_F	<i>napětí ohybové v patě zubu při působení síly na hlavu</i>	[Mpa]
σ°_{Flim}	<i>mez únavy v ohybu</i>	[MPa]
σ°_{Hlim}	<i>mez únavy v dotyku</i>	[MPa]
σ_{Kt}	<i>napětí na mezi kluzu</i>	[N · mm ⁻²]
σ_{red}	<i>redukované napětí</i>	[Mpa]

Seznam příloh:

Příloha 1 – Výkres: SESTAVA POHONU s kusovníkem

Příloha 2 – Výkres: SESTAVA MECHANICKÉHO PŘEVODU s kusovníkem

Příloha 3 – Výkres: SESTAVA RÁMU s kusovníkem

Příloha 4 – Výkres: VÝKRES HŘÍDELE 2

Příloha 5 – Výkres: VÝKRES KOLA 4

Příloha 6 – Výkres: VÝKRES VÍČKA 2

Příloha 7 – 3D model: SESTAVA POHONU

Příloha 8 – 3D model: SESTAVA MECHANICKÉHO PŘEVODU