

Konstrukční návrh pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Dominik Slováček

Bakalářská práce
2019



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Dominik Slováček**

Osobní číslo: **T16912**

Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Technologická zařízení**

Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Konstrukční návrh pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii k danému tématu
2. Navrhněte převodovku pro převodový poměr 1:250 s výstupem $P=3$ kW, a otáčkami $n=10$ ot/min
3. Zhotovte sestavu převodu
4. zhotovte výrobní dokumentaci

Rozsah bakalářské práce: **cca 60 stran**
Rozsah příloh:
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. **Kemka, V, Barták, J, Milčák P, Žitek, P. : Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení, Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0**
2. **Lukovics, I, Sýkorová, L, Volek, F : Části a mechanismy strojů, Skripta, ES VUT Brno, 2000, ISBN 80 - 214 - 1566 - 5,**
3. **Volek, F, : Základy konstruování a části strojů - mechanismy strojů, Skripta, UTB ve Zlíně, 2003, ISBN 80-7318 - 111 - 8,**
4. **Bolek, A, Kochman, J. a kol. : Části strojů, 2. svazek. SNTL Praha, 1990**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. František Volek, CSc.**
Ústav výrobního inženýrství
Datum zadání bakalářské práce: **2. ledna 2019**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**

Ve Zlíně dne 15. února 2019

L.S.

doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 19.05.2019

.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevydělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užíje-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacího zařízení (školní dílo).

³⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlídá k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu s planetovou převodkou a pojistnou spojkou. Teoretická část se zabývá základními informacemi o mechanických, ozubených a planetových převodech, jejich rozdělením a základními parametry. Dalšími navazujícími tématy jsou hřídelové spojky a pohony, jejich rozdělení a popis jednotlivých druhů. Praktická část je věnována konstrukci převodovky a pojistné spojky. Všechny navržené součásti jsou podloženy výpočtovou zprávou a výkresovou dokumentací.

Klíčová slova: planetová převodovka, planetový převod, mechanický převod, hřídelová spojka

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of the drive with planetary gear and safety coupling. The theoretical part deals with basic information about mechanical, gear and planetary gears, their distribution and basic parameters. Other related topics are shaft couplings and drives, their distribution and description of individual species. The practical part is devoted to the design of the gearbox and the safety coupling. All proposed components are supported by computational report and drawing documentation.

Keywords: planetary gearbox, planetary gear, mechanical gear, shaft coupling

Mé poděkování patří vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Františkovi Volkovi, CSc. za jeho odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi poskytoval během vypracování celé této práce.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 PŘEVODY	12
1.1 MECHANICKÉ PŘEVODY	12
1.1.1 Rozdělení mechanických převodů	13
1.1.2 Základní pojmy	13
1.1.2.1 Převodový poměr	13
1.1.2.2 Silové poměry v převodech	15
1.1.2.3 Účinnost převodů	15
1.1.2.4 Volba převodu.....	16
2 PŘEVODY S OZUBENÝMI KOLY	17
2.1 CHARAKTERISTIKA PŘEVODŮ S OZUBENÝMI KOLY	17
2.2 TEORETICKÉ ZÁKLADY OZUBENÍ	18
2.2.1 Základní zákon ozubení	18
2.2.2 Čára záběru.....	19
2.2.3 Zubové profily.....	19
2.3 ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH SOUKOLÍ.....	20
2.4 ČELNÍ OZUBENÁ SOUKOLÍ	22
2.4.1 Základní údaje ozubení	22
2.5 MAZÁNÍ OZUBENÝCH KOL	23
2.6 MONTÁŽ OZUBENÝCH KOL	24
2.7 PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ	25
3 PLANETOVÉ PŘEVODY	26
3.1 VÝHODY A NEVÝHODY	26
3.2 ROZDĚLENÍ PLANETOVÝCH PŘEVODŮ.....	27
3.3 KINEMATIKA PLANETOVÝCH PŘEVODŮ	28
3.3.1 Označení.....	29
3.3.2 Převodový poměr	29
3.3.3 Silové poměry v ozubení.....	30
3.4 DOPLŇUJÍCÍ GEOMETRICKÉ PODMÍNKY	31
3.4.1 Podmínka stejných osových vzdáleností.....	31
3.4.2 Podmínka smontovatelnosti	32
3.4.3 Podmínka vůle mezi sousedními satelity	32
4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	33
4.1 ROZDĚLENÍ HŘÍDELOVÝCH SPOJEK	33
4.2 MECHANICKÉ NEOVLÁDANÉ SPOJKY	33
4.2.1 Nepružné spojky.....	33
4.2.2 Pružné spojky	34
4.3 OVLÁDANÉ SPOJKY	34
4.3.1 Výsuvné spojky	34
4.3.2 Pojistné spojky	35
5 POHONY	36

5.1	DRUHY MOTORŮ.....	37
5.1.1	Elektromotory	37
5.1.2	Spalovací motory	38
5.1.3	Hydraulické motory	38
5.1.4	Pneumatické motory.....	39
II	PRAKTICKÁ ČÁST	40
6	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ A VÝPOČET POHONU S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU	41
6.1	ZADÁNÍ	41
6.2	NÁVRH ELEKTROMOTORU	41
6.3	NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	43
6.4	NÁVRH A VÝPOČET PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	46
6.4.1	Výpočet převodového poměru a účinnosti planetové převodovky	46
6.4.2	Výpočet krouticího momentu jednotlivých částí planetové převodovky.....	47
6.4.3	Výpočet otáček jednotlivých částí planetové převodovky.....	47
6.4.4	Výpočet výkonu jednotlivých částí planetové převodovky	47
6.4.5	Výpočet jednotlivých soukolí planetové převodovky.....	48
6.4.5.1	Výpočet soukolí vstupní části A	48
6.4.5.2	Výpočet soukolí části B	52
6.4.5.3	Výpočet soukolí výstupní části C	56
6.4.6	Kontrola únavy v dotyku jednotlivých převodů dle ČSN 01 4686.....	60
6.4.6.1	Kontrola únavy v dotyku vstupní části A	60
6.4.6.2	Kontrola únavy v dotyku části B	61
6.4.6.3	Kontrola únavy v dotyku výstupní části C.....	63
6.4.7	Kontrola únavy v ohybu jednotlivých převodů dle ČSN 01 4686.....	65
6.4.7.1	Kontrola únavy v ohybu vstupní části A	65
6.4.7.2	Kontrola únavy v ohybu části B	66
6.4.7.3	Kontrola únavy v ohybu výstupní části C.....	67
6.4.8	Síly v ozubení.....	68
6.5	NÁVRH HŘÍDELÍ, PER A LOŽISEK	70
6.5.1	Výpočet vstupní hřídele I.	71
6.5.2	Výpočet spojovací hřídele II.	77
6.5.3	Výpočet spojovací hřídele III.	81
6.5.4	Výpočet výstupní drážkované hřídele IV.....	84
6.5.5	Výpočet hřídele V pro satelity části A	86
6.5.6	Výpočet hřídele VI pro satelity části B	88
6.5.7	Výpočet hřídele VII pro satelity části C.....	90
6.6	NÁVRH A VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY	92
	ZÁVĚR	95
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	96
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	98
	SEZNAM OBRÁZKŮ	104
	SEZNAM TABULEK.....	106
	SEZNAM PŘÍLOH.....	107

ÚVOD

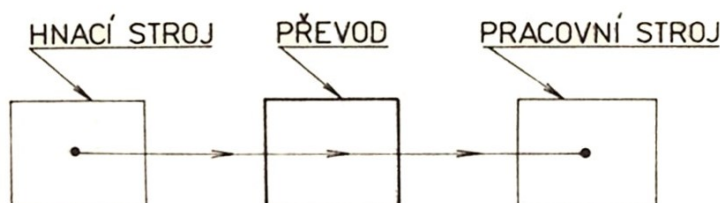
Cílem této bakalářské práce je navrhnout a nadimenzovat jednotlivé funkční celky pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou, tak aby byla splněna všechna kritéria, pevnostní a výpočetní podmínky pro správnou funkci a chod zařízení. Aby mohli být splněny všechny tyto parametry, je nutné zavést určité zákonitosti, pojmy a vzorce, které charakterizují tyto mechanismy. Správně navrhnutou konstrukcí mechanismů se zajistí větší produktivita, spolehlivost i životnost celého stroje.

Dimenzováním a navrhováním konstrukčních prvků a uzlů se lidé zabývají už po několika století. Konstrukční uzel, který přenáší pohyb, silové účinky a transformuje jeden druh pohybu na druhý, se nazývá mechanismus. Mezi mechanismy se řadí ozubené, řetězové, řemenové a třecí převody. Tyto převody slouží pro přenos výkonu a pohybu. První převody s ozubenými koly byly používány už ve 3. století před naším letopočtem v pohonech vodních mlýnů, na čerpání vody nebo zvedání těžkých břemen, které především měli lidem usnadňovat jejich namáhavou práci. V průběhu historie se tyto mechanismy stále zdokonaľovaly. Za průkopníka této oblasti se považuje Leonardo da Vinci, který v 15. století navrhl různé typy ozubení. V dalších stoletích stále rostl vývoj a předpoklad pro vznik technických disciplín. Významný přelom nastal v polovině 18. století, které se označuje jako začátek průmyslové revoluce, kdy James Watt navrhl první parní stroj a nahradil tím vodní kola. Tímto krokem se začala nahrazovat ruční výroba za výrobu strojní. V současné době se mechanismy hojně uplatňují ve všech odvětvích průmyslu a strojírenství. Ozubená kola jsou ve velké míře vyráběna z polymerních materiálů a celkově se zvyšují požadavky na výrobu, funkčnost, provozuschopnost a ekonomiku.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 PŘEVODY

Převod vytváří spojovací článek mezi pohyblivými částmi strojů, přenáší nebo rozděluje energii přiváděnou z hnacího stroje na pracovní stroj (Obr. 1).



Obr. 1: Zařazení převodu ve strojním zařízení [1]

Převody se používají jako spojovací články ve strojních zařízeních, protože rychlosti potřebné pro funkci pracovního stroje obvykle nesouhlasí s rychlostmi stroje hnacího. Hnací stroje pracují obvykle při vyšší frekvenci otáček.

Převody existují mechanické, elektrické, hydraulické, pneumatické magnetické a kombinované.

V současnosti jsou nejrozšířenějšími převody mechanické, které se spojují s jinými druhy převodů (elektromechanické, hydromechanické apod.), tak aby se využilo jejich výhod. [1]

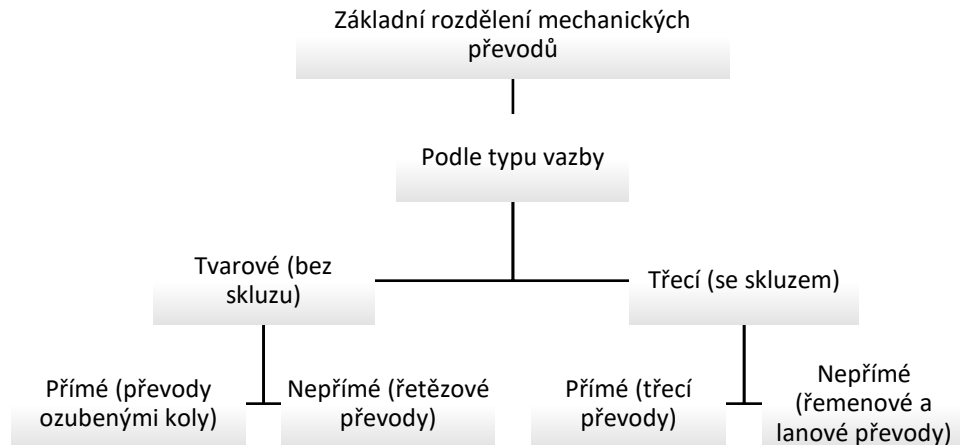
1.1 Mechanické převody

Mechanické převody vytváří kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným hřídelem a slouží k zajištění plynulého toku při předepsané transformaci prvků, tedy změně úhlové rychlosti a příslušné změně točivého momentu. Pomocí mechanického převodu se přenáší a rozvádí otáčivý pohyb a mechanická energie (točivý moment, výkon, obvodová síla). Při přenosu nastává změna obvodové rychlosti a smysl otáčení hnaného hřídele a někdy může nastávat i změna druhu pohybu, např. otáčivý pohyb na posuvný (kliková hřídel).

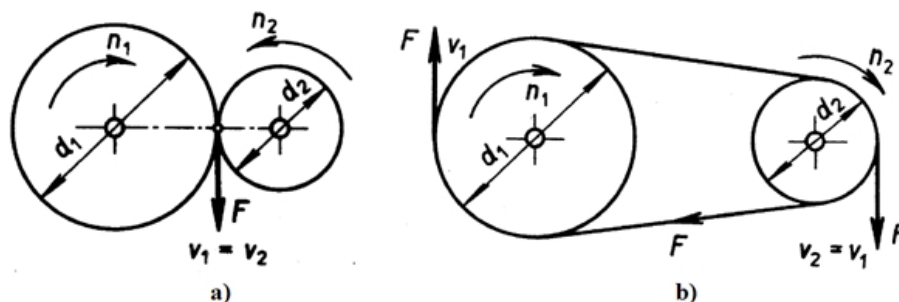
Všechny mechanické převody se skládají minimálně ze dvou kol (kotoučů), hnacího a hnaného, která jsou pevně spojena s hnacím a hnaným hřídelem. Pohyb je přenášen z hnacího hřídele na hnaný buď přímým dotykem kol – převod s přímým přenosem pohybu (Obr. 3 a, str. 13) nebo převodovým členem (řetězem, lanem, řemenem) – převody s nepřímým přenosem pohybu (Obr. 3 b, str. 13). [2]

1.1.1 Rozdělení mechanických převodů

Mechanické převody jsou rozdělovány podle typu vazby a dále jsou děleny na tvarové a třecí, ty se pak ještě rozdělují do dalších podskupin (Obr. 2)



Obr. 2: Základní rozdělení mechanických převodů [3]



Obr. 3: Převod s přenosem pohybu a) přímým b) nepřímým [2]

1.1.2 Základní pojmy

1.1.2.1 Převodový poměr

Základním parametrem, který určuje vlastnosti převodového mechanismu, se nazývá převodový poměr i . Převodový poměr je definován jako poměr úhlové rychlosti hnacího členu (hnacího hřídele) ω_1 k úhlové rychlosti hnaného členu (hnaného hřídele) ω_2 . [3]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{\pi \cdot n_1}{30}}{\frac{\pi \cdot n_2}{30}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d_1}}{\frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d_2}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{F}}{\frac{2 \cdot M_{k1}}{F}} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \quad (1)$$

Třecí, řemenové a lanové převody, u kterých se přenáší síla třením, je obvodová rychlost hnaného kola v_2 důvodem prokluzu menší než obvodová rychlost hnacího kola v_1 , tzn. $v_2 < v_1$ (Obr. 3, str. 13). Otáčky hnaného hřídele tedy jsou:

$$n_2' = \psi \cdot n_2 \quad (2)$$

kde součinitel prokluzu ψ podle druhu a stavu převodu bývá v rozmezí 0,95 až 0,99. Skutečné převodové číslo u :

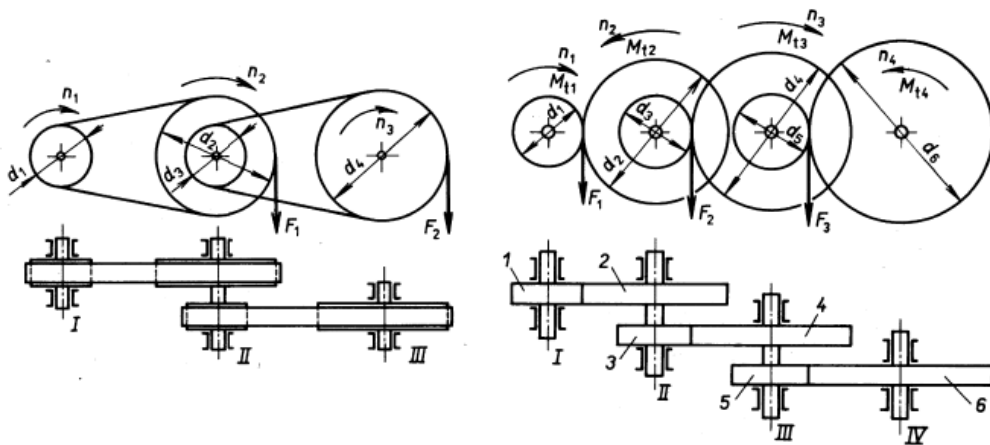
$$u_1 = \frac{n_1}{n_2'} = \frac{D_2}{D_1 \cdot \psi} = \frac{i_{1,2}}{\psi} \quad (3)$$

Pokud mezi hnacím a hnaným hřídelem je veliký převodový poměr, použije se převod složený (Obr. 4). Složený převod vznikne vložením jednoho nebo několika pomocných tzv. předlohových hřídelů, mezi hnací a hnaný hřídel. Celkový převodový poměr složeného převodu se vypočítá:

$$i_{1,6} = \frac{n_1}{n_6'} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_6}{D_5} \quad (4)$$

Obecné vyjádření:

$$i_{1,6} = \frac{n_1}{n_6'} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_6}{D_5} \quad (5)$$

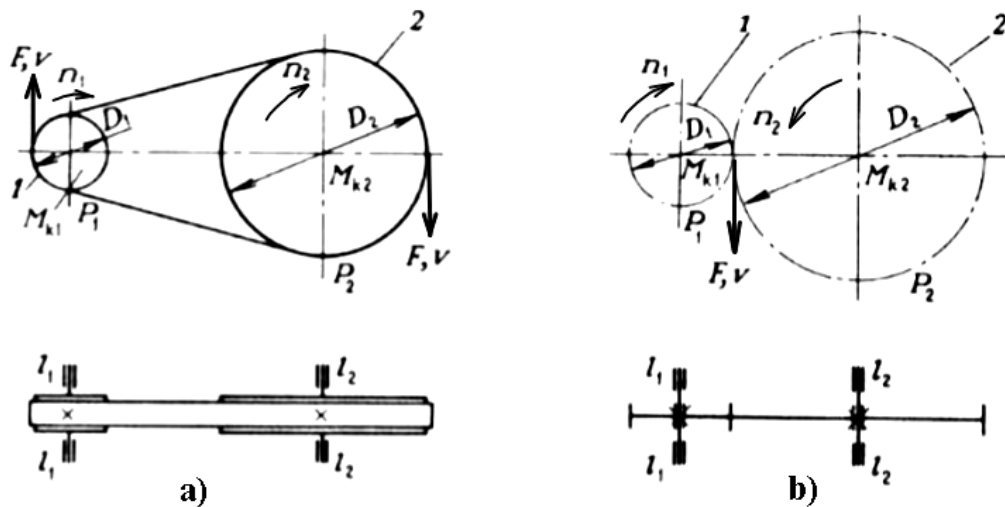


Obr. 4: Schéma složeného převodu [2][3]

1.1.2.2 Silové poměry v převodech

Aby nedošlo k poruše převodu, musí být obvodová síla a obvodová rychlost na obou kotoučích (hnacím i hnaném) stejná. U převodů se silovým stykem se měření provádí na obvodu kotoučů (Obr. 5 a) a u převodů s tvarovým stykem na roztečné kružnici (Obr. 5 b).

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v} \quad (6)$$



Obr. 5: Jednoduchý převod a) řemenový, b) ozubenými koly [4]

1.1.2.3 Účinnost převodů

V převodových ústrojích se vyskytují ztráty vlivem tření dotýkajících se částí, ztráty třením v uložení, při brodění v mazací kapalině apod. Velikost ztrát závisí na provedení a stavu převodového ústrojí, na mazání, zatížení, obvodové rychlosti aj. Celková účinnost jednoduchého převodu je dána mechanickou účinností hřídelů v ložiskách η_l a mechanickou účinností při přenosu energie z hnacího hřídele na hnaný η_p . Celkovou účinnost můžeme tedy vyjádřit:

$$\eta_{1,2} = \eta_l \cdot \eta_p \quad (7)$$

Jsou-li výkony na jednotlivých hřídelích P_1, P_2, P_3, P_4 , lze dílčí účinnosti vyjádřit vztahy:

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1}; \quad \eta_{3,4} = \frac{P_3}{P_2}; \quad \eta_{5,6} = \frac{P_4}{P_3} \quad (8)$$

Výsledná účinnost převodového ústrojí bude:

$$\eta_c = \frac{P_4}{P_1} = \frac{\eta_{56} \cdot P_3}{P_1} = \frac{\eta_{56} \cdot \eta_{34} \cdot P_2}{P_1} = \frac{\eta_{56} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{12} \cdot P_1}{P_1} = \eta_{56} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{12} \quad (9)$$

[4]

1.1.2.4 Volba převodu

Druh převodu se volí z různých hledisek, jako např.: hmotnost, hlučnost, cena a účinnost. V konstrukcích je často rozhodující hledisko nejmenších rozměrů. Nejvíce používaný převod ve vícestupňových skříních je vícestupňový převod, který mívá převodové číslo okolo 30.

Limitující faktor pro většinu druhů mechanických převodů je stykové napětí a sním spojená mezní únosnost a životnost funkčních ploch, které se dotýkají částí převodu. Tato dotyková oblast je velmi malá (bod nebo přímka), takže síly působí na velmi malou plochu, z čehož vyplývá nebezpečí poškození funkčních ploch.

Volba druhu převodu závisí i na dalších faktorech, a to na vzájemné poloze hřídelů, převodovém poměru, přenášejícím výkonu, smyslu otáčení atd.

Velikosti jednoduchých převodů nachází omezení (nelze volit libovolně velký převod) a mění se podle druhu převodu. Velikost převodového čísla lze zvýšit např. planetovými převody nebo převody harmonickými, které nachází uplatnění v robotice. Harmonické převody mohou měnit převod v rozsahu až 2000, ale běžný rozsah bývá okolo 300.

Velikosti převodových čísel se pro určité převody liší (Tab. 1). [3]

Tab. 1: Velikost převodového čísla pro určité převody

[3]

Převod	Převodové číslo u
Ozubenými koly	$u = 1 : 6$ (max. 15)
Šnekový	$u = 1 : 50$ (max. 100)
Řetězový	$u = 1 : 6$ (max. 10)
Plochými řemeny	$u = 1 : 10$ (max. 15)
Klínovými řemeny	$u = 1 : 8$ (max. 15)

2 PŘEVODY S OZUBENÝMI KOLY

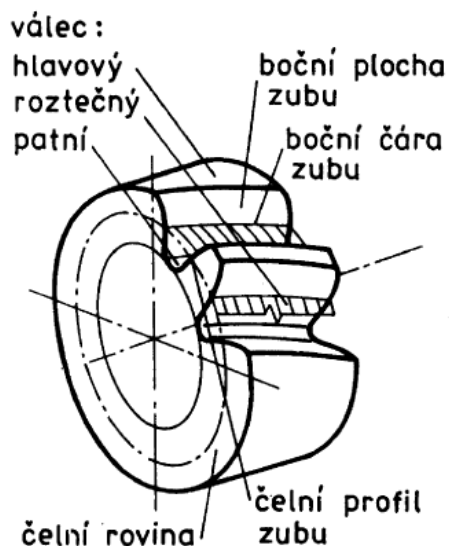
2.1 Charakteristika převodů s ozubenými koly

Převody s ozubenými koly jsou v praxi nejvíce rozšířené a používané. Mají vysokou účinnost, přesnost a životnost. Princip spočívá v záběru (tlakový přenos sil) s bezprostředním dotykem společně zabírajících členů. Dvojice ozubených kol zabírající do sebe představují jednoduchý převod, který se nazývá soukolím. Kolo menšího průměru se nazývá jako pastorek a většího průměru jako kolo. Pokud mají ozubená kola stejný počet zubů, pak je pastorkem nazýváno hnací kolo. [3] [5]

Ozubená soukolí tvoří mezi hnacím a hnaným hřídelem tvarovou vazbu, která dovoluje přenášet a transformovat výkon. Převody s ozubenými koly mají schopnost přenášet vysoké výkony při vysokých otáčkách. Jelikož převod probíhá bez skluzu, tak obvodová rychlost hnacího kola se rovná obvodové rychlosti hnaného kola. [3][6]

Ozubené kolo je složeno z těla a z ozubeného věnce. Tvar věnce určuje tzv. roztečná plocha, vycházející z tvaru příslušného axoidu.

Ozubený věnec má vytvořené zuby, rovnoměrně rozložené po obvodě kola a je tvořen geometricky určenými tzv. bočními plochami (Obr. 6). Ozubený věnec je vymezen hlavovou a patní plochou, které jsou ve stejné ose a mají stejný typ s plochou roztečnou.



Obr. 6: Schéma ozubeného kola

[2]

2.2 Teoretické základy ozubení

2.2.1 Základní zákon ozubení

Hnací ozubené válcové kolo je správné, jestliže při stálé úhlové rychlosti udílí hnanému kolu rovněž stálou úhlovou rychlost.

Dle (Obr. 7, str. 19) se křivky p_1 a p_2 boků dvou zubů dotýkají v bodě A . Má-li hnací kolo 1 úhlovou rychlost ω_1 , pak je obvodová rychlost bodu A při otáčení 1 kolem středu O_1 :

$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1 \quad (10)$$

Pokud uvažujeme jako střed otáčení bod O_2 , má stejný bod A , ale přísluší kolu 2, obvodovou rychlost vyjádříme:

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2 \quad (11)$$

Z podobnosti trojúhelníků:

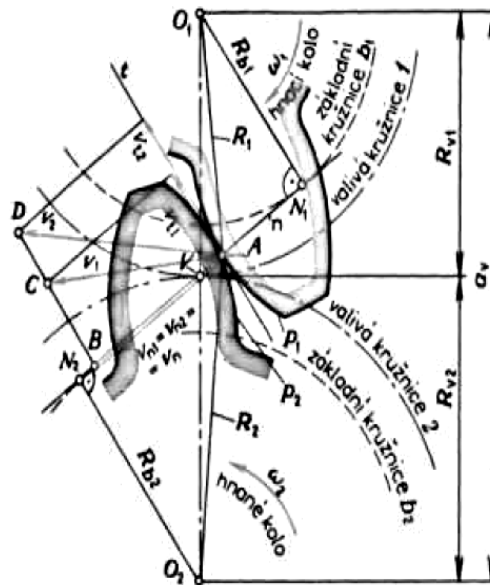
$$\Delta O_1 N_1 A \sim \Delta O_2 N_2 A \quad (12)$$

Vychází vztah:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = konst. \quad (13)$$

Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr zní:

Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem, jestliže jejich společná normála n procházející valivým bodem V dělí úsečku O_1, O_2 v opačném poměru úhlových rychlostí obou kol. [4]



Obr. 7: Rychlostní poměry ozubených kol
(základní zákon ozubení) [4]

2.2.2 Čára záběru

Podmínice konstantního převodového poměru vyhovují jen určité druhy křivek p_1 a p_2 . Profilům, které spolu zabírají a mají tvar těchto křivek, říkáme přiřazené profily. Při otáčení profilů O_1 a O_2 se jednotlivé body profilů postupně dotýkají. Geometrické místo dotyků obou profilů se nazývá čára záběru (tvar je určen dle křivky profilu zubů). [4]

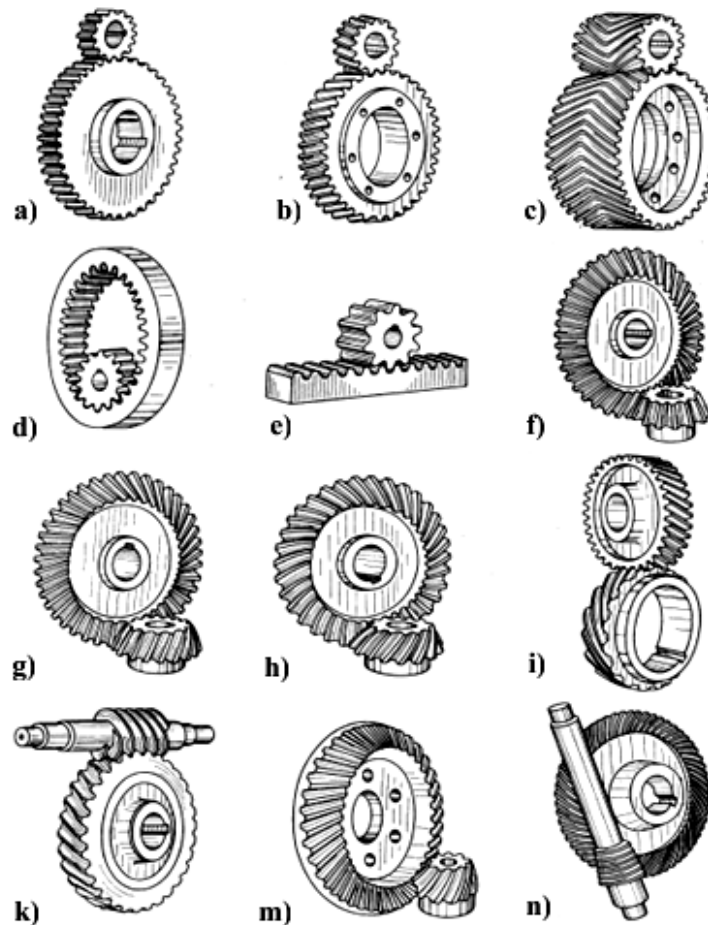
2.2.3 Zubové profily

Křivka profilu zubu je průsečnice boku zubu s čelní rovinou kola. Pro evolventní ozubení se jedná o evolventu a pro cykloidní se jedná o cykloidu. Evolventa vzniká odvalováním po kružnici. Cykloida vzniká odvalováním tvořící kružnice vně roztečné kružnice. Další používanou křivkou je hypocykloida, která vzniká odvalováním tvořící kružnice uvnitř roztečné kružnice. [3]

Nejpoužívanější zubovou křivkou je evolventa, která je nejsnadněji vyrobitelná. Evolventní ozubení je normalizované. [10]

2.3 Rozdělení ozubených soukolí

Největší vliv na rozdělení ozubených soukolí má jejich geometrie. Osy hřídelů mohou být rovnoběžné, různoběžné a mimoběžné. Vzájemná poloha hřídelů závisí na tvaru ozubených kol a zubů. Z tohoto hlediska vytváříme základní rozdělení ozubených soukolí. [3] [6]



Obr. 8: Základní druhy ozubených soukolí [2]

Rozdělení ozubených soukolí podle:

- Relativního pohybu základních těles (axoidů)
 - valivá
 - šroubová
- Tvaru roztečné plochy
 - Kola válcová
 - Kola kuželová
 - Kola hyperboloidní (globoidní)

- Podle tvaru ozubení
 - Kola s přímými zuby
 - Kola s šikmými zuby
 - Kola s šípovými zuby
 - Kola s křivkovými zuby
- Vzájemné polohy os
 - Soukolí s rovnoběžnými osami – soukolí válcová valivá se zuby
 - přímými (Obr. 8 a, d, e, str. 20)
 - šikmými (Obr. 8 b, str. 20)
 - šípovými (Obr. 8 c, str. 20)
 - Soukolí s různoběžnými osami – soukolí valivá kuželová se zuby
 - přímými (Obr. 8 f, str. 20)
 - šikmými (Obr. 8 g, str. 20)
 - zakřivenými (Obr. 8 h, str. 20)
 - Soukolí s mimoběžnými osami
 - Soukolí šroubová válcová (Obr. 8 i, str. 20)
 - Soukolí šneková (Obr. 8 k, str. 20)
 - Soukolí šroubová kuželová – hypoidní (Obr. 8 m, str. 20)
 - Soukolí spiroidní (Obr. 8 n, str. 20)
- Polohy ozubení
 - S vnějším ozubením (Obr. 8 a, str. 20)
 - S vnitřním ozubením (Obr. 8 d, str. 20)
- Druhu čelní profilové křivky
 - S evolventním profilem
 - Cykloidním profilem
 - Se zvláštním profilem (smíšeným, cévovým, novikovým aj.)
- Podle tvaru boční čáry zubů
 - Kola s přímými zuby
 - Kola s šikmými zuby
 - Kola s šípovými zuby
 - Kola se zakřivenými zuby
 - Kola se šroubovými zuby [2]

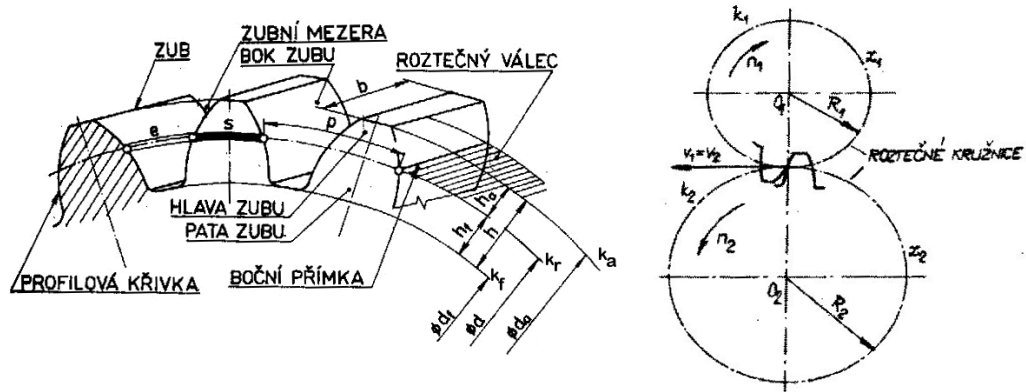
Ozubený hřeben je část ozubeného válcového kola o nekonečně velkém poloměru. Spojením ozubeného hřebenu a pastorku přeměňuje otáčivý pohyb v posuvný a naopak.

Ozubený převod je trojčlenný mechanismus, skládající se z rámu a dvou ozubených kol. [2]

2.4 Čelní ozubená soukolí

Dle tvaru ozubení rozeznáváme čelní kola vnější se zuby přímými (boční křivky jsou rovnoběžné s osou kola), šikmými (boční křivky zubů jsou šikmé přímky), šípovými (otočné šikmé zuby proti sobě) nebo křivkovými (zpravidla kruhové oblouky).

Mezi nejpoužívanější se řadí čelní ozubená soukolí s přímými zuby (Obr. 9). Tento převod vzniká odvalováním dvou (roztečných) válců po sobě, dotýkajících se ve společné povrchové přímce. Zubní boky mají tvar zakřivených ploch, které protínají čelní rovinu v profilových křivkách (evolventy, cykloidy). Povrchem roztečného nebo valivého válce je rozdělen zub na hlavu a patu. [1] [3]



Obr. 9: Čelní soukolí s přímými zuby [1] [3]

2.4.1 Základní údaje ozubení

Roztečná kružnice k_r – jsou to průměry valivých (roztečných) válců D v kolmé rovině k jejich ose. Na roztečné kružnici je měřena rozteč a další hodnoty vlastního ozubení (zub – šířka, výška aj.).

Rozteč zubů p je vzdáleností stejnolehlých křivek profilu zubů, měřená jako úsečka na roztečné přímce r základního profilu nebo jako oblouk na roztečné kružnici kola.

Tloušťka zubu s – je vzdálenost dvou protilehlých profilů zubů, měřená na roztečné kružnici

Zubní mezera s_u – je prostor mezi dvěma sousedními zuby

Boky zubů – pracovní část zubů

Hlavová k_a (patní k_f) kružnice – omezují hlavu a patu zubu

Výška zubu h – je vzdálenost hlavy a paty zubu měřená středem zubu ve směru polo-
měru roztečné kružnice:

$$h = h_f + h_a \quad [mm] \quad (14)$$

kde: $h_f = 1,25m \quad [mm]$ - výška paty zubu (15)

$$h_a = m \quad [mm] \quad - \text{výška hlavy zubu} \quad (16)$$

$$m = \frac{t}{\pi} \quad [mm] \quad - \text{modul} \quad (17)$$

Modul m – je část průměru, která připadá na jeden zub a jednu zubní mezera (rozteč). Modul je základní parametr určující všechny rozměry ozubeného kola. Jeho velikost se zpravidla získává jako výsledek pevnostního výpočtu ozubení. Je normalizovaný dle ČSN 01 4608 v rozmezí od 0,5 až 100.

Obvod roztečné kružnice: $\pi \cdot D = z \cdot t \quad [mm]$ (18)

Pak průměr roztečné kružnice: $D = z \cdot \frac{t}{\pi} = z \cdot m \quad [mm]$ (19)

kde: z – počet zubů [-], t – rozteč [mm] [3]

2.5 Mazání ozubených kol

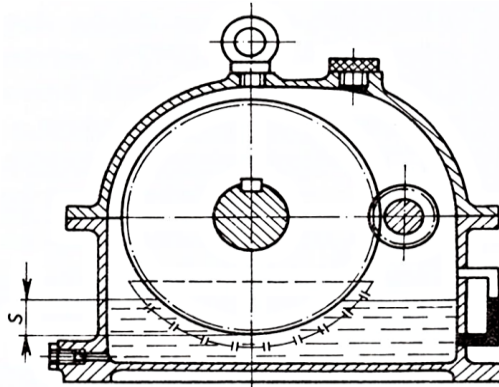
Mazání ozubených soukolí se provádí pomocí maziva, které zmenšuje tření mezi zuby a zároveň odvádí teplo vznikající v záběru zubů a ložiskách kol. Ozubené převody se nejčastěji mažou minerálními oleji, při extrémně zatížených převodech se používají dražší syntetické oleje. Převodové oleje jsou posuzovány dle viskozity (míra vnitřního tření) oleje. Zpravidla platí, že čím je vyšší obvodová rychlost a menší zatížení, tím je menší viskozita oleje (řidší olej) a pro větší zatížení, vyšší pracovní teploty a nižší obvodové rychlosti je používán olej s vyšší viskozitou. Způsob mazání ozubeného převodu závisí na materiálu kol, způsobu výroby ozubení a obvodové rychlosti. [7] [9]

Nezakrytá a málo zatížená soukolí s obvodovou rychlostí pod $v \leq 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ jsou mazána ručně hustým minerálním olejem, který je nanášen v tenké vrstvě na boky zubů. [7]

Při vyšších obvodových rychlostech se používá mazání rozstříkem (Obr. 10, str. 24), při kterém se brodí zuby velkého kola olejovou lázní ve spodku skříně. Rozstříkovaný olej maže

zuby kol a valivá ložiska a dále stéká zpět do olejové lázně. Hloubka ponoření kola je 2 až 4 výšky zubu. [7] [8]

Pro převody, které přenášejí velké výkony a pohybují se s velkými obvodovými rychlostmi $v \geq 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se používá oběžné mazání pomocí čerpadla, který nasává olej ze spodku skříně a vytlačuje jej do ložisek a do trubky, ze které tryská do začátku záběru zubů nebo mazání olejovou mlhou. [7] [9]



Obr. 10: Mazání rozstříkem [8]

2.6 Montáž ozubených kol

Montáž ozubených kol probíhá tímto způsobem:

- nasazení a upevnění ozubeného kola na hřídel
- nasazení ložisek na hřídel a montáž hřídelů s ložisky do tělesa skříně
- seřízení záběru ozubených kol

Přípevnění ozubeného kola na hřídel lze provést perem, klínem, připojením šrouby k unášecí přírubě, příčným nebo spárovým kolíkem, nalisováním na hřídel, otočně pouzdem na hřídeli nebo posuvně na drážkovém hřídeli.

Nasazení kol na hřídel se realizuje za pomoci lisu, přípravku nebo pomoci vodícího trnu. Demontáž kol se provádí také za pomoci lisu nebo stahovákem.

Při montáži ozubeného převodu je nutností dodržet polohu hnacího a hnaného hřídele. Osy hřídelů čelních ozubených kol musí být rovnoběžné a musí splnit jejich předepsanou vzdálenost.

Kontrola jakosti záběru ozubených kol probíhá nanášením barvy na zuby jednoho ze spoluzabírajících kol a protočením soukolí. Dle polohy a tvaru nanesené barvy na boku zubů

se posuzuje jakost záběru a vzdálenost os. Barva by měla pokrývat na výšku 60 % a na délku 50 až 70 % plochy nenatřeného zubu (Obr. 11). [4][7]



Obr. 11: Kontrola záběru ozubených kol pomocí barvy [4]

2.7 Převodové skříně

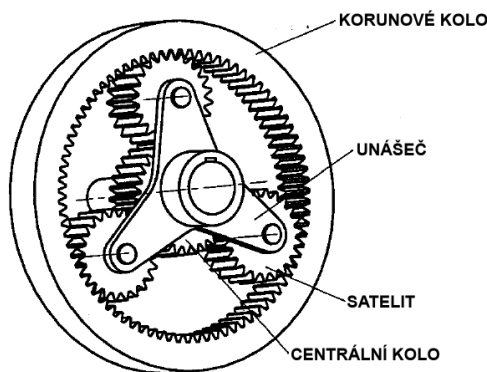
Převodové skříně slouží k uložení jednoho nebo více ozubených soukolí, tento celek označujeme jako převodovka. Převodové skříně jsou obvykle z materiálu šedých nebo hliníkových slitin, které mají schopnost tlumit chvění a zmenšovat hlučnost převodu, popřípadě z ocelí na odlitky. Převodová skříň, která je dělená ve výši os hřídelů, se skládá ze spodní části a víka, jejichž vzájemná poloha je zajištěna dvěma kolíky. Spodní část skříně slouží jako olejová vana a víko k uzavření skříně. Výška hladiny oleje se kontroluje pomocí olejoznaků. V převodové skříně jsou uloženy hřídele ve valivých ložiskách, popřípadě při velkých a rázových zatíženích v kluzných ložiskách. [4] [7]

Převodovky přenášejí krouticí moment za současného snižování (zvyšování) otáček hnacího stroje na požadované otáčky hnaného stroje. Převodovky mají i další funkce, např. změnu smyslu otáčení, změnu polohy a směru os, rozdělení silového toku z jednoho hřídele vstupního do dvou nebo více výstupních hřídelů. Převodovky charakterizuje výkon, otáčky na vstupním hřídeli, požadovaná životnost (obvykle $(20 \text{ až } 50) \cdot 10^3$ hod.), celková účinnost η_c a celkový převodový poměr i_c . [2] [7]

Rozhodujícím parametrem na celkovou koncepci převodovky má velikost převodového poměru i_c . Převodovky se vyrábějí podle typizovaných řad, které závisí na širokém spektru požadavků. [2]

3 PLANETOVÉ PŘEVODY

Planetové převody jsou převody ozubenými koly, které se skládají z centrálních kol, unášečů, rotujících kolem hlavní osy a satelitů vykonávající dva pohyby, rotace kolem vlastní osy, přičemž jsou unášeny unášečem kolem hlavní osy (Obr. 12). [8]



Obr. 12: Planetový převod [6]

U planetových převodů jsou nejčastěji používána válcová kola valivá, v menší míře i kuželová a šroubová. Planetové převody jsou používány jako reduktory, u kterých je převod poháněn od unášeče nebo jako multiplikátory, u kterých je převod poháněn od centrálního kola. [2]

3.1 Výhody a nevýhody

Výhodou planetových převodů je dosažení vysokého převodového poměru a přenosu velkých výkonů. Skříň převodovky má válcový tvar a je menších rozměrů. U převodovek s vyšším počtem satelitů jsou odlehčovány ložiska hřídelů základních členů, čímž se zvýší trvanlivost převodu. Ozubení mají menší moduly, čímž se zvyšuje přesnost výroby kol. Konstrukce těchto převodů zaručuje poměrně vysokou tuhost. Chod těchto převodů je tichý a účinnost se pohybuje kolem 0,97.

Nevýhodou planetových převodů je náročnější výroba a montáž, která se projevuje ve výrobních nákladech. [2] [6]

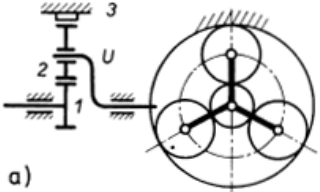
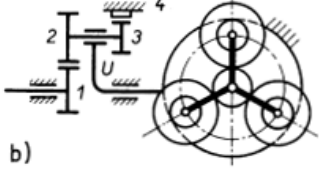
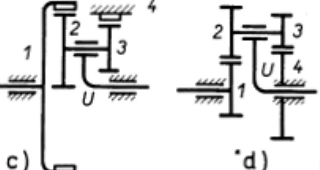
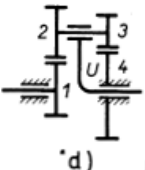
Planetové převody nacházejí uplatnění u textilních a obráběcích strojů zdvihadel, leteckých motorů, automobilů apod. [8]

3.2 Rozdělení planetových převodů

Planetové převody se dělí dle členů uložených na vnějších hřídelích, ty se označují jako hlavní.

a) Planetový převod typu $K - U$

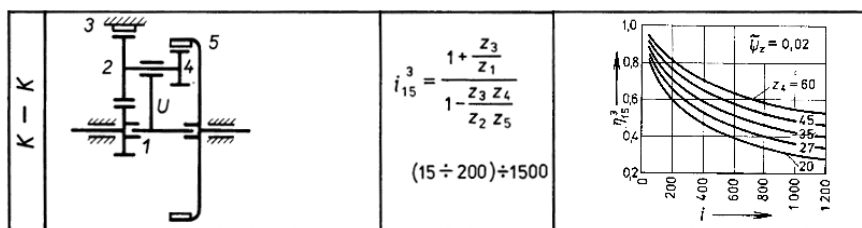
Tento typ je charakteristický, tím že na jednom z vnějších hřídelů je uložen unášec U . Na druhém hřídeli je unášeno korunové kolo K . Tyto převody jsou vhodné jako silové a mohou mít provedení s jednoduchými a dvojitými satelity S (Obr. 13 a, b). Převody s jednoduchými satelity se nazývají jednostupňové převody a s dvojitými satelity dvoustupňové převody. Vyznačují se vysokou mechanickou účinností. Planetové převody zobrazené na (Obr. 13 c) a (Obr. 14, str. 28) jsou používány na vysoké převodové poměry, jelikož jejich účinnost s rostoucím převodovým poměrem značně klesá. Jsou uplatňovány jako nesilové – kinematické převody. [2]

$K - U$	 <p>a)</p>	$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ <p>(28 ÷ 8)</p>	$\eta_{1U}^3 = 1 - \left \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>
	 <p>b)</p>	$i_{1U}^4 = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ <p>(1 ÷ 16)</p>	$\eta_{1U}^4 = 1 - \left \frac{i_{1U}^4 - 1}{i_{1U}^4} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>
	 <p>c)</p>	 <p>d)</p>	$i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$ <p>c) (30 ÷ 100) ÷ 1500 d) ÷ 1500</p>

Obr. 13: Planetový převod typu $K - U$ [2]

b) Planetový převod typu $K - K$

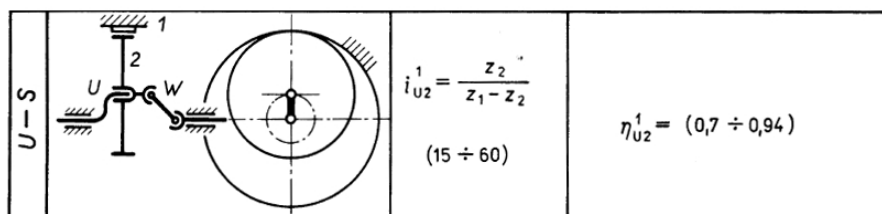
U typu $K - K$ jsou vnější hřídele osazeny korunovými koly (Obr. 14, str. 28) a unášec slouží pouze jako opora satelitů. Tento převod vykazuje velké převodové poměry, ale nižší účinnost. [2]



Obr. 14: Planetový převod typu K - K [2]

c) Planetový převod typu U - S

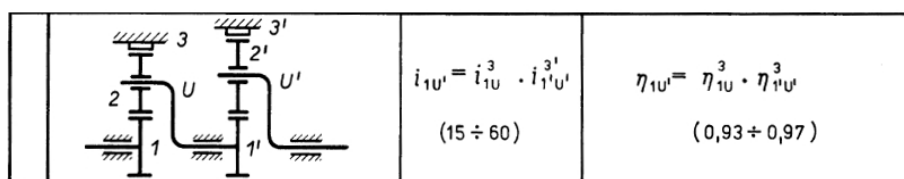
U typu U - S se jedná o převod s vyvedeným pohybem satelitu. Na hnacím hřídeli je uložen unášec. Hnaný hřídel a satelit jsou spojeny pomocí mechanismu W. Jedná se o hřídel se dvěma klouby v homokinematickém uspořádání (Obr. 15). Pomocí těchto převodů dosáhneme velkých převodových poměrů při zachování poměrně příznivých účinností. [2]



Obr. 15: Planetový převod typu U - S [2]

d) Složený planetový převod

Složený planetový převod vzniká zařazením jednotlivých planetových převodů za sebou (Obr. 16). Výsledný převodový poměr (účinnost) je daný součinem jednotlivých dílčích planetových převodů. [2]



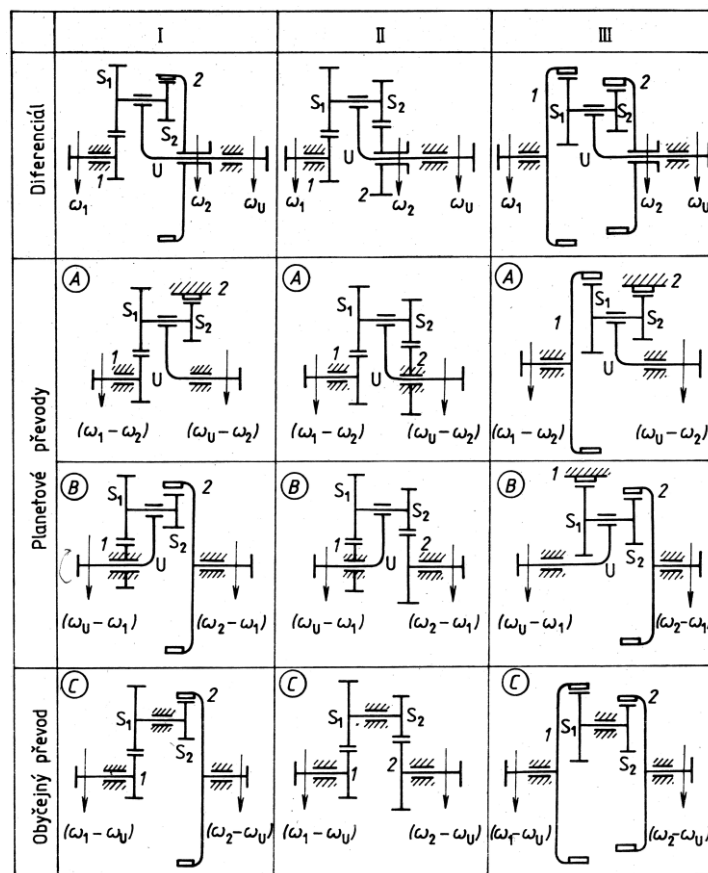
Obr. 16: Složený planetový převod [2]

3.3 Kinematika planetových převodů

Pro určení kinematiky planetového převodu, je zapotřebí zavést porovnávací převod (obyčejná převodovka), tj. převod, který je složen z pevného unášeče a satelitů otáčejících se pouze kolem vlastní osy. [8]

3.3.1 Označení

Převodový poměr se mění podle toho, který základní člen převodu se zastaví. Zavádí se označení $i_{a,b}^{(c)}$, kde horní index značí zastavený člen, dolní první index vstupní člen a druhý index výstupní člen. Postupným zastavením tří základních členů lze od každého diferenciálu odvodit 3 mechanismy (Obr. 17). Jedná se o dva planetové převody, které vzniknou (při zastavení členů 1 a 2) – (Obr. 17 A, B) a jeden obyčejný převod (při zastavení unášedce U) – (Obr. 17 C). Pro mechanismy A, B, C je možné při záměně hnačího a hnaného členu vyjádřit dva převodové poměry. [8]



Obr. 17: Převodové poměry diferenciálů, planetových a obyčejných převodů [8]

3.3.2 Převodový poměr

Převodový poměr porovnávacího mechanismu i_0 je shodný s obyčejným převodovým poměrem.

$$i_{1,2}^{(U)} = \frac{\omega_1 - \omega_U}{\omega_2 - \omega_U} = \pm \frac{z_2}{z_{S2}} \cdot \frac{z_{S1}}{z_1} = i_0 \quad (20)$$

$$i_{2,1}^{(U)} = \frac{\omega_2 - \omega_U}{\omega_1 - \omega_U} = \frac{1}{i_{1,2}^{(U)}} = \pm \frac{z_1}{z_{S1}} \cdot \frac{z_{S2}}{z_2} = \frac{1}{i_0} \quad (21)$$

Záporná znaménka vyjadřují opačný směr otáčení výstupního členu vůči členu vstupnímu. [8]

3.3.3 Silové poměry v ozubení

Pro zmenšení namáhání zubů v záběru jednotlivých členů planetového převodu je vhodné, aby na unášeči bylo umístěných více planet. Umístěním více planet po obvodě unášeče bude výslednice radiálních sil na ložiska centrálních členů převodu nulová.

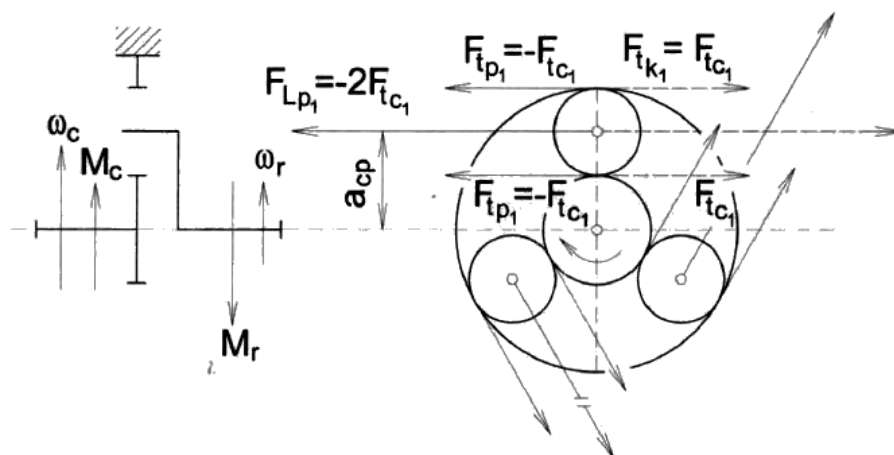
Silové poměry v ozubení planetových převodů (Obr. 18) se počítají obdobným způsobem jako jednoduché převody. Pro planetový převod se 2 centrálními koly a jedním unášečem ($2k + r$) se určí obvodová síla F_{tc} na centrálním kole C :

$$F_{tc} = \frac{2 \cdot M_C}{d_{cW}} \quad (22)$$

Pokud bude po obvodě unášeče rozložených p planetových kol, případně na jeden záběr centrální kolo:

$$F_{tc1} = \frac{F_{tc}}{p} \cdot k_p \quad (23)$$

kde k_p je faktor nerovnoměrnosti rozdělení zatížení na planetová kola, pro reálné konstrukce je $k_p \in (0,85 \div 1,0)$ [9]



Obr. 18: Silové poměry v ozubení planetového převodu ($2k + r$) [9]

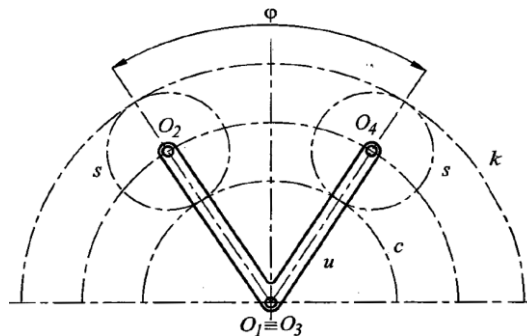
3.4 Doplnující geometrické podmínky

Podmínky, které musí být splněny při volbě počtu zubů pro jednotlivá kola planetového převodu jsou:

1. Podmínka stejných osových vzdáleností
2. Podmínka smontovatelnosti
3. Podmínka vůle mezi sousedními satelity [2]

3.4.1 Podmínka stejných osových vzdáleností

Osová vzdálenost musí být stejná pro centrální člen a planety, a taktéž pro korunové kolo a planety (Obr. 19). [2]



Obr. 19: Podmínky sousosti planetového soukolí s jednoduchými satelity [6]

Při konstrukci planetového soukolí je tedy nezbytné splnit podmínku sousosti hlavních hřídelů. Pro nekorigované soukolí platí:

$$r_c + 2r_s = r_k \quad (24)$$

kde r_c , r_k a r_s jsou poloměry roztečných kružnic centrálního kola, korunového kola a satelitu.

Pokud se jedná o korigované soukolí, musí platit:

$$r_u = r_{vc} + r_{vs} = r_{vk} - r_{vs} \quad (25)$$

kde r_u je poloměr rotace os čepů unášече a r_{vc} , r_{vk} a r_{vs} jsou valivé poloměry soukolí.

Pro rovnoměrně rozložené satelity v počtu s platí:

$$\varphi = \frac{2\pi}{s} \quad (26)$$

3.4.2 Podmínka smontovatelnosti

Podmínkou smontovatelnosti se předchází nebezpečí, že by ozubená kola, navržená podle všech uvažovaných podmínek a zásad se nepodařila uvést do vzájemného záběru. Podmínkou je zaručeno, že po vložení prvního satelitu a po určitém pootočení jde vložit i satelit druhý a poté další. Podmínka klade, ale požadavky, o které se při volbě zubů musí usilovat.

U planetových převodů s dvojitými satelity (Obr. 13 b, c, d, str. 27) je požadavek:

$$z_1 = k \cdot a_k, \quad z_4 = q \cdot a_k \quad (27)$$

U planetových převodů s jednoduchými satelity (Obr. 13 a, str. 27) je požadavek:

$$z_1 + z_3 = k \cdot a_k \quad (28)$$

kde k a q jsou libovolná celá čísla.

Pokud jsou počty zubů z_1 a z_4 nebo součet ($z_1 + z_3$) celistvými násobky počtu satelitů a_k , lze všechny satelity zasunout do záběru současně a to bez nutnosti pootáčení. [2] [9]

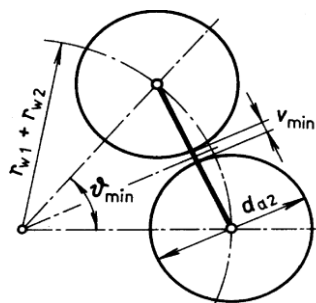
3.4.3 Podmínka vůle mezi sousedními satelity

Při vyšším počtu satelitů a_k je potřeba prověřit, zda mezi hlavovými válci sousedních satelitů existuje alespoň minimální vůle $v_{min} = 1$ až 2 mm. Prověření je možno provést prostřednictvím úhlu θ , který svírá osy dvou sousedních ramen unášeče, pro které musí platit:

$$\theta = \frac{360^\circ}{a_k} \geq \theta_{min} \quad (29)$$

kde úhel θ_{min} se určí dle (Obr. 20) ze vztahu:

$$\sin \frac{\theta_{min}}{2} = \frac{r_{a2} + 0,5 \cdot v_{min}}{r_{w1} + r_{w2}} = \frac{D_{a2} + v_{min}}{d_{w1} + d_{w2}} \quad (30)$$



Obr. 20: Minimální vůle mezi dvěma satelity [2]

4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

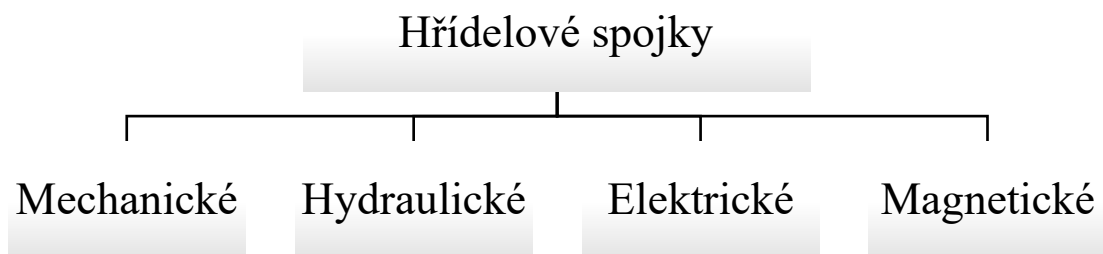
Hřídelové spojky jsou mechanismy sloužící pro dočasné či trvalé spojení hnacího a hnaného hřídele. Jejich úkolem je zajistit přenos krouticího momentu mezi nimi, popřípadě chránit hnací stroj proti přetížení. Spojky také umožňují kompenzovat odchylky souososti, rovnoběžnosti, axiálního a radiálního posunutí nebo úhlového natočení spojených hřídelů. Dále dokáží tlumit rázy a torzní kmity, které vznikají v pohonu. [9]

Hřídelové spojky se skládají ze třech hlavních částí:

- z hnacího členu spojeného s hnacím hřídelem
- z hnaného členu spojeného s hnaným hřídelem
- ze spojovacího členu mezi hnacím a hnaným členem [5]

4.1 Rozdělení hřídelových spojek

Hřídelové spojky se rozdělují dle různých hledisek, které se liší svými vlastnostmi a konstrukcí. Hřídelové spojky můžeme rozdělit podle konstrukce a přenosu krouticího momentu (Obr. 21)

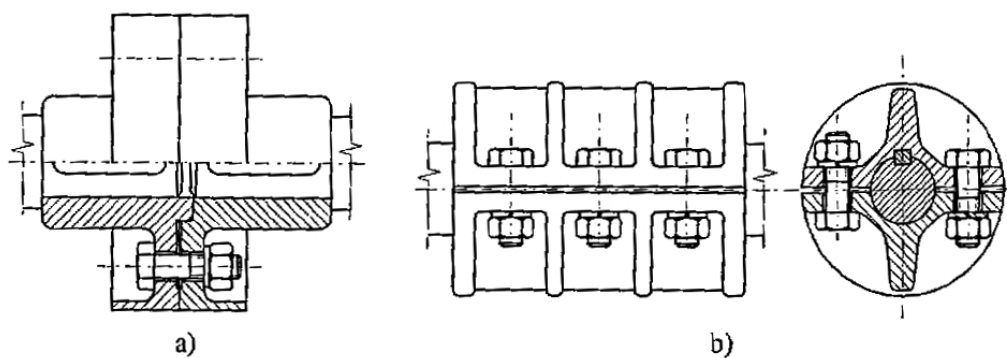


Obr. 21: Rozdělení hřídelových spojek dle přenosu krouticího momentu [10]

4.2 Mechanické neovládané spojky

4.2.1 Nepružné spojky

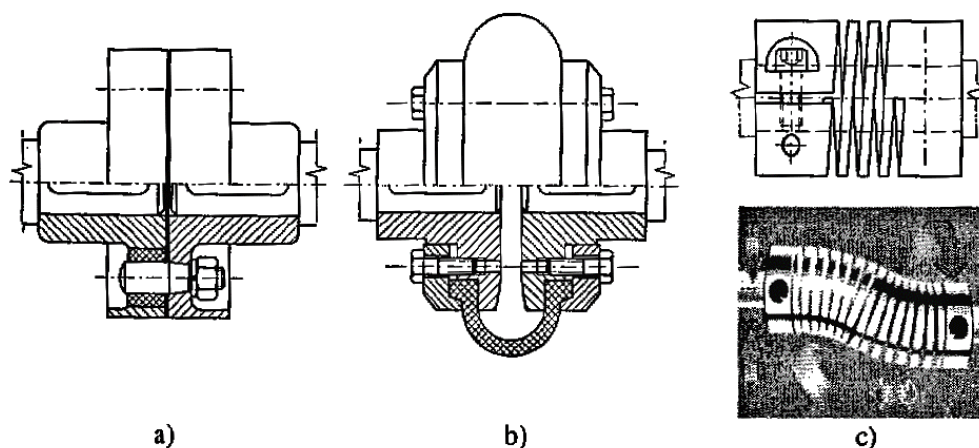
Nepružné spojky jsou charakterizovány nepružným přenosem krouticího momentu. Mohou být zkonstruovány jako pevné (Obr. 22 a, str. 34), které vyžadují přesnou souosost spojených hřídelů, nebo vyrovnávací (výkyvné, dilatační) (Obr. 22 b, str. 34), které umožňují i při nepružném přenosu krouticího momentu určitou axiální, radiální a úhlovou odchylku polohy os hřídelů. [5]



Obr. 22: Pevné spojky a) kotoučová, b) misková [5]

4.2.2 Pružné spojky

Pružné spojky jsou charakterizovány pružným přenosem krouticího momentu, který umožňuje pružnost elementů spojovacího členu. Jsou vhodné především v případech, kde je přenášen nerovnoměrný krouticí moment nebo tam, kde se mechanický systém musí chránit před rázy. Pružné spojky také umožňují vyrovnávat odchylky nesousovitosti os hřídelů a jejich dilatace (Obr. 23). [5]



Obr. 23: Pružné spojky a) čepová, b) obručová (periflex), c) spirálová [5]

4.3 Ovládané spojky

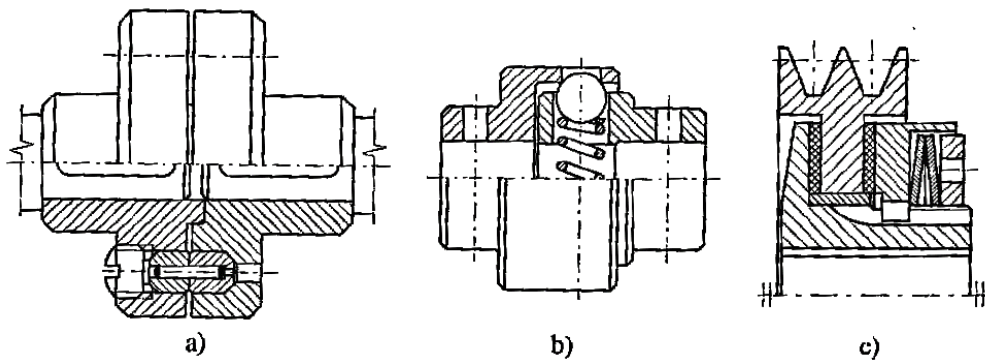
4.3.1 Výsuvné spojky

Spojky výsuvné ovládané umožňují spojení nebo rozpojení hnacího a hnaného hřídele za klidu nebo za pohybu. Dle způsobu ovládnání se rozdělují na mechanicky, hydraulicky, pneumaticky a elektricky ovládané spojky. [5]

4.3.2 Pojistné spojky

Pojistné spojky zabráňují poškození strojů před přetížením. Nepřípustný krouticí moment se omezí:

- rozrušitelným spojovacím členem (Obr. 24 a)
- porušením stability spojovacího členu (Obr. 24 b)
- prokluzem spojovacího členu (Obr. 24 c) [5]



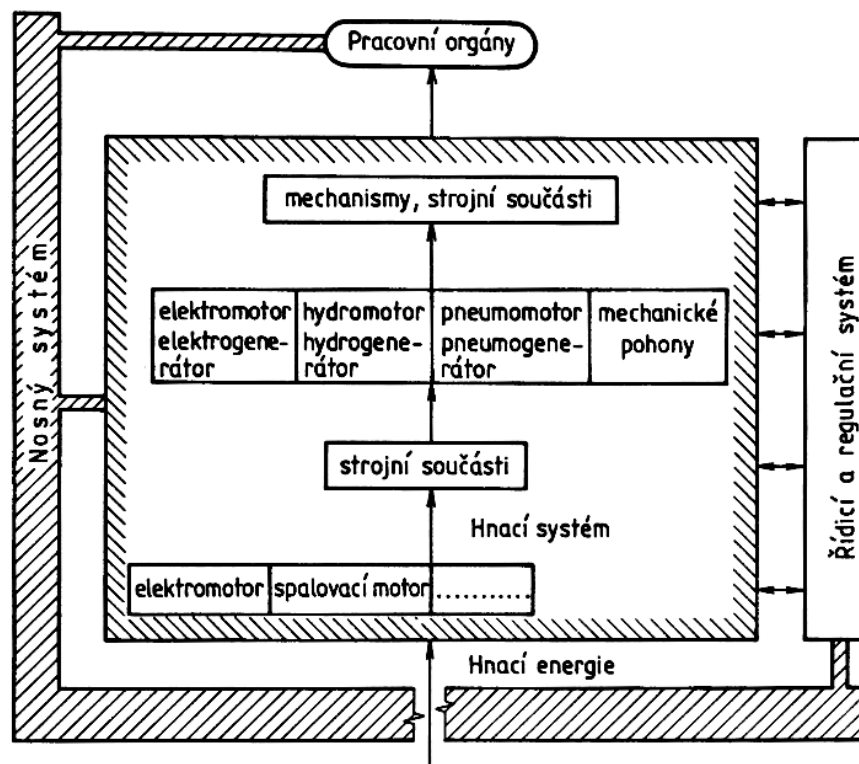
Obr. 24: Pojistné spojky a) se střížným kolíkem, b) kuličková, c) třecí [5]

5 POHONY

Každý pohon (pracovní stroj) má danou základní strukturu, která se skládá ze čtyř základních systémů (Obr. 25)

- pracovní orgány
- přívod a přeměna energie (pohonné systémy)
- řídicí a regulační systém
- nosný systém

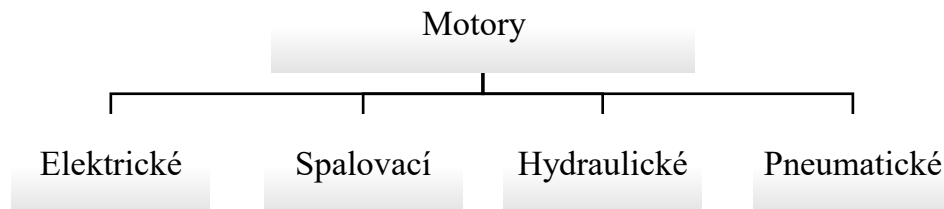
Úkolem pohonu je přizpůsobit přiváděnou energii požadavkům pracovních orgánů (tj. mechanický pohyb). Přívod energie do pohonu vytváří motory přeměňující elektrickou, tepelnou, chemickou nebo mechanickou energii na rotační nebo translační pohyb. Uvnitř pohonného systému se uplatňují další měniče energie, mezi kterými jsou součásti pro přenos točivého momentu – hřídele, spojky, ložiska, brzdy a převody. Pohony jsou také spojené s řídicím a regulačním systémem, protože řízení a regulace mechanického pohybu se odehrává pomocí pohonného systému. Používají se např. pro rozjezd, brzdění, řazení a změnu otáček. [11]



Obr. 25: Základní struktura pracovního stroje [11]

5.1 Druhy motorů

Motory jsou rozdělovány dle druhu měniče energie (Obr. 26)



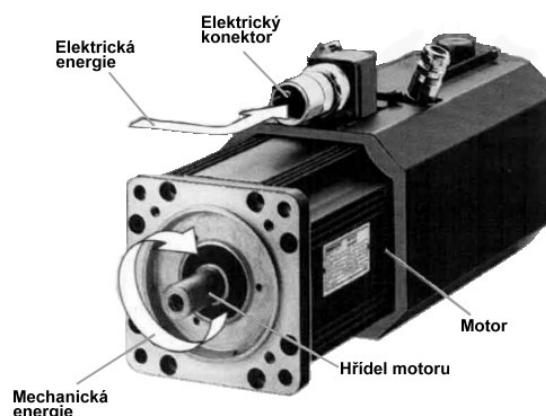
Obr. 26: Rozdělení motorů dle druhu měniče energie [13]

5.1.1 Elektromotory

Elektromotory mění elektrickou energii na mechanickou (Obr. 27) s účinností 70% až 95%. Elektromotory slouží jako pohony u obráběcích strojů, jeřábů, transportních systémů, čerpadel a kompresorů.

V praxi jsou používány elektromotory s výkonem několika wattů až desítek MW. Elektromotory se dle druhu pracovního proudu dělí na stejnosměrné a střídavé (indukční). Střídavé se dále dělí na asynchronní a synchronní motory. Synchronní motory se používají pro velké výkony (až několik MW) a tam, kde není vyžadováno přesné řízení otáček a dlouhodobý chod bez častého spouštění či zastavování.

Elektromotory jsou tiché, přenášejí pohyb bez otřesů a lze je krátkodobě přetížit. [12]
[13]



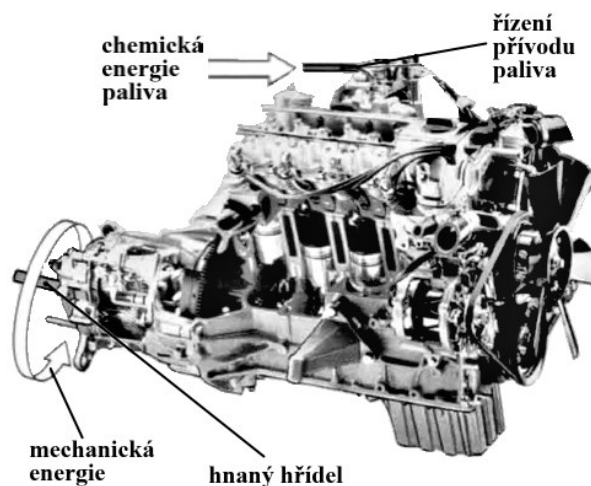
Obr. 27: Přeměna energie v elektromotoru

[13]

5.1.2 Spalovací motory

U spalovacích motorů dochází k tvorbě tepelné energie pomocí zažehnuté a stlačené směsi vzduchu s palivem. Horké a stlačené plyny jsou schopny předat přes posouvající píst energii pohybovému ústrojí. Ke spalovacím motorům jsou také řazeny pístové motory. Ottův zážehový motor (Obr. 28), Dieselův vznětový motor, Wankelův rotační motor a spalovací turbíny. [13]

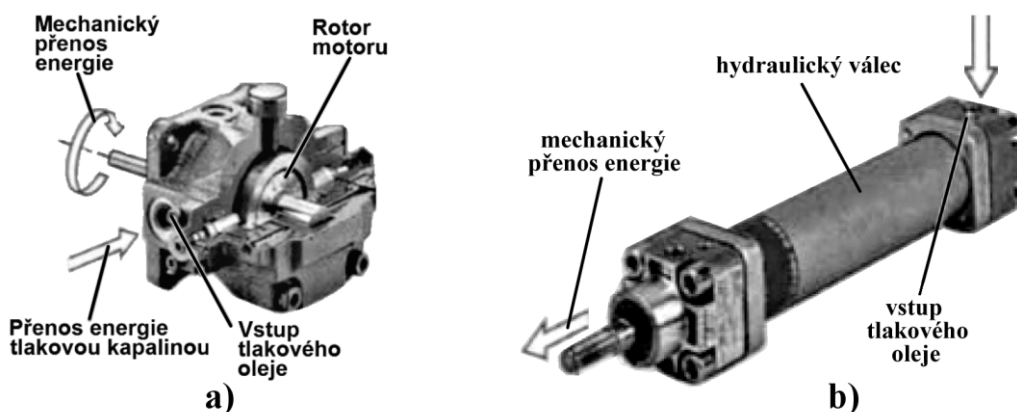
U vznětových motorů se dosahuje účinnosti až 40%. Pístové stroje jsou uplatňovány především ve vozidlech a stavebních strojích, velké motory v lodích a lokomotivách.



Obr. 28: Přeměna energie v pístovém spalovacím zážehovém motoru [13]

5.1.3 Hydraulické motory

Hydraulické motory jsou poháněny rychle se pohybující nebo stlačenou kapalinou. Kapalina předává svou pohybovou energii nebo přenáší sílu pístu kompresoru. Hydraulické motory jsou rozdělovány na vodní turbíny, rotační (Obr. 29 a, str. 39) a přímočaré hydromotory (hydraulické válce – Obr. 29 b, str. 39). Hydraulické motory se používají u dopravních zařízení, energetických strojů, pracovních strojů, zejména nakladače, traktory, vysokozdvizné vozíky apod. [12] [13]



Obr. 29: Přeměna energie: a) rotačního hydromotoru b) hydraulického válce
[13]

5.1.4 Pneumatické motory

Pneumatické rotační motory se řadí mezi objemové stroje, u kterých se předává tlaková energie vzduchu na pohybový člen, který vykonává vratný nebo rotační pohyb. Pneumatické motory mají jednoduchou konstrukci, tlumí rázy a kmitání v systému pohonu. Dále umožňují provoz v prašném, mokřém, nebezpečném prostředí s hrozbou výbuchu, zejména v hlubinných dolech. Pneumatické motory nacházejí uplatnění u pneumatických šroubováků nebo pulzních utahováků (Obr. 30). [12]



Obr. 30: Přeměna energie pulzního utahováku
[13]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ A VÝPOČET POHONU S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU

Náplní praktické části je konstrukční návrh zabezpečovacího pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou dle zadaných hodnot.

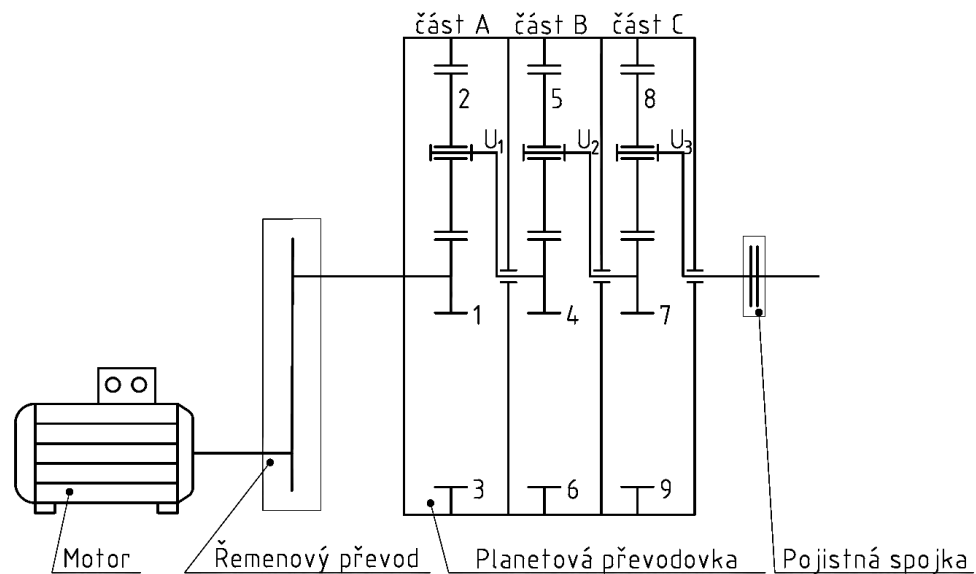
6.1 Zadání

Zadané hodnoty pro návrh zabezpečovacího pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou jsou:

Převodový poměr $i = 250$

Výstupní výkon $P_4 = 3 \text{ kW}$

Výstupní otáčky $n_4 = 10 \text{ min}^{-1}$



Obr. 31: Konstrukční schéma pohonu

1, 4, 7 – centrální kola; 2, 5, 8 – satelity; 3, 6, 9 – korunová kola; U_1, U_2, U_3 – unášedle

6.2 Návrh elektromotoru

Potřebný výkon elektromotoru:

$$P'_m = \frac{P}{\eta_c} = \frac{3000}{0,913} = 3285 \text{ W} \doteq$$

Výběr elektromotoru:

Z katalogu od firmy Siemens [16] volím trojfázový asynchronní dvoupólový elektromotor SIEMENS 1LE1002-1BA2 patkový (Obr. 32), který má tyto parametry:

Výkon P_m : 4 kW = 4000 W

Otáčky n_0 : 2935 min⁻¹ = 49,17 s⁻¹

Účinnost (IE1) η : 83%

Napětí: 400/690V, 50Hz

Skutečný výkon elektromotoru:

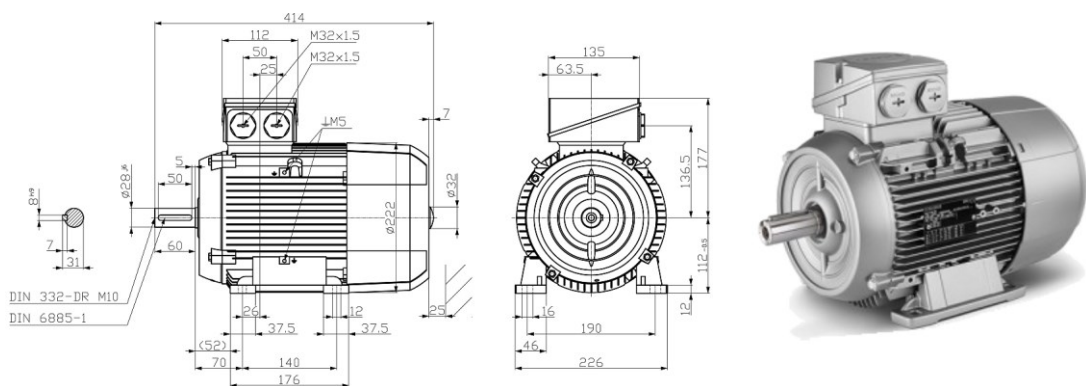
$$P_s = P \cdot \eta = 4 \cdot 0,83 = 3,32 \text{ kW}$$

$$P_s \succ \Rightarrow \text{elektromotor vyhovuje}$$

Jmenovitý výkon elektromotoru:

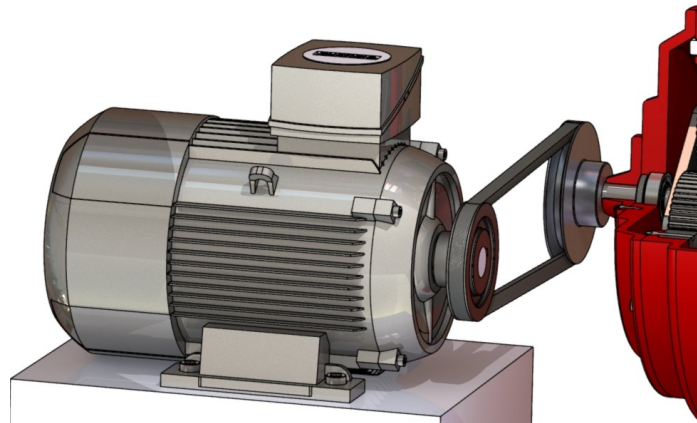
Dle ČSN 02 3114 volím součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,2$.

$$P_j = P_m \cdot c_2 = 4 \cdot 1,2 = 4,8 \text{ kW}$$



Obr. 32: Elektromotor Siemens 1LE1002-1BA2 [15]

6.3 Návrh řemenového převodu



Obr. 33: Řemenový převod

Výpočet otáček na vstupu do převodovky:

$$n_1 = i_c \cdot n_4 = 250 \cdot 10 = 2500 \text{ min}^{-1}$$

Návrh průměru malé řemenice:

Dle [15] z diagramu pro klínové řemeny volím klínový řemen typu SPZ ČSN 03 3114, a výpočtový průměr malé řemenice $d_p = 100 \text{ mm}$.

Převodový poměr řemenového převodu

$$i_{\bar{r}} = \frac{n_0}{n_1} = \frac{2935}{2500} = 1,174$$

Výpočtový průměr velké řemenice:

$$D_p = i_{\bar{r}} \cdot d_p = 1,174 \cdot 100 = 117,4 \text{ mm}$$

Volím nejbližší vyšší normalizovaný roztečný průměr $D_p = 125 \text{ mm}$.

Obvodová rychlost:

$$v = \frac{d_p \cdot n_0}{19100} = \frac{100 \cdot 2935}{19100} = 15,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Předběžná osová vzdálenost:

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) < A' < 2 \cdot (D_p + d_p)$$

$$0,7 \cdot (125 + 100) < A' < 2 \cdot (125 + 100)$$

$$157,5 \leq A' \leq 450 \Rightarrow$$

Volím předběžně osovou vzdálenost $A' = 300 \text{ mm}$.

Výpočtová délka klínového řemene:

$$L_p = 2 \cdot A' + \frac{\pi}{2} \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4 \cdot A'}$$

$$L_p = 2 \cdot 300 + \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 100) + \frac{(125 + 100)^2}{4 \cdot 300} \doteq$$

Dle ČSN 02 3114 volím nejbližší vyšší normalizovanou délku řemene $L_p = 1000 \text{ mm}$.

Skutečná osová vzdálenost:

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p) = 0,25 \cdot 1000 - 0,393 \cdot (125 + 100) = 161,58 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (125 - 100)^2 = 78,13 \text{ mm}$$

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 161,58 + \sqrt{161,58^2 - 78,13} = 322,92 \text{ mm}$$

Volím osovou vzdálenost $A = 330 \text{ mm}$

Úhel opásání malé řemenice:

$$\beta = 180 - 60 \cdot \frac{D_p - d_p}{A} = 180 - 60 \cdot \frac{(125 - 100)}{330} = 175,46^\circ$$

Dle ČSN 02 3114 volím úhel opásání malé řemenice $\beta = 180^\circ$.

Počet klínových řemenů:

Dle [8] a úhlu opásání malé řemenice 180° , délky řemene $L_p = 1000 \text{ mm}$ volím součinitel úhlu opásání $c_1 = 1$; součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,2$; součinitel délky klínového řemene $c_3 = 1,05$.

Pro řemeny typu SPZ, průměru malé řemenice $d_p = 100 \text{ mm}$, otáčky $n_0 = 2935 \text{ min}^{-1}$ a $i_{\dot{\gamma}} = 1,174$ je výkon přenášený jedním řemenem dle ČSN 02 3111 $P_j^* = 4,8 \text{ kW}$.

$$z = \frac{P_s \cdot c_2}{P_j^* \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{3650 \cdot 1,2}{5400 \cdot 1 \cdot 0,9} = 0,9 \Rightarrow z = 1 \text{ řemen}$$

Volím 1 klínový řemen typu SPZ dle ČSN 02 3114.

Ohybová frekvence:

$$f' = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 15,37}{1000} = 30,74 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla:

$$F = \frac{102 \cdot P_j \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 4,8 \cdot 9,81}{15,37} = 312,5 \text{ N}$$

Pracovní předpětí řemene:

$$F_u = (1,5 \div 2) \cdot F$$

$$F_u = 1,75 \cdot 312,5 = 546,9 \text{ N}$$

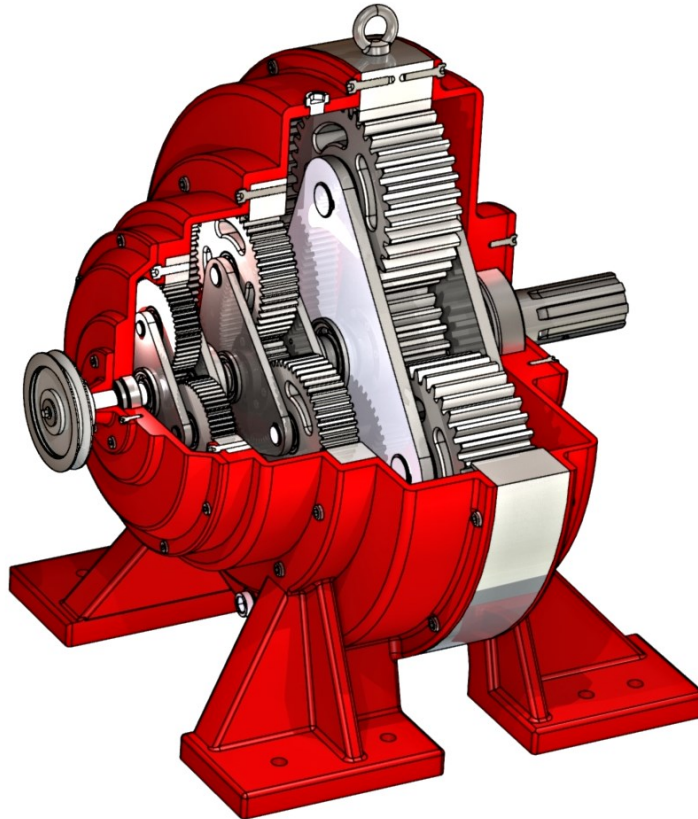
Mezní seřízení osové vzdálenosti:

$$x = 0,03 \cdot L_p = 0,03 \cdot 1000 = 30 \text{ mm}$$

$$y = 0,015 \cdot L_p = 0,015 \cdot 1000 = 15 \text{ mm}$$

6.4 Návrh a výpočet planetové převodovky

Z hlediska splnění vysokého požadovaného převodového poměru volím složený planetový převod, který je tvořen třemi převody typu K-U (Obr. 34).



Obr. 34: Planetová převodovka – 3D model

6.4.1 Výpočet převodového poměru a účinnosti planetové převodovky

Převodový poměr:

Pro požadovaný celkový převodový poměr navrhují poměr mezi převody:

- převodový poměr části A: $i_{1,U_1}^3 = 8$
- převodový poměr části B: $i_{4,U_2}^6 = 6,25$
- převodový poměr části C: $i_{7,U_3}^9 = 5$

Celkový převodový poměr

$$i_c = i_{1,U_1}^3 \cdot i_{4,U_2}^6 \cdot i_{7,U_3}^9 = 8 \cdot 6,25 \cdot 5 = 250$$

Účinnost:

Dle (Obr. 13, str. 27) volím účinnost planetového převodu $\eta = 0,97$.

Celková účinnost:

$$\eta_C = \eta_{1,U_1}^3 \cdot \eta_{4,U_2}^6 \cdot \eta_{7,U_3}^9 = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,913$$

6.4.2 Výpočet krouticího momentu jednotlivých částí planetové převodovky

$$M_{k_1} = 159,2 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 3320}{2500} = 12685,1 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{k_{U1}} = M_{k_1} \cdot i_{1,U_1}^3 \cdot \eta_{1,U_1}^3 = 12685,1 \cdot 8 \cdot 0,97 = 98436,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{k_{U2}} = M_{k_1} \cdot i_{1,U_1}^3 \cdot i_{4,U_2}^6 \cdot \eta_{1,U_1}^3 \cdot \eta_{4,U_2}^6 = 12685,1 \cdot 8 \cdot 6,25 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 596770,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{k_{U3}} = M_{k_1} \cdot i_{1,U_1}^3 \cdot i_{4,U_2}^6 \cdot i_{7,U_3}^9 \cdot \eta_C = 12685,1 \cdot 8 \cdot 6,25 \cdot 5 \cdot 0,913 = 2895374,1 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

6.4.3 Výpočet otáček jednotlivých částí planetové převodovky

$$n_1 = i_c \cdot n_4 = 250 \cdot 10 = 2500 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,U_1}^3} = \frac{2500}{8} = 312,5 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{4,U_2}^6} = \frac{312,5}{6,25} = 50 \text{ min}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{7,U_3}^9} = \frac{50}{5} = 10 \text{ min}^{-1}$$

6.4.4 Výpočet výkonu jednotlivých částí planetové převodovky

$$P_1 = 3320 \text{ W}$$

$$P_2 = \frac{M_{k_{U1}} \cdot n_2}{159,2 \cdot 60} = \frac{98436,4 \cdot 312,5}{159,2 \cdot 60} = 3220,4 \text{ W}$$

$$P_3 = \frac{M_{k_{U2}} \cdot n_3}{159,2 \cdot 60} = \frac{596770,5 \cdot 50}{159,2 \cdot 60} = 3123,8 \text{ W}$$

$$P_4 = \frac{M_{k_{U3}} \cdot n_4}{159,2 \cdot 60} = \frac{2895374,1 \cdot 10}{159,2 \cdot 60} = 3031,2 \text{ W} \approx 3 \text{ kW}$$

6.4.5 Výpočet jednotlivých soukolí planetové převodovky

Materiál kol:

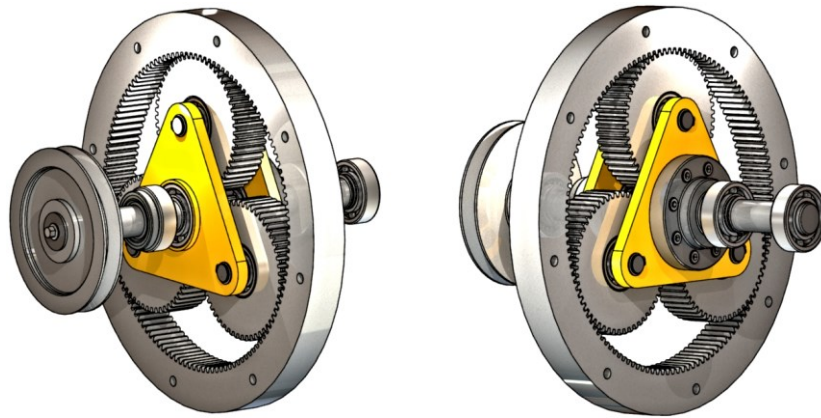
Dle [15] volím pro ozubená kola materiál 1.7131 (Tab. 2), povrch kalený na $HRC = 55$ (platí pro všechny části planetové převodovky).

Tab. 2: Vlastnosti materiálu 1.7131 [15]

Označení materiálu dle EN/ČSN	1.7131/14 220
Způsob chemicko - tepelného zpracování	cementováno, kaleno
Tvrдость na boku zubu dle Vickerse V_{HV}	650 až 720
Mez únavy v dotyku $\sigma_{H \text{ lim}}$	1270 MPa
Mez únavy v ohybu $\sigma_{F \text{ lim}}$	700 MPa
Mez kluzu v tahu R_e	588 MPa
Mez pevnosti v tahu σ_{Pt}	800 MPa

6.4.5.1 Výpočet soukolí vstupní části A

Jednotlivé součinitele pro návrh soukolí vstupní části A volím viz. příloha P I.



Obr. 35: První převodový stupeň (část A)

Počet zubů kol vstupní části A:

Volím počet zubů centrálního kola 1: $z_1 = 18$, počet satelitů $a_k = 3$

Počet zubů korunového kola 3:

$$i_{1,U_1}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1} \rightarrow z_3 = (i_{1,U_1}^3 - 1) \cdot z_1 = (8 - 1) \cdot 18 = 126$$

$$z_2 = \frac{D_2}{m_{1,3}} = \frac{135}{2,5} = 54$$

Podmínka stejných osových vzdáleností:

Pro rovnoměrné rozložení platí:

$$\varphi = \frac{360^\circ}{a_k} = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ$$

Podmínka smontovatelnosti:

Pro splnění podmínky smontovatelnosti musí být koeficient $k =$ celé číslo.

$$k = \frac{z_1 + z_3}{a_k} = \frac{18 + 126}{3} = 48 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Podmínka vůle mezi satelity:

Pro splnění podmínky vůle mezi satelity musí platit:

$$\nu = \frac{360^\circ}{a_k} = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ \geq \nu_{1\min}$$

$$\nu_{1\min} = \arcsin\left(\frac{D_{a2} + 1,5}{2 \cdot a_{1,2}}\right) = \arcsin\left(\frac{140 + 1,5}{2 \cdot 90}\right) = 51,82^\circ$$

$$\nu \geq \nu_{1\min} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Mez dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu při mívivém namáhání:

$$\sigma_{CN1} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt1} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt2} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt3} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu:

$$k_{\beta 1} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 1} = 0,85 \cdot 1,6 = 1,36$$

$$k_{\beta 2} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 2} = 0,85 \cdot 1,85 = 1,57$$

$$k_{\beta 3} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 3} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

Dovolené namáhání v ohybu:

$$\sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{CN1}}{S_{F\min}} \cdot \frac{Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta1}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,36} = 258,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{CN2}}{S_{F\min}} \cdot \frac{Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta2}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,57} = 224,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD3} = \frac{\sigma_{CN3}}{S_{F\min}} \cdot \frac{Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta3}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,7} = 207,1 \text{ MPa}$$

Poměrné hodnoty:

$$\frac{\sigma_{FD1}}{Y_{FS1}} = \frac{258,8}{4,2} = 61,6 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2}}{Y_{FS2}} = \frac{224,2}{3,77} = 59,5 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3}}{Y_{FS3}} = \frac{207,1}{3,67} = 56,4 \text{ MPa}$$

Protože poměrná hodnota $\frac{\sigma_{FD3}}{Y_{FS3}} < \frac{\sigma_{FD2}}{Y_{FS2}} < \frac{\sigma_{FD1}}{Y_{FS1}}$ je pro výpočet modulu rozhodující korunové kolo.

Modul:

$$m_{1,3} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot M_{ku1} \cdot Y_{F3}}{\sigma_{FD3} \cdot \psi_m \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,925 \cdot 98436,4 \cdot 3,67}{207,1 \cdot 15 \cdot 126}} = 1,53 \text{ mm}$$

Dle ČSN 01 4608 volím modul $m_{1,3} = 2 \text{ mm}$.

Součinitel přidavných zatížení na ohyb:

$$K_F = K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,1 = 1,925$$

Základní rozměry soukolí:

Rozteč: $t = \pi \cdot m_{1,3} = \pi \cdot 2 = 6,28 \text{ mm}$

Šířka zubu: $b_w = \psi_m \cdot m_{1,3} = 15 \cdot 2 = 30 \text{ mm}$

Tloušťka zubu: $s_f = \frac{\pi \cdot m_{1,3}}{2} = \frac{\pi \cdot 2}{2} = 3,14 \text{ mm}$

Výška hlavy zubu: $h_a = m_{1,3} = 2 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_f = 1,25 \cdot m_{1,3} = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice: $D_1 = m_{1,3} \cdot z_1 = 2 \cdot 18 = 36 \text{ mm}$

$$D_2 = \frac{D_3 - D_1}{2} = \frac{252 - 36}{2} = 108 \text{ mm}$$

$$D_3 = m_{1,3} \cdot z_3 = 2 \cdot 126 = 252 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_a = 36 + 2 \cdot 2 = 40 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 108 + 2 \cdot 2 = 112 \text{ mm}$$

$$D_{a3} = D_3 + 2 \cdot h_a = 252 + 2 \cdot 2 = 256 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_f = 36 - 2 \cdot 2,5 = 31 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_f = 108 - 2 \cdot 2,5 = 103 \text{ mm}$$

$$D_{f3} = D_3 - 2 \cdot h_f = 252 - 2 \cdot 2,5 = 247 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice:

$$D_{b1} = D_1 \cdot \cos \alpha = 36 \cdot \cos 20^\circ = 33,83 \text{ mm}$$

$$D_{b2} = D_2 \cdot \cos \alpha = 108 \cdot \cos 20^\circ = 101,49 \text{ mm}$$

$$D_{b3} = D_3 \cdot \cos \alpha = 315 \cdot \cos 20^\circ = 236,8 \text{ mm}$$

Vzdálenost os: $a_1 = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{36 + 108}{2} = 72 \text{ mm}$

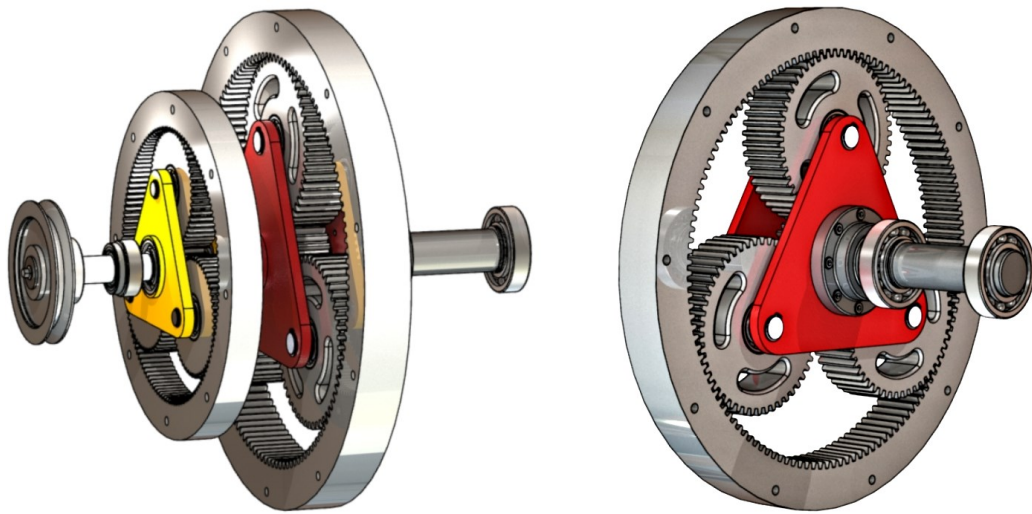
Provozní úhel záběru: $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$

Součinitel záběru profilu:

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{D_{a1}^2 - D_{b1}^2} + \sqrt{D_{a2}^2 - D_{b2}^2} - 2 \cdot a_1 \cdot \sin \alpha}{2\pi \cdot m_{1,3} \cdot \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{40^2 - 33,83^2} + \sqrt{112^2 - 101,49^2} - 2 \cdot 72 \cdot \sin 20^\circ}{2\pi \cdot 2 \cdot \cos 20} = 1,65\end{aligned}$$

6.4.5.2 Výpočet soukolí části B

Jednotlivé součinitele pro návrh soukolí části B volím viz. příloha P II.



Obr. 36: Druhý převodový stupeň (část B)

Počet zubů kol části B:

Volím počet zubů centrálního kola 4: $z_4 = 24$, počet satelitů $a_{k'} = 3$

Počet zubů korunového kola 6:

$$i_{4,U_2}^6 = 1 + \frac{z_6}{z_4} \rightarrow z_6 = (i_{4,U_2}^6 - 1) \cdot z_4 = (6,25 - 1) \cdot 20 = 126$$

$$z_5 = \frac{D_5}{m_{4,6}} = \frac{153}{3} = 51$$

Podmínka stejných osových vzdáleností:

Pro rovnoměrné rozložení platí:

$$\varphi' = \frac{360^\circ}{a_{k'}} = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ$$

Podmínka smontovatelnosti:

Pro splnění podmínky smontovatelnosti musí být koeficient $k =$ celé číslo

$$k' = \frac{z_4 + z_6}{a_{k'}} = \frac{24 + 126}{3} = 50 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Podmínka vůle mezi satelity:

Pro splnění podmínky vůle mezi satelity musí platit:

$$\nu' = \frac{360^\circ}{a_{k'}} = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ \geq \nu'_{\min}$$

$$\nu'_{\min} = \arcsin\left(\frac{D_{a4} + 1,5}{2 \cdot a'}\right) = \arcsin\left(\frac{78 + 1,5}{2 \cdot 112,5}\right) = 20,7^\circ$$

$$\nu' \geq \nu'_{\min} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Mez dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu při míjivém namáhání:

$$\sigma_{CN1'} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt1'} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2'} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt2'} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3'} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt3'} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu:

$$k_{\beta 1'} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 1'} = 0,85 \cdot 1,66 = 1,41$$

$$k_{\beta 2'} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 2'} = 0,85 \cdot 1,85 = 1,57$$

$$k_{\beta 3'} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 3'} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

Dovolené namáhání v ohybu:

$$\sigma_{FD1'} = \frac{\sigma_{CN1'}}{S_{F \min'}} \cdot \frac{Y_{R'} \cdot Y_{M'}}{k_{\beta 1'}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,41} = 249,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD2'} = \frac{\sigma_{CN2'}}{S_{F \min'}} \cdot \frac{Y_{R'} \cdot Y_{M'}}{k_{\beta 2'}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,57} = 224,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD3'} = \frac{\sigma_{CN3'}}{S_{F \min'}} \cdot \frac{Y_{R'} \cdot Y_{M'}}{k_{\beta 3'}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,7} = 207,1 \text{ MPa}$$

Poměrné hodnoty:

$$\frac{\sigma_{FD1'}}{Y_{FS1'}} = \frac{249,5}{3,97} = 62,9 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2'}}{Y_{FS2'}} = \frac{224,2}{3,73} = 60,1 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3'}}{Y_{FS3'}} = \frac{207,1}{3,67} = 56,4 \text{ MPa}$$

Protože poměrná hodnota $\frac{\sigma_{FD3'}}{Y_{FS3'}} < \frac{\sigma_{FD2'}}{Y_{FS2'}} < \frac{\sigma_{FD1'}}{Y_{FS1'}}$ je pro výpočet modulu rozhodující korunové kolo.

Modul:
$$m_{4,6} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_{F'} \cdot M_{kU_2} \cdot Y_{FS3'}}{\sigma_{FD3'} \cdot \psi_{m'} \cdot z_6}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,84 \cdot 596770,5 \cdot 3,67}{207,1 \cdot 15 \cdot 126}} = 2,75 \text{ mm}$$

Dle ČSN 01 4608 volím modul $m_{4,6} = 3 \text{ mm}$.

Součinitel přidavných zatížení na ohyb:

$$K_{F'} = K_{H'} = K_{A'} \cdot K_{H\beta'} = 1,75 \cdot 1,05 = 1,84$$

Základní rozměry soukolí:

Rozteč: $t' = \pi \cdot m_{4,6} = \pi \cdot 3 = 9,43 \text{ mm}$

Šířka zubu: $b_{w'} = \psi_m \cdot m_{4,6} = 15 \cdot 3 = 45 \text{ mm}$

Tloušťka zubu: $s_{f'} = \frac{\pi \cdot m_{4,6}}{2} = \frac{\pi \cdot 3}{2} = 4,71 \text{ mm}$

Výška hlavy zubu: $h_{a'} = m_{4,6} = 3 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_{f'} = 1,25 \cdot m_{4,6} = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice: $D_4 = m_{4,6} \cdot z_4 = 3 \cdot 24 = 72 \text{ mm}$

$$D_5 = \frac{D_6 - D_4}{2} = \frac{378 - 72}{2} = 153 \text{ mm}$$

$$D_6 = m_{4,6} \cdot z_6 = 3 \cdot 126 = 378 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a4} = D_4 + 2 \cdot h_a = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ mm}$$

$$D_{a5} = D_5 + 2 \cdot h_a = 153 + 2 \cdot 3 = 159 \text{ mm}$$

$$D_{a6} = D_6 + 2 \cdot h_a = 378 + 2 \cdot 3 = 384 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f4} = D_4 - 2 \cdot h_f = 72 - 2 \cdot 3,75 = 64,5 \text{ mm}$$

$$D_{f5} = D_5 - 2 \cdot h_f = 153 - 2 \cdot 3,75 = 145,5 \text{ mm}$$

$$D_{f6} = D_6 - 2 \cdot h_f = 378 - 2 \cdot 3,75 = 370,5 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice:

$$D_{b4} = D_4 \cdot \cos \alpha = 72 \cdot \cos 20^\circ = 67,66 \text{ mm}$$

$$D_{b5} = D_5 \cdot \cos \alpha = 153 \cdot \cos 20^\circ = 143,77 \text{ mm}$$

$$D_{b6} = D_6 \cdot \cos \alpha = 378 \cdot \cos 20^\circ = 355,2 \text{ mm}$$

Vzdálenost os:
$$a' = \frac{D_4 + D_5}{2} = \frac{72 + 153}{2} = 112,5 \text{ mm}$$

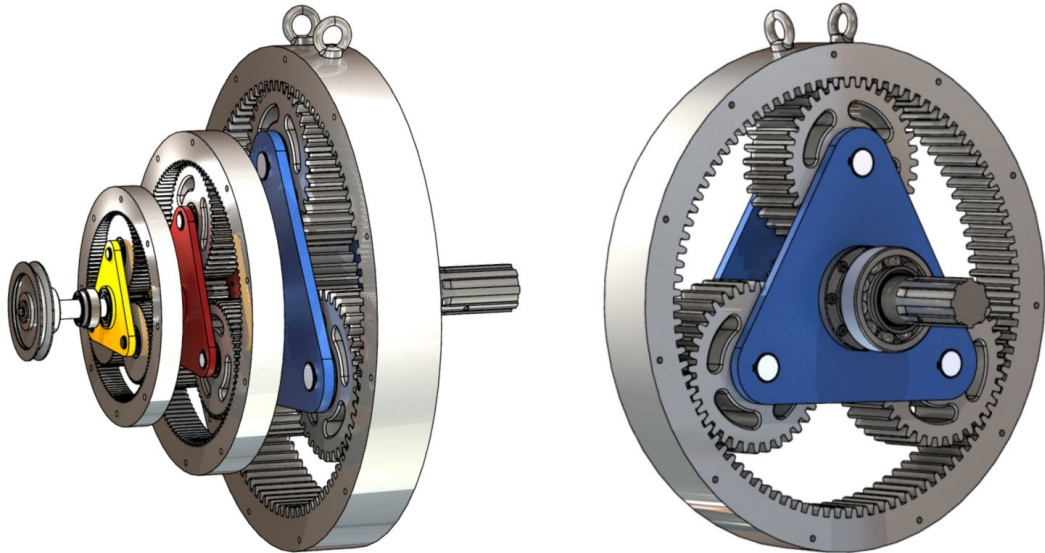
Provozní úhel záběru:
$$\alpha_{w'} = \alpha' = 20^\circ$$

Součinitel záběru profilu:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha'} &= \frac{\sqrt{D_{a4}^2 - D_{b4}^2} + \sqrt{D_{a5}^2 - D_{b5}^2} - 2 \cdot a' \cdot \sin \alpha}{2\pi \cdot m_{4,6} \cdot \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{78^2 - 67,66^2} + \sqrt{159^2 - 143,77^2} - 2 \cdot 112,5 \cdot \sin 20^\circ}{2\pi \cdot 3 \cdot \cos 20} = 1,68 \end{aligned}$$

6.4.5.3 Výpočet soukolí výstupní části C

Jednotlivé součinitele pro návrh soukolí výstupní části C volím viz. příloha P III.



Obr. 37: Třetí převodový stupeň (část C)

Počet zubů kol výstupní části C:

Volím počet zubů centrálního kola 4: $z_7 = 24$, počet satelitů $a_{k''} = 3$

Počet zubů korunového kola 6:

$$i_{7,U_3}^9 = 1 + \frac{z_9}{z_7} \rightarrow z_9 = (i_{7,U_3}^9 - 1) \cdot z_7 = (5 - 1) \cdot 24 = 96$$

$$z_8 = \frac{D_8}{m_{7,9}} = \frac{216}{6} = 36$$

Podmínka stejných osových vzdáleností:

Pro rovnoměrné rozložení platí:

$$\varphi'' = \frac{360^\circ}{a_{k''}} = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ$$

Podmínka smontovatelnosti:

Pro splnění podmínky smontovatelnosti musí být koeficient $k =$ celé číslo.

$$k'' = \frac{z_4 + z_6}{a_{k''}} = \frac{24 + 126}{3} = 50 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Podmínka vůle mezi satelity:

Pro splnění podmínky vůle mezi satelity musí platit:

$$\nu'' = \frac{360^\circ}{a_{k''}} = \frac{360^\circ}{3} = 120^\circ \geq \nu''_{\min}$$

$$\nu''_{\min} = \arcsin\left(\frac{D_{a4} + 1,5}{2 \cdot a''}\right) = \arcsin\left(\frac{78 + 1,5}{2 \cdot 112,5}\right) = 20,7^\circ$$

$$\nu'' \geq \nu''_{\min} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Mez dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu při mívivém namáhání:

$$\sigma_{CN1''} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt1''} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2''} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt2''} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3''} = 0,6 \cdot \sigma_{Pt3''} = 0,6 \cdot 800 = 480 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu:

$$k_{\beta 1''} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 1''} = 0,85 \cdot 1,66 = 1,41$$

$$k_{\beta 2''} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 2''} = 0,85 \cdot 1,79 = 1,52$$

$$k_{\beta 3''} = \eta'_c \cdot k_{\alpha 3''} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

Dovolené namáhání v ohybu:

$$\sigma_{FD1''} = \frac{\sigma_{CN1''}}{S_{F \min''}} \cdot \frac{Y_{R''} \cdot Y_{M''}}{k_{\beta 1''}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,41} = 249,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD2''} = \frac{\sigma_{CN2''}}{S_{F \min''}} \cdot \frac{Y_{R''} \cdot Y_{M''}}{k_{\beta 2''}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,52} = 231,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD3''} = \frac{\sigma_{CN3''}}{S_{F \min''}} \cdot \frac{Y_{R''} \cdot Y_{M''}}{k_{\beta 3''}} = \frac{480}{1,5} \cdot \frac{1,1 \cdot 1}{1,7} = 207,1 \text{ MPa}$$

Poměrné hodnoty:

$$\frac{\sigma_{FD1''}}{Y_{FS1''}} = \frac{249,5}{3,97} = 62,9 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2''}}{Y_{FS2''}} = \frac{231,6}{3,82} = 60,6 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3''}}{Y_{FS3''}} = \frac{207,1}{3,67} = 56,4 \text{ MPa}$$

Protože poměrná hodnota $\frac{\sigma_{FD3''}}{Y_{FS3''}} < \frac{\sigma_{FD2''}}{Y_{FS2''}} < \frac{\sigma_{FD1''}}{Y_{FS1''}}$ je pro výpočet modulu rozhodující korunové kolo.

Modul:
$$m_{7,9} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_{F''} \cdot M_{KU_3} \cdot Y_{FS3''}}{\sigma_{FD3''} \cdot \psi_{M''} \cdot z_9}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,84 \cdot 2895374,1 \cdot 3,67}{207,1 \cdot 15 \cdot 96}} = 5,08 \text{ mm}$$

Dle ČSN 01 4608 volím modul $m_{7,9} = 6 \text{ mm}$.

Součinitel přidavných zatížení na ohyb:

$$K_{F''} = K_{H''} = K_{A''} \cdot K_{H\beta''} = 1,75 \cdot 1,05 = 1,84$$

Základní rozměry soukolí:

Rozteč:
$$t'' = \pi \cdot m_{7,9} = \pi \cdot 6 = 18,85 \text{ mm}$$

Šířka zubu:
$$b_{w''} = \psi_{m''} \cdot m_{7,9} = 15 \cdot 6 = 90 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu:
$$s_{f''} = \frac{\pi \cdot m_{7,9}}{2} = \frac{\pi \cdot 6}{2} = 9,43 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:
$$h_a'' = m_{7,9} = 6 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:
$$h_{f''} = 1,25 \cdot m_{7,9} = 1,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice:
$$D_7 = m_{7,9} \cdot z_7 = 6 \cdot 24 = 144 \text{ mm}$$

$$D_8 = \frac{D_9 - D_7}{2} = \frac{576 - 144}{2} = 216 \text{ mm}$$

$$D_9 = m_{7,9} \cdot z_9 = 6 \cdot 96 = 576 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a7} = D_7 + 2 \cdot h_a = 144 + 2 \cdot 6 = 156 \text{ mm}$$

$$D_{a8} = D_8 + 2 \cdot h_a = 216 + 2 \cdot 6 = 228 \text{ mm}$$

$$D_{a9} = D_9 + 2 \cdot h_a = 576 + 2 \cdot 6 = 588 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f7} = D_7 - 2 \cdot h_f = 144 - 2 \cdot 7,5 = 129 \text{ mm}$$

$$D_{f8} = D_8 - 2 \cdot h_f = 216 - 2 \cdot 7,5 = 201 \text{ mm}$$

$$D_{f9} = D_9 - 2 \cdot h_f = 576 - 2 \cdot 7,5 = 561 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice:

$$D_{b7} = D_7 \cdot \cos \alpha = 144 \cdot \cos 20^\circ = 135,32 \text{ mm}$$

$$D_{b8} = D_8 \cdot \cos \alpha = 216 \cdot \cos 20^\circ = 202,97 \text{ mm}$$

$$D_{b9} = D_9 \cdot \cos \alpha = 576 \cdot \cos 20^\circ = 541,26 \text{ mm}$$

Vzdálenost os:
$$a'' = \frac{D_7 + D_8}{2} = \frac{144 + 216}{2} = 180 \text{ mm}$$

Provozní úhel záběru:
$$\alpha_{w''} = \alpha'' = 20^\circ$$

Součinitel záběru profilu:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha''} &= \frac{\sqrt{D_{a7}^2 - D_{b7}^2} + \sqrt{D_{a8}^2 - D_{b8}^2} - 2 \cdot a'' \cdot \sin \alpha}{2\pi \cdot m_{7,9} \cdot \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{156^2 - 135,32^2} + \sqrt{228^2 - 202,97^2} - 2 \cdot 180 \cdot \sin 20^\circ}{2\pi \cdot 6 \cdot \cos 20} = 1,65 \end{aligned}$$

6.4.6 Kontrola únavy v dotyku jednotlivých převodů dle ČSN 01 4686

Při kontrole únavy v dotyku, musí být splněna podmínka $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$, tak aby se zamezilo na bocích zubů tvorbě pittingu.

Při působení jednorázového největšího zatížení musí být splněna podmínka $\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max}$, tak aby nedošlo k trvalé deformaci nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu. [17]

6.4.6.1 Kontrola únavy v dotyku vstupní části A

Jednotlivé součinitele pro kontrolu únavy v dotyku části A volím viz. příloha P IV.

Kontrola boků zubů na únavu v dotyku

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{54}{18} = 3$$

$$\sigma_{H01} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot D_1} \cdot \frac{i_{1,2} + 1}{i_{1,2}}} = 190 \cdot 1,76 \cdot 0,87 \cdot \sqrt{\frac{352,4}{30 \cdot 36} \cdot \frac{3+1}{3}} = 191,9 \text{ MPa}$$

$$i_{2,3} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{126}{54} = 2,33$$

$$\sigma_{H02} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_w \cdot D_3} \cdot \frac{i_{2,3} + 1}{i_{2,3}}} = 190 \cdot 1,76 \cdot 0,87 \cdot \sqrt{\frac{352,4}{30 \cdot 252} \cdot \frac{2,33+1}{2,33}} = 75,1 \text{ MPa}$$

Součinitel tvaru zubů: $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot 20}} = 1,76$

Součinitel přidavných zatížení na dotyk:

$$K_{H1} = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta 1} = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,32 = 2,77$$

$$K_{H2} = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta 2} = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,07 = 2,25$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_{H\min}} \cdot (Z_v \cdot Z_L \cdot Z_R) = \frac{1270}{1,2} \cdot 1 = 1058,3 \text{ MPa}$$

Kde: $(Z_v \cdot Z_L \cdot Z_R) = 1$ – pro broušené boky zubů

Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě:

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H01} \cdot \sqrt{K_{H1}} = 191,9 \cdot \sqrt{2,77} = 319,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H02} \cdot \sqrt{K_{H2}} = 75,1 \cdot \sqrt{2,25} = 112,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola v dotyku při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max}$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení:

$$\sigma_{HP \max} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t1 \max} = F_{t1} \cdot K_{AS} = 352,4 \cdot 4,2 = 1480,1 \text{ N}$$

Přípustné napětí v dotyku vyvolané silou $F_{t \max}$:

$$\sigma_{H1 \max} = \sigma_{H01} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1 \max} \cdot K_{H1}}{F_{t1}}} = 191,9 \cdot \sqrt{\frac{1480,1 \cdot 2,77}{352,4}} = 654,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H1 \max} \leq \sigma_{HP \max} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{H2 \max} = \sigma_{H02} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1 \max} \cdot K_{H2}}{F_{t1}}} = 75,1 \cdot \sqrt{\frac{1480,1 \cdot 2,25}{352,4}} = 230,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2 \max} \leq \sigma_{HP \max} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

6.4.6.2 Kontrola únavy v dotyku části B

Jednotlivé součinitele pro kontrolu únavy v dotyku části B volím viz. příloha P V.

Kontrola boků zubů na únavu v dotyku

$$\sigma_{H'} \leq \sigma_{HP'}$$

$$i_{4,5} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{51}{24} = 2,125$$

$$\sigma_{H01'} = Z_{E'} \cdot Z_{H'} \cdot Z_{\varepsilon'} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_{w'} \cdot D_4} \cdot \frac{i_{4,5} + 1}{i_{4,5}}} = 190 \cdot 1,76 \cdot 0,88 \cdot \sqrt{\frac{1367,2}{45 \cdot 72} \cdot \frac{2,125 + 1}{2,125}} = 231,8 \text{ MPa}$$

$$i_{5,6} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{126}{51} = 2,47$$

$$\sigma_{H02'} = Z_{E'} \cdot Z_{H'} \cdot Z_{\varepsilon'} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_{w'} \cdot D_6} \cdot \frac{i_{5,6} + 1}{i_{5,6}}} = 190 \cdot 1,76 \cdot 0,88 \cdot \sqrt{\frac{1367,2}{45 \cdot 378} \cdot \frac{2,47 + 1}{2,47}} = 98,9 \text{ MPa}$$

Součinitel tvaru zubů: $Z_{H'} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_{w'}}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot 20}} = 1,76$

Součinitel přídavných zatížení na dotyk:

$$K_{H1'} = K_{A'} \cdot K_{V'} \cdot K_{H\alpha'} \cdot K_{H\beta1'} = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,24 = 2,6$$

$$K_{H2'} = K_{A'} \cdot K_{V'} \cdot K_{H\alpha'} \cdot K_{H\beta2'} = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,06 = 2,23$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{HP'} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}'}}{S_{H \text{ min}'}} \cdot (Z_{v'} \cdot Z_{L'} \cdot Z_{R'}) = \frac{1270}{1,2} \cdot 1 = 1058,3 \text{ MPa}$$

Kde: $(Z_{v'} \cdot Z_{L'} \cdot Z_{R'}) = 1$ – pro broušené boky zubů

Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě:

$$\sigma_{H1'} = \sigma_{H01'} \cdot \sqrt{K_{H1'}} = 231,8 \cdot \sqrt{2,6} = 373,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP'} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{H2'} = \sigma_{H02'} \cdot \sqrt{K_{H2'}} = 98,9 \cdot \sqrt{2,23} = 147,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP'} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola v dotyku při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{HMAX'} \leq \sigma_{HP \text{ max}'}$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení:

$$\sigma_{HP \text{ max}'} = 4 \cdot V_{HV'} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t2 \text{ max}} = F_{t2} \cdot K_{AS'} = 1367,2 \cdot 4,2 = 5742,2 \text{ N}$$

Přípustné napětí v dotyku vyvolané silou F_{tmax} :

$$\sigma_{H1max'} = \sigma_{H01'} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2max} \cdot K_{H1'}}{F_{t2}}} = 231,8 \cdot \sqrt{\frac{5742,2 \cdot 2,6}{1367,2}} = 766 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H1max'} \leq \sigma_{HPmax'} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{H2max'} = \sigma_{H02'} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2max} \cdot K_{H2'}}{F_{t2}}} = 98,9 \cdot \sqrt{\frac{5742,2 \cdot 2,23}{1367,2}} = 302,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2max'} \leq \sigma_{HPmax'} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

6.4.6.3 Kontrola únavy v dotyku výstupní části C

Jednotlivé součinitele pro kontrolu únavy v dotyku části C volím viz. příloha P VI.

Kontrola boků zubů na únavu v dotyku

$$\sigma_{H''} \leq \sigma_{HP''}$$

$$i_{7,8} = \frac{z_8}{z_7} = \frac{36}{24} = 1,5$$

$$\sigma_{H01''} = Z_{E''} \cdot Z_{H''} \cdot Z_{\epsilon''} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_{w''} \cdot D_7} \cdot \frac{i_{7,8} + 1}{i_{7,8}}} = 190 \cdot 1,76 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{4144,2}{90 \cdot 144} \cdot \frac{1,5 + 1}{1,5}} = 217,3 \text{ MPa}$$

$$i_{8,9} = \frac{z_9}{z_8} = \frac{96}{36} = 2,67$$

$$\sigma_{H02''} = Z_{E''} \cdot Z_{H''} \cdot Z_{\epsilon''} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_{w''} \cdot D_9} \cdot \frac{i_{7,9} + 1}{i_{7,9}}} = 190 \cdot 1,76 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{4144,2}{90 \cdot 576} \cdot \frac{2,67 + 1}{2,67}} = 98,7 \text{ MPa}$$

Součinitel tvaru zubů:
$$Z_{H''} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot 20}} = 1,76$$

Součinitel přidavných zatížení na dotyk:

$$K_{H1''} = K_{A''} \cdot K_{V''} \cdot K_{H\alpha''} \cdot K_{H\beta1''} = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,25 = 2,63$$

$$K_{H2''} = K_{A''} \cdot K_{V''} \cdot K_{H\alpha''} \cdot K_{H\beta2''} = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,14 = 2,39$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{HP''} = \frac{\sigma_{H \lim''}}{S_{H \min''}} \cdot (Z_{v''} \cdot Z_{L''} \cdot Z_{R''}) = \frac{1270}{1,2} \cdot 1 = 1058,3 \text{ MPa}$$

Kde: $(Z_{v''} \cdot Z_{L''} \cdot Z_{R''}) = 1$ – pro broušené boky zubů

Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě:

$$\sigma_{H1''} = \sigma_{H01''} \cdot \sqrt{K_{H1''}} = 217,3 \cdot \sqrt{2,63} = 352,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP''} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{H2''} = \sigma_{H02''} \cdot \sqrt{K_{H2''}} = 98,7 \cdot \sqrt{2,39} = 152,6 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP''} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola v dotyku při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{HMAX''} \leq \sigma_{HP \max''}$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení:

$$\sigma_{HP \max''} = 4 \cdot V_{HV''} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t3 \max} = F_{t3} \cdot K_{AS''} = 4144,2 \cdot 4,2 = 17405,6 \text{ N}$$

Přípustné napětí v dotyku vyvolané silou $F_{t \max}$:

$$\sigma_{H1 \max''} = \sigma_{H01''} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3 \max} \cdot K_{H1''}}{F_{t3}}} = 217,3 \cdot \sqrt{\frac{17405,6 \cdot 2,6}{4144,2}} = 718,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H1 \max''} \leq \sigma_{HP \max''} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{H2 \max''} = \sigma_{H02''} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3 \max} \cdot K_{H2''}}{F_{t3}}} = 98,7 \cdot \sqrt{\frac{17405,6 \cdot 2,39}{4144,2}} = 312,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2 \max''} \leq \sigma_{HP \max''} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

6.4.7 Kontrola únavy v ohybu jednotlivých převodů dle ČSN 01 4686

Při kontrole únavy v ohybu musí být splněna podmínka $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$, tak aby se zamezilo vzniku únavového lomu v oblasti paty zubu.

Při působení jednorázového největšího zatížení musí být splněna podmínka $\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}$, tak aby nedošlo k trvalé deformaci nebo ke křehkému lomu v oblasti paty zubu. [17]

6.4.7.1 Kontrola únavy v ohybu vstupní části A

Jednotlivé součinitele pro kontrolu únavy v ohybu části A volím viz. příloha P VII.

Kontrola únosnosti paty zubu v ohybu

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_{F \min}} = \frac{700}{1,5} = 466,7 \text{ MPa}$$

Skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_{1,3}} \cdot K_{F1} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon = \frac{352,4}{30 \cdot 2} \cdot 2,77 \cdot 4,2 \cdot 1 \cdot 0,61 = 41,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_{1,3}} \cdot K_{F2} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon = \frac{352,4}{30 \cdot 2} \cdot 2,25 \cdot 3,77 \cdot 1 \cdot 0,61 = 27,2 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot m_{1,3}} \cdot K_{F3} \cdot Y_{FS3} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon = \frac{352,4}{30 \cdot 2} \cdot 2,25 \cdot 3,67 \cdot 1 \cdot 0,61 = 29,6 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Součinitel záběru zubu:

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,65} = 0,61$$

Kontrola v ohybu při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}$$

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení:

$$\sigma_{FP \max} = 2,5 \cdot \sigma_{F \lim} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

Největší místní ohybové napětí v patě zubu:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_{F1} \cdot K_{AS} = 41,7 \cdot 4,2 = 175,1 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_{F2} \cdot K_{AS} = 27,2 \cdot 4,2 = 114,2 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_{F3} \cdot K_{AS} = 29,6 \cdot 4,2 = 124,3 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

6.4.7.2 Kontrola únavy v ohybu části B

Jednotlivé součinitele pro kontrolu únavy v ohybu části B volím viz. příloha P VIII.

Kontrola únosnosti paty zubu v ohybu

$$\sigma_{F'} \leq \sigma_{FP'}$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP'} = \frac{\sigma_{F \lim'}}{S_{F \min'}} = \frac{700}{1,5} = 466,7 \text{ MPa}$$

Skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_{F1'} = \frac{F_{t2}}{b_{w'} \cdot m_{4,6}} \cdot K_{F1'} \cdot Y_{FS1'} \cdot Y_{\beta'} \cdot Y_{\epsilon'} = \frac{1367,2}{45 \cdot 3} \cdot 2,6 \cdot 3,98 \cdot 1 \cdot 0,6 = 63 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F2'} = \frac{F_{t2}}{b_{w'} \cdot m_{4,6}} \cdot K_{F2'} \cdot Y_{FS2'} \cdot Y_{\beta'} \cdot Y_{\epsilon'} = \frac{1367,2}{45 \cdot 3} \cdot 2,23 \cdot 3,78 \cdot 1 \cdot 0,6 = 51,2 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F3'} = \frac{F_{t2}}{b_{w'} \cdot m_{4,6}} \cdot K_{F3'} \cdot Y_{FS3'} \cdot Y_{\beta'} \cdot Y_{\epsilon'} = \frac{1367,2}{45 \cdot 3} \cdot 2,23 \cdot 3,67 \cdot 1 \cdot 0,6 = 49,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Součinitel záběru zubu:

$$Y_{\epsilon'} = \frac{1}{\epsilon_{\alpha'}} = \frac{1}{1,68} = 0,6$$

Kontrola v ohybu při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{F \max'} \leq \sigma_{FP \max'}$$

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení:

$$\sigma_{FP \max'} = 2,5 \cdot \sigma_{F \lim'} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

Největší místní ohybové napětí v patě zubu:

$$\sigma_{F \max'} = \sigma_{F1'} \cdot K_{AS'} = 63 \cdot 4,2 = 264,6 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F \max'} = \sigma_{F2'} \cdot K_{AS'} = 51,2 \cdot 4,2 = 215 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F \max'} = \sigma_{F3'} \cdot K_{AS'} = 49,7 \cdot 4,2 = 208,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

6.4.7.3 Kontrola únavy v ohybu výstupní části C

Jednotlivé součinitele pro kontrolu únavy v ohybu části C volím viz. příloha P IX.

Kontrola únosnosti paty zubu v ohybu

$$\sigma_{F''} \leq \sigma_{FP''}$$

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP''} = \frac{\sigma_{F \lim''}}{S_{F \min''}} = \frac{700}{1,5} = 466,7 \text{ MPa}$$

Skutečné ohybové napětí:

$$\sigma_{F1''} = \frac{F_{t3}}{b_{w''} \cdot m_{7,9}} \cdot K_{F1''} \cdot Y_{FS1''} \cdot Y_{\beta''} \cdot Y_{\varepsilon''} = \frac{4144,2}{90 \cdot 6} \cdot 2,63 \cdot 3,97 \cdot 1 \cdot 0,61 = 48,9 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F2''} = \frac{F_{t3}}{b_{w''} \cdot m_{7,9}} \cdot K_{F2''} \cdot Y_{FS2''} \cdot Y_{\beta''} \cdot Y_{\varepsilon''} = \frac{4144,2}{90 \cdot 6} \cdot 2,39 \cdot 3,82 \cdot 1 \cdot 0,61 = 42,7 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F3''} = \frac{F_{t3}}{b_{w''} \cdot m_{7,9}} \cdot K_{F3''} \cdot Y_{FS3''} \cdot Y_{\beta''} \cdot Y_{\varepsilon''} = \frac{4144,2}{90 \cdot 6} \cdot 2,39 \cdot 3,67 \cdot 1 \cdot 0,61 = 41,1 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Součinitel záběru zubu:

$$Y_{\varepsilon''} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha''}} = \frac{1}{1,65} = 0,61$$

Kontrola v ohybu při jednorázovém působení největšího zatížení

$$\sigma_{F \max''} \leq \sigma_{FP \max''}$$

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení:

$$\sigma_{FP \max''} = 2,5 \cdot \sigma_{F \lim''} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

Největší místní ohybové napětí v patě zubu:

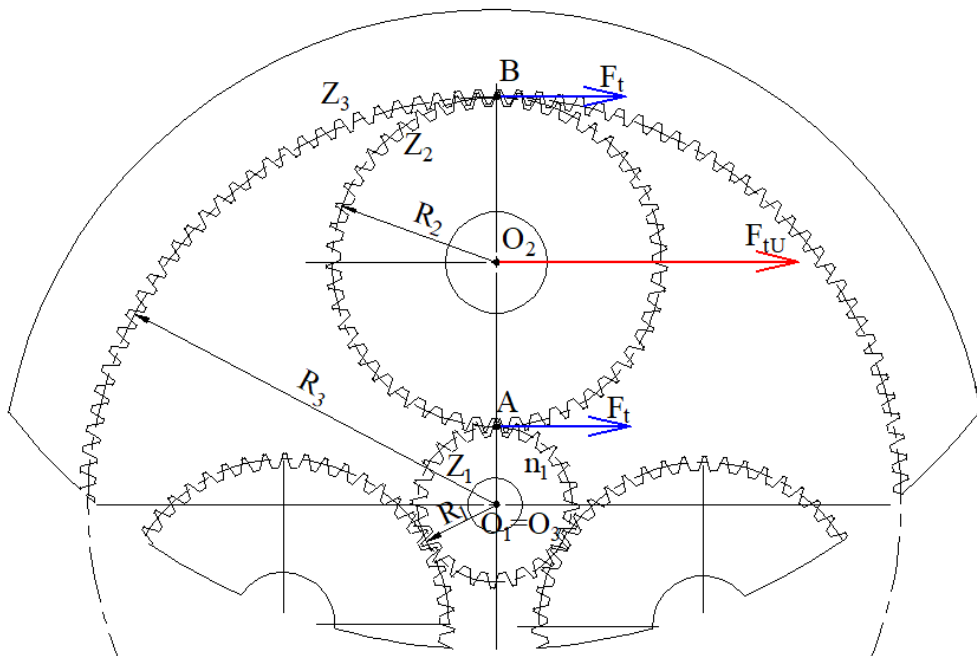
$$\sigma_{F_{\max}''} = \sigma_{F1''} \cdot K_{AS''} = 48,9 \cdot 4,2 = 205,4 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F_{\max}''} = \sigma_{F2''} \cdot K_{AS''} = 42,7 \cdot 4,2 = 179,3 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\sigma_{F_{\max}''} = \sigma_{F3''} \cdot K_{AS''} = 41,1 \cdot 4,2 = 172,6 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

6.4.8 Síly v ozubení

Pro výpočet sil v ozubení dle [8] předpokládám, že jeden ze satelitů nepřenáší sílu, počítám tzv. výpočtovým momentem $M_k' = M_k \cdot k_s$, kde $k_s = \frac{a_k}{a_k - 1}$.



Obr. 38: Silové poměry planetového převodu

Síly na centrálním a korunovém kole

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1}'}{a_k \cdot D_1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{a_k \cdot D_1} \cdot k_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{a_k \cdot D_1} \cdot \frac{a_k}{a_k - 1} = \frac{2 \cdot 12685,1}{3 \cdot 36} \cdot \frac{3}{3 - 1} = 352,4 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 352,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 128,3 \text{ N}$$

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{352,4}{\cos 20^\circ} = 375 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M'_{KU1}}{a_k \cdot D_4} = \frac{2 \cdot M_{KU1}}{a_k \cdot D_4} \cdot k_S = \frac{2 \cdot M_{KU1}}{a_k \cdot D_4} \cdot \frac{a_k}{a_k - 1} = \frac{2 \cdot 98436,4}{3 \cdot 72} \cdot \frac{3}{3-1} = 1367,2 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1367,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 497,6 \text{ N}$$

$$F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha} = \frac{1367,2}{\cos 20^\circ} = 1454,9 \text{ N}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M'_{KU2}}{a_k \cdot D_7} = \frac{2 \cdot M_{KU2}}{a_k \cdot D_7} \cdot k_S = \frac{2 \cdot M_{KU2}}{a_k \cdot D_7} \cdot \frac{a_k}{a_k - 1} = \frac{2 \cdot 596770,5}{3 \cdot 144} \cdot \frac{3}{3-1} = 4144,2 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4144,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1508,4 \text{ N}$$

$$F_{n3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} = \frac{4144,2}{\cos 20^\circ} = 4410,2 \text{ N}$$

Síly na satelitech

Síly působící od hnacího centrálního a korunového kola vyvolávají ve středu satelitů obvodovou sílu F_{iU} .

$$F_{iU1} = 2 \cdot F_{t1} = 2 \cdot 352,4 = 704,8 \text{ N}$$

$$F_{rU1} = F_{iU1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 704,8 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 256,5 \text{ N}$$

$$F_{nU1} = \frac{F_{iU1}}{\cos \alpha} = \frac{704,8}{\cos 20^\circ} = 750 \text{ N}$$

$$F_{iU2} = 2 \cdot F_{t2} = 2 \cdot 1367,2 = 2734,4 \text{ N}$$

$$F_{rU2} = F_{iU2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2734,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 995,2 \text{ N}$$

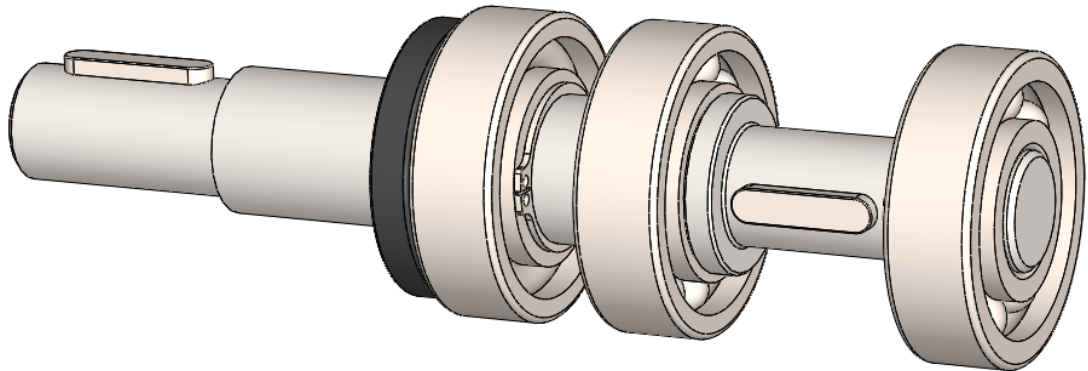
$$F_{nU2} = \frac{F_{iU2}}{\cos \alpha} = \frac{2734,4}{\cos 20^\circ} = 2909,9 \text{ N}$$

$$F_{iU3} = 2 \cdot F_{t3} = 2 \cdot 4144,2 = 8288,4 \text{ N}$$

$$F_{rU3} = F_{iU3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 8288,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3016,7 \text{ N}$$

$$F_{nU3} = \frac{F_{iU3}}{\cos \alpha} = \frac{8288,4}{\cos 20^\circ} = 8820,3 \text{ N}$$

6.5 Návrh hřídelí, per a ložisek

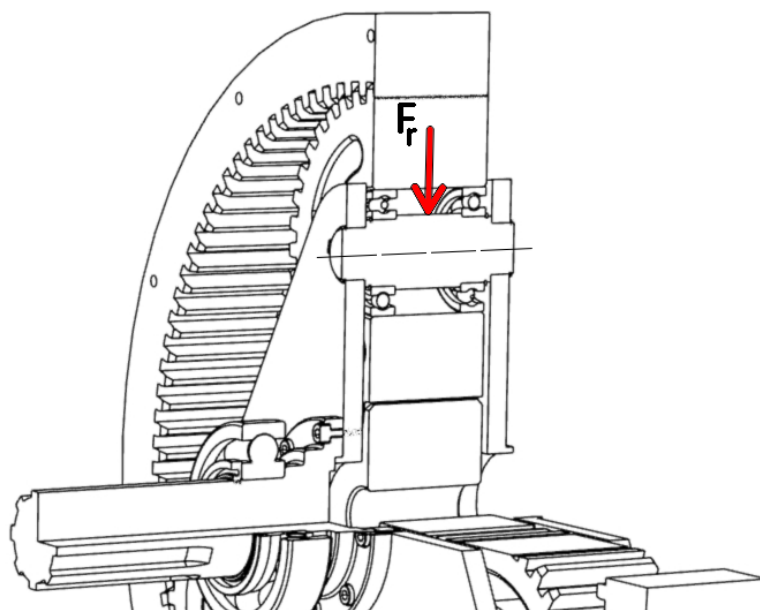


Obr. 39: Schéma vstupní hřídele I

Hřídele a pera volím z materiálu 1.0060. Vlastnosti materiálu 1.0060 jsou v Tab. 3.

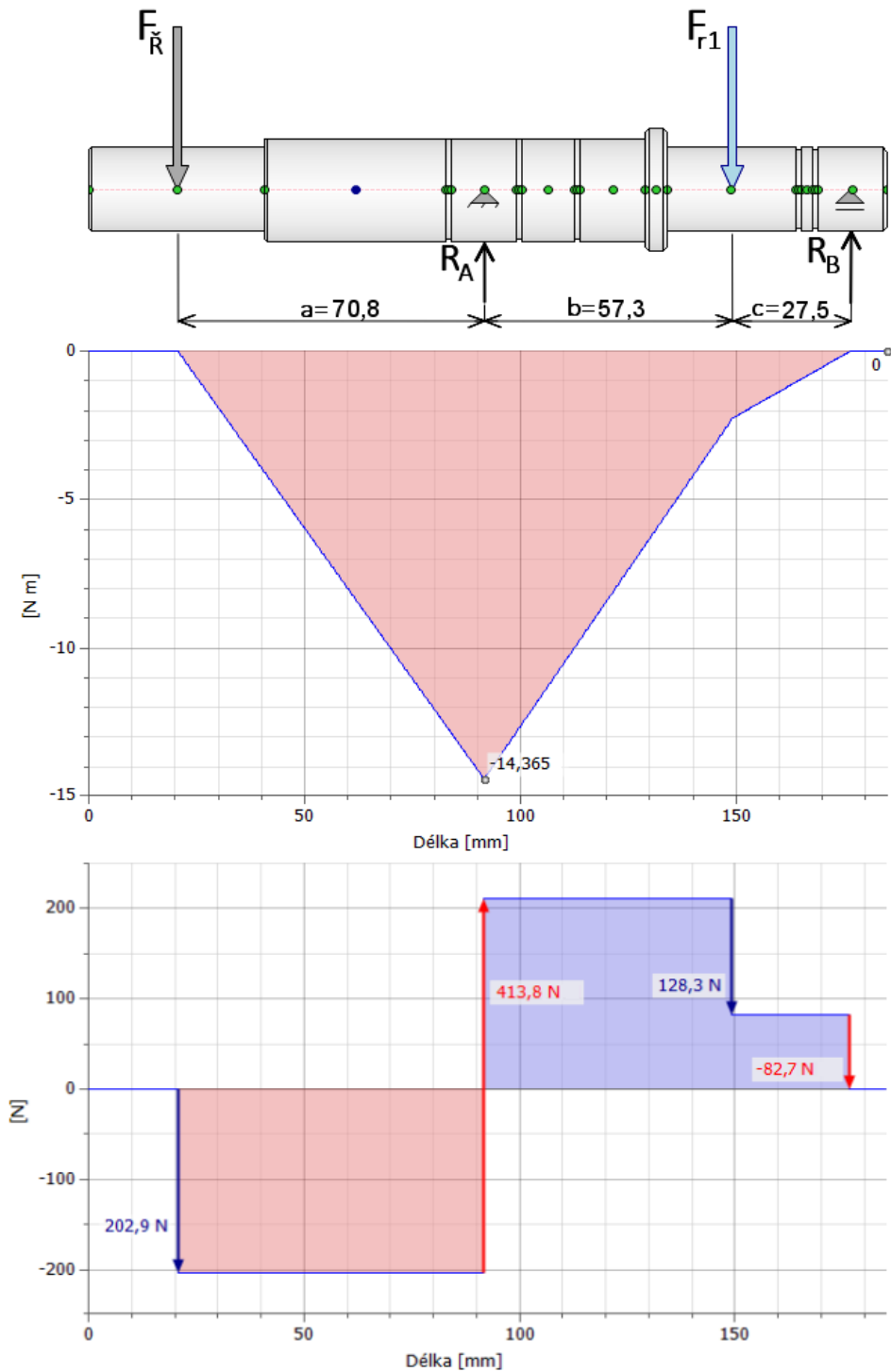
Tab. 3: Vlastnosti materiálu 1.0060 [3]

Označení materiálu dle EN/ČSN	1.0060/11 600
Dovolené namáhání v ohybu σ_{Do}	210 MPa
Dovolené namáhání ve smyku τ_{DS} , krutu τ_{Dk}	120 MPa
Mez únavy materiálu v ohybu σ_{DC}	275 MPa
Mez únavy materiálu v krutu τ_{Dck}	155 MPa
Dovolený měrný tlak p_D	120 MPa
Pevnost v tahu R_m	600 MPa
Mez kluzu v tahu R_e	330 MPa



Obr. 40: Radiální zatížení ložisek hřídele satelitu

6.5.1 Výpočet vstupní hřídele I.



Obr. 41: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli I

Síla působící od velké řemenice:

$$F_R = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_p} = \frac{2 \cdot 12685,1}{125} = 202,9 \text{ N}$$

Reakce na hřídeli:

$$\sum M_{iA} = 0, F_{\dot{R}} \cdot a - F_{r1} \cdot b - R_B \cdot (b + c) = 0 \rightarrow R_B$$

$$R_B = \frac{F_{\dot{R}} \cdot a - F_{r1} \cdot b}{(b + c)} = \frac{202,9 \cdot 70,8 - 128,3 \cdot 57,3}{(57,3 + 27,5)} = 82,7 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0, -F_{\dot{R}} + R_A - F_{r1} - R_B = 0 \rightarrow R_A$$

$$R_A = F_{\dot{R}} + F_{r1} + R_B = 202,9 + 128,3 + 82,6 = 413,8 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o\max} = F_{\dot{R}} \cdot a = 202,9 \cdot 70,8 = 14365,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_{o\max}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{14365,3^2 + 0,75 \cdot 12685,1^2} = 18084,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průměr vstupní hřídele I:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{18084,4}{0,1 \cdot 210}} = 9,5 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 2562 volím normalizovaný průměr vstupní hřídele I $d_1 = 20 \text{ mm}$.

Kontrola namáhání v krutu vstupní hřídele I:

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{M_{k1}}{0,2 \cdot d_1^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{12685,1}{0,2 \cdot 20^3} = 7,9 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola per

Dle [15] pro průměr hřídele $d_1 = 20 \text{ mm}$ volím **PERO 6e7 x 6 x 20** ČSN 02 2562, které má tyto parametry: $b = 6 \text{ mm}$, $h = 6 \text{ mm}$, $t = 3,5 \text{ mm}$, $t_1 = 2,5 \text{ mm}$, $l = 20 \text{ mm}$.

Tečná síla působící na pero: $F_{T1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 12685,1}{20} = 1268,5 \text{ N}$

Kontrola na otláčení:
$$p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{d_1 \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 12685,1}{20 \cdot 6 \cdot 20} = 21,1 \text{ MPa} \leq p_D$$

$$p \leq p_D \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na stříh:
$$\tau_s = \frac{F_{T1}}{S_s} = \frac{F_{T1}}{b \cdot l} = \frac{1268,5}{6 \cdot 20} = 10,6 \text{ MPa} \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_s \leq \tau_{DS} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola ložisek

Ložiska navrhuji pro trvanlivost $L_h = 50000 \text{ hod.}$

Dle [15] volím $X = 1, Y = 0.$

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$F_{ekv.} = X \cdot R_A + Y \cdot F_{a1} = 1 \cdot 413,8 + 0 = 413,8 \text{ N}$$

Trvanlivost ložisek v otáčkách:

$$L_n = \left(\frac{C}{F_{ekv.}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_1 \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_1 \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 50000 \cdot 2500 \cdot 413,8^3}{10^6}} = 8099,9 \text{ N}$$

Dle [15] volím: LOŽISKO 6304 ČSN 02 4630 s těmito parametry:

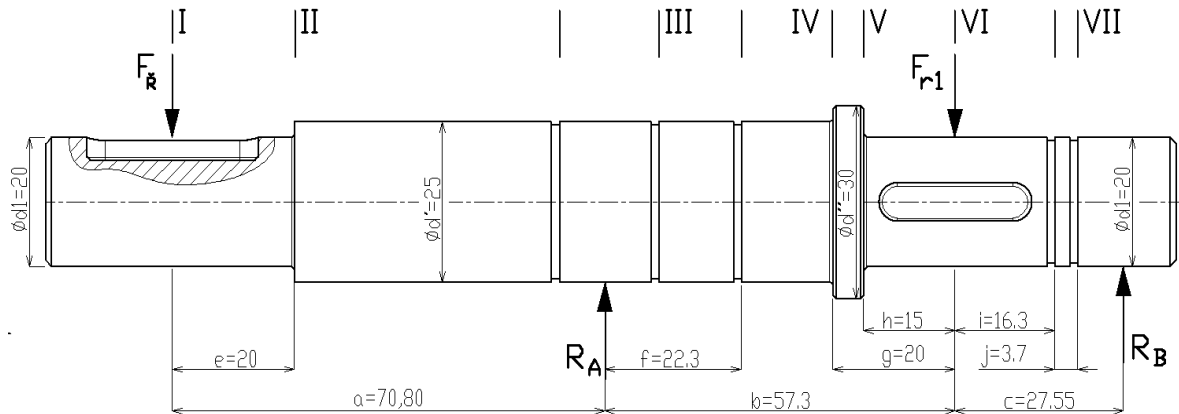
$$d = 20 \text{ mm}, D = 52 \text{ mm}, B = 15 \text{ mm}, C = 12200 \text{ N}, C_0 = 7800 \text{ N.}$$

LOŽISKO 6205 ČSN 02 4630 s těmito parametry:

$$d = 25 \text{ mm}, D = 52 \text{ mm}, B = 15 \text{ mm}, C = 10800 \text{ N}, C_0 = 6950 \text{ N.}$$

Kontrola bezpečnosti proti únavovému lomu vstupní hřídele I

Součinitele pro kontrolu bezpečnosti proti únavovému lomu hřídele I volím viz. příloha P X.



Obr. 42: Schéma vstupní hřídele I

Průřez I – I (drážka pro pero):

$$\tau_I = \tau_k \cdot \beta_\tau = 7,9 \cdot 1,5 = 11,9 \text{ Mpa}$$

Bezpečnost v průřezu I – I:

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{DCk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{155 \cdot 0,89}{11,9} = 11,6$$

Průřez II – II (osazení):

$$\sigma_{oII} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{0,1 \cdot d^3} = \frac{F_R \cdot e}{0,1 \cdot d^3} = \frac{202,9 \cdot 20}{0,1 \cdot 20^3} = 5,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{5,1^2 + 3 \cdot 7,9^2} = 14,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{II} = \sigma_{redII} \cdot \beta_{\sigma'} = 14,6 \cdot 2,68 = 39,1 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu II – II:

$$k_{\sigma II} = \frac{\sigma_{DC} \cdot \chi_\sigma}{\sigma_{II}} = \frac{275 \cdot 0,91}{41,5} = 6$$

Průřez III – III (zápich pro pojistný kroužek):

Ohybový moment se stanoví ke všem zápichům, rozhodující bude ten větší.

$$\tau_{k'} = \frac{M_{k1}}{0,2 \cdot d_V^3} = \frac{12685,1}{0,2 \cdot 25^3} = 4,1 \text{ MPa} \leq \tau_{DK}$$

$$M_{o1} = F_{\dot{R}} \cdot \left(a - \frac{B}{2} \right) = 202,9 \cdot \left(70,8 - \frac{15}{2} \right) = 12843,6 \text{ Nmm}$$

$$M_{o2} = F_{\dot{R}} \cdot \left(a + \frac{B}{2} \right) - R_A \cdot \frac{B}{2} = 202,9 \cdot \left(70,8 + \frac{15}{2} \right) - 406,5 \cdot \frac{15}{2} = 15887,1 \text{ Nmm}$$

$$M_{o3} = F_{\dot{R}} \cdot (e + f) - R_A \cdot g = 202,9 \cdot (20 + 38,3) - 70,8 \cdot 22,3 = 10250,2 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{o2}}{W_o} = \frac{M_{o2}}{0,1 \cdot d_V^3} = \frac{15887,1}{0,1 \cdot 25^3} = 10,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oIII}^2 + 3 \cdot \tau_{k'}^2} = \sqrt{10,2^2 + 3 \cdot 4,1^2} = 12,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{III} = \sigma_{redIII} \cdot \beta_{\sigma} = 12,4 \cdot 2,12 = 26,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu III – III:

$$k_{\sigma III} = \frac{\sigma_{DC} \cdot \chi_{\sigma}}{\sigma_{III}} = \frac{275 \cdot 0,91}{22,1} = 11,3$$

Průřez IV – IV (osazení):

$$\sigma_{oIV} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{0,1 \cdot d_V^3} = \frac{R_B \cdot (c + g) - F_{r1} \cdot g}{0,1 \cdot d_V^3} = \frac{82,7 \cdot (27,5 + 20) - 128,3 \cdot 20}{0,1 \cdot 25^3} = 0,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{\sigma_{oIV}^2 + 3 \cdot \tau_{k'}^2} = \sqrt{0,9^2 + 3 \cdot 4,1^2} = 7,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{IV} = \sigma_{redIV} \cdot \beta_{\sigma} = 7,1 \cdot 2,68 = 19,0 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu IV – IV:

$$k_{\sigma IV} = \frac{\sigma_{DC} \cdot \chi_{\sigma}}{\sigma_{IV}} = \frac{275 \cdot 0,91}{19,0} = 13,2$$

Průřez V – V (osazení):

$$\sigma_{oV} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{R_B \cdot (c + h) - F_{r1} \cdot h}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{82,7 \cdot (27,5 + 15) - 128,3 \cdot 15}{0,1 \cdot 20^3} = 2,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redV} = \sqrt{\sigma_{oV}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{2,0^2 + 3 \cdot 7,9^2} = 13,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_V = \sigma_{redV} \cdot \beta_{\sigma} = 13,8 \cdot 2,68 = 37,0 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu V – V:

$$k_{\sigma V} = \frac{\sigma_{DC} \cdot \chi_{\sigma}}{\sigma_V} = \frac{275 \cdot 0,91}{37,0} = 6,8$$

Průřez VI – VI (drážka pro pero):

$$\tau_{VI} = \tau_k \cdot \beta_{\tau} = 7,9 \cdot 1,5 = 11,9 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu VI – VI:

$$k_{\tau VI} = \frac{\tau_{DCk} \cdot \chi_{\tau}}{\tau_{VI}} = \frac{155 \cdot 0,89}{11,9} = 11,6$$

Průřez VII – VII (zápich pro pojistný kroužek):

$$M_{o1} = F_{r1} \cdot i - R_B \cdot (c - i) = 128,3 \cdot 16,3 - 82,7 \cdot (27,5 - 16,3) = 1160,9 \text{ Nmm}$$

$$M_{o2} = F_{r1} \cdot (i + j) - R_B \cdot \frac{B}{2} = 128,3 \cdot (16,3 + 3,7) - 82,7 \cdot \frac{15}{2} = 1945,8 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{oVII} = \frac{M_{o2}}{W_o} = \frac{M_{o2}}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{1945,8}{0,1 \cdot 20^3} = 2,4 \text{ MPa}$$

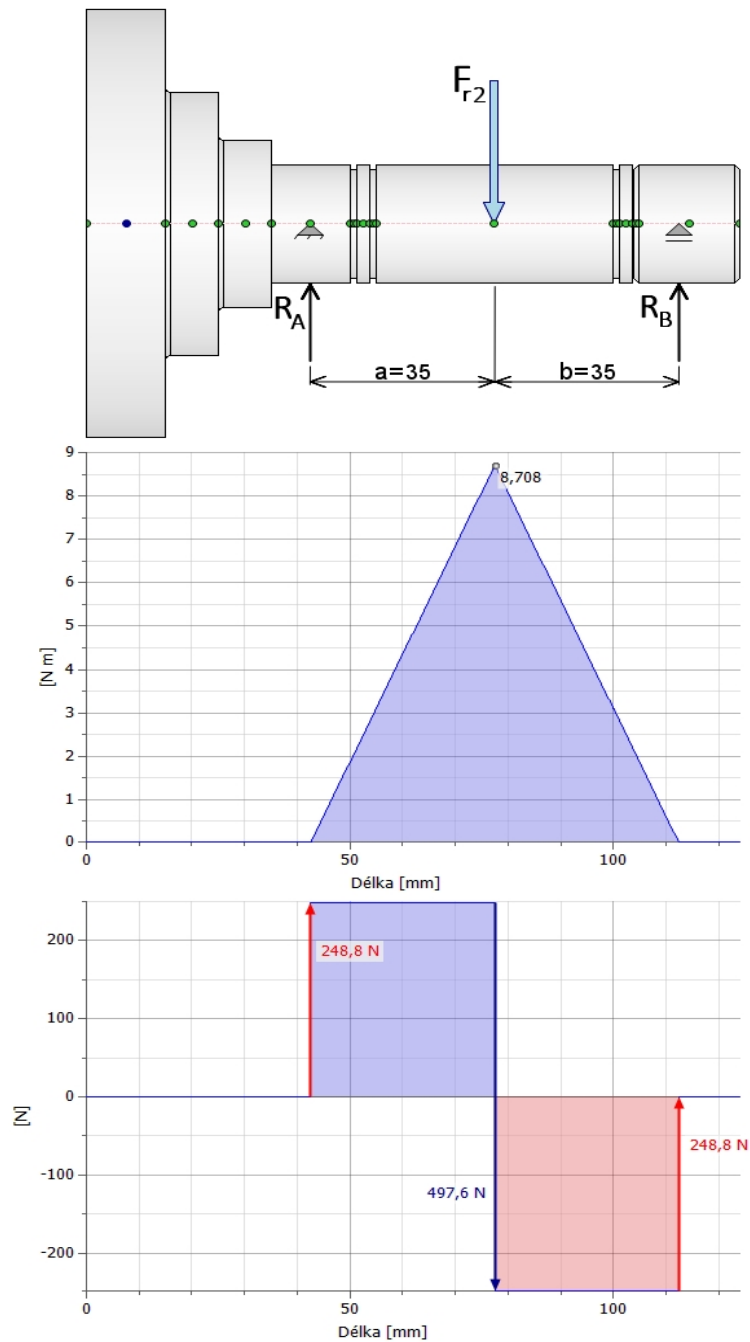
$$\sigma_{redVII} = \sqrt{\sigma_{oVII}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{2,4^2 + 3 \cdot 7,9^2} = 13,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{III} = \sigma_{redIII} \cdot \beta_{\sigma} = 13,9 \cdot 2,12 = 29,5 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu VII – VII:

$$k_{\sigma VI} = \frac{\sigma_{DC} \cdot \chi_{\sigma}}{\sigma_{VII}} = \frac{275 \cdot 0,91}{29,5} = 8,5$$

6.5.2 Výpočet spojovací hřídele II.



Obr. 43: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli II

Reakce na hřídeli:

$$\sum M_{iA} = 0, -F_{r2} \cdot a + R_B \cdot (a + b) = 0 \rightarrow R_B$$

$$R_A = R_B = \frac{F_{r2} \cdot a}{(a + b)} = \frac{497,6 \cdot 35}{(35 + 35)} = 248,8 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o\max} = R_A \cdot a = 248,8 \cdot 35 = 8708 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_{o\max}^2 + 0,75 \cdot M_{kU1}^2} = \sqrt{8708^2 + 0,75 \cdot 98436,4^2} = 85692,0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průměr spojovací hřídele II:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{85692,0}{0,1 \cdot 210}} = 16 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 2562 volím normalizovaný průměr spojovací hřídele II $d_2 = 25 \text{ mm}$.

Kontrola namáhání v krutu spojovací hřídele II:

$$\tau_k = \frac{M_{kU1}}{W_{k2}} = \frac{M_{kU1}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{M_{kU1}}{0,2 \cdot d_2^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k = \frac{M_{kU1}}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{98436,4}{0,2 \cdot 25^3} = 31,5 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola per

Dle [15] pro průměr hřídele $d_2 = 25 \text{ mm}$ volím **PERO 8e7 x 7 x 30** ČSN 02 2562, které má tyto parametry: $b = 8 \text{ mm}$, $h = 7 \text{ mm}$, $t = 4,1 \text{ mm}$, $t_1 = 2,9 \text{ mm}$, $l = 30 \text{ mm}$.

Tečná síla působící na pero: $F_{T2} = \frac{2 \cdot M_{kU1}}{d_2} = \frac{2 \cdot 98436,4}{25} = 7874,9 \text{ N}$

Kontrola na otláčení: $p = \frac{4 \cdot M_{kU1}}{d_2 \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 98436,4}{25 \cdot 7 \cdot 30} = 75 \text{ MPa} \leq p_D$

$$p \leq p_D \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na stříh: $\tau_s = \frac{F_{T2}}{S_s} = \frac{F_{T2}}{b \cdot l} = \frac{7874,9}{8 \cdot 30} = 32,8 \text{ MPa} \leq \tau_{DS}$

$$\tau_s \leq \tau_{DS} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola ložisek

Ložiska navrhuji pro trvanlivost $L_h = 50000$ hod.

Dynamické ekvivalentní zatížení:

Dle [15] volím $X = 1$, $Y = 0$.

$$F_{ekv.} = X \cdot R_A + Y \cdot F_{a2} = 1 \cdot 248,8 + 0 = 248,8 \text{ N}$$

Trvanlivost ložisek v otáčkách:

$$L_n = \left(\frac{C}{F_{ekv.}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_2 \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}}$$

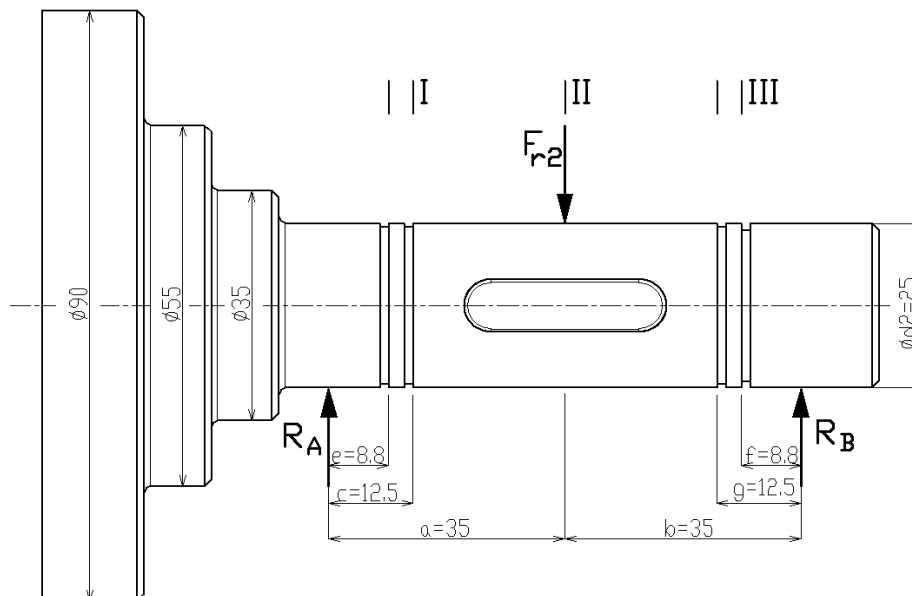
$$C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_2 \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 50000 \cdot 312,5 \cdot 248,8^3}{10^6}} = 2435,1 \text{ N}$$

Dle [15] volím LOŽISKO 6205 ČSN 02 4630 s těmito parametry:

$d = 25$ mm, $D = 52$ mm, $B = 15$ mm, $C = 10800$ N, $C_0 = 6950$ N.

Kontrola bezpečnosti proti únavovému lomu spojovací hřídele II

Součinitele pro kontrolu bezpečnosti proti únavovému lomu spojovací hřídele II volím viz. příloha P XI.



Obr. 44: Schéma spojovací hřídele II

Průřez I – I a průřez III – III (zápich pro pojistný kroužek):

Reakce v ložiskách jsou stejně velké a ve stejné vzdálenosti, proto platí stejné podmínky pro průřez I – I a průřez III – III.

$$\tau_k = \frac{M_{kU1}}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{98436,4}{0,2 \cdot 25^3} = 31,5 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

$$M_{o1} = R_A \cdot c = 248,8 \cdot 8,8 = 2189,4 \text{ Nmm}$$

$$M_{o2} = R_A \cdot e = 248,8 \cdot 12,5 = 3110 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{oI} = \sigma_{oII} = \frac{M_{o2}}{W_o} = \frac{M_{o2}}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{3110}{0,1 \cdot 25^3} = 2,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redI} = \sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oI}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{10,2^2 + 3 \cdot 31,5^2} = 55,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_I = \sigma_{III} = \sigma_{redI} \cdot \beta_\sigma = 12,4 \cdot 2,12 = 26,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu I – I a průřezu III – III:

$$k_{\sigma I} = \frac{\sigma_{DC} \cdot \chi_\sigma}{\sigma_I} = \frac{275 \cdot 0,91}{26,3} = 9,5$$

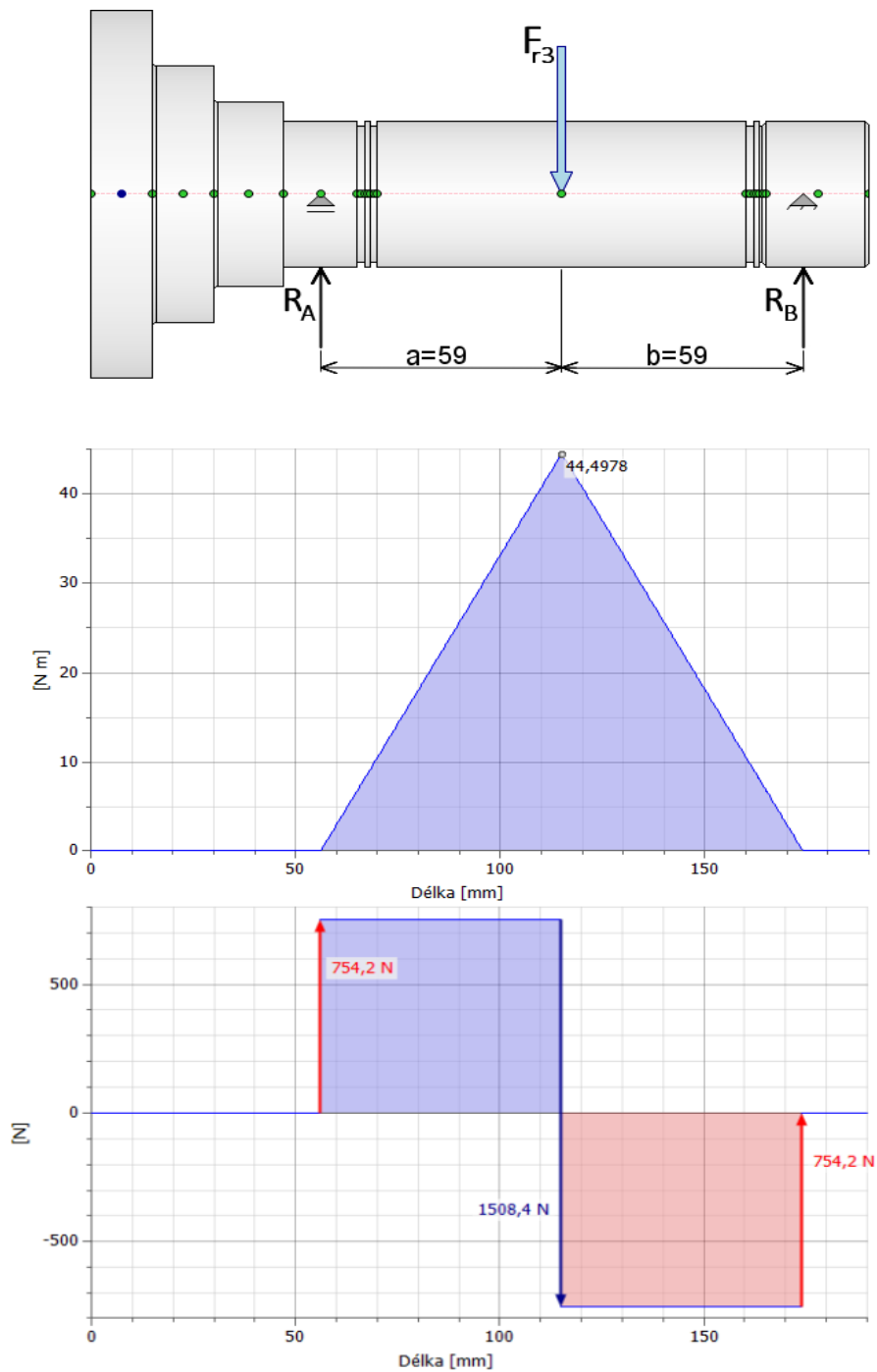
Průřez II – II (drážka pro pero):

$$\tau_I = \tau_k \cdot \beta_\tau = 31,5 \cdot 1,87 = 58,9 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu II – II:

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{DCk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{155 \cdot 0,89}{58,9} = 2,3$$

6.5.3 Výpočet spojovací hřídele III.



Obr. 45: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli III

Reakce na hřídeli:

$$\sum M_{iA} = 0, \quad -F_{r3} \cdot a + R_B \cdot (a + b) = 0 \rightarrow R_B$$

$$R_A = R_B = \frac{F_{r3} \cdot a}{(a + b)} = \frac{1508,4 \cdot 59}{(59 + 59)} = 754,2 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o_{\max}} = R_A \cdot a = 754,2 \cdot 59 = 44497,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_{o_{\max III}}^2 + 0,75 \cdot M_{kU2}^2} = \sqrt{44497,8^2 + 0,75 \cdot 596770,5^2} = 518730,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průměr spojovací hřídele III:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{518730,5}{0,1 \cdot 210}} = 29,1 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 2562 volím normalizovaný průměr spojovací hřídele I $d_3 = 40 \text{ mm}$.

Kontrola namáhání v krutu spojovací hřídele III:

$$\tau_k = \frac{M_{kU2}}{W_{k3}} = \frac{M_{kU2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{M_{kU2}}{0,2 \cdot d_3^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k = \frac{M_{kU2}}{0,2 \cdot d_3^3} = \frac{596770,5}{0,2 \cdot 40^3} = 46,6 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola per

Dle [15] pro průměr hřídele $d_3 = 40 \text{ mm}$ volím **PERO 12e7 x 8 x 80** ČSN 02 2562, které má tyto parametry: $b = 12 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t = 4,9 \text{ mm}$, $t_1 = 3,1 \text{ mm}$, $l = 80 \text{ mm}$.

Tečná síla působící na pero: $F_{T3} = \frac{2 \cdot M_{kU2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 596770,5}{40} = 29838,5 \text{ N}$

Kontrola na otláčení: $p = \frac{4 \cdot M_{kU2}}{d_3 \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 596770,5}{40 \cdot 8 \cdot 80} = 93,3 \text{ MPa} \leq p_D$

$$p \leq p_D \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na stříh: $\tau_s = \frac{F_{T3}}{S_s} = \frac{F_{T3}}{b \cdot l} = \frac{29838,5}{12 \cdot 80} = 31,1 \text{ MPa} \leq \tau_{DS}$

$$\tau_s \leq \tau_{DS} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola ložisek

Ložiska navrhuji pro trvanlivost $L_h = 50000$ hod.

Dle [15] volím $X = 1$, $Y = 0$.

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$F_{ekv.} = X \cdot R_A + Y \cdot F_{n3} = 1 \cdot 754,2 + 0 = 754,2 \text{ N}$$

Trvanlivost ložisek v otáčkách:

$$L_n = \left(\frac{C}{F_{ekv.}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_3 \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}}$$

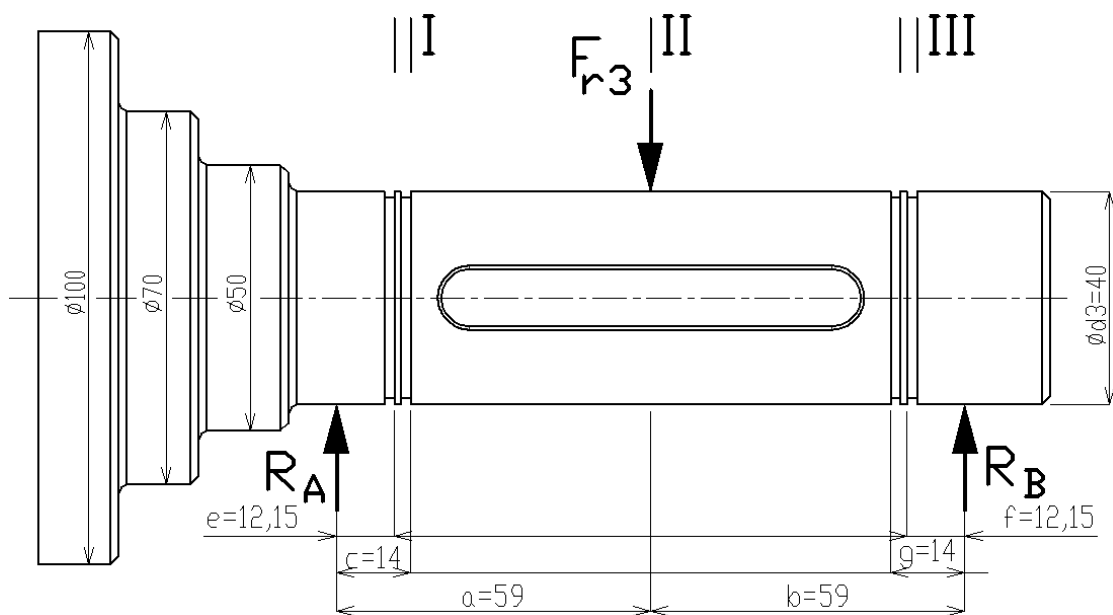
$$C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_3 \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 50000 \cdot 50 \cdot 754,2^3}{10^6}} = 4007,3 \text{ N}$$

Dle [15] volím LOŽISKO 6208 ČSN 02 4645 s těmito parametry:

$d = 40$ mm, $D = 80$ mm, $B = 18$ mm, $C = 25000$ N, $C_0 = 17600$ N.

Kontrola bezpečnosti proti únavovému lomu spojovací hřídele III

Součinitele pro kontrolu bezpečnosti proti únavovému lomu spojovací hřídele III volím viz. příloha P XII.



Obr. 46: Schéma spojovací hřídele III

Průřez I – I a průřez III – III (zápich pro pojistný kroužek):

Reakce v ložiskách jsou stejně velké a ve stejné vzdálenosti, proto platí stejné podmínky pro průřez I – I a průřez III – III.

$$M_{o1} = R_A \cdot e = 754,2 \cdot 12,15 = 9163,5 \text{ Nmm}$$

$$M_{o2} = R_A \cdot c = 754,2 \cdot 14 = 10558,8 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{o1} = \sigma_{oII} = \frac{M_{o2}}{W_o} = \frac{M_{o2}}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{10558,8}{0,1 \cdot 40^3} = 1,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redI} = \sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{1,7^2 + 3 \cdot 46,6^2} = 80,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_I = \sigma_{III} = \sigma_{redI} \cdot \beta_\sigma = 80,7 \cdot 1,96 = 158,2 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v průřezu I – I a průřezu III – III:

$$k_{\sigma I} = \frac{\sigma_{DC} \cdot \chi_\sigma}{\sigma_I} = \frac{275 \cdot 0,88}{158,2} = 1,5$$

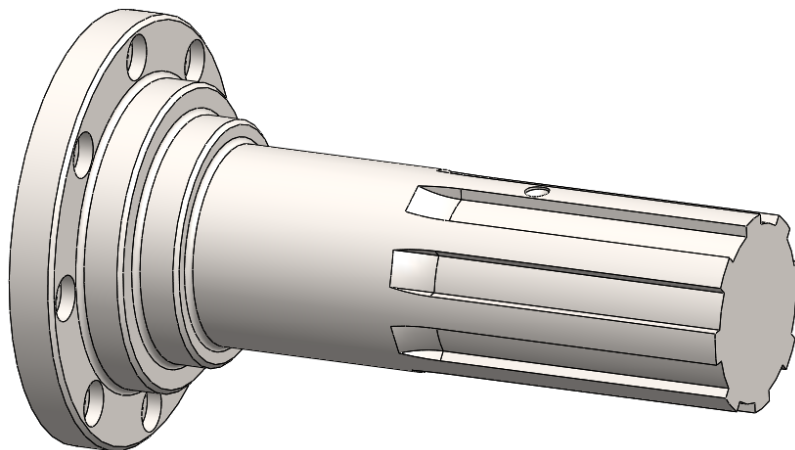
Průřez II – II (drážka pro pero):

$$\tau_I = \tau_k \cdot \beta_\tau = 46,6 \cdot 1,5 = 69,9 \text{ Mpa}$$

Bezpečnost v průřezu II – II:

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{DCk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{155 \cdot 0,81}{69,9} = 1,8$$

6.5.4 Výpočet výstupní drážkované hřídele IV.



Obr. 47: Výstupní drážkovaná hřídel

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{0,75 \cdot M_{kU3}^2} = \sqrt{0,75 \cdot 2986152,1^2} = 2586083,6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průměr výstupní drážkované hřídele IV:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{2586083,6}{0,1 \cdot 210}} = 49,8 \text{ mm}$$

Dle ČSN 01 4942 volím normalizovaný průměr drážkované hřídele IV: $d_4 = 56 \text{ mm}$.

Kontrola namáhání v krutu výstupní drážkované hřídele IV:

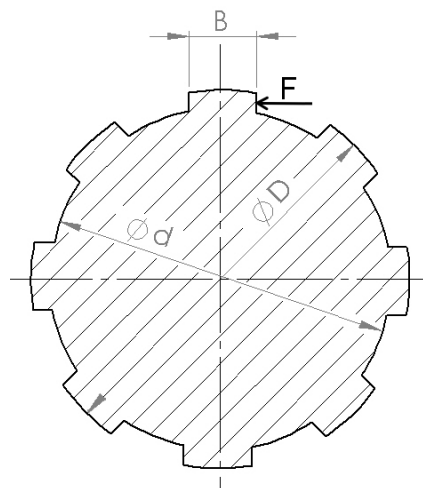
$$\tau_k = \frac{M_{kU3}}{W_{k4}} = \frac{M_{kU3}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{M_{kU3}}{0,2 \cdot d_4^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k = \frac{M_{kU3}}{0,2 \cdot d_4^3} = \frac{2986152,1}{0,2 \cdot 56^3} = 85,1 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Drážkování výstupní hřídele IV:

Dle [15] volím ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 56g7 x 65a11 x 10f7 – ČSN 01 4942.



Obr. 48: Drážkový hřídel

Tečná síla působící na drážkování hřídele:

$$F_{T4} = \frac{4 \cdot M_{kU3}}{D_4 + d_4} = \frac{4 \cdot 3438725}{65 + 56} = 113676,9 \text{ N}$$

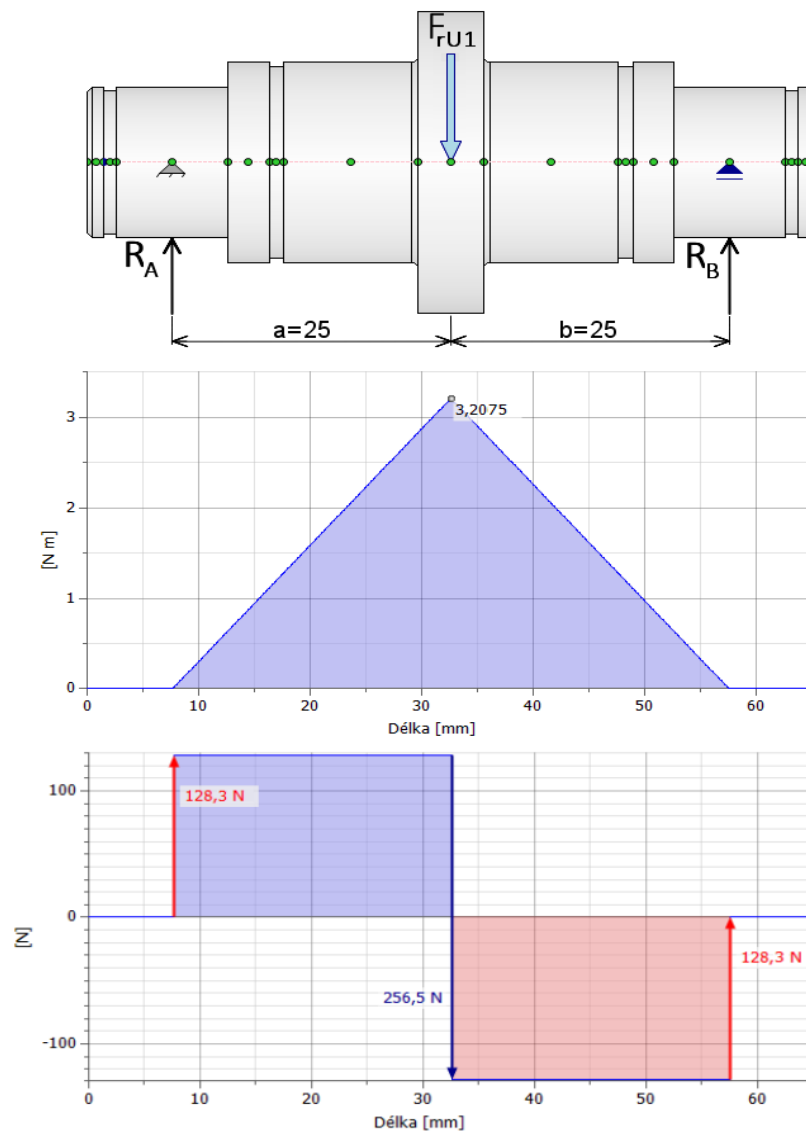
Délka drážkování:

$$p = \frac{F_{T4}}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_4 - d_4}{2} \cdot l} \leq p_D \rightarrow l = \frac{F_{T4}}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_4 - d_4}{2} \cdot p_D}$$

$$l = \frac{F_{T4}}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_4 - d_4}{2} \cdot p_D} = \frac{113676,9}{0,75 \cdot 8 \cdot \frac{72 - 62}{2} \cdot 120} = 31,6 \text{ mm}$$

Délku rovnobokého drážkování l volím 100 mm.

6.5.5 Výpočet hřídele V pro satelity části A



Obr. 49: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli satelitu V

Reakce na hřídeli satelitu:

$$\sum M_{iA} = 0, -F_{rU1} \cdot a + R_B \cdot (a + b) = 0 \rightarrow R_B$$

$$R_A = R_B = \frac{F_{rU1} \cdot a}{(a + b)} = \frac{256,5 \cdot 25}{(25 + 25)} = 128,3 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o\max} = R_A \cdot a = 128,3 \cdot 25 = 3207,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_{o\max}^2 + 0,75 \cdot M_{kS1}^2} = \sqrt{M_{o\max}^2 + 0,75 \cdot (0,5 \cdot M_{kU1}^2)} =$$

$$= \sqrt{3207,5^2 + 0,75 \cdot (0,5 \cdot 98436,4)^2} = 42744,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průměr hřídele satelitu V:

$$d_{S1} = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{42744,7}{0,1 \cdot 210}} = 12,7 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 2562 volím normalizovaný průměr hřídele satelitu V $d_{S1} = 20 \text{ mm}$.

Kontrola namáhání v krutu hřídele satelitu V:

$$\tau_k = \frac{M_{kS1}}{W_{k2}} = \frac{0,5 \cdot M_{kU1}}{\frac{\pi \cdot d_{S1}^3}{16}} = \frac{0,5 \cdot M_{kU1}}{0,2 \cdot d_{S1}^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k = \frac{0,5 \cdot M_{kU1}}{0,2 \cdot d_{S1}^3} = \frac{0,5 \cdot 98436,4}{0,2 \cdot 20^3} = 30,8 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola ložisek

Ložiska navrhuji pro trvanlivost $L_h = 50000 \text{ hod}$.

Dle [15] volím $X = 1, Y = 0$.

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$F_{ekv.} = X \cdot R_A + Y \cdot F_{aS1} = 1 \cdot 128,3 + 0 = 128,3 \text{ N}$$

Otáčky satelitu:
$$n_{S1} = \frac{z_1}{z_2} \cdot (n_1 - n_2) = \frac{18}{54} \cdot (2500 - 312,5) = 729,2 \text{ min}^{-1}$$

Trvanlivost ložisek v otáčkách:

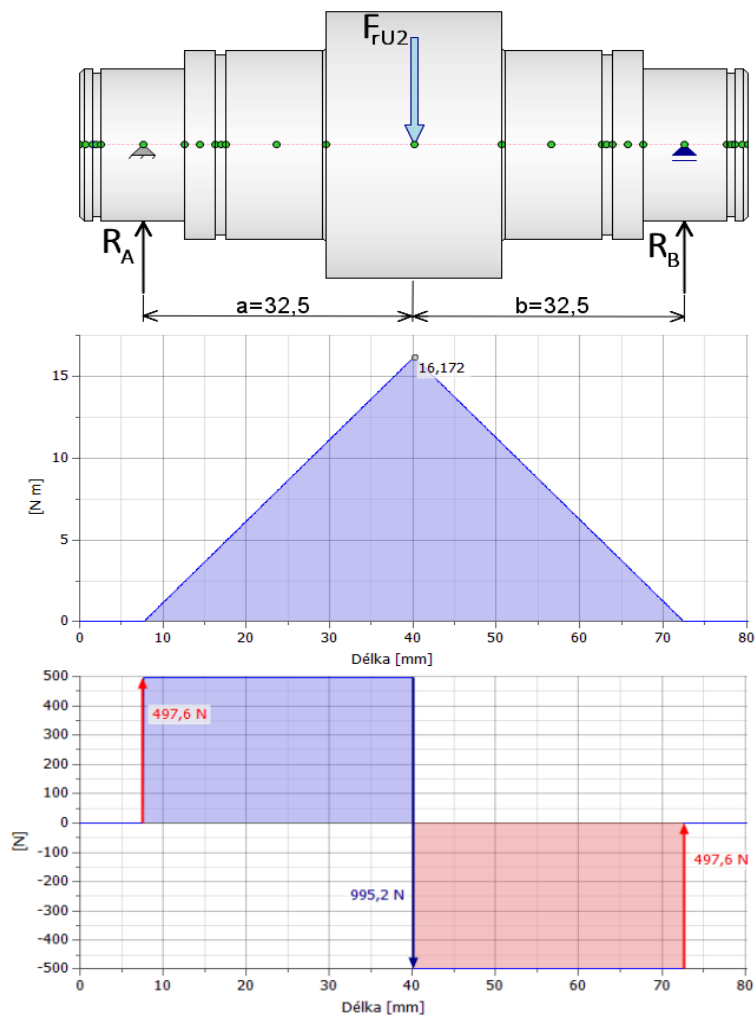
$$L_n = \left(\frac{C}{F_{ekv.}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{S1}} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_{S1} \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_{S1} \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 50000 \cdot 729,2 \cdot 128,3^3}{10^6}} = 1665,5 \text{ N}$$

Dle [15] volím LOŽISKO 6004 ČSN 02 4630 s těmito parametry:

$$d = 20 \text{ mm}, D = 42 \text{ mm}, B = 12 \text{ mm}, C = 7200 \text{ N}, C_0 = 4400 \text{ N}.$$

6.5.6 Výpočet hřídele VI pro satelity části B



Obr. 50: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli satelitu VI

Reakce na hřídeli satelitu:

$$\sum M_{iA} = 0, -F_{rU2} \cdot a + R_B \cdot (a + b) = 0 \rightarrow R_B$$

$$R_A = R_B = \frac{F_{rU2} \cdot a}{(a + b)} = \frac{995,2 \cdot 32,5}{(32,5 + 32,5)} = 497,6 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o_{\max}} = R_A \cdot a = 497,6 \cdot 32,5 = 16172 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Redukovaný moment:

$$\begin{aligned} M_{red} &= \sqrt{M_{o_{\max}}^2 + 0,75 \cdot M_{kS2}^2} = \sqrt{M_{o_{\max}}^2 + 0,75 \cdot (0,5 \cdot M_{kU2}^2)} = \\ &= \sqrt{16172^2 + 0,75 \cdot (0,5 \cdot 596770,5)^2} = 258914,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Průměr hřídele satelitu VI:

$$d_{S2} = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{258914,8}{0,1 \cdot 210}} = 23,1 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 2562 volím normalizovaný průměr hřídele satelitu VI $d_{S2} = 30 \text{ mm}$.

Kontrola namáhání v krutu hřídele satelitu VI:

$$\tau_k = \frac{M_{kS2}}{W_{k2}} = \frac{0,5 \cdot M_{kU2}}{\frac{\pi \cdot d_{S2}^3}{16}} = \frac{0,5 \cdot M_{kU2}}{0,2 \cdot d_{S2}^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k = \frac{0,5 \cdot M_{kU2}}{0,2 \cdot d_{S2}^3} = \frac{0,5 \cdot 596770,5}{0,2 \cdot 30^3} = 55,3 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola ložisek

Ložiska navrhuji pro trvanlivost $L_h = 50000 \text{ hod}$.

Dle [15] volím $X = 1, Y = 0$.

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$F_{ekv.} = X \cdot R_A + Y \cdot F_{a1} = 1 \cdot 497,6 + 0 = 497,6 \text{ N}$$

Otáčky satelitu:
$$n_{S2} = \frac{z_4}{z_5} \cdot (n_2 - n_3) = \frac{24}{51} \cdot (312,5 - 50) = 123,5 \text{ min}^{-1}$$

Trvanlivost ložisek v otáčkách:

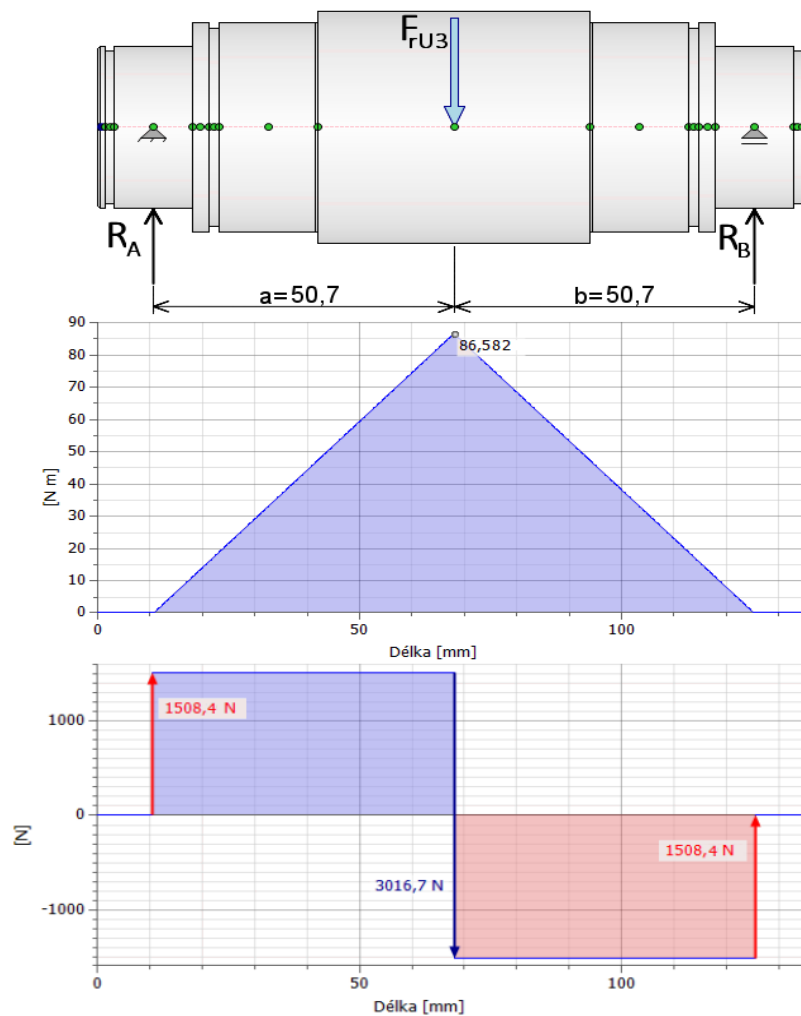
$$L_n = \left(\frac{C}{F_{ekv.}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{S2}} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_{S2} \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_{S2} \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 50000 \cdot 123,5 \cdot 497,6^3}{10^6}} = 3573,9 \text{ N}$$

Dle [15] volím LOŽISKO 6005 ČSN 02 4630 s těmito parametry:

$d = 25 \text{ mm}$, $D = 47 \text{ mm}$, $B = 12 \text{ mm}$, $C = 7650 \text{ N}$, $C_0 = 4900 \text{ N}$.

6.5.7 Výpočet hřídele VII pro satelity části C



Obr. 51: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli satelitu VII

Reakce na hřídeli satelitu:

$$\sum M_{iA} = 0, -F_{rU3} \cdot a + R_B \cdot (a + b) = 0 \rightarrow R_B$$

$$R_A = R_B = \frac{F_{rU3} \cdot a}{(a + b)} = \frac{3016,7 \cdot 57,4}{(57,4 + 57,4)} = 1508,4 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{o \max} = R_A \cdot a = 1508,4 \cdot 57,4 = 86582,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Redukovaný moment:

$$\begin{aligned} M_{red} &= \sqrt{M_{o \max}^2 + 0,75 \cdot M_{kS3}^2} = \sqrt{M_{o \max}^2 + 0,75 \cdot (0,5 \cdot M_{kU3}^2)} = \\ &= \sqrt{86582,2^2 + 0,75 \cdot (0,5 \cdot 2895374,1)^2} = 1256719,9 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Průměr hřídele satelitu VII:

$$d_{S1} = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{1256719,9}{0,1 \cdot 210}} = 39,1 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 2562 volím normalizovaný průměr hřídele satelitu VII $d_{S3} = 45 \text{ mm}$.

Kontrola namáhání v krutu hřídele satelitu VII:

$$\tau_k = \frac{M_{kS2}}{W_{k2}} = \frac{0,5 \cdot M_{kU3}}{\frac{\pi \cdot d_{S3}^3}{16}} = \frac{0,5 \cdot M_{kU3}}{0,2 \cdot d_{S3}^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k = \frac{0,5 \cdot M_{kU3}}{0,2 \cdot d_{S3}^3} = \frac{0,5 \cdot 2895374,1}{0,2 \cdot 45^3} = 79,4 \text{ MPa} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh a kontrola ložisek

Ložiska navrhuji pro trvanlivost $L_h = 50000 \text{ hod}$.

Dle [15] volím $X = 1, Y = 0$.

Dynamické ekvivalentní zatížení:

$$F_{ekv.} = X \cdot R_A + Y \cdot F_{a1} = 1 \cdot 85,5 + 0 = 85,5 \text{ N}$$

Otáčky satelitu:
$$n_{S3} = \frac{z_7}{z_8} \cdot (n_3 - n_4) = \frac{24}{36} \cdot (50 - 10) = 26,67 \text{ min}^{-1}$$

Trvanlivost ložisek v otáčkách:

$$L_n = \left(\frac{C}{F_{ekv.}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{S3}} \Rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_{S3} \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}}$$

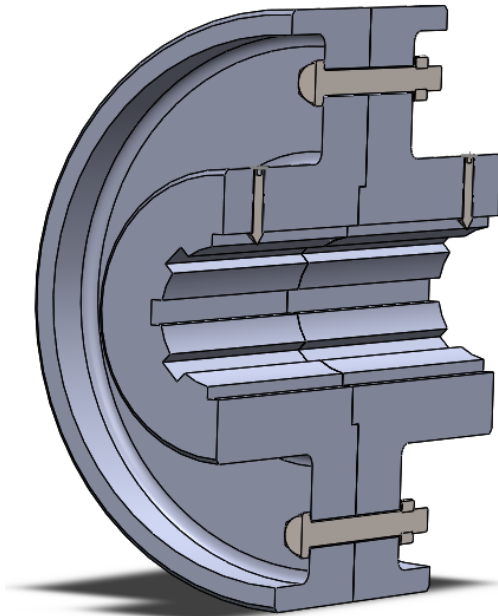
$$C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_{S3} \cdot F_{ekv.}^3}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 50000 \cdot 26,67 \cdot 1508,4^3}{10^6}} = 6499,8 \text{ N}$$

Dle [15] volím LOŽISKO 6209 ČSN 02 4630 s těmito parametry:

$$d = 45 \text{ mm}, D = 85 \text{ mm}, B = 19 \text{ mm}, C = 25000 \text{ N}, C_0 = 17600 \text{ N}.$$

6.6 Návrh a výpočet pojistné spojky

Planetová převodovka je jištěna proti přetížení pojistnou spojkou kotoučovou s lícovanými šrouby. Velikost spojky je navržena dle provozního součinitele K . Provozní součinitel se volí na základě druhu hnacího stroje. Dle [8] volím provozní součinitel $K = 1,2$.



Obr. 52: Kotoučová spojka v řezu

Výpočtový (pojistný) krouticí moment spojky:

$$M_V = K \cdot M_{kU3} = 1,2 \cdot 2895374,1 = 3474448,9 \text{ Nmm}$$

Průměr drážkovaného hřídele spojky:

$$\tau_k = \frac{M_V}{W_{k4}} = \frac{M_V}{\frac{\pi \cdot d_5^3}{16}} = \frac{M_V}{0,2 \cdot d_5^3} \leq \tau_{Dk} \rightarrow d_5$$

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{M_V}{0,2 \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{3474448,9}{0,2 \cdot 120}} = 52,5 \text{ mm}$$

Dle [15] volím ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 56g7 x 65a11 x 10f7 – ČSN 01 4942.

Tečná síla působící na drážkování hřídele:

$$F_{T5} = \frac{4 \cdot M_v}{D_5 + d_5} = \frac{4 \cdot 3474448,9}{65 + 56} = 114857,8 \text{ N}$$

Délka drážkování:

$$p = \frac{F_{T5}}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_5 - d_5}{2} \cdot l} \leq p_D \rightarrow l = \frac{F_{T5}}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_5 - d_5}{2} \cdot p_D}$$

$$l = \frac{F_{T5}}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_5 - d_5}{2} \cdot p_D} = \frac{114857,8}{0,75 \cdot 8 \cdot \frac{65 - 56}{2} \cdot 120} = 35,5 \text{ mm}$$

Délku rovnobokého drážkování l volím 100 mm.

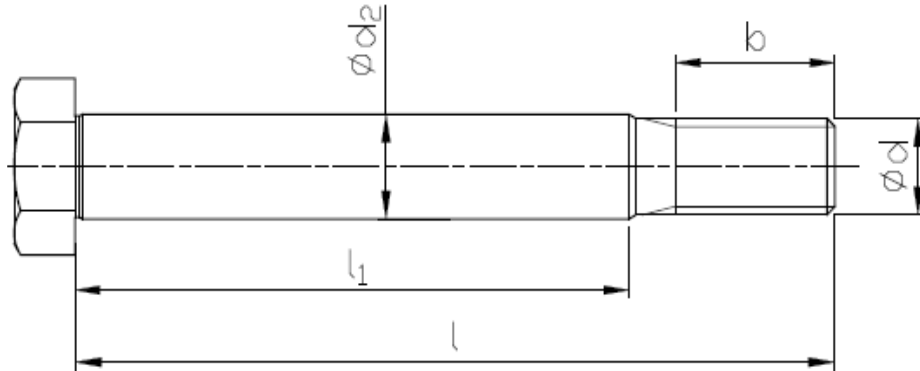
Obvodová síla na roztečném průměru šroubů:

$$M_V = F_{\dot{s}} \cdot \frac{D_s}{2} \rightarrow F_{\dot{s}} = \frac{2 \cdot M_V}{D_s} = \frac{2 \cdot 3474448,9}{200} = 34744,5 \text{ N}$$

Kde: D_s – roztečný průměr pro uložení šroubů, volím $D_s = 200 \text{ mm}$.

Síla působící na šroub:

$$F_{\dot{s}_1} = \frac{F_{\dot{s}}}{i_{\dot{s}}} = \frac{34744,5}{2} = 17372,3 \text{ N}$$

Průměr šroubu:

Obr. 53: Lícovaný šroub

Volím počet šroubů $i_s = 2$, dle [15] pro lícované šrouby s třídou pevnosti 4.8 je mez pevnosti v tahu $R_m = 400 \text{ MPa}$, mez pevnosti ve stříhu $\tau_{PS} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 400 = 320 \text{ MPa}$ a dovolený měrný tlak $p_D = 75 \text{ MPa}$.

$$\tau = \frac{F_{s_1}}{S} = \frac{F_{s_1}}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \leq \tau_{PS} \rightarrow d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{s_1}}{\pi \cdot \tau_{PS}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17372,3}{\pi \cdot 320}} = 8,3 \text{ mm}$$

Dle [15] volím šroub M8 x 80 ČSN 02 1112 – 4.8 ($d = 8 \text{ mm}$, $d_2 = d_s = 9 \text{ mm}$, $l = 80 \text{ mm}$, $l_1 = 65,5 \text{ mm}$, $b = 14,5 \text{ mm}$), (Obr. 53).

Přepočít roztečného průměru pro uložení šroubů:

$$F_s = \frac{i_s \cdot d_s^2 \cdot \pi \cdot \tau_{PS}}{4} = \frac{2 \cdot 9^2 \cdot \pi \cdot 320}{4} = 40715 \text{ N}$$

$$D_s = \frac{2 \cdot M_V}{F_s} = \frac{2 \cdot 3474448,9}{40715} = 170,67 \text{ mm}$$

Kontrola šroubu na otláčení:

$$p_1 = \frac{F_s}{S} = \frac{F_s}{d_s \cdot l_1} = \frac{40715}{9 \cdot 65,5} = 69,1 \text{ MPa} \leq p_D$$

Maximální přenosný krouticí moment spojky:

$$M_{k \max} = F_{\max} \cdot \frac{D_s}{2} = \frac{d_s^2 \cdot \tau_{PS} \cdot \pi \cdot i_s}{4} \cdot \frac{D_s}{2} = \frac{9^2 \cdot 320 \cdot \pi \cdot 2}{4} \cdot \frac{170,67}{2} = 3474418 \text{ Nmm}$$

ZÁVĚR

Dle zadání bakalářské práce jsem se zabýval konstrukčním návrhem pohonu s použitím planetové převodovky a pojistné spojky. Planetovou převodovku jsem zkonstruoval pro výstupní výkon 3 kW, výstupní otáčky 10 min^{-1} a převodový poměr 1:250 s ohledem na splnění pevnostních podmínek.

Pro pohon zařízení jsem zvolil trojfázový asynchronní dvoupólový elektromotor od firmy Siemens, který dosahuje výkonu 4 kW a otáček 2935 min^{-1} . Mezi elektromotor a planetovou převodovku jsem navrhl řemenový převod pro splnění požadovaných otáček na vstupu do převodovky.

Z hlediska splnění vysokého požadovaného převodového poměru jsem zvolil složený planetový převod, který je tvořen třemi převody typu $K - U$. Jednotlivé převody jsem navrhl na základě výpočtů a platných norem při dodržení všech konstrukčních podmínek.

Pro bezpečný chod zařízení jsem zvolil jako ochranu proti přetížení pojistnou spojku kotoučovou s lícovanými šrouby. Spojku jsem navrhl dle provozního součinitele, který jsem zvolil na základě druhu hnacího stroje. Při překročení 20% maximální hodnoty krouticího momentu dojde k rozrušení lícovaných šroubů, a tím zabránění poškození stroje.

Ke konstrukčnímu zařízení jsem za pomoci softwaru Solidworks 2017 zhotovil výkresovou dokumentaci včetně konstrukčního modelu. Na konstrukci tohoto mechanismu jsem přednostně využil normalizované díly, za účelem zjednodušení výroby, montáže a snížení ekonomických nákladů.

V domácích podmínkách jsem zkonstruoval hnací mechanismus za pomoci dílů z polymerních materiálů, které jsem vyrobil v 3D tiskárně a normalizovaných dílů, které byly dostupné na trhu. Zařízení jsem zhotovil v měřítku 1:5. Jedná se o model, který napodobuje skutečné zařízení.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BOHÁČEK, F. a kolektiv. *Základy strojnictví*. Praha: SNTL, 1989, 463 s. ISBN 80-03-00083-1
- [2] BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů, 2. svazek*. Praha: SNTL, 1990, ISBN 80-03-00426-8.
- [3] VOLEK, F. *Základy konstruování a části strojů I, Vyd. 1*. Zlín: Vydavatelství Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [4] KŘÍŽ, R. *Stavba a provoz strojů II, 1. vyd.* Praha: SNTL, 1987, 174 s.
- [5] MEDVECKÝ, Š., ČILLÍK, L., ŽARNAY, M., HRČEKOVÁ, A., BRONČEK, J., KUČERA, Ľ. *Konstruovanie 1*. Žilina: EDIS, 2007. 626 s. ISBN 978-80-8070-640-1
- [6] PEŠÍK, L. *Části strojů – stručný přehled, 2. díl*. Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7327-574-7.
- [7] HUŠKA, Z. *Strojní součásti, 1. vydání*. Praha: SNTL, 1989. 152 s. ISBN 80-03-00124-2.
- [8] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích, 6. svazek*. Praha: Scientia, 1995. ISBN 80-85827-88-3.
- [9] BOŠANSKÝ, M., VEREŠ, M., RUSNÁK, J., TÖKÖLY, P. *Konstruovanie II, Konštrukčné uzly*. Bratislava: STU v Bratislavě, 2011, 326 s. ISBN 978-80-227-3510-0.
- [10] FREISLEBEN, B. *Základy strojnictví*. Úvaly: Albra, 2009. ISBN 978-80-7361-064-7.
- [11] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích, 5. svazek*. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-85827-59-X.
- [12] KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB v Ostravě, 2009. 221 s. ISBN 978-80-248-1967-9.
- [13] DILLINGER, J. *Moderní strojírenství pro školu i praxi*. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. 612 s. ISBN 978-80-86706-19-1.
- [14] MÁLIK, L., CHRZOVÁ, J., ŠOŠKA, M. *Konstruovanie III, Mechanické, hydraulické a hydromechanické prenosy*. Žilinská univerzita v Žilině, 2007, 517 s. ISBN 978-80-8070-733-0.
- [15] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky, 5. vydání*. Praha: Albra, 2011. 928 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [16] Elektromotory SIEMENS [online]. MORAVEC, V. 2016 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/2800-ot-min-1/1le1001-5-6.html>

- [17] Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol [online]. BUREŠ, M. 2006 [cit. 2019-02-06]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Rozměr	Význam symbolu
p_D	[MPa]	Dovolený měrný tlak
F_{Tx}	[N]	Tečná síla
$F_{ekv.}$	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení
F_t	[N]	Obvodová síla
F_r	[N]	Radiální síla
F_n	[N]	Normálová síla
F_T	[N]	Třecí síla
F_{tc}	[N]	Obvodová síla na centrálním kole
F_u	[N]	Pracovní předpětí řemene
f'	[s ⁻¹]	Ohybová frekvence
L_h	[hod]	Trvanlivost ložisek v hodinách
L_n	[s ⁻¹]	Trvanlivost ložiska v otáčkách
L_p	[mm]	Délka klínového řemene
D_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
D_f	[mm]	Průměr patní kružnice
D_{b1}	[mm]	Průměr základní kružnice
α	[°]	Provozní úhel záběru
M_k'	[N·mm]	Výpočtový krouticí moment
M_{red}	[N·mm]	Redukovaný moment
M_o	[N·mm]	Ohybový moment

β	[°]	Úhel opásání
k_α	[-]	Součinitel tvaru
Y_{FS}	[-]	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
$S_{F\min}$	[-]	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
$S_{H\min}$	[-]	Součinitel bezpečnosti proti vzniku pittingu
Y_R	[-]	Součinitel jakosti povrchu
Y_M	[-]	Součinitel velikosti
ψ_m	[-]	Součinitel šířky věnce
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_F	[-]	Součinitel přídavných zatížení na ohyb
K_H	[-]	Součinitel přídavných zatížení na dotyk
$K_{H\alpha}$	[-]	Součinitel zatížení jednotlivých zubů pro dotyk
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zubů po šířce pro dotyk
Z_ε	[-]	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
Z_H	[-]	Součinitel tvaru zubů
K_V	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil
K_{AS}	[-]	Rázový součinitel elektromotoru
K_F	[-]	Součinitel přídavných zatížení na ohyb
k_β	[-]	Součinitel vrubu
Y_β	[-]	Součinitel sklonu zubu
β_τ	[-]	Vrubový součinitel

χ_τ	[-]	Součinitel velikosti krutu
χ_σ	[-]	Součinitel velikosti ohybu
$\beta_{\sigma'}$	[-]	Vrubový součinitel pro osazené hřídele
β_σ	[-]	Vrubový součinitel pro hřídele s kruhovou drážkou
ε_α	[-]	Součinitel záběru profilu
V_{HV}	[-]	Tvrдость dle Vickerse
$\sigma_{H \text{ lim}}$	[MPa]	Mez únavy v dotyku
σ_{HP}	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
σ_H	[MPa]	Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě
$\sigma_{F \text{ lim}}$	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_{FP}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu
σ_{FD}	[MPa]	Dovolené namáhání v ohybu
σ_{CN}	[MPa]	Mez dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu při míjivém namáhání
τ_{DS}	[MPa]	Dovolené namáhání ve smyku
τ_{DK}	[MPa]	Dovolené namáhání v krutu
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu
σ_{Pt}	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
ν	[°]	Vůle mezi satelity
S_s	[mm ²]	Střižná plocha
S_o	[mm ²]	Otlačovaná plocha
t	[mm]	Rozteč
b_w	[mm]	Šířka zubu

s_f	[mm]	Tloušťka zubu
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu
h_f	[mm]	Výška paty zubu
P_j^*	[W]	Výkon přenášený jedním řemenem
$A(a)$	[mm]	Osová vzdálenost
c	[-]	Součinitel provozního zatížení
D	[mm]	Průměr (roztečné kružnice)
D_p	[mm]	Výpočtový průměr velké řemenice
d_p	[mm]	Výpočtový průměr malé řemenice
D_s	[mm]	Roztečný průměr
e	[-]	Základ přirozených logaritmů
f	[-]	Součinitel tření
h	[mm]	Výška zubu
h_f	[mm]	Výška paty zubu
h_f	[mm]	Výška hlavy zubu
HRC	[-]	Tvrдость dle Rockwella
i	[-]	Převodový poměr
i_0	[-]	Převodový poměr porovnávacího mechanismu
k	[-]	Součinitel bezpečnosti proti skluzu
K	[-]	Korunové kolo
k	[-]	Libovolné celé číslo
k_p	[-]	Faktor nerovnoměrnosti rozdělení zatížení na planetová kola
L_p	[mm]	Výpočtová délka klínového řemene
m	[mm]	Modul

M_C	[N·mm]	Krouticí moment na centrálním kole
M_k	[N·mm]	Krouticí moment
M_V	[N·mm]	Výpočtový krouticí moment
n	[s ⁻¹]	Otáčky
p	[MPa]	Měrný tlak
P	[W]	Výkon
p	[-]	Počet rozložených planetových kol po obvodě unášeče
P_j	[W]	Jmenovitý výkon elektromotoru
P_m	[W]	Výkon elektromotoru
P_S	[W]	Skutečný výkon elektromotoru
R	[mm]	Poloměr
r	[-]	Regulační rozsah
r_c	[mm]	Poloměr kružnice centrálního kola
r_k	[mm]	Poloměr kružnice korunového kola
r_u	[mm]	Poloměr rotace os čepů unášeče
r_{vc}	[mm]	Valivý poloměr centrálního kola
r_{vk}	[mm]	Valivý poloměr korunového kola
r_{vs}	[mm]	Valivý poloměr satelitu
R_X	[N]	Reakční síla
S	[-]	Satelity
u	[-]	Převodové číslo
U	[-]	Unášeč
v	[m · s ⁻¹]	Obvodová rychlost
W	[-]	Mechanismus - hřídel se dvěma klouby
x	[-]	Součinitel korekce zubů
z	[-]	Počet klínových řemenů

Z_E	[-]	Součinitel materiálu spoluzabírajících ozubených kol
z_x	[-]	Počet zubů
η	[-]	Účinnost
φ	[°]	Úhel mezi satelity
Ψ	[-]	Součinitel prokluzu
Ψ_m	[-]	Součinitel šířky věnce
Ω, ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1: Zařazení převodu ve strojním zařízení [1]</i>	12
<i>Obr. 2: Základní rozdělení mechanických převodů [3]</i>	13
<i>Obr. 3: Převod s přenosem pohybu a) přímým b) nepřímým [2]</i>	13
<i>Obr. 4: Schéma složeného převodu [2][3]</i>	14
<i>Obr. 5: Jednoduchý převod a) řemenový, b) ozubenými koly [4]</i>	15
<i>Obr. 6: Schéma ozubeného kola [2]</i>	17
<i>Obr. 7: Rychlostní poměry ozubených kol (základní zákon ozubení) [4]</i>	19
<i>Obr. 8: Základní druhy ozubených soukolí [2]</i>	20
<i>Obr. 9: Čelní soukolí s přímými zuby [1] [3]</i>	22
<i>Obr. 10: Mazání rozstříkem [8]</i>	24
<i>Obr. 11: Kontrola záběru ozubených kol pomocí barvy [4]</i>	25
<i>Obr. 12: Planetový převod [6]</i>	26
<i>Obr. 13: Planetový převod typu K - U [2]</i>	27
<i>Obr. 14: Planetový převod typu K - K [2]</i>	28
<i>Obr. 15: Planetový převod typu U - S [2]</i>	28
<i>Obr. 16: Složený planetový převod [2]</i>	28
<i>Obr. 17: Převodové poměry diferenciálů, planetových a obyčejných převodů [8]</i>	29
<i>Obr. 18: Silové poměry v ozubení planetového převodu ($2k + r$) [9]</i>	30
<i>Obr. 19: Podmínky sousostnosti planetového soukolí s jednoduchými satelity [6]</i>	31
<i>Obr. 20: Minimální vůle mezi dvěma satelity [2]</i>	32
<i>Obr. 21: Rozdělení hřídelových spojek dle přenosu krouticího momentu [10]</i>	33
<i>Obr. 22: Pevné spojky a) kotoučová, b) misková [5]</i>	34
<i>Obr. 23: Pružné spojky a) čepová, b) obručová (periflex), c) spirálová [5]</i>	34
<i>Obr. 24: Pojistné spojky a) se střížným kolíkem, b) kuličková, c) třecí [5]</i>	35
<i>Obr. 25: Základní struktura pracovního stroje [11]</i>	36
<i>Obr. 26: Rozdělení motorů dle druhu měniče energie [13]</i>	37
<i>Obr. 27: Přeměna energie v elektromotoru [13]</i>	37
<i>Obr. 28: Přeměna energie v pístovém spalovacím zážehovém motoru [13]</i>	38
<i>Obr. 29: Přeměna energie: a) rotačního hydromotoru b) hydraulického válce [13]</i>	39
<i>Obr. 30: Přeměna energie pulzního utahováku [13]</i>	39
<i>Obr. 31: Konstrukční schéma pohonu</i>	41
<i>Obr. 32: Elektromotor Siemens 1LE1002-1BA2 [15]</i>	42

<i>Obr. 33: Řemenový převod</i>	43
<i>Obr. 34: Planetová převodovka – 3D model</i>	46
<i>Obr. 35: První převodový stupeň (část A)</i>	48
<i>Obr. 36: Druhý převodový stupeň (část B)</i>	52
<i>Obr. 37: Třetí převodový stupeň (část C)</i>	56
<i>Obr. 38: Silové poměry planetového převodu</i>	68
<i>Obr. 39: Schéma vstupní hřídele I</i>	70
<i>Obr. 40: Radiální zatížení ložisek hřídele satelitu</i>	70
<i>Obr. 41: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli I</i>	71
<i>Obr. 42: Schéma vstupní hřídele I</i>	74
<i>Obr. 43: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli II</i>	77
<i>Obr. 44: Schéma spojovací hřídele II</i>	79
<i>Obr. 45: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli III</i>	81
<i>Obr. 46: Schéma spojovací hřídele III</i>	83
<i>Obr. 47: Výstupní drážkovaná hřídel</i>	84
<i>Obr. 48: Drážkový hřídel</i>	85
<i>Obr. 49: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli satelitu V</i>	86
<i>Obr. 50: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli satelitu VI</i>	88
<i>Obr. 51: Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli satelitu VII</i>	90
<i>Obr. 52: Kotoučová spojka v řezu</i>	92
<i>Obr. 53: Lícovaný šroub</i>	94

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1: Velikost převodového čísla pro určité převody [3]</i>	<i>16</i>
<i>Tab. 2: Vlastnosti materiálu 1.7131 [15]</i>	<i>48</i>
<i>Tab. 3: Vlastnosti materiálu 1.0060 [3].....</i>	<i>70</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam zvolených součinitelů:

P I	Součinitele pro návrh soukolí části A
P II	Součinitele pro návrh soukolí části B
P III	Součinitele pro návrh soukolí části C
P IV	Součinitele pro kontrolu únavy v dotyku části A
P V	Součinitele pro kontrolu únavy v dotyku části B
P VI	Součinitele pro kontrolu únavy v dotyku části C
P VII	Součinitele pro kontrolu únavy v ohybu části A
P VIII	Součinitele pro kontrolu únavy v ohybu části B
P IX	Součinitele pro kontrolu únavy v ohybu části C
P X	Součinitele pro kontrolu bezpečnosti proti únavovému lomu hřídele I
P XI	Součinitele pro kontrolu bezpečnosti proti únavovému lomu hřídele II
P XII	Součinitele pro kontrolu bezpečnosti proti únavovému lomu hřídele III

Seznam obrázků 3D modelu:

P XIII	3D model – planetová převodovka
P XIV	3D model – konstrukční pohon s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou
P XV	3D model z polymerních materiálů – konstrukční pohon s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Seznam výkresové dokumentace:

P XVI	UTB – BP – 00	Sestava pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou
P XVII	UTB – BP – 00/1	Kusovník sestavy 1/3
P XVIII	UTB – BP – 00/2	Kusovník sestavy 2/3
P XIX	UTB – BP – 00/3	Kusovník sestavy 3/3

P XX	UTB – BP – 01	Centrální kolo 1
P XXI	UTB – BP – 02	Centrální kolo 2
P XXII	UTB – BP – 03	Centrální kolo 3
P XXIII	UTB – BP – 04	Satelit 1
P XXIV	UTB – BP – 05	Satelit 2
P XXV	UTB – BP – 06	Satelit 3
P XXVI	UTB – BP – 07	Korunové kolo 1
P XXVII	UTB – BP – 08	Korunové kolo 2
P XXVIII	UTB – BP – 09	Korunové kolo 3
P XXIX	UTB – BP – 10	Hřídel I vstupní
P XXX	UTB – BP – 11	Hřídel II spojovací
P XXXI	UTB – BP – 12	Hřídel III spojovací
P XXXII	UTB – BP – 13	Hřídel IV výstupní
P XXXIII	UTB – BP – 14	Hřídel spojky
P XXXIV	UTB – BP – 15	Unášeč 1 vstup
P XXXV	UTB – BP – 16	Unášeč 1 výstup
P XXXVI	UTB – BP – 17	Unášeč 2 vstup
P XXXVII	UTB – BP – 18	Unášeč 2 výstup
P XXXVIII	UTB – BP – 19	Unášeč 3 vstup
P XXXIX	UTB – BP – 20	Unášeč 3 výstup
P XL	UTB – BP – 21	Hřídel satelitu V
P XLI	UTB – BP – 22	Hřídel satelitu VI
P XLII	UTB – BP – 23	Hřídel satelitu VII
P XLIII	UTB – BP – 24	Spojka – díl 1 – vstup.
P XLIV	UTB – BP – 25	Spojka – díl 2 – výstup.
P XLV	UTB – BP – 26	Řemenice převodovky

P XLVI	UTB – BP – 27	Řemenice motoru
P XLVII	UTB – BP – 28	Převodová skříň – 1. část
P XLVIII	UTB – BP – 29	Převodová skříň – 2. část
P XLIX	UTB – BP – 30	Víko vstupní 1
P L	UTB – BP – 31	Víko vstupní 2
P LI	UTB – BP – 32	Víko výstupní
P LII	UTB – BP – 33	Ložiskový domek - spodní díl
P LIII	UTB – BP – 34	Ložiskový domek – horní díl
P LIV	UTB – BP – 35	Stojna
P LV	UTB – BP – 36	Podstava

Seznam elektronických příloh:

P LVI	3D model vymodelovaný v programu Solidworks 2017
--------------	--