

Hnací jednotka s planetovou převodovkou

Marek Knot

Bakalářská práce
2018



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Marek Knot**
Osobní číslo: **T16662**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Hnací jednotka s planetovou převodovkou**

Zásady pro vypracování:

- 1. Provedte literární studii.**
- 2. Navrhněte konstrukční řešení včetně pojistné spojky pro výkon 4 kW a výstupní otáčky 20 ot./minutu.**
- 3. Vypracujte technickou dokumentaci.**

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího práce.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

2. ledna 2018

Termín odevzdání bakalářské práce:

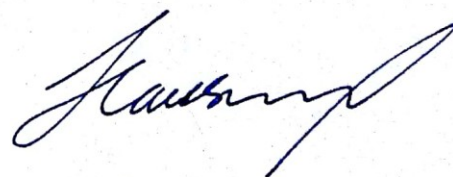
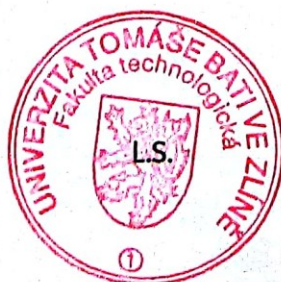
18. května 2018

Ve Zlíně dne 28. února 2018



doc. Ing. František Buňka, 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 užit 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 2.5.2018



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 nevdělečně 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, užije-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 vzdělávacímu 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 přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá hnací jednotkou s planetovou převodovkou a kolíkovou pojistnou spojkou. Je rozdělena do dvou částí. V první teoretické části představuje základní rozdělení mechanických převodů. Dále se zabývá spojkami, jejich funkcí a způsobem jištění proti přetížení stroje. Druhá část obsahuje návrh samotné převodovky a pojistné spojky. Všechny navržené součásti jsou podloženy výpočty a výkresovou dokumentací.

Klíčová slova: planetová převodovka, pojistná spojka, mechanické převody

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with a planetary gear unit and a collision safety clutch. It is divided into two parts. The first theoretical part presents the basic distribution of mechanical gears. It also deals with the couplings, their functions and the method of overload protection. The second part contains the design of the gearbox itself and the secure coupling. All designed components are supported by calculations and drawing documentation.

Keywords: planetary transmission, safety clutch,

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi Csc. za odborné vedení a pomoc při zpracování této práce. Jeho rady a připomínky byly věcné a velmi poučné.

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

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 MECHANICKÉ PŘEVODY	12
1.1 PŘEVODY SE SILOVÝM STYKEM	12
1.1.1 Třecí převody	13
1.1.2 Řemenové převody.....	14
1.2 PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM.....	15
1.2.1 Ozubené převody	15
1.2.2 Řetězové převody.....	18
2 PLANETOVÉ PŘEVODY	20
2.1 ZÁKLADNÍ TYPY PLANETOVÝCH PŘEVODŮ	21
2.1.1 Typ K – U.....	22
2.1.2 Typ K – K.....	22
2.1.3 Typ U – S	22
2.1.4 Složené planetové převody	22
2.2 KINEMATIKA PLANETOVÝCH PŘEVODŮ	22
2.3 ÚČINNOST A ZTRÁTY	24
2.3.1 Ztráty volnoběhem	24
2.3.2 Ztráty zatížením	25
2.4 PODMÍNKY SOUKOLÍ.....	25
2.4.1 Podmínka vůle mezi sousedními satelity	25
2.4.2 Podmínka sousosti.....	25
2.4.3 Podmínka smontovatelnosti	26
3 SPOJKY	27
3.1 PEVNÉ SPOJKY	27
3.1.1 Trubkové spojky.....	28
3.1.2 Přírubové spojky	28
3.2 POJISTNÉ SPOJKY	29
3.2.1 Přírubová spojka s pojistným kolíkem	29
3.2.2 Kuličková spojka	29
3.2.3 Třecí spojka	30
4 POHONY	31
4.1 ASYNCHRONNÍ MOTORY	31
4.2 SYNCHRONNÍ MOTORY	31
II PRAKTICKÁ ČÁST	32
5 NÁVRH A VÝPOČET HNACÍ JEDNOTKY S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU	33
5.1 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	33
5.1.1 Volba elektromotoru	34
5.1.2 Skutečný výkon.....	34
5.2 NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	35
5.2.1 Návrh malé a velké řemenice.....	35

5.2.2	Návrh řemene	36
5.3	NÁVRH PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	37
5.3.1	Volba převodových poměrů a počtu zubů	37
5.3.2	Počet zubů části A	38
5.3.3	Počet zubů části B	38
5.3.4	Počet zubů části C	39
5.3.5	Rozměry jednotlivých soukolí:	40
5.3.6	Podmínky soukolí	43
5.3.7	Účinnost převodového ústrojí	44
5.3.8	Kroutící moment na výstupu převodovky	44
5.4	STATICKÁ ÚNOSNOST OZUBENÍ V DOTYKU	44
5.4.1	Část A	44
5.4.2	Část B	46
5.4.3	Část C	48
5.5	STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU	50
5.5.1	Část A	50
5.5.2	Část B	52
5.5.3	Část C	53
5.6	NÁVRH PRŮMĚRŮ HŘÍDELŮ	55
5.6.1	Vstupní hřídel	55
5.6.2	Spojovací hřídel 1 (centrální kolo 4)	59
5.6.3	Spojovací hřídel 2 (centrální kolo 7)	61
5.6.4	Výstupní hřídel	62
5.7	NÁVRH LOŽISEK	63
5.7.1	Ložisko na vstupním hřídeli	63
5.7.2	Kluzná ložiska na satelitech	64
5.8	NÁVRH POJISTNÉ SPOJKY SE STŘIŽNÝM KOLÍKEM	64
5.8.1	Průměru hřídele pod spojkou	64
5.8.2	Návrh střižného kolíku	65
	ZÁVĚR	66
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	67
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	68
	SEZNAM OBRÁZKŮ	71
	SEZNAM PŘÍLOH	72

ÚVOD

V této bakalářské práci se budu zabývat hnací jednotkou s použitím planetové převodovky a pojistné spojky.

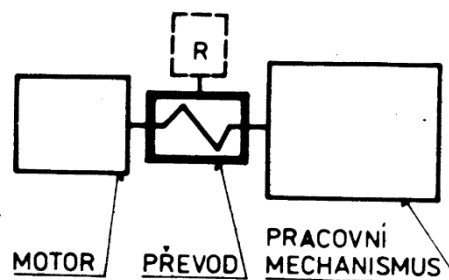
Převody jako takové můžeme potkat téměř všude, od malých hodinek až po velká a složitá převodová ústrojí. Ať už se jedná o jakékoliv převodové ústrojí, vždy má za úkol měnit rychlost otáčení a točivý moment mezi hnacím a hnaným ústrojím. Největší využití převodů je v automobilovém průmyslu. Tady potřebujeme přeměnit optimální výkon a otáčky motoru plynulým řazením jednotlivých převodových stupňů na rychlost automobilu. Čím dál častěji se u automobilů můžeme setkat s využitím planetových převodovek. Důvodem je jejich účinnost při relativně malých rozměrech a čím dál větší počet převodových stupňů u dnešních novodobých automobilů.

S převodovkami jsou úzce spjaty i spojky. Spojky nám plní funkci spojení hnacího stroje s převodovkou a hnaným ústrojím. Slouží ale také jako bezpečnostní prvek proti přetížení a následného poškození hnaného zařízení. V neposlední řadě nám spojky zajišťují plynulé spojení a rozpojení převodovky od hnacího stroje.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Obecně jsou mechanismy zařízení sloužící k přenosu energie nebo pohybu mezi hnacím a hnaným členem, přičemž se může pohyb i transformovat (přeměnit) na jiný (např. z točivého na posuvný apod.) Převody přenášejí, popřípadě rozdělují energii přiváděnou z hnacího stroje na hnaný. Tvoří tak spojovací článek mezi částmi strojního mechanismu (obr. 1). Hlavním důvodem, pro který se převody používají, jako spojovací články v konstrukci strojních zařízení je, že rychlosti potřebné pro funkci pracovního stroje se liší od rychlostí hnacího zařízení. [1, 2]



Obr. 1 - Schéma zapojení mechanických převodů [2]

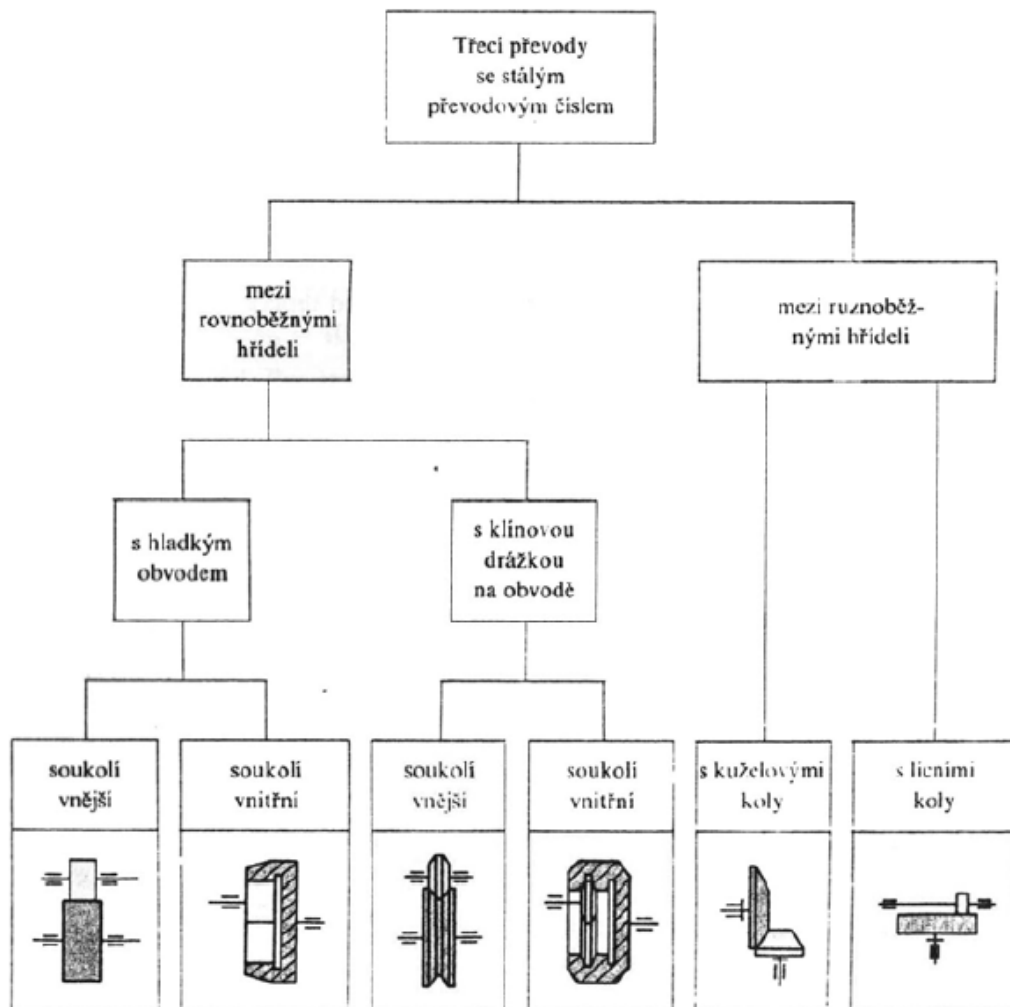
Hnací stroje se většinou navrhují s rovnoměrným rotačním pohybem, zatím co u pracovního stroje často vyžadujeme regulaci otáček a kroutícího momentu (obráběcí stroje, automobily, atd.). Jindy je zase zapotřebí převádět rotační pohyb na posuvný, nebo změnit orientaci otáčení na tzv. zpětný chod. Návrh a výroba takových strojů by byla velmi složitá a ekonomicky nevýhodná. Proto téměř u všech zařízení, kde je hnacím strojem ať už elektromotor nebo spalovací motor, se využívá mechanických převodů. [2]

1.1 Převody se silovým stykem

K přenosu rotačního pohybu z kola hnacího na kolo hnané dochází v důsledku tření, které vzniká ve stykových plochách dvou kol nebo kola a spojovacím členem (řemenem). Čím vyšší tření, tím vyšší je přenášený točivý moment.

1.1.1 Třecí převody

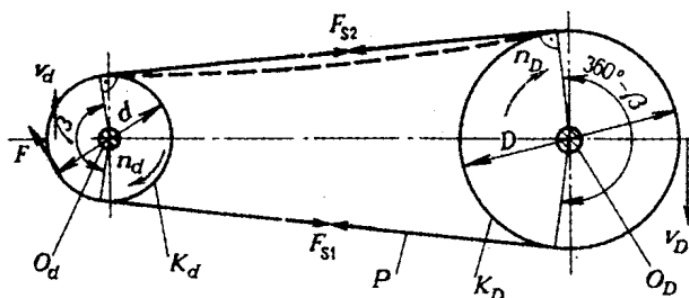
U třecích převodů se přenáší obvodová síla mezi vzájemně přitlačovanými koly třením. Třecí převody mohou být se stálým převodovým poměrem nebo s plynule měnitelným převodovým poměrem tzv. variátory. Třecí převody se využívají k přenosu menších sil na menší vzdálenost. Vyžadují značný přitlak, který vede k vyššímu namáhání hřídele a ložisek. Dále vyžadují obložení styčných ploch materiálem s velkým součinitelem tření. Nevýhodou je prokluz, pokud není naopak vyžadován jako pojistka proti rázům a přetížení. [1, 2]



Obr. 2 - Rozdělení třecích převodů [1]

1.1.2 Řemenové převody

U řemenových převodů je výkon přenášen pomocí uzavřeného poddajného pásu, nejčastěji pomocí klínového řemene. Výkon je pak přenášen prostřednictvím tohoto řemene z hnací řemenice na hnanou. Při otáčení hnací řemenice vzniká na ploše styku tření vlivem předepnutí řemene a tím se přenáší otáčivý pohyb na řemen a dále na hnanou řemenici.

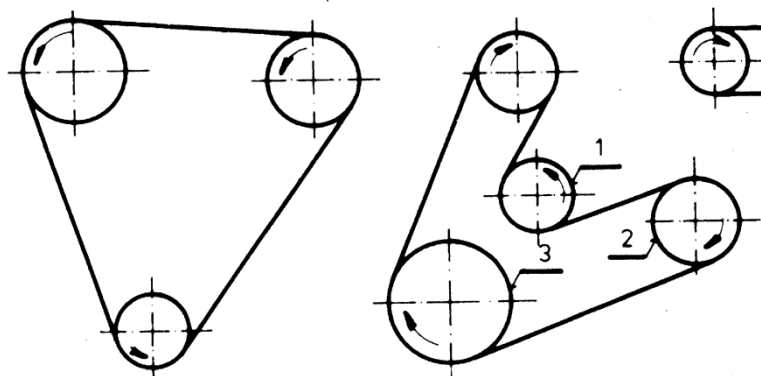


Obr. 9. Opásaný převod

K_d – hnací kotouč, K_D – hnaný kotouč, O_d – hnací hřídel, O_D – hnaný hřídel, P – opásání (tažný člen), β , $(360^\circ - \beta)$ – úhly opásání kotoučů

Obr. 3 - Opásaný převod [1]

Rozdíl oproti třecím převodům je ten, že smysl otáčení hnacího a hnaného hřídele je stejný. Velkou výhodou těchto převodů je jednoduchá výroba a následná údržba, možnost pohánět několik hřídelů najednou, zachycují rázy a chrání stroje před přetížením. Nevýhodou je pak větší namáhání ložisek na hřídeli, opotřebení a únava spojovacího členu (řemene) a nutné napínání, které se často provádí napínací kladkou nebo posunem jedné z částí mechanismu.



Obr. 4 - Řemenový převod s více řemenicemi [2]

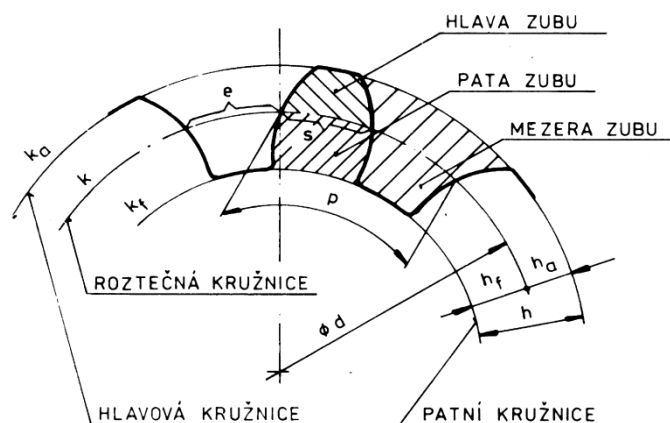
1.2 Převody s tvarovým stykem

U převodů s tvarovým stykem je točivý moment přenášen přímým stykem dvou částí. V případě převodu ozubenými koly jsou to hnací a hnané kolo (pastorek a ozubené kolo), kde spolu zabírají zuby určené modulem, který je pro obě kola stejný. Dále máme převody řetězové nebo ozubeným řemenem. Zde je točivým moment přenášen z hnacího kola na hnané pomocí spojovacího členu (řetěz nebo ozubený řemen). Výhodou těchto převodů je, že nedochází ke skluzu a můžou přenést vyšší výkony s menšími ztrátami, než převody třecí. Nevýhodou je pak složitější výroba a údržba. Zabezpečení proti přetížení stroje se pak řeší pojistnou spojkou.

1.2.1 Ozubené převody

Ozubené převody patří mezi nejrozšířenější strojní mechanismy. Jsou téměř v každém strojním zařízení. Základní funkcí ozubeného převodu je vytvoření kinematické a tvarové vazby mezi hnacím a hnaným hřídelem pro plynulý tok pohybu a energie. Kinematická vazba je tak tuhá, že zaručuje konstantní převodový poměr. [1]

Základním rozměrem ozubeného kola je roztečná kružnice (obr. 5 - ϕd), od které se odvíjí ostatní rozměry.



Obr. 5 - Základní rozměry ozubení [2]

Čelní ozubené soukolí s vnějším nebo vnitřním ozubením, popř. hřebenové, má evolventní ozubení. Základem evolventního ozubení i nástrojů pro jeho výrobu je základní profil (profil Z). Ve skutečnosti se jedná o ozubený segment (část) kola o nekonečně velkém poloměru roztečné kružnice, která přejde v roztečnou přímku. Všechny rozměry

„profilu Z“ a tedy i evolventního ozubení jsou násobkem modulu „m“, který je normalizován.

Tento modul určujeme pomocí pevnostního výpočtu ozubení, ze kterého získáme číslo a pak volíme dle normy ČSN 01 4608 nejbližší vyšší číslo jako modul počítaného ozubeného soukolí.

Moduly <i>m</i>					
I	II	I	II	I	II
0,05	0,055	0,8	0,9	12	14
0,06	0,07	1	1,125	16	18
0,08	0,09	1,25	1,375	20	22
0,1	0,11	1,5	1,75	25	28
0,12	0,14	2	2,25	32	36
0,15	0,18	2,5	2,75	40	45
0,2	0,22	3	3,5	50	55
0,25	0,28	4	4,5	60	70
0,3	0,35	5	5,5	80	90
0,4	0,45	6	7	100	
0,5	0,55	8	9		
0,6	0,7	10	11		

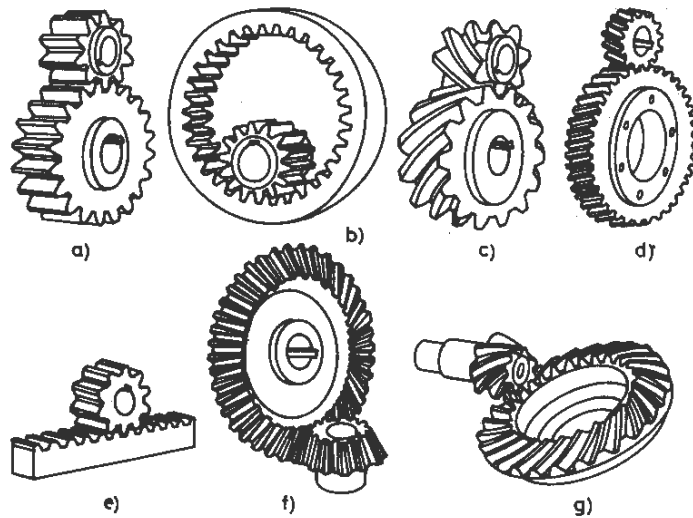
- Poznámka:**
1. Norma platí pro evolventní ozubená kola čelní, kuželová a šneková s valcovým šnekem.
 2. Moduly 3,25, 3,75, 4,25 mm se dovolují použít pouze v automobilovém průmyslu, modul 6,5 mm jen v průmyslu traktorů.
 3. U čelních kol se šikmými a šípovými zuby platí tabulka pro normální moduly.
 4. U kuželových kol platí tabulka pro moduly na vnějším roztečném průměru.
 5. U šnekových kol s valcovým šnekem platí tabulka pro moduly v osovém řezu šneku.
 6. Moduly řady I. jsou přednostní.

Obr. 6 - Moduly ozubených kol (výběr z ČSN 01 4608)

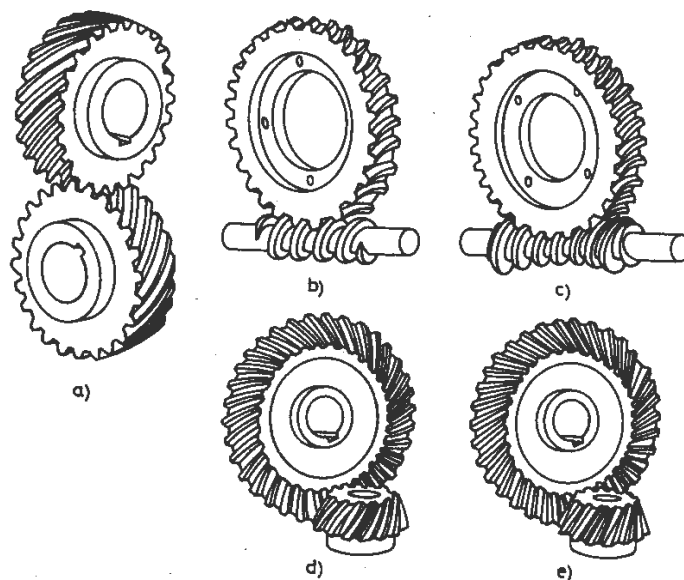
Dvě spolu zabírající kola tvoří soukolí. Ozubená soukolí rozdělujeme na:

- valivá (obr. 7) – boky zubů spolu zabírajících kol se pouze valí
 - čelní (válcová)
 - a) s vnějším ozubením
 - b) s vnitřním ozubením
 - c) se šikmými zuby
 - d) hřebenové
 - e) se zakřivenými zuby
 - kuželová
 - f) s přímými zuby
 - g) se šikmými zuby
 - h) se zakřivenými zuby
- šroubová (obr. 8) – boky zubů spolu zabírajících kol se po sobě valí a současně posouvají
 - válcová

- šneková
 - a) válcová
 - b) s globoidním kolem
 - c) s globoidním kolem i šnekem
- hypoidní kola (kuželová)
 - d) s přímými zuby
 - e) se zakřivenými zuby



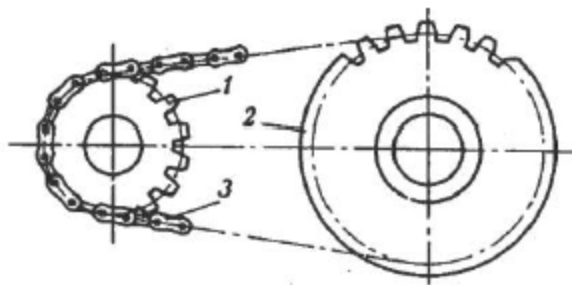
Obr. 7 - Ozubená soukolí – valivá [1]



Obr. 8 - Ozubená soukolí – šroubová [1]

1.2.2 Řetězové převody

Obvodová síla se přenáší tvarovým stykem z hnacího hřídele na tažný člen, tj. z ozubeného kola na řetěz a z něho na hnané kolo. Hodí se pro rovnoměrný přenos točivého momentu na střední vzdálenost. Při stejných osových vzdálenostech mohou přenášet větší zatížení než převody řemenové, ale svými vlastnostmi se nevyrovnají převodům ozubeným. Jejich výhodou je tvarová vazba, tedy funkce bez skluzů, což zaručuje stálost středního převodového poměru. [1, 2]

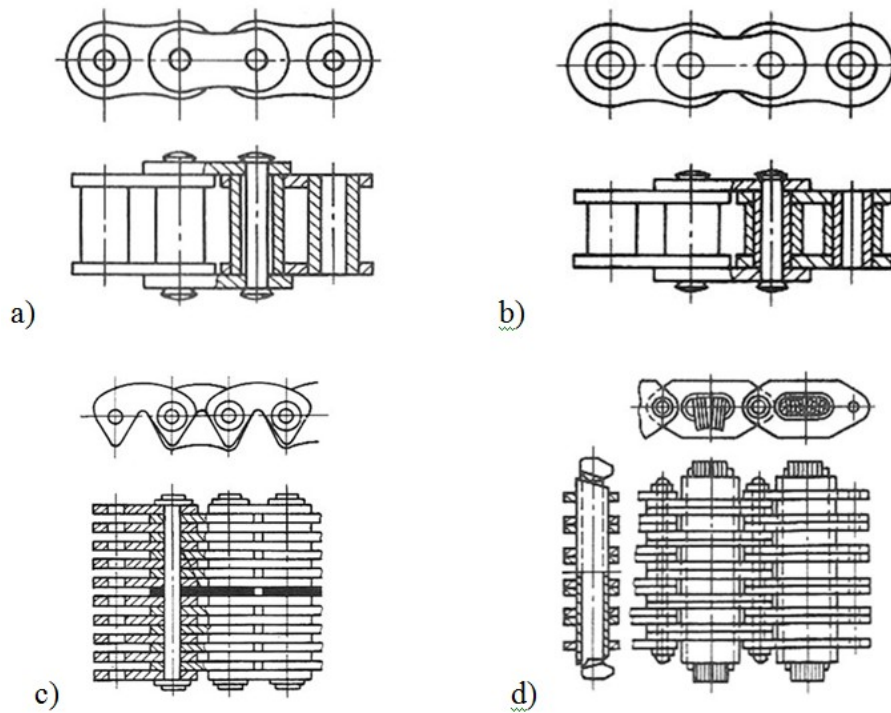


Obr. 9 - Řetězový převod [1]

Řetězové převody se používají převážně pro střední osové vzdálenosti v dopravních a zvedacích zařízeních, zemědělských strojích, v hutním a chemickém průmyslu, ve vrtných soupravách apod. Nevýhodou je poměrně obtížné mazání kloubů, ve kterých dochází ke značnému opotřebení zejména v prašném prostředí nebo při jiném znečištění. Požadavky na přesnost nastavení hřídelů jsou větší než u řemenových převodů. [2]

Řetězové převody se rozlišují podle druhu použitých řetězů:

- a) převody s článkovými řetězy
- b) převody s kloubovými řetězy
- c) převody se zubovými řetězy – rozvody spalovacích motorů
- d) převody s lamelovými řetězi – pro variátory



Obr. 10 - Druhy řetězů [1]

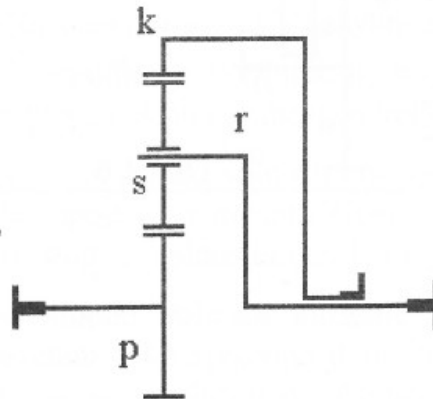
Řetězy jsou buď bezkoncové tj. nerozebíratelné, nebo častěji rozebíratelné. U kloubových řetězů se řetěz spojuje vnějším spojovacím článkem se závěrem. Potom je nutný sudý počet článků. Při lichém počtu článků je nutno použít zvláštního doplňkového článku. Ten však zmenšuje pevnost řetězu.

Řetězová kola pro válečkové a pouzdrové řetězy jsou normalizována. Malé řetězové kolo (pastorek) má mít lichý počet zubů, zatímco velké kolo má sudý počet zubů. To proto, aby se řetěz opotřebovával rovnoměrně. Minimální počet zubů pastorku se volí nejméně 17. Méně než 17 zubů se volí jen ve výjimečných případech. [1]

2 PLANETOVÉ PŘEVODY

Planetové převody jsou ozubené převody, jejichž některá kola (satelity) konají současně dva rotační pohyby. Rotují kolem své vlastní osy a kolem hlavní osy. Tyto převody se skládají:

- a) centrální kolo „p“ – rotuje kolem hlavní osy
- b) korunkové kolo s vnitřním ozubením „k“ – rotuje kolem hlavní osy
- c) satelity „s“ – jsou uloženy na čepech unášeče, kolem kterých rotují a spolu s nimi se otáčejí kolem hlavní osy
- d) unášeče „r“ – rotují kolem hlavní osy



Obr. 11 - Schéma jednoduchého planetového soukolí [4]

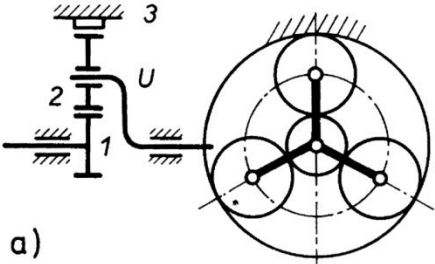
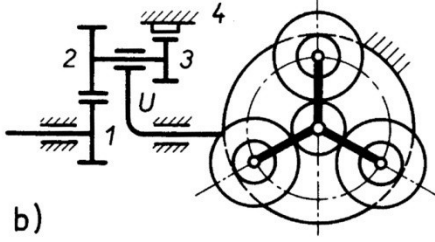
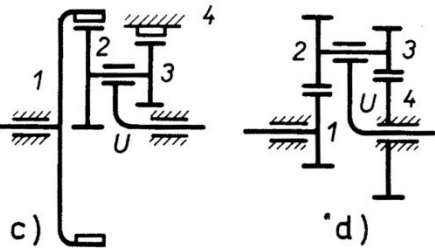
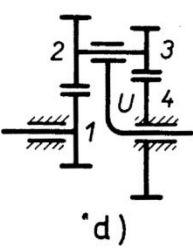
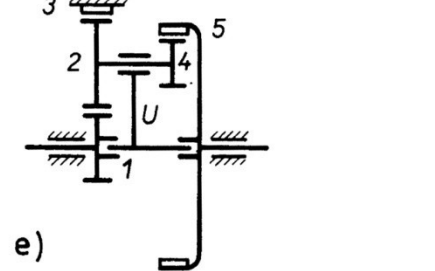
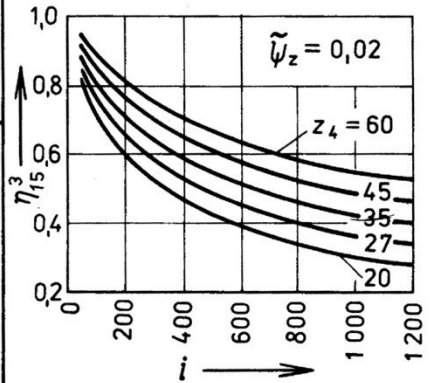
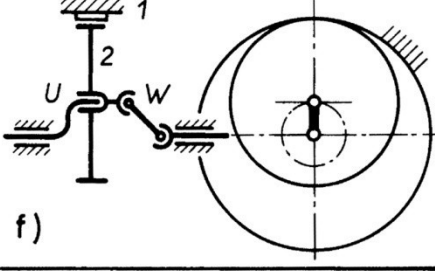
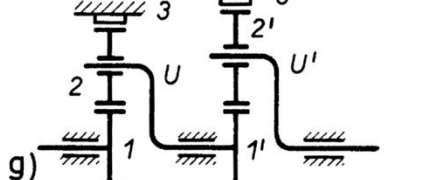
Planetové převody se rozdělují na:

1. vlastní planetové převody, kdy jeden ze základních členů se neotáčí a je pevně spojen s rámem (např. „k“)
2. diferenciální převody, které mají všechny členy volné, tudíž mohou skládat či rozkládat pohyby a docílit tak změny převodu

Je-li jeden ze základních členů spojen s rámem, vzniká tak reduktor a to při pohonu od centrálního kola. Jestliže má převod pohon od unášeče, vzniká multiplikátor. [1]

Výhodou planetových převodů je při poměrně malé velikosti vysoká účinnost, možnost přenášení vysokých výkonů a díky konstrukci i vysokou tuhostí, která přispívá k tichosti chodu. Oproti tomu nevýhodou je složitější konstrukce, vyšší požadavky na přesnost výroby a montáže.

2.1 Základní typy planetových převodů

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>	$i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$ <p>c) (30 ÷ 100) ÷ 1500 d) ÷ 1500</p>	$\eta_{U1}^4 = \frac{1}{1 + \left 1 - i_{U1}^4 \right \cdot \tilde{\psi}_z}$
	 <p>d)</p>		
K-K	 <p>e)</p>	$i_{15}^3 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_2 z_5}}$ <p>(15 ÷ 200) ÷ 1500</p>	
	 <p>f)</p>	$i_{U2}^1 = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$ <p>(15 ÷ 60)</p>	
U-S	 <p>g)</p>	$i_{1U'} = i_{1U}^3 \cdot i_{1'U'}^{3'}$ <p>(15 ÷ 60)</p>	$\eta_{1U'} = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1'U'}^{3'}$ <p>(0,93 ÷ 0,97)</p>

Obr. 12 - Základní typy planetových převodů [3]

2.1.1 Typ K – U

Vyznačují se tím, že na jednom z vnějších hřídelů je uložen unášeč a na druhém hřídeli je korunkové kolo. Převody pro silové použití mají vysokou mechanickou účinnost a mohou být použity jako reduktory nebo jako multiplikátory (obr. 12a,b). Převody, které umožňují vysoké převodové poměry, se používají většinou jako převody nesilové (kinematické). Při rostoucím převodovém poměru klesá jejich účinnost (obr. 12c,d). [3]

2.1.2 Typ K – K

U tohoto typu převodu jsou oba vnější hřídele osazeny korunkovými koly (obr. 12e). Unášeč satelitů je zde jen jako jejich opora a nepřenáší točivý moment. Tento převod slouží pro přenesení velkých převodových poměrů, ale s nižší účinností. [3]

2.1.3 Typ U – S

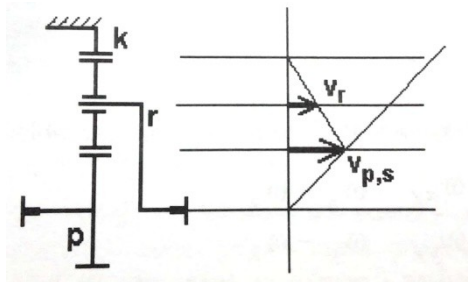
Jsou to převody s vyvedeným pohybem satelitu. Na hnacím hřídeli je uložen unášeč a spojení hnaného hřídele se satelitem je provedeno přidavným mechanismem tzv. hřídelem se dvěma klouby – kardanem (obr. 12f). Těmito převody lze dosáhnout velkých převodových poměrů při poměrně velké účinnosti. Nevýhodou je přítomnost a složitost přidavného mechanismu. [3]

2.1.4 Složené planetové převody

Složené planetové převody jsou jednotlivé planetové převody řazené za sebou. Můžeme tak dosáhnout při menších rozměrech vyššího převodového poměru. Celkový převodový poměr se pak získá součtem jednotlivých dílčích planetových převodů a to platí také o účinnosti převodu. [3]

2.2 Kinematika planetových převodů

Existuje řada metod kinematického vyšetřování planetových mechanismů. Jedna z celkem názorných metod je metoda obvodových rychlostí, někdy taky nazývána Kutzbachova. Tuto metodu je nutné použít na každý případ zvlášť, popřípadě si nakreslit soukolí v měřítku a určit graficky (obr. 13). [4]



Obr. 13 - Obvodové rychlosti jednoduchého planetového soukolí [4]

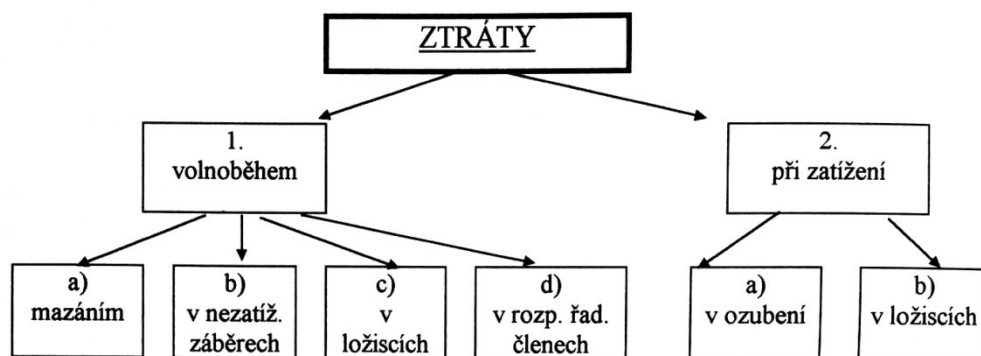
Nejvhodnější metoda je metoda vycházející z planetového diferenciálu, tedy ze zařízení se dvěma stupni volnosti. Každé toto zařízení má tři hlavní členy. Při zadaných pohybech dvou členů je pohyb třetího značně určen. Při zastavení jednoho z hlavních členů přechází diferenciál v mechanismus s jedním stupněm volnosti. Postupným zastavováním tří hlavních členů lze od každého diferenciálu odvodit tři mechanismy a to dva planetové zatavením členů 1 a 4, schéma A a B a jeden obyčejný při zastavení unášče schéma C (obr. 14). [3]

	I	II	III	
diferenciál				
planetové převody	(A)	(A)	(A)	$i_{1U}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_U - \omega_4}$ $i_{1U}^4 = 1 - \tilde{i}$ $i_{U1}^4 = \frac{\omega_U - \omega_4}{\omega_1 - \omega_4}$ $i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \tilde{i}}$
	(B)	(B)	(B)	$i_{U4}^1 = \frac{\omega_U - \omega_1}{\omega_4 - \omega_1}$ $i_{U4}^1 = \frac{\tilde{i}}{\tilde{i} - 1}$ $i_{4U}^1 = \frac{\omega_4 - \omega_1}{\omega_U - \omega_1}$ $i_{4U}^1 = \frac{\tilde{i} - 1}{\tilde{i}}$
	(C)	(C)	(C)	$i_{14}^U = \frac{\omega_1 - \omega_U}{\omega_4 - \omega_U}$ $i_{14}^U = \tilde{i}$ $i_{41}^U = \frac{\omega_4 - \omega_U}{\omega_1 - \omega_U}$ $i_{41}^U = \frac{1}{\tilde{i}}$
obyč. převod				

Obr. 14 - Schéma kombinací diferenciálů [3]

2.3 Účinnost a ztráty

Účinnost planetového převodu je důležitá z hlediska kvality i konstrukce, protože nám určuje, jaká část přenášeného výkonu se přemění v teplo. Určuje tedy tepelné namáhání a požadavky na odvod tepla. Většina planetových soukolí pro přenos nízkých výkonů mají vysokou účinnost a nízké tepelné namáhání, tudíž stačí chlazení přirozeným odvodem tepla. U silně namáhaných planetových převodů pro přenos vysokých výkonů klesá jejich účinnost a s tím roste tepelné namáhání. Pro je potřeba řešit konstrukčně jejich chlazení. Ztráty v ozubených soukolích lze rozdělit do složek:



Obr. 15 - Ztráty v ozubených soukolích [4]

2.3.1 Ztráty volnoběhem

V převodovém ústrojí vznikají ztráty, i když se členy mechanismu jen volně otáčejí bez přenosu výkonu. Dělí se na:

- a) ztráty mazáním – brodění v olejové lázni
- b) ztráty v záběru nezátížených soukolí – vznikají vytlačováním oleje ze záběru
- c) ztráty v ložiscích
- d) ztráty v rozpojených řadících členech

Celkový ztrátový výkon při volnoběhu je pak určen součtem všech ztrát. Tyto ztráty jsou závislé na rychlostech jednotlivých členů, množství a viskozitě mazání, na způsobu mazání apod. Analytické určení těchto ztrát je velmi obtížné a jejich přibližné hodnoty lze určit pouze experimentálně měřením příkonu nezátíženého planetového ústrojí. [4]

2.3.2 Ztráty zatížením

Vznikají při přenosu zatížení. Můžeme je rozdělit podle místa, kde vznikají na:

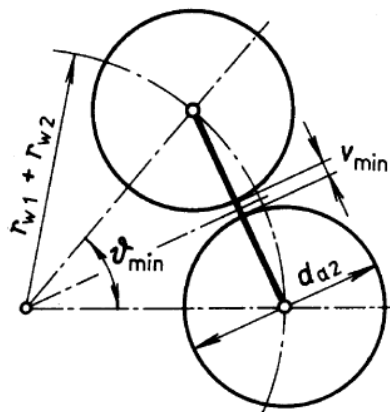
- a) ztráty v ozubení
- b) ztráty v ložiscích

Ztrátový výkon při zatížení pak nejvíce závisí na přenášeném výkonu.

2.4 Podmínky soukolí

2.4.1 Podmínka vůle mezi sousedními satelity

Při větším počtu satelitů je nutno prověřit, zda mezi hlavovými válci sousedících satelitů existuje aspoň minimální vůle $v_{\min} = 1$ až 2 mm, u dvojitého satelitu je směrodatné kolo o větším průměru. Kontrolu lze provést pomocí úhlu, který svírají osy dvou sousedních ramen unášeče (obr. 16). [3]



Obr. 16 - Vůle mezi sousedními satelity [3]

2.4.2 Podmínka sousosti

Satelity planetových soukolí zabírají s centrálními koly nebo jinými satelity. Protože centrální kola mají společnou osu, musí být osová vzdálenost mezi oběma centrálními koly a satelitem stejná. Této podmínce říkáme podmínka sousosti.

Pokud je rozdíl počtu zubů na korunce a planetě sudé číslo, není třeba korekce. Když bude rozdíl v počtu zubů liché číslo, nevyhneme se korekci osové vzdálenosti. Minimálně budeme muset korigovat satelity. Protože bychom ale měli respektovat směrnice pro

korigování a rozdělení korekcí na jednotlivá kola, vedlo by to pravděpodobně na korekci všech kol v soukolí a to i v případě, že rozdíl v počtech zubů by byl číslo sudé. Ozubení satelitu i satelit samotný bývá totiž značně namáhanou částí. Proto se u něj právě korekce snažíme o zlepšení poměrů. Minimální počet zubů na satelitu má také vliv na dosažitelný převodový poměr. [4]

2.4.3 Podmínka smontovatelnosti

Při montáži planetové převodovky může nastat situace, kdy ozubená kola navržená podle všech uvažovaných podmínek a zásad se nepodaří uvést do vzájemného záběru, převodovku nelze smontovat. Tomuto lze předejít respektováním tzv. podmínky smontovatelnosti. U planetových převodů s jednoduchými satelity (obr 12a) je požadavkem:

$$z_1 + z_3 = k \cdot a_K$$

V případě že počty zubů z_1 a z_3 jsou celistvými násobky počtu satelitů a_K , všechny satelity lze zasunout do záběru současně a to bez jakéhokoliv pootáčení. [3]

3 SPOJKY

Hřídelové spojky slouží k přenosu kroutícího momentu z hnacího stroje na hnaný, nebo jako pojistný člen proti přetížení. Požadavkem na konstrukci spojek je jejich dlouhodobá spolehlivost. Pokud dojde k přetížení, nejčastěji se poruší právě spojka, které jsou za tímto účelem i konstruovány.

Spojky se dělí na:

- neovládané – mechanické
 - nepružné
 - pružné
 - vyrovnávací
 - ostatní
- ovládané
 - mechanické
 - hydraulické
 - elektrické
 - ostatní
- samočinné

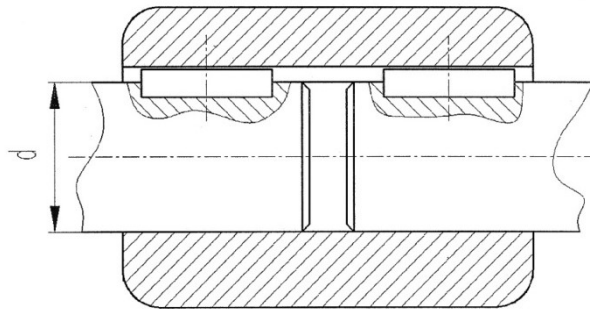
Nejčastější využití spojek je trvalé spojení dvou hřídelů, ochrana proti přetížení, plynulý rozběh strojů, vyrovnání odchylek souososti apod. Návrh všech spojek závisí hlavně na přenášeném kroutícím momentu a způsobu použití. Podle toho se pak rozhoduje, jaký typ dané spojky se použije. [1]

3.1 Pevné spojky

Tyto spojky trvale a pevně spojují dva hřídele a jsou charakterizovány nepružným přenosem výkonu mezi hnacím a hnaným ústrojím. Pevné spojky vyžadují dokonalou souosost spojovaných členů a zpravidla neumožňují jejich osový posun. Základními typy pevných spojek jsou trubkové, korýtkové, přírubové, kotoučové a s čelními zuby. Výhodou těchto spojek je jednoduchost konstrukce a poměrně vysoká účinnost. [5]

3.1.1 Trubkové spojky

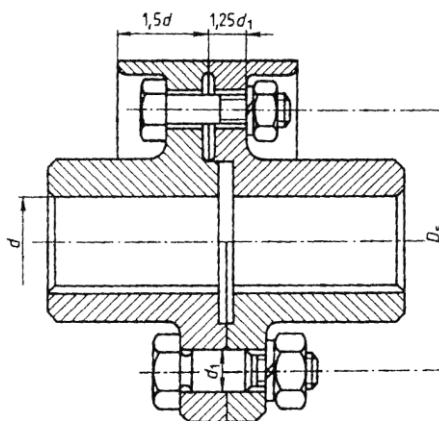
Tyto spojky vždy tvoří trubka, která je společným členem hnacího a hnaného hřídele. Každý tento hřídel je pak s trubkou spojen spojovacím členem (pero, kolík – obr. 17). Při návrhu této spojky se pak musí provést kontrola spojovacího členu na otláčení a stříh. Při opačném postupu pak lze tuto spojku navrhnout jako pojistnou, kdy při překročení určitého výkonu se tento pojistný člen ustříhne a hřídel se tak ve spojce protočí. Při montáži těchto spojek je nutná možnost osového posunutí.



Obr. 17 - Trubková spojka s perem [1]

3.1.2 Přírubové spojky

U těchto spojek jsou dvě možnosti jak bude kroutící moment přenášen. První možnost je silovým stykem kdy jsou oba kotouče k sobě přitaženy šrouby a vzniklé tření pak přenáší kroutící moment. Druhá možnost je použití lícovaných šroubů či kolíků, pak je kroutící moment přenášen tvarovým stykem mezi šroubem a dírami a obou kotoučích. U tohoto typu spojení jsou vysoké nároky na přenos výrobu. Obě varianty jsou znázorněny na obrázku 18.



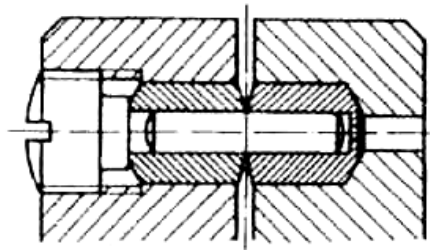
Obr. 18 - Přírubová spojka [1]

3.2 Pojistné spojky

Tyto spojky plní funkci pojistného členu mezi hnacím a hnaným ústrojím. Nedojde-li k přetížení, chovají se jako pevné nepružné spojky. Pokud tato situace nastane, pak začnou plnit pojistnou funkci a hnací a hnaná část se začnou protáčet.

3.2.1 Přírubová spojka s pojistným kolíkem

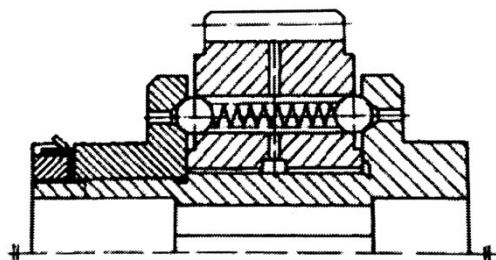
U této spojky je v hnací i hnané části přesná díra pro kalená pouzdra a do těchto pouzder je pak vložen sřížný kolík. Tento kolík při překročení mezního krouticího momentu se přestřihne, spojka se tak rozpojí a stane se nefunkční. Poté je nutno kolík nahradit novým. Při návrhu této spojky pak počítáme podle maximálního dovoleného přenášeného krouticího momentu průměr kolíku popřípadě jejich počet. (obr. 19)



Obr. 19 - Přírubová spojka s pojistným kolíkem [1]

3.2.2 Kuličková spojka

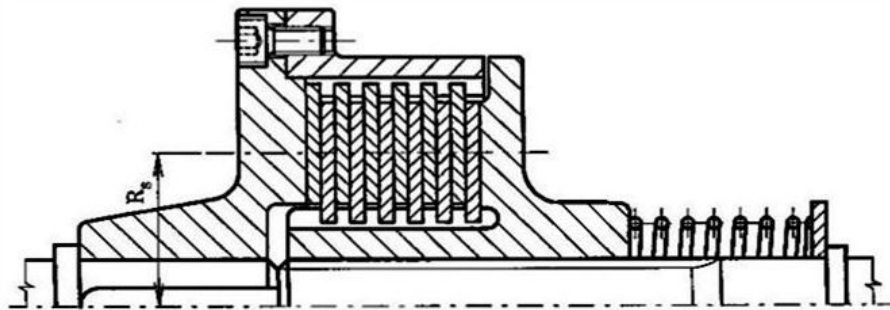
Spojka, u které jsou mezi hnací a hnaný náboj vsazeny kuličky, které jsou pružinami tlačeny do vybrání v jednom z nábojů. Při překročení mezního krouticího momentu dojde k vytažení kuliček z vybrání a druhý spojkový díl přestane být unášen a proklouzne. Při poklesu krouticího momentu zapadnou kuličky zpět do nejbližšího vybrání a spojka je opět plně funkční. Velikost mezního krouticího momentu lze měnit pomocí změny předpětí přítlačných pružin, ty bývají šroubovitě tlačné, ale i talířové. (obr. 20)



Obr. 20 - Kuličková pojistná spojka [1]

3.2.3 Třecí spojka

Třecí spojky mohou být buď kuželové, kotoučové nebo lamelové. Všechny pracují na stejném principu. Kroucí moment je přenášen z hnací části na hnanou třecí silou, která je vyvozena přitlačnou silou. Přitlačnou sílu nejčastěji vyvozuje pružina u které se dá regulovat předpětí pomocí šroubu a tím měnit maximální přenášený kroucí moment. Nejpoužívanější třecí spojkou je pak lamelové třecí spojka. Oproti kuželové nebo kotoučové má tu výhodu, že počtem lamel se zvyšuje třecí plocha a tím i maximální přenášený kroucí moment.



Obr. 21 - Třecí lamelová pojistná spojka [1]

4 POHONY

Pohony obecně můžeme považovat za jakýsi zdroj energie. Principem elektrických pohonů je přeměna elektrické energie na mechanickou práci. Nejrozšířenějšími elektrickými pohony jsou asynchronní a synchronní motory.

4.1 Asynchronní motory

Asynchronní motor je točivý elektrický stroj, pracující na střídavý proud. Tok energie mezi hlavními částmi motoru (stator a rotor) je realizován výhradně pomocí elektromagnetické indukce, proto se často tento motor označuje jako motor indukční. Výhodou asynchronního motoru je vysoká spolehlivost, jednoduchá konstrukce a napájení z běžné střídavé sítě. Napájecí napětí může být jednofázové nebo trojfázové. Trojfázové je výrazně používanější. (obr. 21)



Obr. 22 - Asynchronní motor [7]

4.2 Synchronní motory

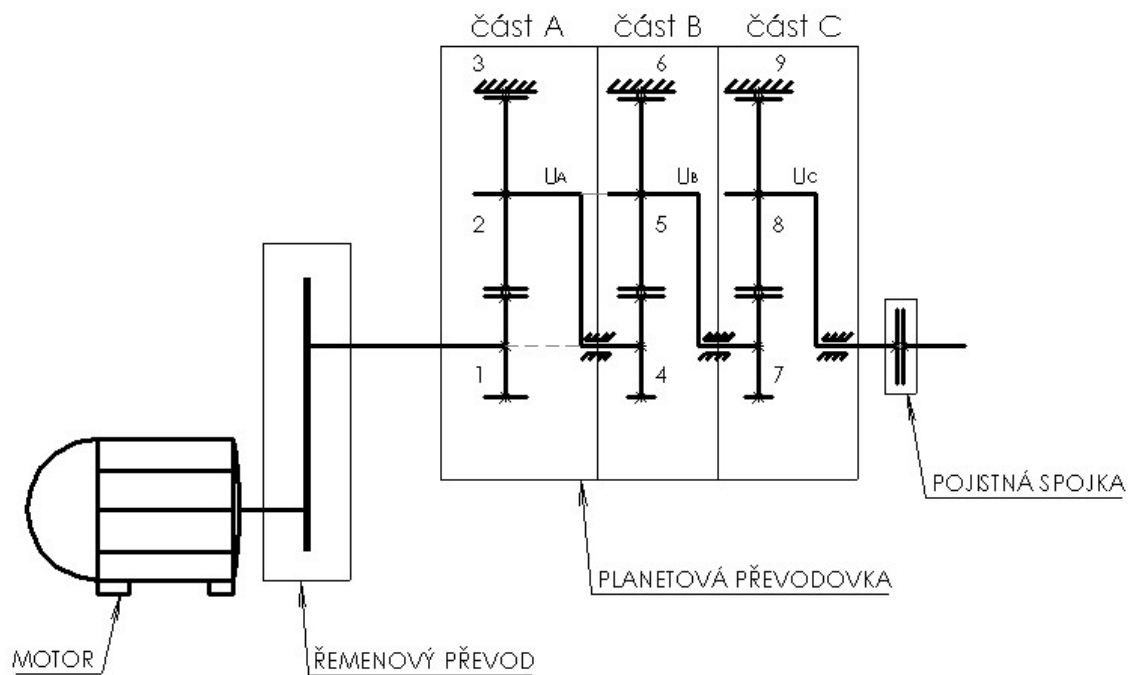
Rotor stroje je tvořen magnetem nebo elektromagnetem, stator, na nějž je přiveden střídavý proud, vytváří pulzní nebo častěji rotující magnetické pole. Rotor se snaží uchovat si svoji konstantní polohu vůči otáčivému magnetickému poli vytvářenému průchodem střídavého proudu ve statoru, drží se v synchronismu až do kritického kroutícího momentu. Synchronní alternátory jsou téměř výhradně generátory střídavého proudu do sítě.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 NÁVRH A VÝPOČET HNACÍ JEDNOTKY S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU

5.1 Cíl bakalářské práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení planetové převodovky a pojistné spojky, kdy na vstupu do převodovky má být příkon 4 kW a otáčky na výstupu z převodovky $n_V = 20$ ot/min.



Obr. 23 - Schéma uspořádání hnací jednotky

1,4 - centrální kola; 2,5- satelity; 3,6 - korunkové kola; U_A, U_B, U_C - unášeče

5.1.1 Volba elektromotoru

Dle zadání volím 4 – pólový, třífázový asynchronní motor – Raveo RMS132S4

Výkon P:	5,5 kW
Otáčky n:	1460 ot/min
Krouticí moment Mk:	36,4 N·m
Účinnost (IE2) η :	88 %
Hmotnost:	43 kg



Obr. 24 - Elektromotor Raveo RMS132S4 [8]

5.1.2 Skutečný výkon

$$P_{SK} = P \cdot \eta = 5,5 \cdot 0,88 = 4,84 \text{ kW}$$

- přepočet otáček motoru:

$$n = 1460 \text{ ot/min} = 24,3 \text{ ot/s}$$

5.2 Návrh řemenového převodu

- součinitel provozního zatížení: $c_2 = 1,2$

$$P_V = P \cdot c_2 = 5,5 \cdot 1,2 = 6,6 \text{ kW}$$

5.2.1 Návrh malé a velké řemenice

- a) volba typu řemene:

- dle výpočtového výkonu P_V a otáček motoru volím klínový řemen typ SPA

- b) volba výpočtového průměru malé řemenice:

- podle typu řemene SPA jsou doporučeny minimální výpočtové průměry v rozmezí 90 – 118 mm, já volím výpočtový průměr malé řemenice $d_p = 100 \text{ mm}$

- c) převodový poměr řemenového převodu:

$$i = \frac{n}{n_1} = \frac{1460}{1200} = 1,22$$

- d) obvodová rychlost:

$$v = \frac{d_p \cdot n}{19100} = \frac{100 \cdot 1460}{19100} = 7,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- e) průměr velké řemenice:

$$D_p = i \cdot d_p = 1,22 \cdot 100 = 122 \text{ mm}$$

- f) předběžná osová vzdálenost:

$$0,7(D_p + d_p) \leq A_{př} \leq 2(D_p + d_p)$$

$$0,7(146 + 100) \leq A_{př} \leq 2(146 + 100)$$

$$172,2 \leq A_{př} \leq 492$$

Volím předběžnou osovou vzdálenost $A_{př} = 200 \text{ mm}$.

5.2.2 Návrh řemene

a) výpočtová délka řemene:

$$L_p \approx 2A_{př} + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot A_{př}}$$

$$L_p \approx 2 \cdot 200 + 1,57 \cdot (122 + 100) + \frac{(122 - 100)^2}{4 \cdot 200} = 749 \text{ mm}$$

Volím výpočtovou délku řemen $L_p = 800 \text{ mm}$.

b) skutečná osová vzdálenost řemenic:

$$p = \frac{\pi \cdot (D_p + d_p)}{2} = \frac{\pi \cdot (122 + 100)}{2} = 348 \text{ mm}$$

$$q = \left(\frac{D_p - d_p}{2} \right)^2 = \left(\frac{122 - 100}{2} \right)^2 = 117 \text{ mm}$$

$$A = 0,25 \cdot \left[(L_p - p) + \sqrt{(L_p - p)^2 - 8 \cdot q} \right]$$

$$= 0,25 \cdot \left[(800 - 348) + \sqrt{(800 - 348)^2 - 8 \cdot 117} \right] = 226 \text{ mm}$$

c) úhel opásání malé řemenice β :

$$\beta = 180 - 60 \cdot \frac{(D_p - d_p)}{A} = 180 - 60 \cdot \frac{(122 - 100)}{205,5} = 174^\circ$$

d) úhel opásání velké řemenice γ :

$$\gamma = 360 - \beta = 360 - 186,6 = 173,4^\circ$$

e) počet klínových řemenů:

$$z = \frac{P_V}{P \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{6,6}{5,5 \cdot 0,99 \cdot 0,81} = 1,5$$

Volím 2 řemeny typ SPA – 800 dle ČSN 02 3112.

f) ohybová frekvence:

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 7,64}{800} = 19,1 \text{ s}^{-1}$$

g) obvodová síla:

$$F = \frac{102 \cdot P_V \cdot g}{v} = \frac{102 \cdot 6,6 \cdot 9,81}{7,64} = 864 \text{ N}$$

h) pracovní předpětí řemene:

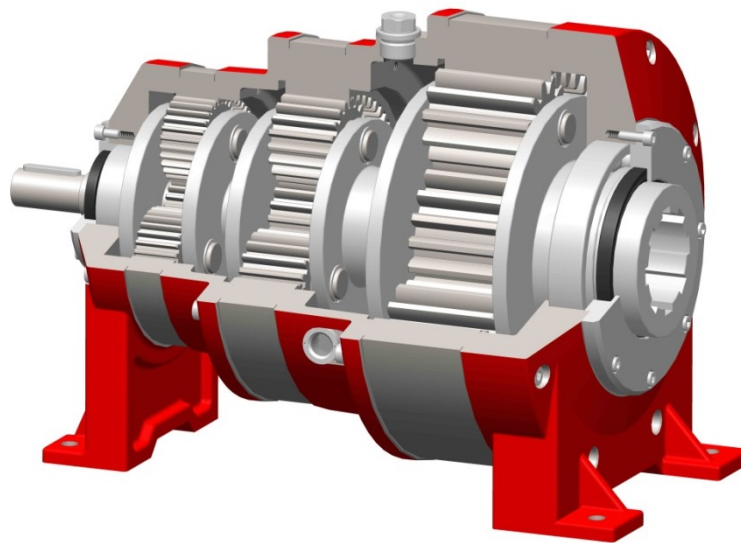
$$F_n = 1,75 \cdot F = 1,75 \cdot 864 = 1512 \text{ N}$$

i) meze seřízení osové vzdálenosti:

$$x \geq 0,03 \cdot L_p = 0,03 \cdot 800 = 24 \text{ mm}$$

$$y \geq 0,015 \cdot L_p = 0,015 \cdot 800 = 12 \text{ mm}$$

5.3 Návrh planetové převodovky



Obr. 25 - Model planetové převodovky

5.3.1 Volba převodových poměrů a počtu zubů

- celkový převodový poměr:

$$i_C = \frac{n_1}{n_V} = \frac{1200}{20} = 60$$

- převodový poměr části A: $i_{1,UA}^3 = 5$
- převodový poměr části B: $i_{4,UB}^6 = 4$
- převodový poměr části B: $i_{7,UC}^9 = 3$
- počet zubů na centrálním kole 1 : $z_1 = 18$
- počet zubů na centrálním kole 4 : $z_4 = 18$
- počet zubů na centrálním kole 7 : $z_7 = 22$

5.3.2 Počet zubů části A

Kroutící moment na vstupu do převodovky (část A):

$$M_{K1} = 159,2 \cdot \frac{P}{n_1} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 5500}{1200} = 43780 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Modul ozubení dle Bacha:

součinitel přesnosti ozubení: $\psi = 25 - 30$ - zuby pečlivě opracované, soukolí uloženo ve skříní [6]

součinitel materiálu: $c = 10 - 12$ - platí pro ocel 12 060 [6]

($\psi = 15$, $c = 12$ - platí pro všechny části převodovky)

$$m_A = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{K1}}{\psi \cdot c \cdot z_1}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{43780}{15 \cdot 12 \cdot 18}} = 2,05 \text{ mm}$$

V převodové části A volím dle ČSN 01 4608 modul 2 mm.

Počet zubů na korunkovém kole 3:

$$i_{1,UA}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1} \rightarrow z_3 = (i_{1,UA}^3 - 1) \cdot z_1 = (5 - 1) \cdot 18 = 72$$

Průměry roztečných kružnic:

$$D_1 = m_A \cdot z_1 = 2 \cdot 18 = 36 \text{ mm}$$

$$D_3 = m_A \cdot z_3 = 2 \cdot 72 = 144 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{D_3 - D_1}{2} = \frac{144 - 36}{2} = 54 \text{ mm}$$

Počet zubů satelitu 2:

$$z_2 = \frac{D_2}{m_A} = \frac{54}{2} = 27$$

5.3.3 Počet zubů části B

Kroutící moment na centrálním kole 4:

účinnost $\eta_z = 1$

$$M_{K2} = M_{K1} \cdot \eta_z \cdot i_{1,UA}^3 = 43780 \cdot 1 \cdot 5 = 218900 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Modul ozubení dle Bacha:

$$m_B = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{K2}}{\psi \cdot c \cdot z_4}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{218900}{15 \cdot 12 \cdot 18}} = 2,95 \text{ mm}$$

V převodové části B volím dle ČSN 01 4608 modul 3 mm.

Počet zubů na korunkovém kole 6:

$$i_{4,UB}^6 = 1 + \frac{z_6}{z_4} \rightarrow z_6 = (i_{4,UB}^6 - 1) \cdot z_4 = (4 - 1) \cdot 18 = 54$$

Průměry roztečných kružnic:

$$D_4 = m_B \cdot z_4 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm}$$

$$D_6 = m_B \cdot z_6 = 3 \cdot 54 = 162 \text{ mm}$$

$$D_5 = \frac{D_6 - D_4}{2} = \frac{162 - 54}{2} = 54 \text{ mm}$$

Počet zubů satelitu 5:

$$z_5 = \frac{D_5}{m_B} = \frac{54}{3} = 18$$

5.3.4 Počet zubů části C

Kroutící moment na centrálním kole 7:

$$\text{účinnost } \eta_z = 1$$

$$M_{K3} = M_{K2} \cdot \eta_z \cdot i_{4,UB}^6 = 218900 \cdot 1 \cdot 4 = 875600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Modul ozubení dle Bacha:

$$m_C = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{K3}}{\psi \cdot c \cdot z_7}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{875600}{15 \cdot 12 \cdot 22}} = 4,39 \text{ mm}$$

V převodové části C volím dle ČSN 01 4608 modul 5 mm.

Počet zubů na korunkovém kole 9:

$$i_{7,UC}^9 = 1 + \frac{z_9}{z_7} \rightarrow z_9 = (i_{7,UC}^9 - 1) \cdot z_7 = (3 - 1) \cdot 22 = 44$$

Průměry roztečných kružnic:

$$D_7 = m_C \cdot z_7 = 5 \cdot 22 = 110 \text{ mm}$$

$$D_9 = m_C \cdot z_9 = 5 \cdot 44 = 220 \text{ mm}$$

$$D_8 = \frac{D_9 - D_7}{2} = \frac{220 - 110}{2} = 55 \text{ mm}$$

Počet zubů satelitu 8:

$$z_5 = \frac{D_8}{m_C} = \frac{55}{5} = 11$$

5.3.5 Rozměry jednotlivých soukolí:

Rozměry soukolí – část A:

- společné rozměry:

$$m_A = 2 \text{ mm}$$

$$c_a = 0,25 \cdot m_A = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ mm}$$

$$h_a = m_A = 2 \text{ mm}$$

$$h_f = m_A + c_a = 2 + 0,5 = 2,5 \text{ mm}$$

$$b = \psi \cdot m_A = 15 \cdot 2 = 30 \text{ mm}$$

$$p = \pi \cdot m_A = \pi \cdot 2 = 6,28 \text{ mm}$$

$$a_{1,2} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{36 + 54}{2} = 45 \text{ mm}$$

$$a_{2,3} = \frac{D_2 + D_3}{2} = \frac{54 + 144}{2} = 99 \text{ mm}$$

- rozměry centrálního kola 1:

$$D_1 = m_A \cdot z_1 = 2 \cdot 18 = 36 \text{ mm}$$

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

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

- rozměry satelitu 2:

$$D_2 = m_A \cdot z_2 = 2 \cdot 27 = 54 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2h_a = 54 + 2 \cdot 2 = 58 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2h_f = 54 - 2 \cdot 2,5 = 49 \text{ mm}$$

- rozměry korunkového kola 3:

$$D_3 = m_A \cdot z_3 = 2 \cdot 72 = 144 \text{ mm}$$

$$D_{a3} = D_3 + 2h_a = 144 + 2 \cdot 2 = 148 \text{ mm}$$

$$D_{f3} = D_3 - 2h_f = 144 - 2 \cdot 2,5 = 139 \text{ mm}$$

Rozměry soukolí – část B:

- společné rozměry:

$$m_B = 3 \text{ mm}$$

$$c_a = 0,25 \cdot m_B = 0,25 \cdot 3 = 0,75 \text{ mm}$$

$$h_a = m_B = 3 \text{ mm}$$

$$h_f = m_B + c_a = 3 + 0,75 = 3,75 \text{ mm}$$

$$b = \psi \cdot m_B = 15 \cdot 3 = 45 \text{ mm}$$

$$p = \pi \cdot m_B = \pi \cdot 3 = 9,42 \text{ mm}$$

$$a_{4,5} = \frac{D_4 + D_5}{2} = \frac{54 + 54}{2} = 54 \text{ mm}$$

$$a_{5,6} = \frac{D_5 + D_6}{2} = \frac{54 + 162}{2} = 108 \text{ mm}$$

- rozměry centrálního kola 4:

$$D_4 = m_B \cdot z_4 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm}$$

$$D_{a4} = D_4 + 2h_a = 54 + 2 \cdot 3 = 60 \text{ mm}$$

$$D_{f4} = D_4 - 2h_f = 54 - 2 \cdot 3,75 = 46,5 \text{ mm}$$

- rozměry satelitu 5:

$$D_5 = m_B \cdot z_5 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ mm}$$

$$D_{a5} = D_5 + 2h_a = 54 + 2 \cdot 3 = 60 \text{ mm}$$

$$D_{f5} = D_5 - 2h_f = 54 - 2 \cdot 3,75 = 46,5 \text{ mm}$$

- rozměry korunkového kola 6:

$$D_6 = m_B \cdot z_6 = 3 \cdot 54 = 162 \text{ mm}$$

$$D_{a6} = D_6 + 2h_a = 162 + 2 \cdot 3 = 168 \text{ mm}$$

$$D_{f6} = D_6 - 2h_f = 162 - 2 \cdot 3,75 = 154,5 \text{ mm}$$

Rozměry soukolí – část C:

- společné rozměry:

$$m_C = 3 \text{ mm}$$

$$c_a = 0,25 \cdot m_C = 0,25 \cdot 5 = 1,25 \text{ mm}$$

$$h_a = m_C = 5 \text{ mm}$$

$$h_f = m_C + c_a = 5 + 1,25 = 6,25 \text{ mm}$$

$$b = \psi \cdot m_C = 15 \cdot 5 = 75 \text{ mm}$$

$$p = \pi \cdot m_C = \pi \cdot 5 = 15,71 \text{ mm}$$

$$a_{7,8} = \frac{D_7 + D_8}{2} = \frac{110 + 55}{2} = 82,5 \text{ mm}$$

$$a_{8,9} = \frac{D_8 + D_9}{2} = \frac{55 + 220}{2} = 137,5 \text{ mm}$$

- rozměry centrálního kola 7:

$$D_7 = m_C \cdot z_7 = 5 \cdot 22 = 110 \text{ mm}$$

$$D_{a7} = D_7 + 2h_a = 110 + 2 \cdot 5 = 120 \text{ mm}$$

$$D_{f7} = D_7 - 2h_f = 110 - 2 \cdot 6,25 = 97,5 \text{ mm}$$

- rozměry satelitu 8:

$$D_8 = m_C \cdot z_8 = 5 \cdot 11 = 55 \text{ mm}$$

$$D_{a8} = D_8 + 2h_a = 55 + 2 \cdot 5 = 65 \text{ mm}$$

$$D_{f8} = D_8 - 2h_f = 55 - 2 \cdot 6,25 = 42,5 \text{ mm}$$

- rozměry korunkového kola 9:

$$D_9 = m_C \cdot z_9 = 5 \cdot 44 = 220 \text{ mm}$$

$$D_{a9} = D_9 + 2h_a = 220 + 2 \cdot 5 = 230 \text{ mm}$$

$$D_{f9} = D_9 - 2h_f = 220 - 2 \cdot 6,25 = 207,5 \text{ mm}$$

5.3.6 Podmínky soukolí

a) podmínka smontovatelnosti:

- podmínku smontovatelnosti určuje koeficient: $k = \text{celé číslo}$
- počet satelitů: $a_k = 3$

$$k_A = \frac{z_1 + z_3}{a_k} = \frac{18 + 72}{3} = 30 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$k_B = \frac{z_4 + z_6}{a_k} = \frac{18 + 54}{3} = 24 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$k_C = \frac{z_7 + z_9}{a_k} = \frac{22 + 44}{3} = 22 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

b) podmínka vůle mezi satelity:

$$\vartheta_{A \min} = \arcsin\left(\frac{D_{a2} + 1,5}{2 \cdot a_{1,2}}\right) = \arcsin\left(\frac{58 + 1,5}{2 \cdot 45}\right) = 41,4^\circ$$

$$\vartheta_A = 120^\circ$$

$$\vartheta_A \geq \vartheta_{A \min} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\vartheta_{B \min} = \arcsin\left(\frac{D_{a5} + 1,5}{2 \cdot a_{4,5}}\right) = \arcsin\left(\frac{60 + 1,5}{2 \cdot 54}\right) = 34,7^\circ$$

$$\vartheta_B = 120^\circ$$

$$\vartheta_B \geq \vartheta_{B \min} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$\vartheta_{C \min} = \arcsin\left(\frac{D_{a8} + 1,5}{2 \cdot a_{7,8}}\right) = \arcsin\left(\frac{65 + 1,5}{2 \cdot 82,5}\right) = 23,8^\circ$$

$$\vartheta_C = 120^\circ$$

$$\vartheta_C \geq \vartheta_{C \min} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.3.7 Účinnost převodového ústrojí

- účinnost převodové části A:

$$\eta_A = 1 - \left| \frac{i_{1,UA}^3 - 1}{i_{1,UA}^3} \right| \cdot \widetilde{\psi}_z = 1 - \left| \frac{5 - 1}{5} \right| \cdot 0,02 = 0,98$$

- účinnost převodové části B:

$$\eta_B = 1 - \left| \frac{i_{4,UB}^6 - 1}{i_{4,UB}^6} \right| \cdot \widetilde{\psi}_z = 1 - \left| \frac{4 - 1}{4} \right| \cdot 0,02 = 0,99$$

- účinnost převodové části C:

$$\eta_C = 1 - \left| \frac{i_{7,UC}^9 - 1}{i_{7,UC}^9} \right| \cdot \widetilde{\psi}_z = 1 - \left| \frac{3 - 1}{3} \right| \cdot 0,02 = 0,99$$

- celková účinnost převodového ústrojí:

$$\eta_{celková} = \eta_A \cdot \eta_B \cdot \eta_C = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,96 [\%]$$

5.3.8 Kroutící moment na výstupu převodovky

$$M_{K4} = M_{K1} \cdot \eta_z \cdot i_c = 43780 \cdot 1 \cdot 60 = 2626800 [N \cdot mm]$$

5.4 Statická únosnost ozubení v dotyku

5.4.1 Část A

Centrální kolo 1 a satelit 2:

Obvodová síla na zub:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{K1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 43780}{36} = 2432 N$$

Únavová únosnost:

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot D_1} \cdot \frac{i_{1,2} + 1}{i_{1,2}}} = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{2432}{30 \cdot 36} \cdot \frac{1,5 + 1}{1,5}} = \\ &= 692,1 MPa \end{aligned}$$

Součinitel přídatných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,3$$

Výpočtové napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 692,1 \cdot \sqrt{1,3} = 794,2 \text{ MPa}$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 1140 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051 – povrchově kalená})$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingů:

$$S_H \approx \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \div 1,2$$

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1140}{794,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,44 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t \text{ max}} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 2432 = 4864 \text{ N}$$

Statická únosnost v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t \text{ max}} \cdot K_H}{F_t}} = 794,2 \cdot \sqrt{\frac{4864 \cdot 1,3}{2432}} = 1123 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP \text{ max}} = 2400 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051 – povrchově kalená})$$

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

Satelit 2 a korunkové kolo 3:

Obvodová síla na zub:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{K1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 43780}{36} = 2432 \text{ N}$$

Únavová únosnost:

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot D_2} \cdot \frac{i_{2,3} + 1}{i_{2,3}}} = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{2432}{30 \cdot 54} \cdot \frac{2,7 + 1}{2,7}} = \\ &= 500,3 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,3$$

Výpočtové napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 500,3 \cdot \sqrt{1,3} = 579,2 \text{ MPa}$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 1140 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingů:

$$S_H \approx \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \div 1,2$$

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1140}{579,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,97 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t \text{ max}} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 2432 = 4864 \text{ N}$$

Statická únosnost v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t \text{ max}} \cdot K_H}{F_t}} = 500,3 \cdot \sqrt{\frac{4864 \cdot 1,3}{2432}} = 819 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP \text{ max}} = 2400 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

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

5.4.2 Část B

Centrální kolo 4 a satelit 5:

Obvodová síla na zub:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{K2}}{D_4} = \frac{2 \cdot 218900}{54} = 8107 \text{ N}$$

Únavová únosnost:

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot D_4} \cdot \frac{i_{4,5} + 1}{i_{4,5}}} = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{8107}{45 \cdot 54} \cdot \frac{1 + 1}{1}} = \\ &= 957,8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Součinitel přídavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,2$$

Výpočtové napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 957,8 \cdot \sqrt{1,2} = 1053,7 \text{ MPa}$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 1140 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingů:

$$S_H \approx \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \div 1,2$$

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1140}{1053,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,11 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t \text{ max}} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 8107 = 16215 \text{ N}$$

Statická únosnost v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t \text{ max}} \cdot K_H}{F_t}} = 794,2 \cdot \sqrt{\frac{16215 \cdot 1,2}{8107}} = 1490 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP \text{ max}} = 2400 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

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

Satelit 5 a korunkové kolo 6:

Obvodová síla na zub:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{K2}}{D_5} = \frac{2 \cdot 218900}{54} = 8107 \text{ N}$$

Únavová únosnost:

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot D_5} \cdot \frac{i_{5,6} + 1}{i_{5,6}}} = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{8107}{45 \cdot 54} \cdot \frac{3 + 1}{3}} = \\ &= 753,5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,2$$

Výpočtové napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 753,5 \cdot \sqrt{1,2} = 809,2 \text{ MPa}$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 1140 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingů:

$$S_H \approx \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \div 1,2$$

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1140}{809,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,41 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t \text{ max}} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 8107 = 16215 \text{ N}$$

Statická únosnost v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t \text{ max}} \cdot K_H}{F_t}} = 500,3 \cdot \sqrt{\frac{16215 \cdot 1,2}{8107}} = 1144 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP \text{ max}} = 2400 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

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

5.4.3 Část C

Centrální kolo 7 a satelit 8:

Obvodová síla na zub:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{K3}}{D_7} = \frac{2 \cdot 875600}{110} = 15920 \text{ N}$$

Únavová únosnost:

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot D_7} \cdot \frac{i_{7,8} + 1}{i_{7,8}}} = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{15920}{75 \cdot 110} \cdot \frac{0,5 + 1}{0,5}} = \\ &= 892,2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Součinitel přídavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 1,2$$

Výpočtové napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 892,2 \cdot \sqrt{1,2} = 966,4 \text{ MPa}$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 1140 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingů:

$$S_H \approx \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \div 1,2$$

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1140}{966,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,18 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t \text{ max}} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 15920 = 31840 \text{ N}$$

Statická únosnost v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t \text{ max}} \cdot K_H}{F_t}} = 794,2 \cdot \sqrt{\frac{31840 \cdot 1,2}{15920}} = 1367 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP \text{ max}} = 2400 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

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

Satelit 8 a korunkové kolo 9:

Obvodová síla na zub:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{K3}}{D_8} = \frac{2 \cdot 437800}{55} = 15920 \text{ N}$$

Únavová únosnost:

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot D_5} \cdot \frac{i_{5,6} + 1}{i_{5,6}}} = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{15920}{75 \cdot 55} \cdot \frac{4 + 1}{4}} = \\ &= 784,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,2$$

Výpočtové napětí v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 784,6 \cdot \sqrt{1,2} = 857,3 \text{ MPa}$$

Mez únavy v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 1140 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

Bezpečnost proti tvorbě pittingů:

$$S_H \approx \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \div 1,2$$

$$S_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1140}{857,3} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,33 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Jednorázové maximální zatížení:

$$F_{t \text{ max}} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 15920 = 31840 \text{ N}$$

Statická únosnost v dotyku:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t \text{ max}} \cdot K_H}{F_t}} = 500,3 \cdot \sqrt{\frac{31840 \cdot 1,2}{15920}} = 1212 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP \text{ max}} = 2400 \text{ MPa} \quad (\text{ocel 12 051} - \text{povrchově kalená})$$

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

5.5 Statická bezpečnost v ohybu

5.5.1 Část A

Centrální kolo 1 a satelit 2:

Provozní součinitel:

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,3$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot F_t}{b \cdot m_A} = \frac{1,3 \cdot 4,1 \cdot 0,75 \cdot 1,5 \cdot 2432}{30 \cdot 2} = 240 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$$

$$S_F = \frac{390 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,04}{240} = 2,5 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení:

$$\sigma_{F \text{ St}} = 2,5 \cdot \sigma_{F \text{ lim}} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$$

Maximální místní ohybové napětí v patě zubu:

$$\sigma_{F \text{ max}} = \frac{\sigma_F \cdot F_{t \text{ max}}}{F_t} = \frac{240 \cdot 4864}{2432} = 481 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v ohybu:

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \text{ max}}} \geq 1,25$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \text{ max}}} = \frac{975}{481} = 2 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Satelit 2 a korunkové kolo 3:

Provozní součinitel:

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,3$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot F_t}{b \cdot m_A} = \frac{1,3 \cdot 4,1 \cdot 0,75 \cdot 1,6 \cdot 2432}{30 \cdot 2} = 263 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$$

$$S_F = \frac{410 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,03}{263} = 1,8 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení:

$$\sigma_{F \text{ St}} = 2,5 \cdot \sigma_{F \text{ lim}} = 2,5 \cdot 410 = 1025 \text{ MPa}$$

Maximální místní ohybové napětí v patě zubu:

$$\sigma_{F \max} = \frac{\sigma_F \cdot F_{t \max}}{F_t} = \frac{263 \cdot 4864}{2432} = 527 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v ohybu:

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \max}} \geq 1,25$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \max}} = \frac{1025}{527} = 1,9 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.5.2 Část B

Centrální kolo 4 a satelit 5:

Provozní součinitel:

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,2$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot F_t}{b \cdot m_B} = \frac{1,2 \cdot 4,1 \cdot 0,75 \cdot 1,4 \cdot 8107}{45 \cdot 3} = 318 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$$

$$S_F = \frac{390 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,03}{318} = 1,9 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení:

$$\sigma_{F \text{ St}} = 2,5 \cdot \sigma_{F \text{ lim}} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$$

Maximální místní ohybové napětí v patě zubu:

$$\sigma_{F \max} = \frac{\sigma_F \cdot F_{t \max}}{F_t} = \frac{318 \cdot 16215}{8107} = 636 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v ohybu:

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \max}} \geq 1,25$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \max}} = \frac{975}{636} = 1,5 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Satelit 5 a korunkové kolo 6:

Provozní součinitel:

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,2$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot F_t}{b \cdot m_A} = \frac{1,2 \cdot 4,1 \cdot 0,75 \cdot 1,5 \cdot 8107}{45 \cdot 3} = 324 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$$

$$S_F = \frac{410 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,03}{324} = 1,5 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení:

$$\sigma_{F \text{ St}} = 2,5 \cdot \sigma_{F \text{ lim}} = 2,5 \cdot 410 = 1025 \text{ MPa}$$

Maximální místní ohybové napětí v patě zubu:

$$\sigma_{F \text{ max}} = \frac{\sigma_F \cdot F_{t \text{ max}}}{F_t} = \frac{324 \cdot 16215}{8107} = 647 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v ohybu:

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \text{ max}}} \geq 1,25$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \text{ max}}} = \frac{1025}{647} = 1,6 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.5.3 Část C**Centrální kolo 7 a satelit 8:**

Provozní součinitel:

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 1,2$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot F_t}{b \cdot m_C} = \frac{1,2 \cdot 4 \cdot 0,75 \cdot 1,4 \cdot 15920}{75 \cdot 5} = 208 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$$

$$S_F = \frac{390 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1}{208} = 2,8 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení:

$$\sigma_{F \text{ St}} = 2,5 \cdot \sigma_{F \text{ lim}} = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ MPa}$$

Maximální místní ohybové napětí v patě zubu:

$$\sigma_{F \text{ max}} = \frac{\sigma_F \cdot F_{t \text{ max}}}{F_t} = \frac{208 \cdot 31840}{15920} = 416 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v ohybu:

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \text{ max}}} \geq 1,25$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F \text{ St}}}{\sigma_{F \text{ max}}} = \frac{975}{416} = 2,3 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Satelit 8 a korunkové kolo 9:

Provozní součinitel:

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08 = 1,2$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot F_t}{b \cdot m_c} = \frac{1,2 \cdot 4 \cdot 0,75 \cdot 1,5 \cdot 15920}{75 \cdot 5} = 221 \text{ MPa}$$

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$S_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4$$

$$S_F = \frac{410 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1}{221} = 2,1 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení:

$$\sigma_{F St} = 2,5 \cdot \sigma_{F lim} = 2,5 \cdot 410 = 1025 \text{ MPa}$$

Maximální místní ohybové napětí v patě zubu:

$$\sigma_{F max} = \frac{\sigma_F \cdot F_{t max}}{F_t} = \frac{221 \cdot 31840}{15920} = 441 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v ohybu:

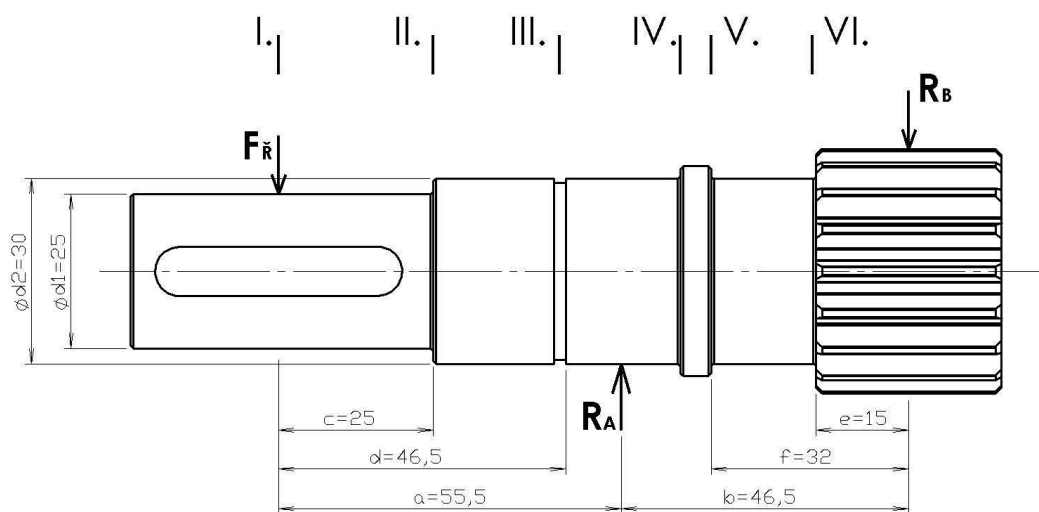
$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F St}}{\sigma_{F max}} \geq 1,25$$

$$S_{Fs} = \frac{\sigma_{F St}}{\sigma_{F max}} = \frac{1025}{441} = 2,3 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.6 Návrh průměrů hřídelů

- materiál hřídelů volím 12 051
- napětí dovolené v ohybu: $\sigma_{Do} = 275 \text{ MPa}$
- napětí dovolené v krutu: $\tau_{Dk} = 165 \text{ MPa}$
- měrný dovolený tlak: $p_D = 215 \text{ MPa}$

5.6.1 Vstupní hřídel



Obr. 26 - Schéma vstupního hřídele

Síla od velké řemenice:

$$F_{\check{R}} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{D_p} = \frac{2 \cdot 43780}{122} = 719,7 \text{ N}$$

Výpočet reakcí:

$$\sum M_{O,A} = 0$$

$$F_{\check{R}} \cdot a - R_B \cdot b = 0 \rightarrow R_B$$

$$R_B = \frac{F_{\check{R}} \cdot a}{b} = \frac{719,7 \cdot 55,5}{46,5} = 859 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{\check{R}} - R_A + R_B = 0 \rightarrow R_A$$

$$R_A = F_{\check{R}} + R_B = 719,7 + 859 = 1579 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{O \max} = F_{\check{R}} \cdot a = 719,7 \cdot 55,5 = 39942 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Moment redukováný:

$$M_{red} = \sqrt{M_{O \max}^2 + 0,75 \cdot M_{K1}^2} = \sqrt{39942^2 + 0,75 \cdot 43780^2} = 55071 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průměr vstupního hřídele:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{red}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 55071}{\pi \cdot 275}} = 12,7 \text{ mm}$$

Volím průměr hřídele $d_1 = 25 \text{ mm}$.

Kontrola hřídele v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_{K1}}{0,2 \cdot d_1^3} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_k = \frac{M_{K1}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{43780}{0,2 \cdot 25^3} = 14 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Návrh délky pera:

- spojení vstupního hřídele a velké řemenice

$$l = \frac{2 \cdot M_{K1}}{t_1 \cdot b \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 43780}{2,9 \cdot 8 \cdot 110} = 34,3 \text{ mm}$$

Volím délku pera 40 mm.

Bezpečnost vůči únavovému lomu:

- průřez I – I:

$$\tau = \frac{M_{K1}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{43780}{0,2 \cdot 25^3} = 14 \text{ MPa}$$

$$\sigma_0 = 0 \text{ MPa}$$

vrubový součinitel pro drážku: $\beta_\tau = 1,6$

$$\tau_I = \tau \cdot \beta_\tau = 14 \cdot 1,6 = 22,4 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro krut: $\chi_\tau = 0,89$

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{Dk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{165 \cdot 0,89}{22,4} = 6,6 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- průřez II – II:

$$\tau = \frac{M_{K1}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{43780}{0,2 \cdot 25^3} = 14 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{0II} = \frac{M_0}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{F_{\check{R}} \cdot c}{0,1 \cdot d_1^3} = \frac{719,7 \cdot 25}{0,1 \cdot 25^3} = 11,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red II} = \sqrt{\sigma_{0II}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{11,5^2 + 3 \cdot 14^2} = 26,9 \text{ MPa}$$

vrubový součinitel pro osazený hřídel: $\beta_\sigma = 2,68$

$$\sigma_{II} = \sigma_{red II} \cdot \beta_\sigma = 26,9 \cdot 2,68 = 72 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro ohyb: $\chi_\sigma = 0,91$

$$k_{\sigma II} = \frac{\sigma_{D\sigma} \cdot \chi_\sigma}{\sigma_{II}} = \frac{275 \cdot 0,91}{72} = 3,5 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- průřez III – III:

$$\tau = \frac{M_{K1}}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{43780}{0,2 \cdot 30^3} = 8,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OIII} = \frac{M_O}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{F_{\check{R}} \cdot d}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{719,7 \cdot 46,5}{0,1 \cdot 30^3} = 12,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red III} = \sqrt{\sigma_{OIII}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{12,4^2 + 3 \cdot 14^2} = 18,7 \text{ MPa}$$

vrubový součinitel pro drážku pojistného kroužku: $\beta_\sigma = 1,96$

$$\sigma_{III} = \sigma_{red III} \cdot \beta_\sigma = 18,7 \cdot 1,96 = 36,7 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro ohyb: $\chi_\sigma = 0,91$

$$k_{\sigma II} = \frac{\sigma_{Do} \cdot \chi_\sigma}{\sigma_{II}} = \frac{275 \cdot 0,91}{36,7} = 6,8 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- průřez IV – IV:

$$\tau = \frac{M_{K1}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{43780}{0,2 \cdot 30^3} = 8,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OIV} = \frac{M_O}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{F_{\check{R}} \cdot \left(a + \frac{B}{2}\right) - R_B \cdot \frac{B}{2}}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{719,7 \cdot \left(55,5 + \frac{19}{2}\right) - 859 \cdot \frac{19}{2}}{0,1 \cdot 30^3} = 11,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red IV} = \sqrt{\sigma_{OIV}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{11,8^2 + 3 \cdot 8,1^2} = 27 \text{ MPa}$$

vrubový součinitel pro osazený hřídel: $\beta_\sigma = 2,68$

$$\sigma_{IV} = \sigma_{red IV} \cdot \beta_\sigma = 27 \cdot 2,68 = 72,4 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro ohyb: $\chi_\sigma = 0,91$

$$k_{\sigma IV} = \frac{\sigma_{Do} \cdot \chi_\sigma}{\sigma_{IV}} = \frac{275 \cdot 0,91}{72,4} = 3,5 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- průřez V – V:

$$\tau = \frac{M_{K1}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{43780}{0,2 \cdot 30^3} = 8,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OV} = \frac{M_O}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{R_B \cdot f}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{859 \cdot 32}{0,1 \cdot 30^3} = 10,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red V} = \sqrt{\sigma_{OV}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{10,2^2 + 3 \cdot 8,1^2} = 26,4 \text{ MPa}$$

vrubový součinitel pro osazený hřídel: $\beta_\sigma = 2,68$

$$\sigma_V = \sigma_{red V} \cdot \beta_\sigma = 26,4 \cdot 2,68 = 70,7 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro ohyb: $\chi_\sigma = 0,91$

$$k_{\sigma V} = \frac{\sigma_{Do} \cdot \chi_\sigma}{\sigma_V} = \frac{275 \cdot 0,91}{70,7} = 3,5 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- průřez VI – VI:

$$\tau = \frac{M_{K1}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{43780}{0,2 \cdot 30^3} = 8,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OVI} = \frac{M_O}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{R_B \cdot e}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{859 \cdot 15}{0,1 \cdot 30^3} = 4,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red VI} = \sqrt{\sigma_{OVI}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{4,8^2 + 3 \cdot 8,1^2} = 24,8 \text{ MPa}$$

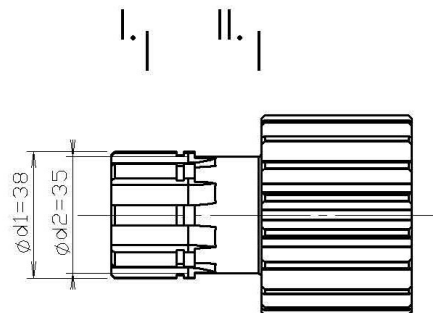
vrubový součinitel pro osazený hřídel: $\beta_\sigma = 2,68$

$$\sigma_{VI} = \sigma_{red VI} \cdot \beta_\sigma = 26,4 \cdot 2,68 = 66,4 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro ohyb: $\chi_\sigma = 0,91$

$$k_{\sigma VI} = \frac{\sigma_{Do} \cdot \chi_\sigma}{\sigma_{VI}} = \frac{275 \cdot 0,91}{66,4} = 3,8 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.6.2 Spojovací hřídel 1 (centrální kolo 4)



Obr. 27 - Schéma spojovacího hřídele 1

$$\tau_k = \frac{M_{K2}}{0,2 \cdot d_2^3} \leq \tau_{Dk} \rightarrow d_2$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{K2}}{0,2 \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{218900}{0,2 \cdot 165}} = 18,8 \text{ mm}$$

Volím drážkovaný hřídel 8x32x38 – ČSN 01 4942.

Výpočet délky spojení unášečel a hřídele 1 z otláčení:

$$l' = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot M_{K2}}{t \cdot B \cdot p_D} = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot 218900}{3 \cdot 6 \cdot 215} = 84,8 \text{ mm}$$

$$l = \frac{l' + B}{n} = \frac{84,8 + 6}{8} = 11,4 \text{ mm}$$

Volím délku spojení 20 mm.

Bezpečnost vůči únavovému lomu:

- průřez I – I:

$$\tau = \frac{M_{K2}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{218900}{0,2 \cdot 38^3} = 19,9 \text{ MPa}$$

vrubový součinitel pro drážkovaný hřídel: $\beta_\tau = 2,45$

$$\tau_I = \tau \cdot \beta_\tau = 19,9 \cdot 2,45 = 48,9 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro krut: $\chi_\tau = 0,81$

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{Dk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{165 \cdot 0,81}{48,9} = 2,7 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- průřez II – II:

$$\tau = \frac{M_{K2}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{218900}{0,2 \cdot 35^3} = 25,5 \text{ MPa}$$

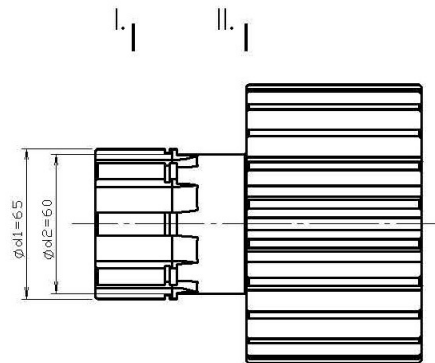
vrubový součinitel pro osazený hřídel: $\beta_\tau = 1,97$

$$\tau_I = \tau \cdot \beta_\tau = 25,5 \cdot 1,97 = 50,3 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro krut: $\chi_\tau = 0,81$

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{Dk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{165 \cdot 0,81}{50,3} = 2,7 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.6.3 Spojovací hřídel 2 (centrální kolo 7)



Obr. 28 - Schéma spojovacího hřídele 2

$$\tau_k = \frac{M_{K3}}{0,2 \cdot d_3^3} \leq \tau_{Dk} \rightarrow d_3$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{K3}}{0,2 \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{875600}{0,2 \cdot 165}} = 29,8 \text{ mm}$$

Volím drážkovaný hřídel 8x56x65 – ČSN 01 4942.

Výpočet délky spojení unášeče 2 a hřídele 2 z otláčení:

$$l' = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot M_{K3}}{t \cdot B \cdot p_D} = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot 875600}{4,5 \cdot 10 \cdot 215} = 135,8 \text{ mm}$$

$$l = \frac{l' + B}{n} = \frac{135,8 + 10}{8} = 18,2 \text{ mm}$$

Volím délku spojení 30 mm.

Bezpečnost vůči únavovému lomu:

- průřez I – I:

$$\tau = \frac{M_{K3}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{875600}{0,2 \cdot 65^3} = 15,9 \text{ MPa}$$

vrubový součinitel pro drážkovaný hřídel: $\beta_\tau = 2,45$

$$\tau_I = \tau \cdot \beta_\tau = 15,9 \cdot 2,45 = 39,1 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro krut: $\chi_\tau = 0,74$

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{Dk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{165 \cdot 0,74}{39,1} = 3,1 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

- průřez II – II:

$$\tau = \frac{M_{K3}}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{875600}{0,2 \cdot 60^3} = 20,3 \text{ MPa}$$

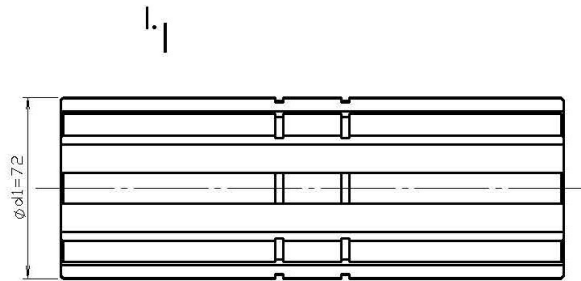
vrubový součinitel pro osazený hřídel: $\beta_\tau = 1,97$

$$\tau_I = \tau \cdot \beta_\tau = 20,3 \cdot 1,97 = 39,9 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro krut: $\chi_\tau = 0,74$

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{Dk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{165 \cdot 0,74}{39,9} = 3,1 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.6.4 Výstupní hřídel



Obr. 29 - Schéma výstupního hřídele

$$\tau_k = \frac{M_{K4}}{0,2 \cdot d_4^3} \leq \tau_{Dk} \rightarrow d_4$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{M_{K4}}{0,2 \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{2626800}{0,2 \cdot 165}} = 43 \text{ mm}$$

Volím drážkovaný hřídel 8x62x72 – ČSN 01 4942.

Výpočet délky spojení unášeče 3 a výstupního hřídele z otačení:

$$l' = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot M_{K4}}{t \cdot B \cdot p_D} = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot 2626800}{5 \cdot 12 \cdot 215} = 305,4 \text{ mm}$$

$$l = \frac{l' + B}{n} = \frac{305,4 + 12}{8} = 39,7 \text{ mm}$$

Volím délku spojení 85 mm.

- průřez I – I:

$$\tau = \frac{M_{K4}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{2626800}{0,2 \cdot 72^3} = 35,2 \text{ MPa}$$

vrubový součinitel pro drážkovaný hřídel: $\beta_\tau = 2,45$

$$\tau_I = \tau \cdot \beta_\tau = 35,2 \cdot 2,45 = 86,2 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti pro krut: $\chi_\tau = 0,73$

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_{Dk} \cdot \chi_\tau}{\tau_I} = \frac{165 \cdot 0,73}{86,2} = 1,4 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.7 Návrh ložisek

5.7.1 Ložisko na vstupním hřídeli

Volím ložisko 6306 – ZKL:

- vnitřní průměr: $d = 30 \text{ mm}$
- vnější průměr: $D = 72 \text{ mm}$
- šířka: $B = 19 \text{ mm}$
- základní dynamická únosnost: $c = 29600 \text{ N}$
- základní statická únosnost: $c_0 = 16000 \text{ N}$
- trvanlivost ložiska: $L_H = 50000 \text{ hodin}$
- otáčky: $n_1 = 20 \text{ ot/s}$
- radiální zatížení ložiska: $F_r = 1578,6 \text{ N}$

$$P_r(F_e) = 1 \cdot 1 \cdot F_r = 1 \cdot 1 \cdot 1578,6 = 1578,6 \text{ N}$$

$$c_v = P_r(F_e) \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} \leq c$$

$$c_v = 1578,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 20 \cdot 3,6}{1000}} = 24194,4 \text{ N} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.7.2 Kluzná ložiska na satelitech

- kontrola na otláčení čepu
- počítáno pro nejvyšší možné zatížení

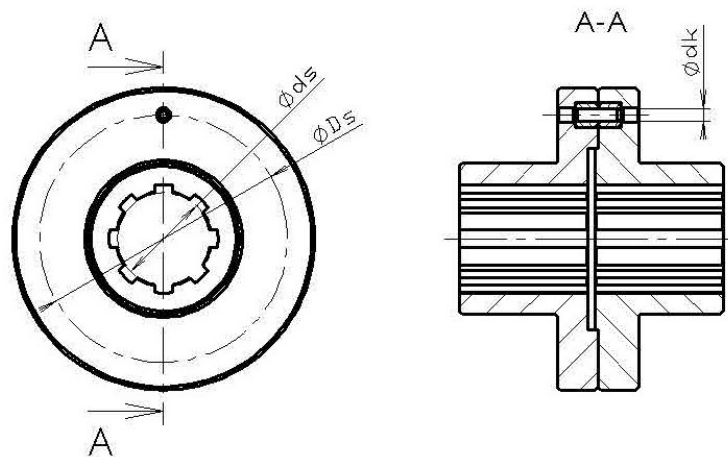
Volím kluzné ložisko PCM 202310 E – SKF

- vnitřní průměr: $d = 30 \text{ mm}$
- vnější průměr: $D = 72 \text{ mm}$
- šířka: $B = 19 \text{ mm}$
- radiální zatížení čepu: $F = 31840 \text{ N}$
- měrný dovolený tlak: $p_D = 140 \text{ MPa}$

$$p = \frac{F}{d \cdot B} \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{d \cdot B} = \frac{31840}{30 \cdot 10} = 106,1 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

5.8 Návrh pojistné spojky se střížným kolíkem



Obr. 30 - Schéma pojistné spojky se střížným kolíkem

5.8.1 Průměr hřídele pod spojkou

Dovolený kroutící moment:

- koeficient bezpečnosti: $k = 0,9$

$$M_{K \text{ dov}} = M_{K4} \cdot k = 2626800 \cdot 0,9 = 2364120 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výpočet průměru:

- dovolené napětí v krutu: $\tau_{Dk} = 165 \text{ MPa}$

$$\tau_k = \frac{M_{K \text{ dov}}}{0,2 \cdot d_s^3} \leq \tau_{Dk} \rightarrow d_s$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{M_{K \text{ dov}}}{0,2 \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{2364120}{0,2 \cdot 165}} = 41,5 \text{ mm}$$

Volím stejný drážkovaný hřídel, jako je výstupní hřídel 8x62x72 – ČSN 01 4942.

5.8.2 Návrh střížného kolíku

Roztečný průměr:

$$D_s = 2,5 \cdot d_s = 2,5 \cdot 62 = 155 \text{ mm}$$

Kritická síla působící na kolík:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{K \text{ dov}}}{D_s} = \frac{2 \cdot 2364120}{155} = 30504,8 \text{ N}$$

Průměr kolíku:

- materiál kolíku 16 520.9 – kalený
- napětí dovolené ve stříhu: $\tau_{Ds} = 510 \text{ MPa}$
- počet kolíků: $n = 4$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_k}{\pi \cdot \tau_{Ds} \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30504,8}{\pi \cdot 510 \cdot 4}} = 4,4 \text{ mm}$$

Volím 4 normalizované kolíky 5 x 30 B – ČSN 02 2152.

Maximální únosnost spojky se zvoleným kolíkem:

$$\begin{aligned} M_{K \text{ max}} &= \frac{F_{\text{max}} \cdot D_s}{2} = \frac{\frac{\tau_{Ds} \cdot \pi \cdot n \cdot d_k^2}{4} \cdot D_s}{2} = \frac{\tau_{Ds} \cdot \pi \cdot n \cdot d_k^2 \cdot D_s}{8} = \frac{510 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 10^2 \cdot 155}{8} \\ &= 3104286 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

ZÁVĚR

V té to bakalářské práci jsem se zabýval návrhem hnací jednotky s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou. Zadané parametry byli výkon hnacího stroje 4 kW a výstupní otáčky převodovky 20 otáček za minutu.

Pro pohon jsem zvolil 4 – pólový, 3 – fázový, asynchronní elektromotor značky Raveo (*RMSI32S4*) s výkonem 5,5 kW, účinností 88 % a otáčkami 1460 otáček za minutu. Dále jsem řešil spojení motoru a vstupní část převodovky. Z důvodu bezpečnosti proti rázům od motoru jsem zvolil řemenový převod, s použitím dvou řemenů. Tento řemenový převod také upravuje otáčky na vstupu převodovky na 1200 otáček za minutu a mohlo být tak dosaženo celkového převodového poměru 1:60.

Samotná převodovka je pak navržena jako třístupňová s účinností 96 %. Celková konstrukce převodovky je pak složena z několika segmentů, kdy spojovací částí mezi segmenty jsou samotná korunková ozubená kola. Vyřešil se tím tak problém se složitou převodovou skříní a v ní uchycení korunkových kol.

Poslední částí byl návrh pojistné spojky. Vzhledem k vysokému krouticímu momentu na výstupu z převodovky jsem volil pojistnou spojkou se střížným kolíkem resp. se čtyřmi kolíky. Spojka je navržena tak, aby při překročení krouticího momentu o 18 % došlo k přestřížení pojistných kolíků a odpojení od hnaného stroje. Tato spojka je s převodovkou spojena drážkovaným hřídelem, který se používá k přenosu právě těchto vysokých kroutících momentů.

Celý návrh hnacího mechanismu je doložen výpočtovou zprávou a výkresovou dokumentací s výkresem sestavy a výrobními výkresy součástí. K vyhotovení výkresové dokumentace byl využit software SolidWorks 2016.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] DVOŘÁČEK, Josef. : *Stavba a provoz strojů II*
- [2] BOHÁČEK, František a kol. : *Části a mechanismy strojů III: Převody*. Vyd. 2. uprav. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1987
- [3] BOLEK, Alfred., KOCHMAN, Josef., : *Části strojů, 2. svazek*. Praha: SNTL, 1990, ISBN 80-03-00426-8
- [4] SVOBODA, Jiří. : *Planetové převody*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005c1998, ISBN 8001032450
- [5] JANČÍK, Luděk., ZÝMA, Jiří., : *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02891-7.
- [6] VOLEK, František. : *Základy konstruování a části strojů I*. Vyd. 1. Zlín: Vydavatelství Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8
- [7] STUDENÝ, Jaromír : *mmspektrum.com* [online]. [cit. 9. 5. 2018]. Dostupný na WWW: www.mmspektrum.com/clanek/novinky-na-veletrhu-amper-2013.html
- [8] AUTOR NEUVEDEN. *raveo.cz* [online]. [cit. 9. 5. 2018]. Dostupný na WWW: <http://www.raveo.cz/AC-motory-trifazove-4-polove-RAVEO>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

značka	jednotka	název
P	kW	Výkon
P_{SK}	kW	Skutečný výkon
P_V	W	Výpočtový výkon
M_K	N·mm	Kroutící moment
$M_{K \max}$	N·mm	Maximální kroutící moment
F	N	Obvodová síla
F_n	N	Pracovní předpětí řemene
F_t	N	Síla na zub
$F_{t \max}$	N	Jednorázové maximální zatížení
$F_{\dot{R}}$	N	Síla od řemenice
F_k	N	Síla na kolík
n	ot/s	Otáčky
v	m/s	Obvodová rychlost
η	%	Účinnost
i	-	Převodový poměr
σ_{H0}	MPa	Únavová únosnost
σ_H	MPa	Výpočtové napětí v dotyku
$\sigma_{H \lim}$	MPa	Mez únavy v dotyku
S_H	-	Bezpečnost proti tvorbě pittingů
$\sigma_{H \max}$	MPa	Statická únosnost v dotyku
σ_F	MPa	Ohybové napětí
S_F	-	Bezpečnost proti únavovému lomu
$\sigma_{F \text{ St}}$	MPa	Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení
$\sigma_{F \lim}$	MPa	Mez únavy v ohybu
$\sigma_{F \max}$	MPa	Maximální ohybové napětí
S_{FS}	-	Statická bezpečnost v ohybu
σ_{Do}	MPa	Napětí dovolené v ohybu
τ_{Dk}	MPa	Napětí dovolené v krutu
p_D	MPa	Měrný dovolený tlak
τ_K	MPa	Napětí v krutu
d_p	mm	Průměr malé řemenice
D_p	mm	Průměr velké řemenice

A	mm	Osová vzdálenost
$A_{př}$	mm	Předběžná osová vzdálenost
L_p	mm	Výpočtová délka řemene
β	°	Úhel opásání malé řemenice
γ	°	Úhel opásání velké řemenice
z	-	Počet klínových řemenů
f	s^{-1}	Ohybová frekvence
$z_1 - z_9$	-	Počet zubů
m	mm	Modul
$D_1 - D_9$	mm	Průměr roztečné kružnice
h_a	mm	Výška hlavy zubu
h_f	mm	Výška paty zubu
b	mm	Šířka ozubení
p	mm	Rozteč zubu
a	mm	Osová vzdálenost soukolí
D_a	mm	Průměr hlavové kružnice
D_f	mm	Průměr patní kružnice
a_k	-	Počet satelitů
k	-	Podmínka smontovatelnosti
ϑ	°	Vůle mezi satelity
d	mm	Průměr hřídele
D_s	mm	Roztečný průměr kolíku
d_s	mm	Průměr hřídele pod spojkou
d_k	mm	Průměr kolíku
c_2	-	Součinitel provozního zatížení
ψ	-	Součinitel přesnosti ozubení
c	-	Součinitel materiálu
K_H	-	Součinitel přídavných zatížení
Z_E	-	Součinitel mechanických vlastností materiálu
Z_H	-	Součinitel tvaru zubu
Z_ϵ	-	Součinitel součtové délky křivky boku zubu
K_A	-	Součinitel vnějších dynamických sil
K_V	-	Součinitel rychlosti
$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$	-	Součinitel zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}, K_{F\beta}$	-	Součinitel tvrdosti zubu

K_F	-	Provozní součinitel
Y_{FS}, Y_ϵ	-	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
Y_X	-	Součinitel velikostí
Y_δ	-	Součinitel vrubové citlivosti
Y_β	-	Součinitel sklonu zubu
β	-	Vrubový součinitel
χ	-	Součinitel velikosti v krutu

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1 - Schéma zapojení mechanických převodů</i>	12
<i>Obr. 2 - Rozdělení třecích převodů</i>	13
<i>Obr. 3 - Opásaný převod</i>	14
<i>Obr. 4 - Řemenový převod s více řemenicemi</i>	14
<i>Obr. 5 - Základní rozměry ozubení</i>	15
<i>Obr. 6 - Moduly ozubených kol (výběr z ČSN 01 4608)</i>	16
<i>Obr. 7 - Ozubená soukolí – valivá</i>	17
<i>Obr. 8 - Ozubená soukolí – šroubová</i>	17
<i>Obr. 9 - Řetězový převod</i>	18
<i>Obr. 10 - Druhy řetězů</i>	19
<i>Obr. 11 - Schéma jednoduchého planetového soukolí</i>	20
<i>Obr. 12 - Základní typy planetových převodů</i>	21
<i>Obr. 13 - Obvodové rychlosti jednoduchého planetového soukolí</i>	23
<i>Obr. 14 - Schéma kombinací diferenciálů</i>	23
<i>Obr. 15 - Ztráty v ozubených soukolích</i>	24
<i>Obr. 16 - Vůle mezi sousedními satelity</i>	25
<i>Obr. 17 - Trubková spojka s perem</i>	28
<i>Obr. 18 - Přírubová spojka</i>	28
<i>Obr. 19 - Přírubová spojka s pojistným kolíkem</i>	29
<i>Obr. 20 - Kuličková pojistná spojka</i>	29
<i>Obr. 21 - Třecí lamelová pojistná spojka</i>	30
<i>Obr. 22 - Asynchronní motor</i>	31
<i>Obr. 23 - Schéma uspořádání hnací jednotky</i>	33
<i>Obr. 24 - Elektromotor Raveo RMS132S4</i>	34
<i>Obr. 25 - Model planetové převodovky</i>	37
<i>Obr. 26 - Schéma vstupního hřídele</i>	55
<i>Obr. 27 - Schéma spojovacího hřídele 1</i>	59
<i>Obr. 28 - Schéma spojovacího hřídele 2</i>	61
<i>Obr. 29 - Schéma výstupního hřídele</i>	62
<i>Obr. 30 - Schéma pojistné spojky se střížným kolíkem</i>	64

SEZNAM PŘÍLOH

PLP-SESTAVA-01-000	SESTAVA-Hnací jednotka s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou
PLP-DRH-01-000	DRÁŽKOVANÝ HŘÍDEL-01
PLP-DRH-02-000	DRÁŽKOVANÝ HŘÍDEL-02
PLP-DSP-01-000	DISK SPOJKY-01
PLP-DSP-02-000	DISK SPOJKY-02
PLP-KON-01-000	KONZOLA-01
PLP-OZK-01-000	OZUBENÉ KOLO-Centrální kolo-1
PLP-OZK-02-000	OZUBENÉ KOLO-Satelit-2
PLP-OZK-03-000	OZUBENÉ KOLO-Korunkové kolo-3
PLP-OZK-04-000	OZUBENÉ KOLO-Centrální kolo-4
PLP-OZK-05-000	OZUBENÉ KOLO-Satelit-5
PLP-OZK-06-000	OZUBENÉ KOLO-Korunkové kolo-6
PLP-OZK-07-000	OZUBENÉ KOLO-Centrální kolo-7
PLP-OZK-08-000	OZUBENÉ KOLO-Satelit-8
PLP-OZK-09-000	OZUBENÉ KOLO-Korunkové kolo-9
PLP-POK-01-000	POUZDRO KOLÍKU-01
PLP-PŘED-01-000	PŘEDNÍ ČÁST-01
PLP-REM-M-000	ŘEMENICE-Malá
PLP-REM-V-000	ŘEMENICE-Velká
PLP-STŘED-01-000	STŘED-01
PLP-STŘED-02-000	STŘED-02
PLP-UNA-01-000	UNÁŠEČ-01
PLP-UNA-01-1-000	UNÁŠEČ-01-1
PLP-UNA-02-000	UNÁŠEČ-02
PLP-UNA-02-1-000	UNÁŠEČ-02-1
PLP-UNA-03-000	UNÁŠEČ-03
PLP-UNA-03-1-000	UNÁŠEČ-03-1
PLP-VÍKO-01-000	VÍKO-01
PLP-VÍKO-02-000	VÍKO-02
PLP-ZAD-01-000	ZADNÍ ČÁST-01
PLP-ZPO-01-000	ZAJIŠŤOVACÍ PODLOŽKA