

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2341 Strojírenství
Studijní zaměření: Konstrukce průmyslové techniky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Planetové převodovky v převodu mechanických lisů

Autor: **Martin HRABA**

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

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin HRABA**
Osobní číslo: **S12B0146K**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **Konstrukce průmyslové techniky**
Název tématu: **Planetové převodovky v převodu mechanických lisů**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

V úvodu práce bude provedena rešerše na téma planetové převodovky a klikové lisy. V práci budou vypracovány varianty konstrukčních řešení pohonu lisu. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Provedení rešerše na téma planetové převodovky a klikové lisy
2. Návrh konstrukčních variant
3. Konstrukční návrh zvoleného řešení
4. Vypracování zadané výkresové dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra: obecné strojí části, spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie. **Praha: 1999**

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

RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. Tvářecí stroje; Základy stavby a využití. **Praha: 1985**

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval Doc. Ing. Janu Hlaváčovi PhD. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mi radou a cennými zkušenostmi umožnili dokončit tuto práci.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Hraba	Martin
STUDIJNÍ OBOR	2341R001/40 „Konstrukce průmyslové techniky“	
VEDOUcí PRÁCE	Hlaváč, Doc. Ing., Ph.D.	Jan
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST – KKS	
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ
NÁZEV PRÁCE	Planetové převodovky v převodu mechanických lisů	

FAKULTA	strojí	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	--------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM		TEXTOVÁ ČÁST		GRAFICKÁ ČÁST	
---------------	--	---------------------	--	----------------------	--

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Bakalářská práce obsahuje konstrukční návrh pohonu klikového lisu s jmenovitou lisovací silou 400 tun. Jako převodový mechanismus se zde uplatňuje planetový diferenciál s dvojitými satelity a regulací korunového kola sekundárním elektromotorem.</p> <p>Práce obsahuje výpočet a kontrolu ozubení, částí pro přenos sil a jejich spojů. Ke konstrukci modelu byl využit CAD software Autodesk Inventor 2011. K simulaci zatížení Siemens NX 8.5.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	diferenciál, planetový převod, převodovka, regulace, klikový lis, mechanismus, satelit, unašeč, korunové kolo, CAD

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Hraba	Martin	
FIELD OF STUDY	2341R001/40 “ Design of Manufacturing Machines“		
SUPERVISOR	Hlaváč, Doc. Ing., Ph.D.	Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST – KKS		
TYPE OF WORK	DIPLÓMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Planetary gear in the transmission of mechanical presses		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY		TEXT PART		GRAPHICAL PART	
----------------	--	------------------	--	-----------------------	--

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>Bachelor of work includes the design drive crank press with a nominal compression force of 400 tons. As the transmission mechanism are applied planetary differential with twin satellites and control the secondary ring gear motor. The work includes the calculation and control gears, power transmission components and their connections. The design of the model was used CAD software Autodesk Inventor 2011. Loads to simulate Siemens NX 8.5.</p>
---	--

Obsah

1. Úvod.....	1
1.1.1. Cíl práce	1
2. Planetový převod	4
2.1.1. Jednoduchý planetový převod.....	4
2.1.2. Jednoduchý jednostupňový planetový převod	5
2.1.3. Jednoduchý více­stupňový planetový převod.....	8
2.1.4. Planetový převod s dvojitými satelity	8
2.1.5. Převodový poměr planetového převodu.....	9
2.1.6. Výpočet převodového poměru pomocí úhlové rychlosti ω	9
2.1.7. Výpočet převodového poměru pomocí ozubení.....	11
2.1.8. Výpočet převodového poměru pomocí obvodových rychlostí	12
2.1.9. Geometrické podmínky planetového převodu	13
2.1.10. Vůle mezi jednotlivými satelity.....	13
2.1.11. Stejně osové vzdálenosti.....	14
2.1.12. Podmínka smontovatelnosti.....	16
3. Lis	17
3.1.1. Popis a definice	17
3.1.2. Rozdělení.....	17
3.1.3. Základní rozdělení mechanických lisů.....	17
3.1.4. Klikový lis	18
3.1.5. Kinematika mechanického klikového lisu	19
4. Vstupní data	21
4.1. Zadané hodnoty	21
5. Výpočet sil klikového mechanismu	22
5.1. Výpočet úhlu β :	22
5.2. Výpočet síly v ojnici F_o	22
5.3. Výpočet síly tečné k ojnici F_t	23
6. Moment, práce, výkon	24
6.1. Úvod k výpočtu.....	24
6.2. Výpočet výkonu a práce.....	24
7. Primární elektromotor	26

8.	Převodovka	27
8.1.	Výpočet převodového poměru.....	27
8.2.	Výpočet počtu zubů jednotlivých ozubených kol.....	28
8.3.	Podmínka smontovatelnosti.....	28
8.4.	Volba materiálů ozubených soukolí 1-2, 3-4.....	28
8.5.	Součinitelé bezpečnosti	29
8.6.	Návrhový výpočet ozubení soukolí 1-2.....	29
8.6.1.	Výpočet \emptyset roztečné kružnice d_2 pastorku	30
8.6.2.	Výpočet modulu m	30
8.6.3.	Výpočet normálního modulu m_n pastorku.....	30
8.6.4.	Výpočet šířky ozubení.....	31
8.6.5.	Kontrolní výpočty návrhu soukolí 1-2	31
8.6.6.	Rozměry soukolí 1-2	33
8.7.	Návrhový výpočet ozubení soukolí 3-4.....	34
8.8.	Podmínka stejných osových vzdáleností a výpočet korekce osové vzdálenosti	34
9.	Sekundární elektromotor.....	37
9.1.	Úvod.....	37
9.2.	Vnější ozubení pro regulaci sekundárním elektromotorem.....	37
9.3.	Závislost otáček lisu na směru sekundárního elektromotoru.....	38
9.4.	Volba typu sekundárního asynchronního elektromotoru.....	39
9.5.	Potřebný výkon k otáčení kola 4	41
9.6.	Alternativní využití členu B	41
9.6.1.	Třecí brzda.....	41
9.6.2.	Pohon lisu pomocí sekundárního elektromotoru.....	42
9.6.3.	Kompaktnější manipulace s beranem.....	42
10.	Dimenzování přenosových částí a spojů	43
10.1.	Úvod.....	43
10.2.	Hřídel satelitů.....	44
10.2.1.	Silové poměry	44
10.2.2.	Výpočet průměru hřídele	46
10.2.3.	Výpočet ložisek	47
10.3.	Hřídel vstupní.....	48
10.4.	Hřídel výstupní.....	49
10.5.	Hřídel kola č. 4.....	49

10.5.1.	Výpočet průměru hřídele	50
10.5.2.	Výpočet ložisek	51
10.6.	Spoje	51
10.6.1.	Hřídel satelitů	52
10.6.2.	Hřídel výstupní	53
10.6.3.	Hřídel vstupní	54
11.	Virtuální simulace zatížení.....	55
11.1.	Úvod.....	55
11.2.	Zavazbení, zatížení	55
11.3.	Simulace zatížení	56
11.4.	Optimalizace tělesa	56
12.	CAD model planetového diferenciálu s regulací	58
13.	Závěr.....	61
	Seznam použité literatury	62
1.	Příloha - grafy	1
2.	Příloha - tabulky.....	5
3.	Příloha - Návrhový výpočet ozubeného soukolí 3-4.....	9
4.	Příloha - výpočet hodnot regulačního kola 2	13
5.	Příloha - výkresová dokumentace	14

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

h_a	mm	hlava zubu
h_a^*	mm	korigovaná hlava zubu
h_f	mm	pata zubu
h_f^*	mm	korigovaná pata zubu
A_{u1}	J	navýšená užitečná práce
$A_{u1'}$	J	užitečná práce
F_A	N	axiální síla
F_e	N	ekvivalentní síla
F_j	N	jmenovitá síla lisu
F_o	N	síla v ojnici
$F_{o1,2,3,4}$	N	obvodové síly jednotlivých ozubených kol
F_r	N	radiální síla
F_t	N	tečná síla
F_v	N	síla ve vedení
K_A	-	součinitel vnějších dynamických sil
K_F	-	součinitel přídavných zatížení (ohyb)
K_{Fv}	-	součinitel vnitřních dynamických sil (ohyb)
K_H	-	součinitel přídavných zatížení (dotyk)
K_{Hv}	-	součinitel vnitřních dynamických sil (dotyk)
$K_{H\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (dotyk)
$K_{H\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů (dotyk)
L_H	h	základní trvanlivost ložiska
$M_{4celkoý}$	Nmm	točivý moment regulačního kola (ozubené kolo 4)
$M_{t1,2,3,4}$	Nm	točivý moment jednotlivých ozubených kol
M_{tlis}	Nmm	moment vyvolaný silou F_t
P_{max}	W	maximální výkon
R_{es}	MPa	mez kluzu ve smyku
S_{Fmin}	-	minimální hodnota součinitele bezpečnosti - vznik únavového lomu v patě zubu
S_{Hmin}	-	minimální hodnota součinitele bezpečnosti - vznik únavového poškození boku zubu

Y_{FS}	-	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
Y_{β}	-	součinitel sklonu zubu
Y_{ε}	-	součinitel vlivu záběru profilu (ohyb)
Z_E	-	součinitel mechanických vlastností materiálů
Z_H	-	součinitel tvaru spoluzabírajících kol
Z_{ε}	-	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
a_k	-	počet satelitů
a_w	mm	korigovaná osová vzdálenost
b_{wF}	mm	šířka ozubení (ohyb)
b_{wH}	mm	šířka ozubení (dotyk)
c^*, c_a^*	-	jednotková hlavová vůle
d_a	mm	průměr hlavové kružnice
d_a^*	mm	průměr korigované patní kružnice
d_b	mm	průměr základní kružnice
d_f	mm	průměr patní kružnice
d_f^*	mm	průměr korigované patní kružnice
e^*	mm	korigovaná zubní mezera
f_F	-	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
f_H	-	pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice
k_{ef}	-	součinitel nerovnoměrného zatížení všech drážek
l_{st}	mm	délka drážek (evolventní drážkování)
p_D	MPa	dovolený tlak (evolventní drážkování)
s^*	mm	korigovaná tloušťka zubu
s_D	mm	sražení vnější zubů
s_d	mm	sražení vnitřních zubů
α_w	°	korigovaný úhel záběru
ε_{α}	-	součinitel záběru
σ_F	MPa	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
σ_H	MPa	napětí v dotyku ve valivém bodě (tzv. Hertzův tlak)
σ_{HO}	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení
σ_{HP}	MPa	připustné napětí v dotyku
σ_{Hlim}	MPa	mez únavy materiálu v dotyku
σ_{Hlim}^o	MPa	mez únavy materiálu v dotyku odpovídající bázovému

		počtu zatěžovacích cyklů
σ_{FP}	MPa	přípustné napětí v ohybu
σ_{Flimb}	MPa	mez únavy v ohybu materiálu ozubeného kola
τ_{kD}	MPa	dovolené napětí v krutu
τ_{ku}	MPa	napětí v krutu unašeče
φ_{min}	°	minimální úhel mezi satelity
i	-	převodový poměr
P	W	průměrný výkon
z	-	počet zubů kola
ω	ot^{-1}	úhlová rychlost
d	mm	průměr roztečné kružnice
eva	-	evolventní funkce
p	mm	šířka zubové mezery
s	mm	šířka zubu
x	mm	korekce
α	°	úhel záběru

1. Úvod

V předkládané bakalářské práci, kterou jsem vypracoval na téma „Planetové převodovky v převodu mechanických lisů“, jsem se zaměřil na možnost kombinace setrvačnickového pohonu klikového lisu s planetovou převodovkou.

Protože je požadovaná rychlost otáčení klikové hřídele v porovnání s otáčkami motoru příliš nízká, je nutné ji redukovat, a právě zde se nachází prostor pro nasazení planetové převodovky. Důvodem pro volbu planetové převodovky jsou především její kompaktní rozměry a velký rozsah dosaženého převodu.

U klikových lisů je výkon odebírán špičkově, proto musí být pohonem vyvozen a přenesen značný výkon (ve spojení s nízkou rychlostí otáčení se jedná o značné momenty). Nevýhodou setrvačnickového pohonu je nemožnost dosažení vysoké produktivity práce v porovnání s přímým pohonem speciálními momentovými motory. Jednou z možností, jak dosáhnout vyšší rychlosti stroje, je využít modifikace planetové převodovky, kdy je dosaženo změny jejího převodového poměru.

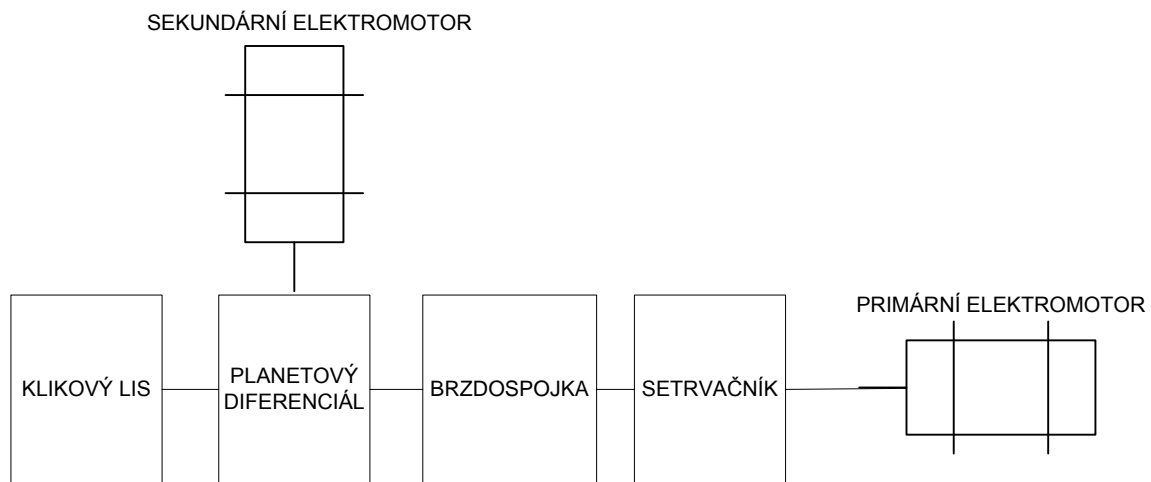
Má práce se v teoretické části zabývá návrhem planetového převodu a v části praktické pak návrhem převodovky pro konkrétní podmínky.

1.1.1. Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh regulace planetového převodu na mechanickém klikovém lisu zařazením sekundárního elektromotoru. Celá soustava bude obsahovat následující jednotlivé části.

- A. Primární elektromotor
- B. Setrvačník
- C. Brzdospojka
- D. Sekundární elektromotor
- E. Převodovka (planetový diferenciál)
- F. Mechanický (klikový) lis

Primární motor je zdrojem kinetické energie, která se akumuluje v setrvačníku. Setrvačník tuto kinetickou energii přenáší přes brzdo-spojku do planetového diferenciálu, který bude regulovatelný druhým (sekundárním) asynchronním elektromotorem. Přes tento planetový diferenciál se energie dále přesouvá na koncovou část soustavy, klikový lis.



Obr. č. 1 Schéma soustavy pohonu mechanického lisu

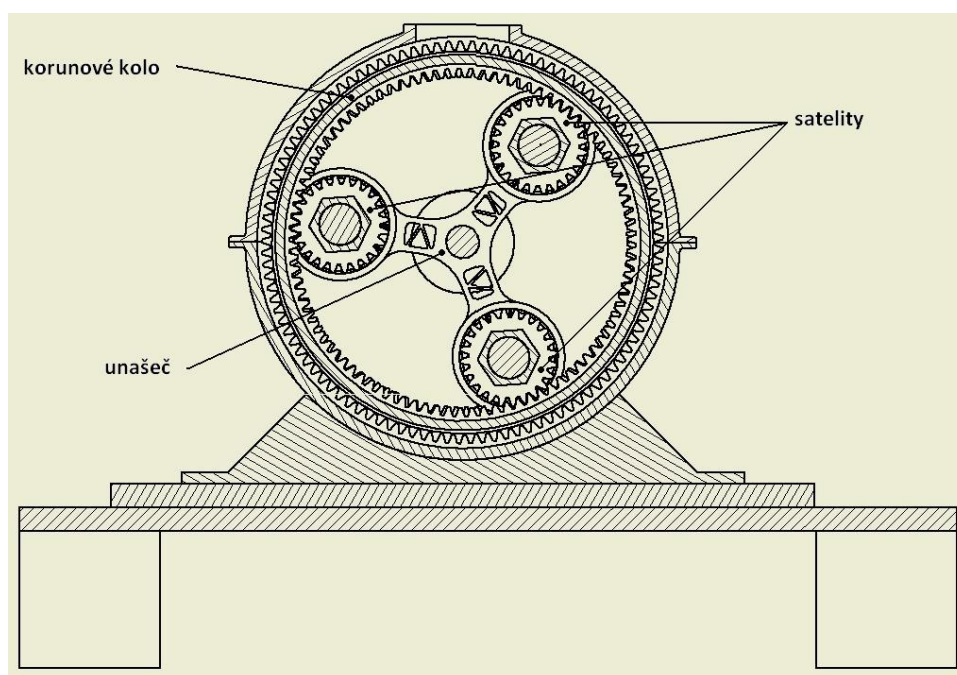
Práce se bude týkat regulace převodovky. Nejdříve bychom tedy měli nastínit princip fungování planetového převodu, respektive jeho možné varianty, poté nastínit základní typy klikových lisů.

Teoretická část

2. Planetový převod

2.1.1. Jednoduchý planetový převod

Jednoduchý planetový převod se skládá ze zvoleného počtu satelitních ozubených kol (zpravidla 2-6), centrálního a korunového kola a unašeče satelitních kol. Centrální a korunová kola mohou mít ozubení vnitřní i vnější, ale nikdy totožné. Satelity mají vnější ozubení. Nejčastější zobrazování a i v praxi využívaný typ jednoduchého planetového převodu je varianta s centrálním kolem s vnějším ozubením a kolem korunovým s vnitřním ozubením. Jedná se o celek s jedním stupněm volnosti (rotace kolem osy hřídele). Planetový převod s jedním stupněm volnosti má vždy jednu ze svých částí blokovanou (výjimkou je pouze u speciální případ, kdy se systém otáčí jako celek – viz. dále varianta č. 3). V případě dvou stupňů volnosti má planetový převod vlastnosti diferenciálu. To znamená, že je schopen pohyby skládat nebo naopak rozkládat.



Obr. č. 2 Schéma jednoduchého planetového převodu

Pokud je naopak blokována unašeč, centrální kolo nebo korunové kolo, do kterého je přenášen moment, se odvaluje po satelitech, čímž vzniká klasický převod. V závislosti na volbě blokovánoho členu a umístění hnaného a hnacího hřídele, lze planetový převod nazývat reduktorem nebo multiplikátorem.

Důvody využívání planetových převodů plynou již z jejich samotné konstrukce. Způsob přenášení točivého momentu způsobuje, že systém, respektive ozubení jednotlivých kol je méně silově zatěžováno a točivý moment je potom rozložen mezi jednotlivá satelitní kola. To způsobuje nejen jejich menší opotřebení, které je dáno u klasické převodovky hlavně opotřebením zubů, ale především vyšší účinností a tišším chodem. Dalším výhodou je jejich,

do jisté míry, kompaktnost. Budeme-li uvažovat montážní prostory dané šířky a hloubky, můžeme ho zaplnit jednoduchým jednostupňovým převodem určitého převodového poměru nebo jednoduchým planetovým převodem. V případě jednoduchého převodu dvou ozubených kol se soustava skládá ze dvou hřídelí (vstupní a výstupní), které nejsou v jedné ose, dále dvou ozubených kol (hnačí a hnané). Takovýto převod disponuje maximálně dvěma převodovými poměry (podle volby hnačího a hnaného hřídele). Naopak při použití jednoduchého planetového převodu jsou vstupní a výstupní člen v jedné ose. Systém se skládá minimálně ze dvou ozubených kol (satelity), unašeče, korunového a centrálního kola. Výstupní a vstupní část systému lze ale volit umístěním hnačí nebo hnané části na jednu ze zmíněných komponent. Celý systém v závislosti na právě zvoleném vstupu a výstupu má více převodových poměrů a lze také více regulovat. Jak lze usoudit, prostor který jednotlivé převody zaujímají je stejný. Planetový má více možností, ale poměrně složitou montážní i výrobní náročnost. Jedním z mnoha důvodů proč se používá je jeho vyšší účinnost, životnost a schopnost přenést velký točivý moment. Přenášený moment namáhá hřídele a ložiska v menších cyklických intervalech (tzv. zatížení je stálejší než u klasického převodu). Tento jev je dán hlavně větším počtem zabírajících kol (zpravidla od 2 do 6 – podle počtu satelitů).

Planetová převodovka, je tedy i přes její složitost více než vhodnou volbou pro stroje a zařízení s větším přenášeným momentem a malým prostorem pro převody. Hlavní výhodou tohoto typu převodu je ale spíše jeho možnosti převodového poměru.

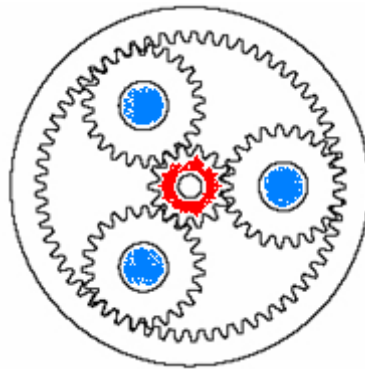
Dalšími výhodami planetových převodů, je menší opotřebení ložisek z důvodu rozložení sil a tím kontinuálnějšímu zatížení.

Planetový převod může být jednostupňový nebo naopak s více stupni. U planetového převodu realizujeme hnačí a hnanou hřídel. Ať už k hnačí nebo hnané hřídeli může být připojen unašeč a velice často taky opravdu připojen je. Konkrétněji k typu převodu kdy je unašeč vyveden na hlavní (hnačí nebo hnanou) hřídel, můžeme říci, že se využívá hlavně pro přenos silových převodů. Je to způsobeno hlavně rozložením jednotlivých složek sil v ozubení mezi jednotlivé satelity. Právě u tohoto typu převodu, kdy je jako hlavní člen, ač je umístěn na hnačím nebo hnaném hřídeli, použit unašeč, můžeme označit jako multiplikátor nebo reduktor. Rozdíl mezi těmito dvěma pojmy je pouze v umístění hnačího a hnaného členu buď na unašeč, potažmo jednotlivé satelity či na centrální nebo korunové kolo. Pokud je hnačím členem unašeč, jedná se o multiplikátor. Vhodným uspořádáním multiplikátoru (například zařazením více jednoduchých planetových převodů za sebou) může vznikat převod s vysokým převodovým poměrem, ale na druhou stranu jeho účinnost klesá. Jedná se o tzv. kinematické převody, u kterých přenos točivého momentu není příliš velký. Uvedeme si několik základních rozdělení uspořádání planetové převodovky.

2.1.2. Jednoduchý jednostupňový planetový převod

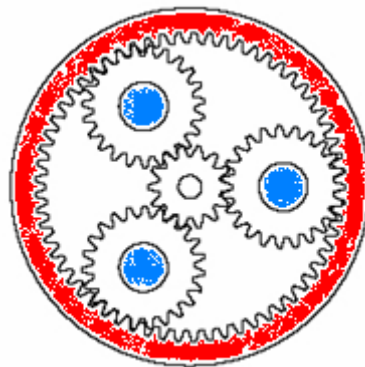
Nastíněním variant možností pohybů jednotlivých kol je provedeno pro všechny převodové možnosti jednoduchého planetového převodu. Existuje hned několik variant umístění akčních členů - vstupního a výstupního členu. Zjednodušeně se jedná o následující varianty vstupních a výstupních členů:

- 1) Centrální kolo je poháněno. Korunové kolo je statické a na výstup je umístěn unašeč satelitů, který je připojen k satelitním kolům, odvalující se po korunovém kole.



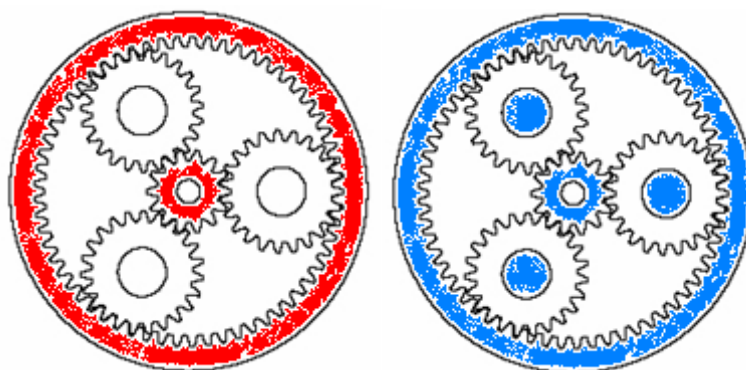
Obr. č. 3 Vstup - centrální kolo, výstup unašeč

- 2) Druhým příkladem je opačný příklad, kdy je poháněno kolo korunové a naopak kolo centrální je statické. Výstupním členem je opět unašeč satelitů. Rozdíl první a druhé varianty je především v rozdílném převodovém poměru a přenášeném momentu. Zde je asi nejlépe možné pozorovat rozdíl mezi tzv. reduktorem a multiplikátorem, kdy první variantou je momentový multiplikátor, ve kterém se výstupní točivý moment zvětšuje. Opakem je reduktor.



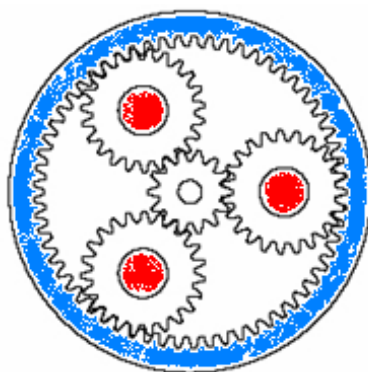
Obr. č. 4 Vstup - korunové kolo, výstup - unašeč

- 3) Třetím typem je speciální varianta, kdy je unašeč zablokován vůči otáčení jednotlivých satelitů. Pokud se centrální nebo korunové kolo otáčí, dochází k případu, při kterém se otáčí celý systém směrem shodným se směrem otáčení centrálního, respektive korunového kola. Převodový poměr je vždy 1 (1:1), nejedná se tedy o převod, ale spíše o spojku.



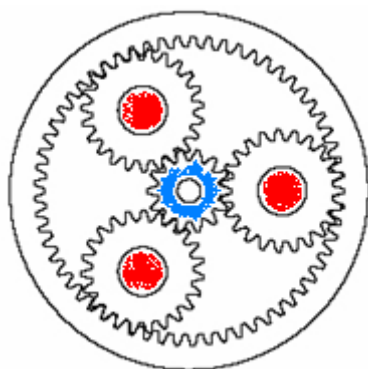
Obr. č. 5 Unašeč blokován proti otáčení satelitů

- 4) Při tomto typu je poháněn unašeč při statickém centrálním kole. Výstupním členem je kolo korunové.



Obr. č. 6 Vstup - unašeč, výstup - korunové kolo

- 5) Pátým a posledním příkladem je opačný případ čtvrté varianty, kdy je vstupním členem unašeč a na výstupu figuruje centrální kolo při statickém kole korunovém.



Obr. č. 7 Vstup - unašeč, výstup - centrální kolo

2.1.3. Jednoduchý vícešupňový planetový převod

Tento převod funguje na principu několika spojených jednoduchých jednostupňových planetových převodovek. Počet za sebou řazených jednotlivých jednostupňových převodů udává stupeň planetového převodu. Celá soustava nejčastěji funguje na principu přenášení točivého momentu přes unašeč, jako výstupní část jednoho převodu, na jednotlivé satelity převodu druhého (vstupní část). Toto spojení probíhá přes kolo centrální (jednotlivé akční členy lze měnit). Označíme-li celkový počet stupňů planetového převodu k , můžeme potom říci, že unašeč k -tého stupně a centrální kolo $k+1$ stupně se otáčí stejnou úhlovou rychlostí ω .

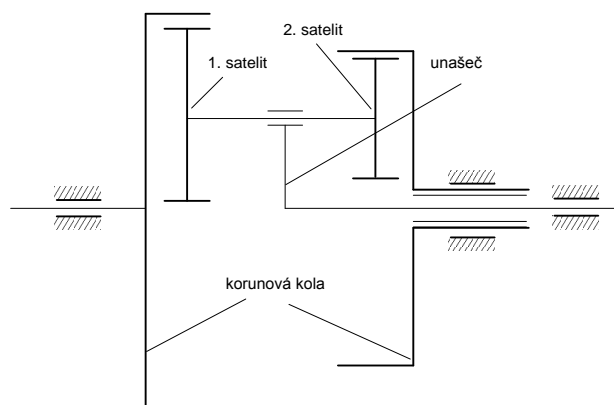
Toto řazení poskytuje především velký potenciál v možnostech volby požadovaných vlastností. Převodový poměr takto řazených jednoduchých planetových převodů je dán součinem dílčích převodů jednotlivých částí. V případě přenášení točivého momentu z unašeče na centrální kolo a znovu na unašeč, je možné dosáhnout velice vysokého převodového poměru. Při takovémto zvětšení dochází ke zpomalení kola výstupní části a točivý moment se výrazně zvětšuje. Výhodou je rovněž možnost jednotlivé akční členy složeného převodu měnit a tím dosahovat různých převodových poměrů.

2.1.4. Planetový převod s dvojitými satelity

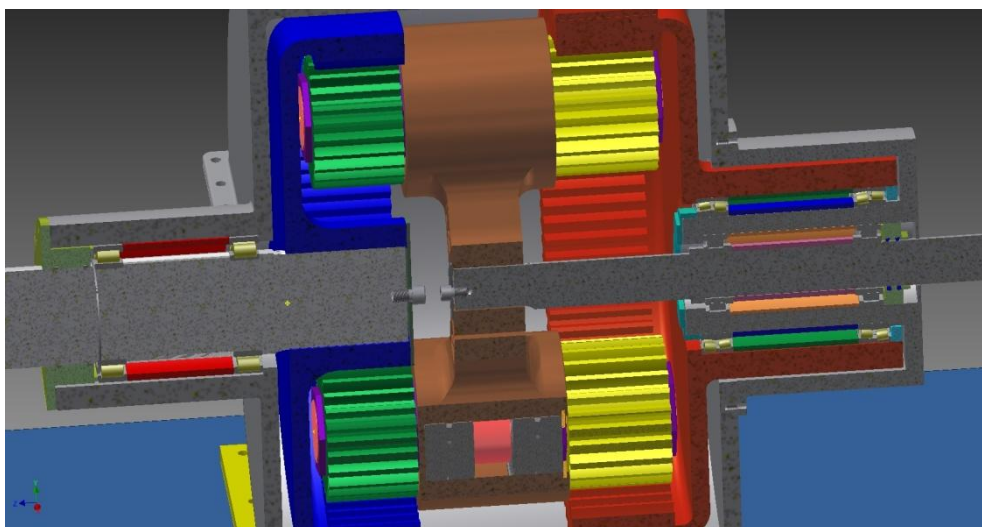
Planetový převod s dvojitými satelity vychází z jednoduchého planetového diferenciálu, kterému odebereme jeden stupeň volnosti. Skládá se z unašeče a jeho ramen. Každé rameno obsahuje dva satelity. Statické kolo je ta část mechanismu planetového převodu, kterému jsme odebrali stupeň volnosti.

Jeho výhody jsou především v možnostech regulace a volby různých parametrů ozubených kol a také využití vnitřního i vnějšího ozubení vnějších hřídelů bez hrozby zablokování mechanismu jako u jednoduchého planetového převodu. Nevýhodami jsou širší montážní prostor, složitější konstrukce a s tím i spojená potřeba více dílů pro montáž a údržbu.

Jednotlivé satelity jsou nejčastěji s odlišným počtem zubů a průměrů.



Obr. č. 8 Schéma planetového převodu s dvojitými satelity



Obr. č. 9 Schéma planetového převodu s dvojitými satelity

2.1.5. Převodový poměr planetového převodu

Jedna z možností, jak určit převodový poměr planetového převodu, je varianta pomocí diferenciálu, neboli jak bylo již na začátku uvedeno, pomocí soustavy s dvěma stupni volnosti. Tento typ diferenciálu, kdy jsou satelity spojeny hřídelí, rovnoběžnou s centrální osou, se označuje jako tzv. planetový diferenciál. Podle umístění, tvaru a blokace centrálního a korunového kola a unašeče satelitů můžeme popsat celkem devět typů. Budeme tedy vycházet ze tří základních typů diferenciálů.

- vnější ozubení - unašeč - vnitřní ozubení
- vnější ozubení - unašeč - vnější ozubení
- vnitřní ozubení - unašeč - vnitřní ozubení

Každý z těchto tří typů planetových diferenciálů má další tři možnosti po odebrání jednoho stupně volnosti v podobě zastavení jednoho členu a každá modifikace ještě další dvě možnosti pro volbu vstupního a výstupního členu. Blokovat můžeme jedno z ozubených kol, které není součástí unašeče nebo samotný unašeč. V případě zablokování jednoho z ozubených kol, se z tohoto kola stává kolo korunové, po kterém se následně začnou odvalovat jednotlivé satelity, mluvíme o tzv. planetovém převodu. Naopak pokud blokuje unašeč, jedná se o klasický jednoduchý převod. Unašeč je zablokovaný a jednotlivé satelity se nemohou odvalovat po jiném ozubeném kole a otáčí se na místě. Tento převod 4 ozubených kol nazýváme porovnávacím převodem. Nyní si jednotlivé varianty a jejich modifikace blíže popíšeme.

2.1.6. Výpočet převodového poměru pomocí úhlové rychlosti ω

[1]

Převodový poměr i lze vypočítat z nejrůznějších parametrů. Dále je uveden výpočet pomocí počtu zubů, úhlových i obvodových rychlostí a vzdáleností k osám otáčení. Převodový poměr

i označujeme ještě dalšími třemi indexy. Horní označuje, který člen je v mechanismu blokován. Následující dva dolní indexy označují vstupní, respektive hnací a výstupní, respektive hnanou hřídel.

Převodový poměr lze, jak je již výše napsáno, vypočítat s mnoha vlastností ozubených kol, jako je počet zubů z , počet otáček jednotlivých kol n , jejich průměrů D , frekvencí otáčení f , úhlových rychlostí či jejich modulů. Do horní části značky pro převodový poměr (**X**) píšeme index blokováného členu, naopak do dolní levé části (**A**) index členu, na který je přiváděn točivý moment. Do části pravé (**B**), potom index výstupního členu planetového převodu.

$$i_{AB}^X$$

A ... hnací hřídel

B ... hnaný hřídel

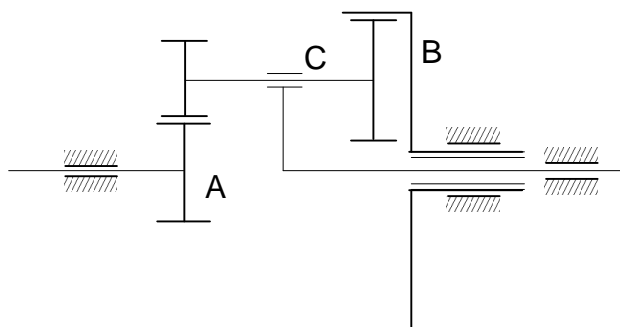
X ... blokováný člen

Předpis pro výpočet konkrétního typu:

$$i_{AB}^X = \frac{\omega_A - \omega_X}{\omega_B - \omega_X}$$

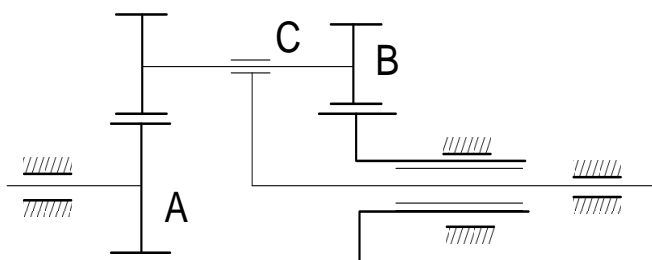
Úhlová rychlost blokováného členu X ($-\omega_X$) se superponuje na všechny ostatní členy planetového převodu. Jako první variantu využijeme, k výpočtu převodového poměru v planetovém soukolí, úhlovou rychlost jednotlivých členů. Uvedeme si rozdělení planetových soukolí dle typu ozubení (vnitřní X vnější). V případě, kdy máme zablokovaný unašeč, se jednotlivé typy mohou na základě zvoleného typu ozubení (vnitřní X vnější) lišit rozdílným směrem otáčení vnějších hřídelů. Abychom zaručili stejný směr otáčení vnějších hřídelů (hnaného a hnacího členu), musíme navrhovat ozubená kola na vnějších hřídelích ve stejném typu (vnitřní x vnější).

1) vnější ozubení - unašeč - vnitřní ozubení



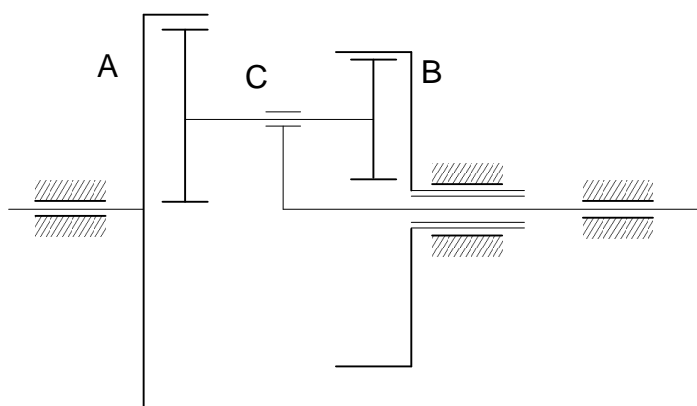
Obr. č. 10 1. varianta planetového diferenciálu

2) vnější ozubení - unašeč - vnější ozubení



Obr. č. 11 2. varianta planetového diferenciálu

3) Vnitřní ozubení - unašeč - vnitřní ozubení



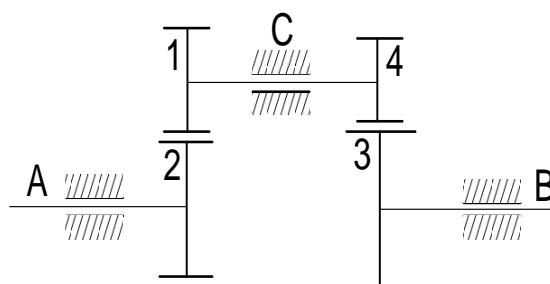
Obr. č. 12 3. varianta planetového diferenciálu

2.1.7. Výpočet převodového poměru pomocí ozubení

[1]

Další variantou jak vypočítat převodový poměr planetového soukolí je pomocí zubu jednotlivých kol na hlavních i vedlejších členech. K výpočtu poslouží předešlé vzorce. Můžeme si všimnout, že ve všech variantách vzorců se mění pouze tři hodnoty úhlových rychlostí ω_A , ω_B , ω_C . Pokud se blíže zaměříme na varianty, kde je blokován unašeč, zjistíme, že u porovnávacích převodů jsme schopni spočítat převodový poměr pomocí počtu jednotlivých zubů.

Proto například pro variantu za 2) při zastavení unašeče můžeme psát:



Obr. č. 13 porovnávací převod - blokový člen C - popis jednotlivých kol

$$i = \frac{Z_{\text{počet zubů hnaného kola}}}{Z_{\text{počet zubů hnacího kola}}}$$

$$i_{AB}^C = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \mathbf{I}$$

$z_1, z_2, z_3, z_4 \dots$ počet zubů jednotlivých kol podle obrázku č. 13

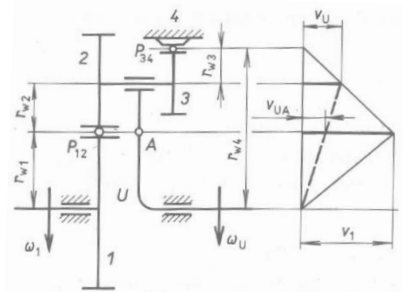
Další planetové převody lze potom vyjádřit právě pomocí tohoto **I**.

Zbylé planetové převody lze vyjádřit obdobně. Pokud se liší ozubení (vnitřní X vnější) u vnějších hřídelů u varianty 1), násobíme převodový poměr číslem -1.

2.1.8. Výpočet převodového poměru pomocí obvodových rychlostí

[1]

Další variantou výpočtu převodového poměru u planetového převodu (nebo speciálního stavu, kdy se ze zdánlivého převodového poměru stává klasický jednostupňový převod) je pomocí podobnosti trojúhelníků. Tyto trojúhelníky si sestavíme na základě znalosti poloměrů jednotlivých ozubených kol, respektive vzdáleností styčných bodů jednotlivých ozubených kol.



Obr. č. 14 metoda podobnosti trojúhelníků [1]

2.1.9. Geometrické podmínky planetového převodu

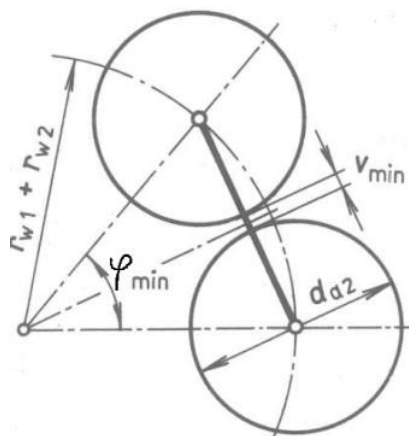
Pokud se budeme zabývat návrhem planetové převodovky, budeme muset splnit tři základní podmínky pro návrh planetového soukolí. Při navrhování jednotlivých ozubených kol je zapotřebí splnit podmínku **stejných osových vzdáleností**, podmínku **smontovatelnosti** a podmínku **minimální vůle mezi jednotlivými satelity**.

2.1.10. Vůle mezi jednotlivými satelity

[1]

Jednoduchý planetový převod uvažovaný po konstrukční stránce zahrnuje minimálně dva satelity. Těchto satelitů může být mnohem více. Čím více satelitů, tím více je točivý moment rozložen a dochází k menšímu namáhání jednotlivých kol. Na stranu druhou dochází ale také k většímu tření. Dolní hranice počtu satelitních kol je stanovena, horní omezuje předepsaná minimální vůle mezi hlavovými kružnicemi jednotlivých satelitů. Pokud se jedná o mechanismus s dvojitými satelity, je třeba tuto minimální vůli uvažovat mezi satelity o větším průměru. Rozhodující je úhel, který svírají středy sousedních satelitů s centrální osou unašeče.

Tento úhel se označuje jako φ a vypočítáme ho ze vzorce $\varphi = \frac{360^\circ}{a_k}$, kde a_k je počet satelitů v převodu. Při maximálním počtu satelitů v unašeči, by se hlavové kružnice ve speciálním případě dotýkaly v jednom bodě (tento počet satelitů již není možný) jednotlivých hlavových kružnic sousedních satelitů. Pomocí goniometrických funkcí potom jednoduše ověříme správné hodnoty jednotlivých rozměrů. Jak můžeme vidět na obrázku č. 15, vzdálenost středu satelitu a centrální osy dostaneme sečtením jednotlivých poloměrů ozubených kol v záběru, to znamená na valivých kružnicích. Sečteme tedy poloměr valivé kružnice r_{w2} satelitu a poloměr valivé kružnice centrálního kola r_{w1} . Minimální úhel mezi satelity určíme pomocí funkce sinus. Minimální vůle by se měla pohybovat alespoň v rozmezí 1 až 2 mm (tuto hodnotu volíme). Následným výpočtem potom ověříme, zda platí podmínka minimálního úhlu. Přičtením poloviny minimální vůle k poloměru hlavové kružnice obíhajícího satelitu dostaneme protilehlou stranu funkce sinus. Jako přeponu použijeme právě výše sečtené poloměry. Pomocí funkce arkus vyjádříme hodnotu úhlu φ_{\min} a porovnáme s hodnotou φ .



Obr. č. 15 schéma k výpočtu minimální vůle [1]

Podmínka minimálního úhlu:

$$\varphi \geq \varphi_{min}$$

Výpočet φ_{min} :

$$\sin \frac{\varphi_{min}}{2} = \frac{r_{a2} + \frac{v_{min}}{2}}{r_{w1} + r_{w2}} = \frac{d_{a2} + v_{min}}{d_{w1} + d_{w2}}$$

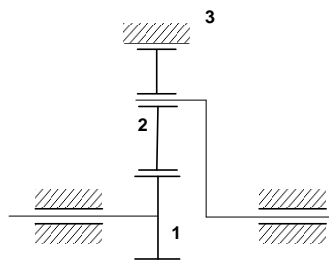
$$\varphi_{min} = \sin^{-1} \frac{d_{a2} + v_{min}}{d_{w1} + d_{w2}}$$

2.1.11. Stejně osové vzdálenosti

[1]

Stejně osové vzdálenosti jednotlivých ozubených soukolí s dobře nastavenými korekcemi je jednou ze záruk bezproblémového chodu. Vychází z poloměru kružnice, kterou opisují satelity při pohybu v unašeci a k tomuto rozměru dopočítáváme ostatní osové vzdálenosti. Počítáme pouze s rozměry na valivých kružnicích.

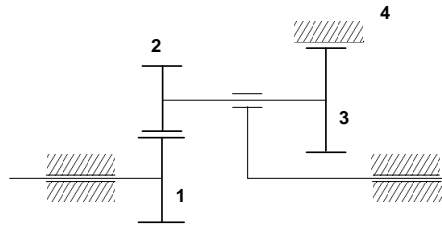
Pro jednoduché satelity: $r_{w3} \pm r_{w2} = r_{w1} \mp r_{w2}$



Obr. č. 16 schéma k podmínce stejných osových vzdáleností jednoduchého planetového převodu

Obě znaménka musí být vždy opačná z důvodu opačného ozubení centrálního a korunového kola. Kdyby centrální i korunové kolo mělo stejný typ ozubení (vnitřní nebo vnější), byl by potenciální pohyb unašeče a hnacího hřídele rozdílný a mechanismus by se zablokoval. Rozdílný pohyb vnějších hřídelů nastává pouze v případě porovnávacího převodu s rozdílnými typy ozubení centrálního a korunového kola, který ale není planetovým převodem a už vůbec ne s jednoduchými satelity.

Pro dvojité satelity: $r_{w4} \pm r_{w3} = r_{w1} \pm r_{w2}$



Obr. č. 17 schéma k podmínce stejných osových vzdáleností planetového převodu s dvojitými satelity

Pro planetové převody s dvojitými satelity znaménková podmínka neplatí. Tato podmínka lze vyjádřit pomocí modulů a počtu zubů jednotlivých ozubených kol jak u mechanismu s dvojitými satelity, tak ve verzi se satelity jednoduchými. Uvedeme si příklad pro mechanismus s dvojitými satelity. Z rovnice výše můžeme podle obrázku psát:

$$\frac{d_{w4}}{2} \pm \frac{d_{w3}}{2} = \frac{d_{w1}}{2} \pm \frac{d_{w2}}{2}$$

$$\frac{m_{43}}{2} \cdot (z_4 \pm z_3) \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{w43}} = \frac{m_{12}}{2} \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{w12}}$$

Rozdílné hodnoty úhlů záběru je třeba co nejvíce přiblížit k sobě. Jedna z variant jak mechanismus řešit je soukolí korigovat pouze částečně, kdy jedno soukolí prohlásíme za nekorigované a druhé soukolí budeme korigovat. Můžeme tedy jeden z úhlů α_{w43} , α_{w12} nahradit nekorigovaným úhlem α . Pokud tedy nahradíme například úhel α_{w43} úhlem α , dostáváme rovnici:

$$\frac{m_{43}}{2} \cdot (z_4 \pm z_3) = \frac{m_{12}}{2} \cdot (z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{w12}}$$

Z této rovnice potom vyjádříme korigovaný úhel α_{w12} a dopočteme osový posun.

$$\sum x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg}\alpha} \cdot (e\alpha_{w12} - e\alpha)$$

Korekce druhého soukolí budou nulové.

2.1.12. Podmínka smontovatelnosti

[1]

Z důvodu většího počtu spoluzabírajících kol je nutné při samotném návrhu planetového soukolí nutné uvažovat, aby byl celý mechanismus smontovatelný. V zásadě musíme splnit jen podmínku smontovatelnosti, která udává vztah mezi korunovým a centrálním kolem a ostatními satelity. Jedná se o podmínky, kdy je počet zubů centrálního a korunového kola dán pouze součinem násobků z množiny celých čísel a počtem satelitů.

U jednoduchých planetových převodů je to součet počtu zubů centrálního a korunového kola:

$$z_1 + z_3 = k \cdot a_K \quad \text{kde } k \in \mathbf{Z}$$

a_k ... počet satelitů

Počet zubů centrálního a korunového kola je potom u dvojitých satelitních převodů dán vztahem:

$$z_1 = k \cdot a_K$$
$$z_4 = q \cdot a_K \quad \text{kde } k, q \in \mathbf{Z}$$

a_k ... počet satelitů

3. Lis

3.1.1. Popis a definice

[2]

Lis řadíme mezi tvářecí stroje, které zpracovávají produkty tlakem nebo tlakovým rázem. Vlivem působení sil se tvářené těleso deformuje a nabývá nového tvaru. tak



3.1.2. Rozdělení

Lisy dělíme podle druhu pohonu na lisy:

- ruční
- mechanické
- hydraulické
- pneumatické
- kombinované

Obr. č. 18 mechanický lis firmy Žďas a.s. [2]

Nejvíce využívaný typ lisu ve strojírenství je mechanický a hydraulický typ. Hydraulické lisy jsou především využívány v těžkém průmyslu a to hlavně z důvodu dosažení sil až 1 GN a výhodnosti pro kusovou produkci. Oproti mechanickým lisům mají ale nižší účinnost a pomalejší chod beranu. Právě z důvodu tohoto pomalejšího chodu, jsou mechanické lisy předurčeny k hromadné a sériové výrobě.

3.1.3. Základní rozdělení mechanických lisů

Lisy obecně patří mezi tvářecí stroje či zařízení, ve kterém je transformována energie mechanická na deformační. Při této deformaci může těleso nabýt nového tvaru, podle formy, obecně se jen deformovat nebo porušit konzistenci. Mechanické lisy lze rozdělit z hlediska:

Převodového mechanismu:

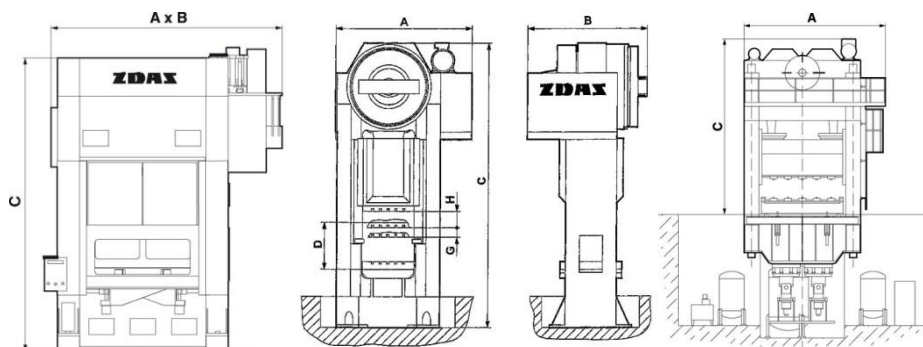
- hřebenové
- kolenové
- šroubové
- výstředníkové
- klikové

Velikosti jmenovité síly:

- lehké (s jmenovitou silou do 500 kN)
- těžké (s jmenovitou silou větší)

Tvaru stojanu na:

- otevřené (jednostojanové - tvar „C“, dvoustojanové - tvar „CC“)
- uzavřené (tvar stojanu „O“)
- sloupové
- ostatní



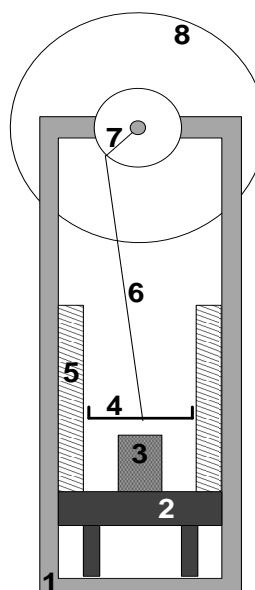
Obr. č. 19 Výstředníkový, klikový jednobodový a dvoubodový lis společnosti Žďas a.s. [2]

3.1.4. Klikový lis

[3]

Dále blíže popíšeme mechanický klikový lis. Klikové lisy se využívají především v sériových až hromadných výrobních procesech. V současné době existuje mnoho variant klikových lisů, proto si popíšeme základní klikový mechanický lis, skládající se z agregátu pohonu, který vytváří točivý moment a přenáší ho na setrvačnick. V něm uloženou energii je třeba využít v danou chvíli, jeho další přenos zajišťuje spojka. Tato část klikového lisu spojuje setrvačnick s klikovou hřídelí, na kterou se dále napojuje ojnice, zakončená beranem. U složitějších mechanických klikových lisů může být zařazena převodovka. Ta má většinou funkci tzv. multiplikátoru, kde je točivý moment dále zvětšován a otáčky snižovány.

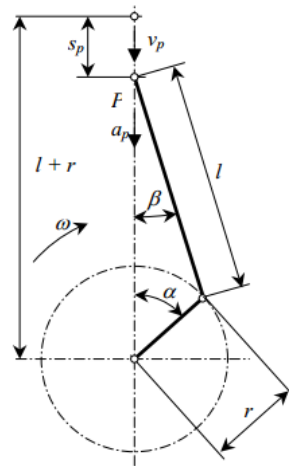
- 1 stojan
- 2 stůl
- 3 tvářený kus
- 4 beran
- 5 vedení beranu
- 6 ojnice
- 7 klika
- 8 setrvačnick



Obr. č. 20 kinematické schéma klikového lisu

3.1.5. Kinematika mechanického klikového lisu

Klikový mechanismus je jedním z nejzákladnějších mechanismů. Jelikož budeme věnovat určitou pozornost také klikovému ústrojí, objasníme si několik základních výpočtů spojených s výškou zdvihu beranu, jeho rychlost a dalších.



Obr. č. 21 obecné schéma klikového mechanismu [3]

Na obrázku č. 21 l označuje délku ojnice, r je poloměr otáčení uchycení ojnice ke klikové hřídeli neboli excentrická vzdálenost uložení ojnice od osy klikové hřídele. Úhel β označuje odklonění od pozice v horní úvrati, úhel α potom označuje úhel natočení od horní úvratě. Kromě počtu otáček beranu je třeba znát výšku horní i dolní úvratě a rychlost, respektive zrychlení beranu. Při využití úhlů α a β a délek ojnice a excentrické vzdálenosti ve spojení s goniometrickými funkcemi a binomickým rozvojem lze určit okamžitou rychlost a zrychlení beranu.

Praktická část

4. Vstupní data

K výpočtu jednotlivých sil a potřebného točivého momentu, je třeba znát základní rozměrové hodnoty lisu a potřebnou sílu, kterou je požadováno, aby lis disponoval.

4.1. Zadané hodnoty

Při výpočtech vycházíme z požadovaných hodnot (Tab. č. 1) kde:

Tab. č. 1 přehled požadovaných hodnot lisu

Vlastnost	Hodnota	Jednotky
Jmenovitá síla lisu	400	t
Zdvih beranu	350	mm
Poloměr kliky	175	mm
Délka ojnice	750	mm
Počet zdvihů trvale	30	min ⁻¹
Počet zdvihů jednotlivě	15	min ⁻¹

5. Výpočet sil klikového mechanismu

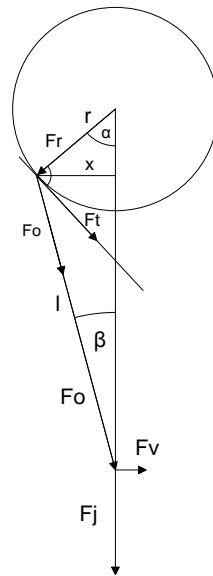
$$\vec{F}_o + \vec{F}_r + \vec{F}_t = \vec{0}$$

$$\vec{F}_o + \vec{F}_j + \vec{F}_v = \vec{0}$$

\vec{F}_o ... síla v ojnici

\vec{F}_v ... síla ve vedení

\vec{F}_j ... jmenovitá síla lisu



Obr. č. 22 rozložení sil v klikovém mechanismu

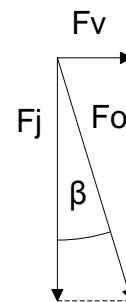
5.1. Výpočet úhlu β :

$$\alpha = 30^\circ$$

$$r = 175 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha = \frac{x}{r} \rightarrow x = r \cdot \sin \alpha = 175 \cdot \sin 30^\circ = 87,5 \text{ mm}$$

$$\sin \beta = \frac{x}{l} \rightarrow \beta = \sin^{-1} \frac{x}{l} = \sin^{-1} \frac{87,5}{750} = 6,7^\circ$$



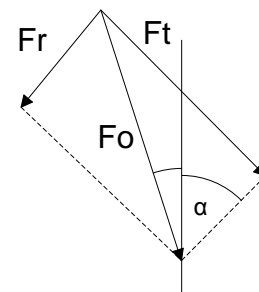
Obr. č. 23 síly ve vedení a na ojnici

5.2. Výpočet síly v ojnici F_o

$$F_j = 400 \text{ t} = 4 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$\beta = 6,7^\circ$$

$$\cos \beta = \frac{F_j}{F_o} \rightarrow F_o = \frac{F_j}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 10^6}{\cos 6,7^\circ} = 4,028 \text{ MN}$$



Obr. č. 24 síly na klice

5.3.Výpočet síly tečné k ojnici Ft

Známe: α , β , F_o

$F_t = ?$

$$\sin(\alpha + \beta) = \frac{F_t}{F_o}$$

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) = 4,028 \cdot \sin(30^\circ + 6,7^\circ) = 2,407 \text{ MN}$$

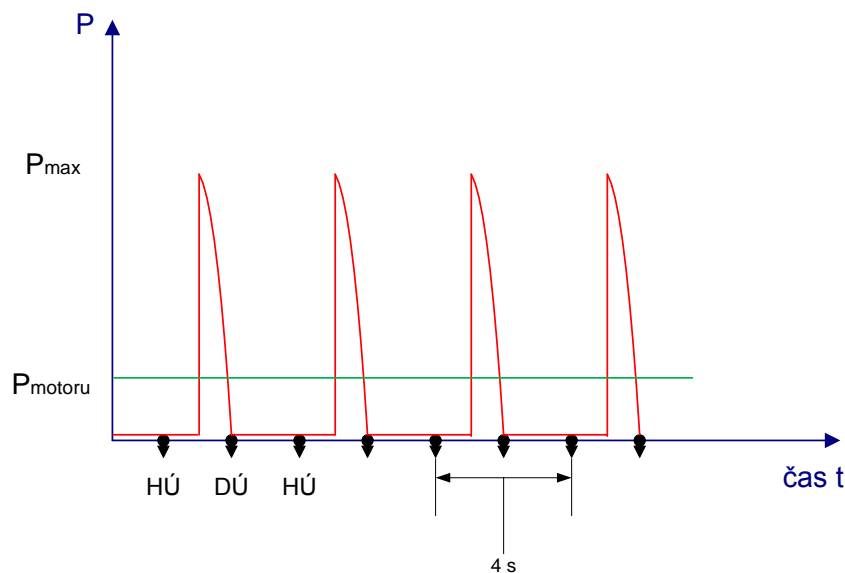
6. Moment, práce, výkon

6.1. Úvod k výpočtu

Maximální moment, který bude lisem vyvozen v jeho jmenovitém úhlu při vyvození jmenovité síly je:

$$M_{tlis} = Ft \cdot r = 2\,406,9 \cdot 0,175 = 421,2 \text{ kNm}$$

Za předpokladu vyvíjení konstantní síly potřebný moment směrem k dolní úvratí klesá, viz následující graf. Klikový mechanismus vykonává práci jen v části tváření, který je v konkrétním případě uvažován mezi jmenovitým úhlem a dolní úvratí. Elektromotor, který dodává energii do setrvačnicku, musí být dimenzovaný tak, aby v čase mezi jednotlivými odběry dodal dostatečné množství energie.

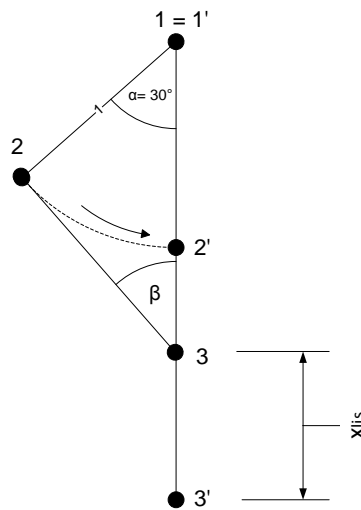


Graf č. 1 rozložení výkonu při tváření

6.2. Výpočet výkonu a práce

Klikový lis se otáčí rychlostí 30 otáček za minutu. Celkový cyklus trvá 4 sekundy. Otočení lisu z horní úvratí (dále jen HÚ) do úvratí dolní (dále jen DÚ) a zpět do HÚ trvá 2 sekundy. Poté předpokládáme 2 sekundy, kdy lis nepracuje a dochází k doplnění kinetické energie setrvačnicku. Klikový lis tedy vykoná 15 otáček za minutu.

$$A_{u1'} = F_j \cdot x_{tlis}$$



Obr. č. 25 schéma poloh klikového mechanismu při tváření

$$|12| = |1'2'| = r = 175 \text{ mm}$$

$$|23| = |2'3'| = l = 750 \text{ mm}$$

$$x_{lis} = |3'3'| = ?$$

$$\beta = 6,7^\circ$$

$$|13| = |12| \cdot \cos 30^\circ + |23| \cdot \cos 6,7^\circ = 175 \cdot \cos 30^\circ + 750 \cdot \cos 6,7^\circ = 896,43 \text{ mm}$$

$$x_{lis} = |1'3'| - |13| = |1'2'| + |2'3'| - |13| = 175 + 750 - 896,43 = 28,57 \text{ mm}$$

$$A_{u1'} = F_j \cdot x_{lis} = 4 \cdot 10^6 \cdot 28,57 \cdot 10^{-3} = 114,27 \text{ kJ}$$

Výsledná hodnota byla zaokrouhlena na hodnotu 115 kJ a navýšena o 50% z důvodu potřeby větší kapacity zdroje. V těchto 50% jsou také zahrnuty ztráty třením v ložiskách a převodovce.

$$A_{u1} = 1,5 \cdot A_{u1'} = 1,5 \cdot 115 = 172,5 \text{ kJ} \sim 173 \text{ kJ}$$

$$P = \frac{173 \cdot 10^3}{4} = 43250 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1} = 43,25 \text{ kW}$$

Tento výkon je pouze průměrný. K dalším výpočtům je ale třeba znát také maximální výkon při tváření, jehož hodnota dosahuje amplitudy v rozmezí od 30° před DÚ až k DÚ. Pro výpočet hodnoty P_{max} uvažujeme jako počáteční stav 30° před DÚ, kde je vyvozen maximální moment.

$$P_{max} = M_{tlis} \cdot \omega = M_{tlis} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 421,2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 30}{60} = 1,323 \text{ MW}$$

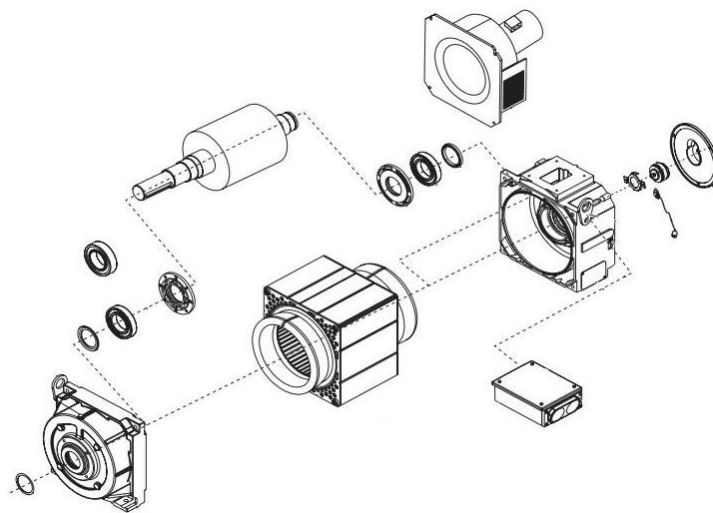
Minimální výkon zvoleného motoru je 43,25 kW. Z bezpečnostních důvodů je lepší vybrat motor o něco silnější.

7. Primární elektromotor

Z vypočteného požadovaného výkonu zvolíme vhodný motor. Volím motor značky Siemens typ 1PH7224C.

Tab. č. 2 přehled základních hodnot elektromotoru 1PH7224C

Jmenovitý výkon	55	kW
Jmenovité otáčky	700	min^{-1}
Jmenovitý točivý moment	750,3	Nm
Váha	630	kg



Obr. č. 26 rozstřel motoru Siemens 1PH7 [4]

8. Převodovka

8.1. Výpočet převodového poměru

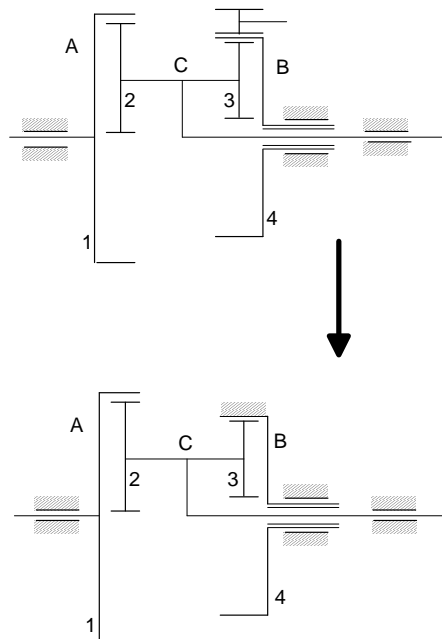
K výpočtu převodového poměru vyjdeme ze vzorce ze strany 10.

$$i_{CA}^B = \frac{\omega_C - \omega_B}{\omega_A - \omega_B}$$

Tento vzorec lze pomocí porovnávacího převodu a výpočtu uvedeného na stránce 12 převést na výpočet pomocí všech ozubených kol.

$$i_{AB}^C = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = l$$

$$i_{CA}^B = \frac{\omega_C - \omega_B}{\omega_A - \omega_B} = \frac{1}{\frac{\omega_A - \omega_B}{\omega_C - \omega_B}} = \frac{1}{\frac{\omega_A}{\omega_C - \omega_B} - \frac{\omega_B}{\omega_C - \omega_B} + \frac{\omega_C}{\omega_C - \omega_B} - \frac{\omega_C}{\omega_C - \omega_B}} = \frac{1}{1 - \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_C - \omega_B}} = \frac{1}{1 - l} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}}$$



Obr. č. 27 zjednodušení planetového diferenciálu na planetový převod zastavením členu B

Planetový diferenciál, s regulovatelným členem B, zjednodušíme na planetový převod zastavením členu B. Vzorec pro výpočet převodového poměru se po zastavení členu B změní na:

$$i_{CA}^B = \frac{\omega_C}{\omega_A} = \frac{n_{\text{jmenovité motoru}}}{n_{\text{klikového lisu}}} = \frac{700}{30} = 23, \bar{3}$$

Volím převodový poměr $i_{CA}^B = 23$.

$i_{CA}^B > 1 \rightarrow$ jedná se o redukovaný převod.

8.2. Výpočet počtu zubů jednotlivých ozubených kol

Volím počty zubů: $z_1 = 102$, $z_2 = 26$, $z_3 = 24$. Počet zubů posledního kola dopočítáme pomocí výše uvedeného vzorce, ze kterého vyjádříme počet zubů z_4 .

$$i_{CA}^B = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}}$$

$$z_4 = \frac{i_{CA}^B \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot i_{CA}^B} = \frac{23 \cdot 102 \cdot 24 - 102 \cdot 24}{26 \cdot 23} = 90,06 \cong 90 \text{ zubů}$$

8.3. Podmínka smontovatelnosti

Dále je třeba ověřit, zda-li byla splněna podmínka **smontovatelnosti** uvedená výše:

$$a_K = 3$$

$$z_1 = k \cdot a_K$$

$$k = \frac{z_1}{a_K} = \frac{102}{3} = 34 \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

$$z_4 = q \cdot a_K$$

$$q = \frac{z_4}{a_K} = \frac{90}{3} = 30 \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

kde $k, q \in \mathbb{Z}$

a_K ... počet satelitů

8.4. Volba materiálů ozubených soukolí 1-2, 3-4

V případě soukolí 1-2 je ozubené kolo 2 pastorkem (zdrojem pohybu) a kolo 1, které nese vnitřní ozubení potom kolem hnaným.

Pastorek (2,3): ocel 14140 zušlechťená $\sigma_{t2} = 883 \text{ MPa}$, tvrdost na boku zubu $V_{HV} = 650 \text{ HV}$,

Hnané kolo (1,4): ocel 12061 zušlechťená $\sigma_{t1} = 740 \text{ MPa}$

V případě soukolí 1-2 je hnacím členem satelit (2). V druhém soukolí je hnacím členem unašeč a hnaným je satelit. Korunové kolo (4) je v tomto případě blokováno. Pro návrh

ozubení soukolí 3-4 toto kolo uvolníme a unašeč satelitů naopak zastavíme. Pastorkem zvolíme satelit 3 se shodnými otáčkami, jakými disponuje bez zjednodušení.

8.5. Součinitelé bezpečnosti

Součinitelé bezpečnosti v ohybu a dotyku zubu jsou uváděny v rozmezí:

$$S_{Fmin} = 1,4 \div 1,7 - \text{volím } S_{Fmin} = 1,6$$

$$S_{Hmin} = 1,1 \div 1,2 - \text{volím } S_{Hmin} = 1,2$$

Výpočet ozubení, který je zde uveden je zjednodušenou variantou normy ČSN 014686, bude vhodnější volit jednotlivé minimální bezpečnosti z horní hranice intervalu.

8.6. Návrhový výpočet ozubení soukolí 1-2

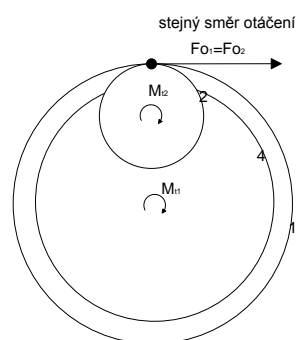
[5]

Výpočet je proveden dle známého upraveného Bachova vzorce pro výpočet návrhu normalizovaného modulu. Nejdříve vypočteme průměr kružnice pastorku. Z tohoto rozměru a podle stanovených počtu zubů poté vypočteme modul, pomocí kterého zvolíme modul normalizovaný.

Vycházíme z točivého momentu, který jsme spočítali na str. č 24. Tento točivý moment se nachází i na výstupním členu z převodovky, v tomto případě na členu A - ozubeném kole s vnitřním ozubením 1.

$$M_{t1s} = M_{t1} = 421\,211\,701,8\,Nmm = 421,21\,kNm$$

Jelikož už známe počet zubů jednotlivých ozubených kol převodovky i její převodový poměr, lze si dopočítat i točivý moment na ozubeném kole 2. Vyjdeme z předpokladu, že velikosti obvodových sil v ozubení jsou si rovny, tedy $F_{01} = F_{02}$.



Obr. č. 28 rozložení sil a momentů soukolí 1-2

$$F_{o1} = a_k \cdot F_{o2}$$

$$\frac{M_{tlis}}{r_1} = F_{o1}$$

M_{t2} točivý moment jednoho satelitu (celkový počet satelitů $a_k = 3$)

$$M_{t2} = F_{o2} \cdot r_2 = \frac{F_{o1}}{a_k} \cdot r_2 = \frac{M_{tlis}}{r_1 \cdot a_k} \cdot r_2 = \frac{M_{tlis}}{a_k} \cdot \frac{r_2}{r_1} = \frac{M_{tlis}}{a_k} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{421,21}{3} \cdot \frac{26}{102} = 35,79 \text{ kNm}$$

8.6.1. Výpočet Ø roztečné kružnice d_2 pastorku

Upravený Bachův vzorec:

$$d_2 = f_H^3 \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{t2}}{\frac{b_{wH}}{d_2} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}}}$$

$$M_{t2} = 35\,789\,229,57 \text{ Nmm} = 35\,789,23 \text{ Nm}$$

$$i_{12} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{102}{26} = 3,923$$

$$f_H = 770 \quad (\text{pro přímé zuby})$$

$$\frac{b_{wH}}{d_2} = 0,7 \quad (2;1)$$

Součinitele vnějších dynamických sil K_A a součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$ zjistíme z tabulek a grafů v příloze.

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,05 = 1,8375 \quad (2;2,3,6) (1;1)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1288 = 1030,4 \quad (\sigma_{Hlim} \approx \sigma_{Hlim}^o) \quad (2;4)$$

$$d_2 = f_H^3 \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{t2}}{\frac{b_{wH}}{d_2} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8375 \cdot 35\,789,23}{0,7 \cdot 1030,4^2} \cdot \frac{3,923 + 1}{3,923}} = 370,1 \text{ mm}$$

$$d_2 \cong 370 \text{ mm}$$

8.6.2. Výpočet modulu m

$$m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{370}{26} = 14,23 \text{ mm}$$

8.6.3. Výpočet normálního modulu m_n pastorku

$$m_n = f_F^3 \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{t2}}{\frac{b_{wF}}{m_n} \cdot Z_2 \cdot \sigma_{FP}}}}$$

$$K_F = K_H = 1,8375$$

$$f_F = 18$$

$$\frac{b_{wF}}{m_n} = 18 \quad (2;1)$$

$$\sigma_{Flimb2} = 740 \quad (2;4)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb2} = 0,6 \cdot 740 = 444,4 \quad (\sigma_{Flim} \approx \sigma_{Flimb}^o)$$

$$m_n = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{t2}}{\frac{b_{wF}}{m_n} \cdot z_2 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8375 \cdot 35\,789,23}{18 \cdot 26 \cdot 444,4}} = 12,26 \text{ mm}$$

Z normalizovaných volím modul $m = 14$.

8.6.4. Výpočet šířky ozubení

Úpravou vzorce $\frac{b_{wF}}{m_n} = 18$ vypočteme šířku ozubeného kola.

$$b_{wF} = 18 \cdot m_n = 18 \cdot 14 = 252 \text{ mm}$$

8.6.5. Kontrolní výpočty návrhu soukolí 1-2

1) Únava v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO2} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} \cdot d_2} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}}} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{196\,644,12}{252 \cdot 364} \cdot \frac{3,923+1}{3,923}} = 662,23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2} = 662,22842 \cdot \sqrt{2,205} = 983,36$$

$$\sigma_{HO1} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}}} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{196\,644,12}{252 \cdot 1428} \cdot \frac{3,923+1}{3,923}} = 334,345 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H1} = 334,345 \cdot \sqrt{2,205} = 496,48$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,75 \cdot 1,05 \cdot 1,2 = 2,205 \quad (2;2,3,6)$$

$$K_{H\beta} = 1,05 \quad (1;1)$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2 \quad (\text{zjednodušený předpoklad})$$

$$Z_E = 190 \quad (2;5)$$

$$Z_H = 2,5 \quad (1;2)$$

$$Z_\varepsilon = 0,85 \quad (1;3)$$

$$b_{wH} = 252 \text{ mm}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 14 \cdot 26 = 364 \text{ mm}$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 14 \cdot 102 = 1428 \text{ mm}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 35\,789\,230,57}{364} = 196,64 \text{ kN}$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1288 \cdot 1}{1,2} = 1073,3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{800 \cdot 1}{1,2} = 666,67 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

2) Únava v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,75 \cdot 1,05 \cdot 1,2 = 2,205$$

$$K_A = 1,75 \quad (2;2,3,6)$$

$$K_{F\beta} \approx K_{H\beta} = 1,05 \quad (1;1)$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2 \quad (\text{zjednodušený předpoklad})$$

$$Y_\beta = 1 \quad (\beta = 0) \quad (1;4)$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} \quad (\varepsilon_\beta = 0 - \text{jedná se o přímé ozubení})$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{|EF|}{P_b} = \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)} - \sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)} + \sqrt{(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)} - \sqrt{(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)} \right]}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} =$$

$$\frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{(1\,428^2 - 1\,341,881^2)} - \sqrt{(1400^2 - 1\,341,881^2)} + \sqrt{(392^2 - 342,048^2)} - \sqrt{(364^2 - 342,048^2)} \right]}{\pi \cdot 14 \cdot \cos 20^\circ} = 1,8897$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{3,7794} = 0,4116$$

$$Y_{FS1} = 3,675 \quad (1;5)$$

$$Y_{FS2} = 3,95 \quad (1;5)$$

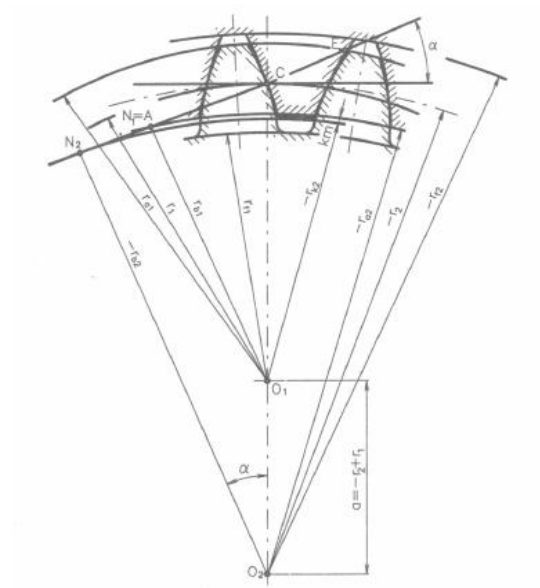
$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1,6} = 462,5 \quad (\sigma_{Flim} \approx \sigma_{Flimb}^o) \quad (2;4)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{196\,644,118}{252 \cdot 14} \cdot 2,205 \cdot 3,675 \cdot 1 \cdot 0,4116 = 185,9 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{650}{1,6} = 406,25 \quad (\sigma_{Flim} \approx \sigma_{Flimb}^o) \quad (2;4)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{196\,644,118}{252 \cdot 14} \cdot 1,8375 \cdot 3,95 \cdot 1 \cdot 0,4116 = 199,82 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

8.6.6. Rozměry soukolí 1-2



Obr. č. 29 geometrie přímého ozubení - vnitřní ozubení [6]

Hlava zubu:

$$h_a = m = 14 \text{ mm}$$

Pata zubu:

$$h_f = m + c = m + m \cdot c^* = 14 + 0,25 = 14,25 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 14 + 14,25 = 28,25 \text{ mm}$$

Jednotlivé kružnice:

- Roztečná

$$d_1 = m \cdot z_1 = 14 \cdot 102 = 1428 \text{ mm}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 14 \cdot 26 = 364 \text{ mm}$$

- Hlavová

$$d_{a1} = d_1 - 2 \cdot h_a = 1400 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 392 \text{ mm}$$

- Patní

$$d_{f1} = d_1 + 2 \cdot m (1 + c^*) = 1456,499 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m (1 + c^*) = 335,5 \text{ mm}$$

$$c^* = \frac{c}{m} = \frac{0,25}{14} = 0,017857$$

c^* jednotková hlavová vůle

- Základní

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha = 1\,341,881 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha = 342,048 \text{ mm}$$

Rozteč zubů:

$$p = \pi \cdot m = 43,98229 \text{ mm}$$

Šířka zubu a zubové mezery:

$$s = e = \frac{p}{2} = 21,9911 \text{ mm}$$

8.7. Návrhový výpočet ozubení soukolí 3-4

Návrh ozubení 3-4 je shodný s předchozím, proto zde uvádím jen podstatné výsledky shrnuté do tabulky. Jedná se především o rozměrové hodnoty daného soukolí. Celý výpočet ozubení soukolí 3-4 včetně kontroly je uveden v příloze č. 3 .

Tab. č. 3 tabulka hodnot rozměrů soukolí 3 - 4

vlastnost hodnoty	označení	hodnota	jednotky
Hlava zubu	h_a	16	mm
Pata zubu:	h_f	16,25	mm
Výška zubu	h	32,25	mm
Roztečná kružnice kola 3	d_3	384	mm
Roztečná kružnice kola 4	d_4	1440	mm
hlavová kružnice kola 4	d_{a4}	1 408	mm
hlavová kružnice kola 3	d_{a3}	416	mm
patní kružnice kola 4	d_{f4}	1 472,5	mm
patní kružnice kola 3	d_{f3}	351,5	mm
základní kružnice kola 4	d_{b4}	1353,157	mm
základní kružnice kola 3	d_{b3}	360,84	mm
Rozteč zubů	p	50,2654	mm
Šířka zubu a zubové mezery	$s = e$	25,13274	mm

8.8. Podmínka stejných osových vzdáleností a výpočet korekce osové vzdálenosti

$$\frac{m_{43}}{2} \cdot (z_4 - z_3) \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{w43}} = \frac{m_{12}}{2} \cdot (z_1 - z_2) \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{w12}}$$

$$\frac{m_{43}}{2} \cdot (z_4 - z_3) = \frac{m_{12}}{2} \cdot (z_1 - z_2) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w12}}$$

soukolí 3 - 4 uvažujeme jako nekorigované

Z této rovnice potom vyjádříme korigovaný úhel α_{w12} a dopočteme osový posun.

$$\cos \alpha_{w12} = \frac{\cos \alpha \cdot m_{12} \cdot (z_1 - z_2)}{m_{43} \cdot (z_4 - z_3)} = \frac{\cos 20^\circ \cdot 14 \cdot (102 - 26)}{16 \cdot (90 - 24)} = 0,9468115 \rightarrow \alpha_{w12} = 18,771133^\circ = 18^\circ 46' 16,0''$$

$$\sum x = x_2 - x_1 = \frac{z_1 - z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot (ev \alpha - ev \alpha_{w12})$$

$$x = \frac{z_1 - z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot (ev \alpha - ev \alpha_{w12}) = \frac{102 - 26}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} \cdot (ev 20^\circ - ev 18,771133^\circ) = 0,27005$$

$$ev \alpha = ev 20^\circ = 0,014904 \text{ (tabulková hodnota)}$$

$$ev 18,771133^\circ = \operatorname{tg} 18,771133^\circ - \frac{\pi \cdot 18,771133^\circ}{180} = 0,0122475$$

Součet korekcí x rozložíme na jednotlivá ozubená kola 1 a 2 pomocí vztahu:

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$x = x_1 - x_2$$

$$x_2 = \frac{x}{1 - \frac{z_2}{z_1}} = \frac{0,27005}{1 - \frac{26}{102}} = 0,362435$$

$$x_1 = x_2 - x = 0,362435 - 0,27005 = 0,092385$$

Korekce druhého soukolí budou nulové. Pokud známe korekce jednotlivých ozubených kol soukolí 1-2, můžeme provést korekce geometrických charakteristik.

$$a_{12} = \frac{(d_1 - d_2)}{2} = \frac{(1428 - 364)}{2} = 532$$

$$a_{w12} = \frac{a \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{532 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 18,771133^\circ} = 528$$

Změněné kružnice:

- Hlavová

$$d_{a1}^* = 2 \cdot \left(a_{w12} + \frac{d_{f2}^*}{2} + m \cdot c_a^* \right) = 1\,402,148 \text{ mm}$$

$$d_{a2}^* = 2 \cdot \left(\frac{d_{f1}^*}{2} - a_{w12} - m \cdot c_a^* \right) = 402,587 \text{ mm}$$

- Patní

$$d_{f1}^* = d_1 + 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_1 = 1\,465,587 \text{ mm}$$

$$d_{f2}^* = d_2 - 2 \cdot m \cdot h_f^* + 2 \cdot m \cdot x_2 = 339,14818 \text{ mm}$$

$$h_f^* = h_a^* + c_a^* = 1 + 0,25 = 1,25$$

Šířka zubu a zubové mezery:

$$s_1^* = 0,5 \cdot \pi \cdot m - 2 \cdot m \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 21,04963 \text{ mm}$$

$$s_2^* = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 25,68478 \text{ mm}$$

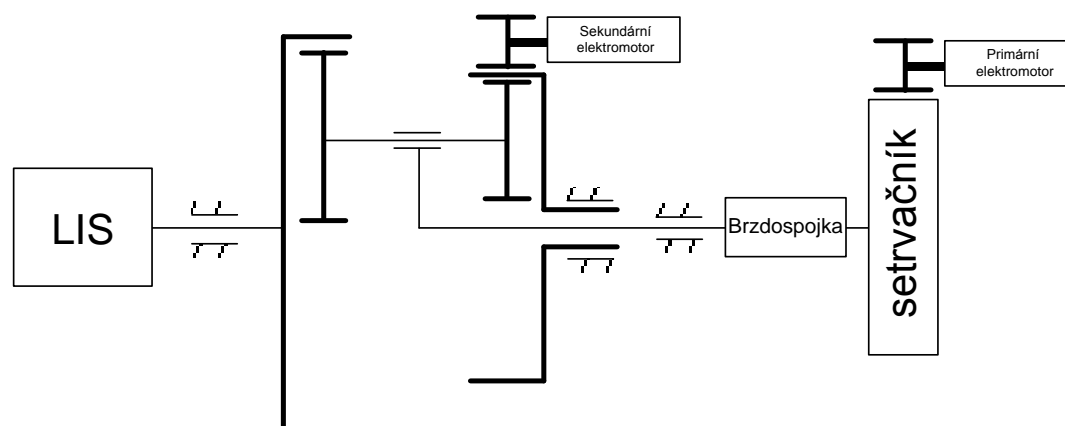
$$e_1^* = 0,5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 22,93265 \text{ mm}$$

$$e_2^* = 0,5 \cdot \pi \cdot m - 2 \cdot m \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 18,29751 \text{ mm}$$

9. Sekundární elektromotor

9.1. Úvod

Sekundární elektromotor je umístěn vně planetového diferenciálu a jeho účelem je regulovat otáčky na výstupu pomocí změn otáček ozubeného korunového kola č. 4. Toto ozubené kolo disponuje oproti korunovému kolu č. 1 navíc vnějším ozubením, do kterého zapadá ozubené kolo sekundárního elektromotoru.



Obr. č. 30 schéma umístění sekundárního elektromotoru

9.2. Vnější ozubení pro regulaci sekundárním elektromotorem

Točivý moment od elektromotoru je na kolo č. 4 přenášen pomocí ozubeného kola s vnějším ozubením. Kolo č. 4 musí disponovat jak vnitřním (korunové kolo), tak vnějším ozubením (regulační kolo). Hodnotu modulu vnějšího ozubení uvažuji stejnou, jako v případě vnitřního ozubení stejného kola ($m_r = 16$). Šířku věnce mezi patními kružnicemi volím 81,5 mm. Ze znalosti šířky věnce mezi patními kružnicemi spočítáme velikost patní kružnice regulačního kola. Celý výpočet je uveden v příloze č. 4. Podstatné hodnoty uvádím v tabulce č.3.

Tab. č. 4 Tabulka hodnot regulačního kola 2

vlastnost hodnoty	označení	hodnota	jednotky
Hlava zubu	h_{ar}	16	mm
Pata zubu:	h_{fr}	16,25	mm
Výška zubu	h_r	32,25	mm
Roztečná kružnice kola	d_r	1 680	mm
Hlavová kružnice kola	d_{ar}	1 712	mm
Patní kružnice kola	d_{fr}	1 635,5	mm
Základní kružnice kola	d_{br}	1 578,683	mm
Rozteč zubů	p	50,2654	mm
Šířka zubu a zubové mezery	$s = e$	25,13274	mm
Počet zubů	z_r	105	-

9.3. Závislost otáček lisu na směru sekundárního elektromotoru

Při uvolňování ozubeného kola B, vycházím z rovnice:

$$i_{CA}^B = \frac{\omega_C - \omega_B}{\omega_A - \omega_B}$$

Tento vzorec vyjádřím pomocí otáček jednotlivých členů:

$$i_{CA}^B = \frac{n_C - n_B}{n_A - n_B}$$

Z tohoto vzorce vyjádřím otáčky klikového lisu n_A , jako funkci otáček členu B.

$$n_A = f(n_B)$$

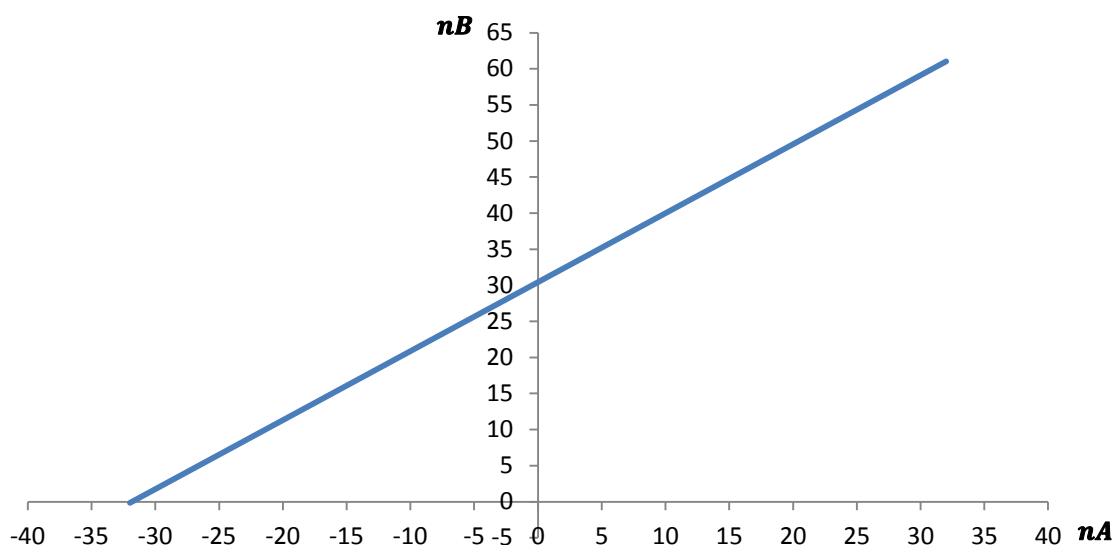
$$(n_A -) \cdot i_{CA}^B = \omega_C - \omega_B$$

$$n_A \cdot i_{CA}^B - n_B \cdot i_{CA}^B = \omega_C - \omega_B$$

$$n_A \cdot i_{CA}^B = \omega_C - \omega_B + n_B \cdot i_{CA}^B$$

$$n_A = \frac{\omega_C - \omega_B + n_B \cdot i_{CA}^B}{i_{CA}^B}$$

Graf č. 2 závislost otáček výstupního členu A na otáčkách členu B



směr otáčení členu B shodný se směrem otáčení unašeče

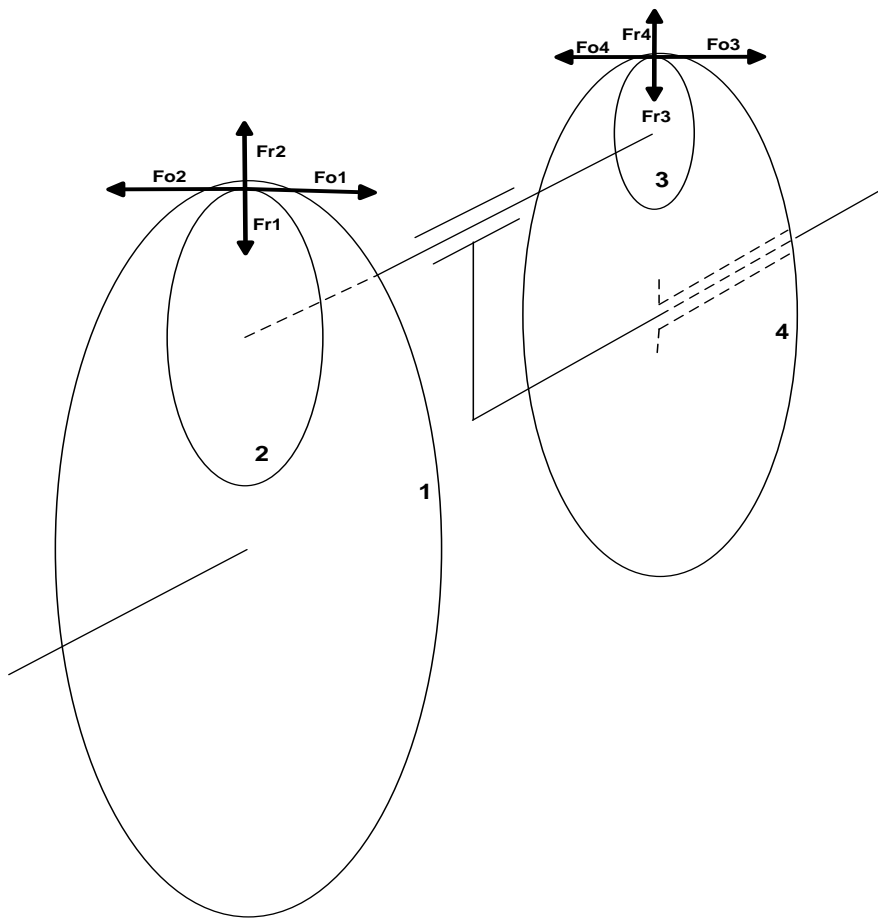
směr otáčení členu B opačný se směrem otáčení unašeče

Z grafu č. 2 lze pozorovat, závislost směru otáčení kola B na výstupních otáčkách kola A. Pokud budeme otáčet členem B proti směru otáčení unašeče. Výstupní otáčky se budou snižovat a naopak.

9.4. Volba typu sekundárního asynchronního elektromotoru

Pro regulaci výstupní části planetového diferenciálu je třeba znát moment, který působí na pevně uložené korunové kolo (ozubené kolo č. 4, které jsme doposud uvažovali s $n_4 = 0$). Toto kolo uvolníme (soustavě přidáme 1 stupeň volnosti - rotace) a uložíme mu určitý počet otáček. Pokud by byl směr otáčení shodný se směrem otáčení unašeče, docházelo by k částečnému předcházení korunového kola vůči satelitu, kterému by trvalo jedno odvalení delší dráhu, kterou by musel urazit po kružnici korunového kola (počet zubů virtuálního kola 4' se zmenší). Výsledkem by byl pokles otáček satelitu 3. Jelikož je satelit 3 spojen se satelitem 2 pevnou hřídelí a otáčky obou satelitů shodné, zmenšily by se otáčky i satelitu 2. Pohyb výstupního členu 1 (rotace) je potom složen ze dvou vzájemných pohybů: rotace satelitu 2 vůči unašeči a samotná rotace unašeče. Směr otáčení satelitů a unašeče je vždy opačný. Při stejných směrech otáčení korunového kola 4 a unašeče C se otáčky na výstupu budou zvětšovat. Naopak při opačném směru otáčení uvolněného kola a unašeče se satelit odvalí za kratší vzdálenost původní kružnice korunového kola a otáčky na výstupním členu se tak zmenší.

Pro výpočet potřebného momentu regulačního kola, budeme vycházet z rovnosti velikosti sil v ozubení.



Obr. č. 31 schéma sil zatižení v ozubení

$$F_{O1} = F_{O2}$$

$$F_{O3} = F_{O4}$$

$$M_{t2} = M_{t3}$$

rovnost točivého momentu na hřídeli satelitu

$$F_{O2} \cdot r_2 = F_{O3} \cdot r_3$$

$$F_{O1} \cdot r_2 = F_{O4} \cdot r_3$$

$$3 \cdot F_{O1} = \frac{M_{tlis}}{\frac{d_1}{2}}$$

velikost obvodové síly kola 1 je třetinová k obvodové síle jednoho satelitu 2 (počet satelitů 3)

$$F_{O1} = \frac{M_{tlis}}{\frac{3 \cdot d_1}{2}}$$

$$\frac{M_{tlis}}{\frac{3 \cdot d_1}{2}} \cdot r_2 = F_{O4} \cdot r_3$$

$$F_{O4} = \frac{M_{tlis}}{\frac{3 \cdot d_1}{2} \cdot r_3} \cdot r_2$$

$$F_{O4} = \frac{M_{tlis}}{\frac{3 \cdot d_1}{2} \cdot \frac{d_3}{2}} \cdot \frac{d_2}{2} \quad / \cdot r_4$$

$$M_{t4} = \frac{M_{tlis}}{\frac{3 \cdot d_1}{2} \cdot \frac{d_3}{2}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{d_4}{2} \quad \text{jeden satelit 3 způsobujeme na korunovém kole 4 moment } M_{t4}$$

$$M_{4celkový} = 3 \cdot M_{t4}$$

$$M_{4celkový} = 3 \cdot \frac{M_{tlis}}{\frac{3 \cdot d_1}{2} \cdot \frac{d_3}{2}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{d_4}{2}$$

$$M_{4celkový} = \frac{M_{tlis}}{d_1 \cdot d_3} \cdot d_2 \cdot d_4$$

$$M_{4celkový} = \frac{421211701,8}{1428 \cdot 336} \cdot 364 \cdot 1260 = \mathbf{402,629 \text{ kNm}}$$

9.5. Potřebný výkon k otáčení kola 4

$$M_{4celkový} = \mathbf{402,629 \text{ kNm}} \quad \text{moment potřebný k blokaci kola 4}$$

$$n_4 = 30 \quad \text{předpokládaný maximální počet otáček kola 4}$$

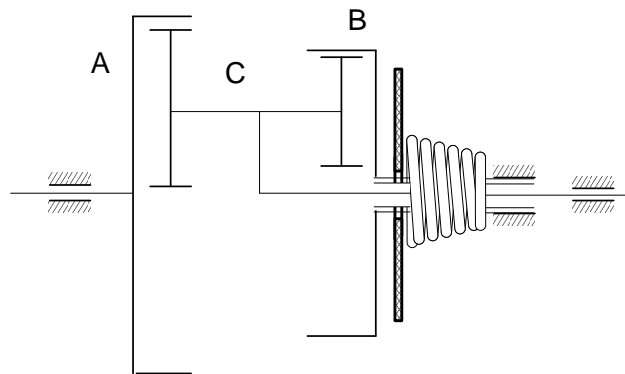
$$P_2 = M_{4celkový} \cdot \omega_4 = M_{4celkový} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_4}{60} = 402\,628,8326 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 30}{60} = 1,265 \text{ MW}$$

Výkon sekundárního elektromotoru je natolik velký, že pokud bychom chtěli převodovku regulovat, bylo by potřeba, vzhledem k primárnímu, velice silného motoru. Regulace by byla tak energeticky náročná, že výsledný efekt by neměl větší smysl.

9.6. Alternativní využití členu B

9.6.1. Třecí brzda

Jedna z variant je regulovat převodovku pouze v jednom směru otáčení. Uvažujme člen B zcela uvolněn. Při otáčení našeče, by při zcela uvolněném členu B nedocházelo k odvalování satelitů po členu B a členy A, B by se točily stejnou rychlostí jako člen C. Pokud bychom se snažili člen B „přibrzďovat“, satelity by se odvalovaly alespoň částečně. Toto „přibrzďování“ lze uskutečnit přes třecí přítlačnou brzdou, kdy počet otáček satelitů, respektive otáčky členu B, budeme moci regulovat přitlakem.



Obr. č. 32 schéma planetového diferenciálu s třecí brzdou

9.6.2. Pohon lisu pomocí sekundárního elektromotoru

System by mohl být doplněn o brzdospojku, která by byla umístěna na hřídeli unašeče před vstupem do převodovky. V momentě, kdyby byl unašeč zablokovan, tedy i v případě nečinnosti lisu při dotáčení setrvačnicku (v našem případě 2s), kdy je spojka rozpojena a brzda aktivována, vzniká při roztočení členu B obyčejný porovnávací převod. Lis by tedy během času pro dotočení setrvačnicku mohl konat další cyklus, aniž by toto dotáčení bylo nějak narušeno. Lis by navíc disponoval jinými výstupními otáčkami i jiným točivým momentem.

9.6.3. Kompaktnější manipulace s beranem

Třetí variantou je variace varianty druhé, kde bychom porovnávací převod nevyuživali k pohonu lisu, ale pouze k jednoduché manipulaci s lisem. Odpadla by tak potřeba disponovat dalšími nastavovacími lisu, před rozběhnutím jiných, než aktuálně nastavených parametrů při změně sériové výroby.

10. Dimenzování přenosových částí a spojů

10.1. Úvod

Planetový diferenciál obsahuje kromě unašeče a ozubených kol, taky části pro přenos točivého momentu. Aby tyto části vydržely požadované namáhání, je nutno je nadimenzovat. Převodovka obsahuje tyto přenosové části a spoje:

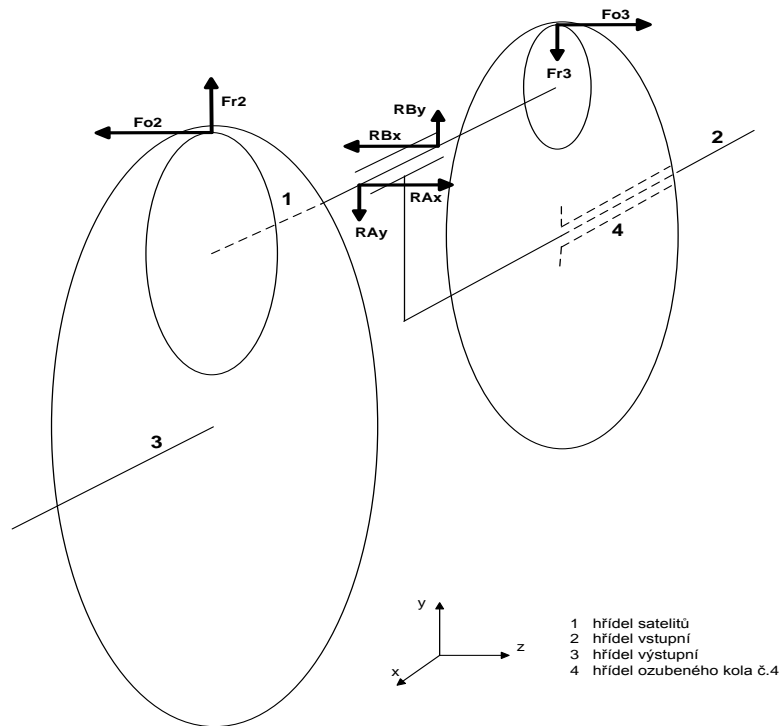
- hřídel satelitů
- hřídel vstupní
- hřídel výstupní
- hřídel kola č. 4

- ložiska hřídele satelitů
- ložiska vstupní hřídele
- ložiska výstupní hřídele
- ložiska kola č. 4

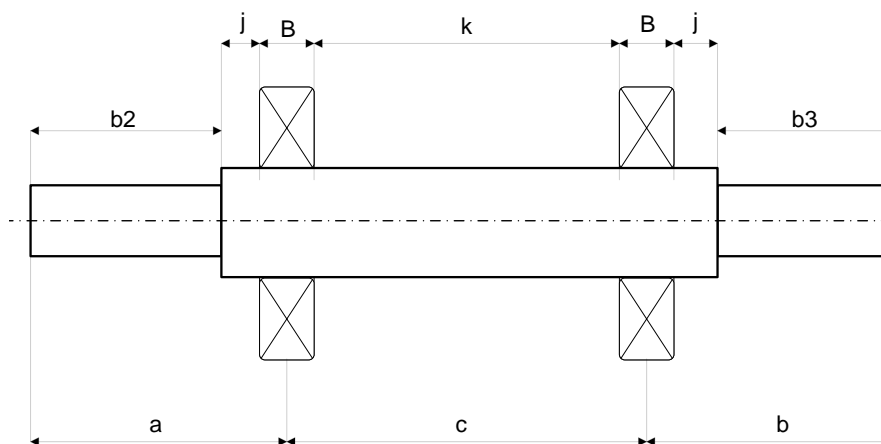
- spoje pery
- spoje evolventním drážkováním

10.2. Hřídel satelitů

10.2.1. Silové poměry



Obr. č. 33 Schéma silových poměrů hřídele satelitů



Obr. č. 34 Schéma rozměrů hřídele satelitů

$B = 138 \text{ mm}$

šířka ložiska

$k = 110 \text{ mm}$

velikost mezery mezi ložisky

$j = 20 \text{ mm}$

odsazení

$b_2 = 252 \text{ mm}$

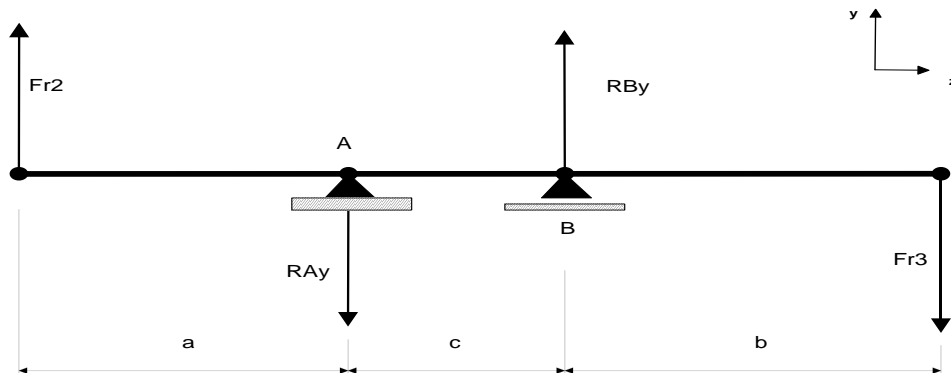
šířka ozubení kola 2

$b_3 = 288 \text{ mm}$ šířka ozubení kola 3

$$a = \frac{b_2}{2} + j + \frac{B}{2} = \frac{252}{2} + 20 + \frac{138}{2} = 215 \text{ mm}$$

$$b = \frac{b_3}{2} + j + \frac{B}{2} = \frac{288}{2} + 20 + \frac{138}{2} = 233 \text{ mm}$$

$$c = k + B = 110 + 138 = 248 \text{ mm}$$



Obr. č. 35 Silové poměry hřídele satelitů v rovině YZ

$$F_{r2} = 71\,572,6 \text{ N}$$

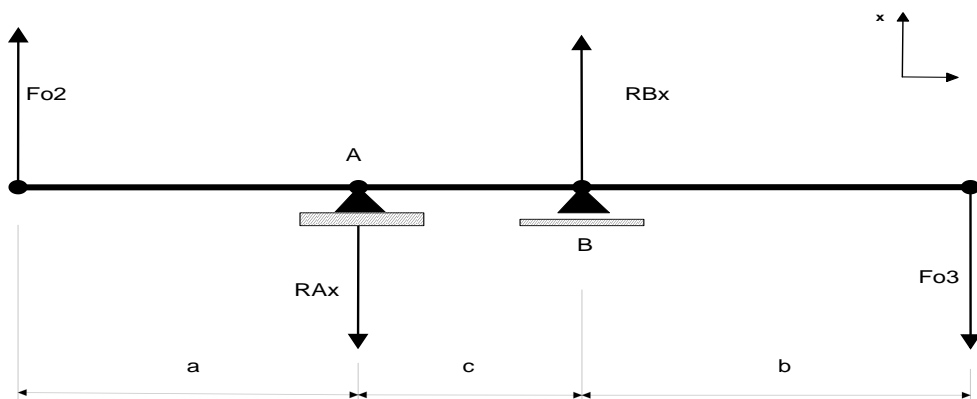
$$F_{r3} = 67\,844,86599 \text{ N} \cong 67,845 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{By} + F_{r2} - R_{Ay} - F_{r3} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad R_{By} \cdot c + F_{r2} \cdot a - F_{r3} \cdot (b + c) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{r3} \cdot (b+c) - F_{r2} \cdot a}{c} = \frac{67\,844,866 \cdot (233+248) - 71\,572,599 \cdot 215}{248} = 69\,537,386 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{r2} - F_{r3} + R_{By} = 71\,572,599 - 67\,844,866 + 69\,537,386 = 73\,265,119 \text{ N}$$



Obr. č. 36 Silové poměry hřídele satelitů v rovině XZ

$$F_{o2} = 196\,644,1185 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 186\,402,2373\text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \quad F_{O2} + R_{Bx} - R_{Ax} - F_{O3} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_{O2} \cdot a + R_{Bx} \cdot c - F_{O3} \cdot (b + c) = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{O3} \cdot (b+c) - F_{O2} \cdot a}{c} = \frac{186\,402,2373 \cdot (233+248) - 196\,644,1185 \cdot 215}{248} = 191,05\text{ kN}$$

$$R_{Ax} = F_{O2} - F_{O3} + R_{Bx} = 196\,644,1185 - 186\,402,2373 + 191\,052,38 = 201,29\text{ kN}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{201\,294,2612^2 + 73\,265,119^2} = 214,213\text{ kN}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{191\,052,38^2 + 69\,537,386^2} = 203,314\text{ kN}$$

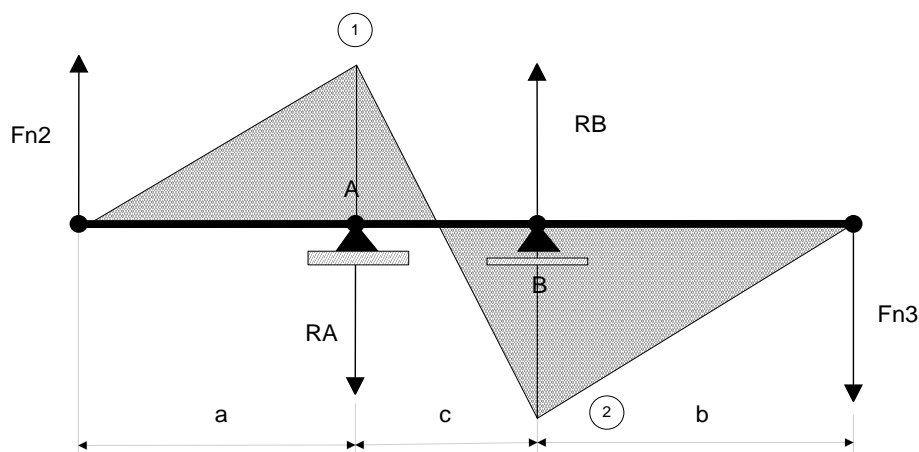
Pro výpočet ložisek uvažujme tedy $F_R = R_A = 214,213\text{ kN}$.

10.2.2. Výpočet průměru hřídele

Hřídele satelitů jsou namáhány kombinovaným namáháním. Vzhledem k přímému ozubení všech kol, se axiální síla rovná nule. Na hřídel tedy působí namáhání ohybem a krutem. Krut je způsoben obvodovými složkami sil satelitů, ohybové namáhání potom složkami radiálními.

Volba materiálu: ocel 11600

$$\sigma_{kt} = R_e = 330\text{ MPa}$$



Obr. č. 37 Momentové namáhání od ohybu hřídele satelitů

$$F_{n2} = \sqrt{F_{r2}^2 + F_{o2}^2} = \sqrt{71\,572,6^2 + 196\,644,1^2} = 209\,264,28\text{ N} = 209,26\text{ kN}$$

$$F_{n3} = \sqrt{F_{r3}^2 + F_{o3}^2} = \sqrt{67\,844,87^2 + 186\,402,2373^2} = 198\,365,12\text{ N} = 198,37\text{ kN}$$

1. $M_{oA} = F_{n2} \cdot a$ ohybový moment vyvolaný radiální silou v ozubení kola 2

$$M_{oA} = 209\,264,2806 \cdot 215 = 44\,991\,820,33 \text{ Nmm} = \mathbf{44,991 \text{ kNm}}$$

2. $M_{oB} = -F_{n3} \cdot b$ ohybový moment vyvolaný radiální silou v ozubení kola 3

$$M_{oB} = -198\,365,1191 \cdot 233 = \mathbf{-46,219 \text{ kNm}}$$

Z vypočtených hodnot ohybových momentů využijeme pro návrh průměru hřídele moment větší hodnoty => moment $M_{oB} = \mathbf{-46,219 \text{ kNm}}$.

$$\sigma_o = \frac{M_{oB}}{W_o}$$

$$\tau = \tau_k + \tau_s = \frac{M_{t2}}{W_k} + \frac{F_{n2}}{\frac{\pi \cdot d_{23}^2}{4}}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} \quad \alpha = \sqrt{3} \text{ pro HMH hypotézu}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{M_{oB}}{W_o}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \left(\frac{M_{t2}}{W_k} + \frac{F_{n2}}{\frac{\pi \cdot d_{23}^2}{4}}\right)\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{oB}}{W_o}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \left(\frac{M_{t2}}{2 \cdot W_o} + \frac{F_{n2}}{\frac{\pi \cdot d_{23}^2}{4}}\right)\right)^2}$$

$W_k = 2 \cdot W_o$ pro kruhový průřez

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{kt}}{k} = \sqrt{\left(\frac{M_{oB}}{\frac{\pi \cdot d_{23}^3}{32}}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \left(\frac{M_{t2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{23}^3}{32}} + \frac{F_{n2}}{\frac{\pi \cdot d_{23}^2}{4}}\right)\right)^2} \quad k = 2,5 \text{ pro míjivé zatížení}$$

$$132 = \sqrt{\left(\frac{-46\,219\,072,75}{\frac{\pi \cdot d_{23}^3}{32}}\right)^2 + \left(\sqrt{3} \cdot \left(\frac{35\,789\,229,57}{\frac{\pi \cdot d_{23}^3}{16}} + \frac{209\,264,2806}{\frac{\pi \cdot d_{23}^2}{4}}\right)\right)^2}$$

Iterační metodou půlení intervalu vyjádříme hodnotu $d_{23} \cong 166,844 \text{ mm}$.

Volím průměr hřídele $d_{23} = \mathbf{180 \text{ mm}}$. Průměr hřídele v místě uložení ložisek

$d_{23'} = \mathbf{200 \text{ mm}}$.

10.2.3. Výpočet ložisek

Ložisko A:

Převodovka bude pohánět klikový lis. Tento typ lisu je využíván hlavně při sériových výrobcích v třisměnných provozech. Trvanlivost ložisek budeme tedy počítat na 2 roky při 24 hodinové zátěži.

$$L_H = 2 \cdot 24 \cdot 365 = 17\,520 \text{ hodin} \Rightarrow \text{volím hodnotu } 18\,000 \text{ hodin}$$

$$F_e = X \cdot F_R + Y \cdot F_A$$

$$F_A = 0 \quad \frac{F_A}{F_R} < e \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

$$F_e = F_R = 214\,212,8784 \text{ N}$$

$$L_H = \left(\frac{C}{F_e}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \Rightarrow C = F_e \cdot \sqrt[10]{\left(\frac{L_H \cdot 60 \cdot n_3}{10^6}\right)^3}$$

$$= 214\,212,8784 \cdot \sqrt[10]{\left(\frac{18\,000 \cdot 60 \cdot 2625}{10^6}\right)^3} = 2\,326,01 \text{ kN}$$

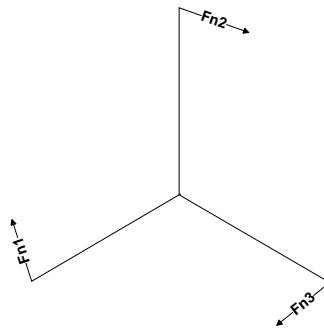
Volím soudečkové ložisko typu [22340 CC/W33](#) společnosti SKF.

Ložisko B:

Ložisko B je stejného typu jako ložisko A.

10.3. Hřídel vstupní

Hřídel vstupní a výstupní jsou namáhány trojicí sil od satelitů. Jelikož je rozložení satelitů rovnoměrné, tj. po 120° , normálové síly v ozubení se po přeložení vyrovnají a jejich výslednice je nulová. Na hřídel tedy působí jen točivý moment vzniklý z přeložení sil.



Obr. č. 38 Schéma vyrovnání sil v ozubení vstupního hřídele.

Volby materiálu: ocel 11600

$$\tau_{kD} \approx 100 \text{ MPa}$$

$$M_{tu} = \frac{P_{max.}}{\omega_u} = \frac{P_{max}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_j}{60}}$$

$$M_{tu} = \frac{1\,323,275588 \cdot 10^3}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 700}{60}} = 18\,051\,930,08 \text{ Nmm} = 18,052 \text{ kNm}$$

$$\tau_{ku} = \frac{M_{tu}}{W_{ku}} \leq \tau_{kD}$$

$$\tau_{kD} = \frac{M_{tu}}{W_{ku}} = \frac{M_{tu}}{\frac{\pi \cdot d_u^3}{16}} \quad \text{vyjádříme z rovnice průměr } d_u$$

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{tu}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 18\,051\,930,08}{\pi \cdot 100}} = 97,24 \text{ mm}$$

Volím průměr hřídele $d_u = 140 \text{ mm}$.

Volím 2 x ložisko [NJ 2228 ECML](#) společnosti SKF.

10.4. Hřídel výstupní

Volby materiálu: ocel 11600
 $\tau_{kD} \approx 100 \text{ MPa}$

$M_{t1} = 421,212 \text{ kNm}$ točivý moment na výstupním hřídeli

$$\tau_{k1} = \frac{M_{t1}}{W_{k1}} \leq \tau_{kD}$$

$$\tau_{kD} = \frac{M_{t1}}{W_{k1}} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d_{\text{výstup}}^3}{16}} \quad \text{vyjádříme z rovnice průměr } d_{\text{výstup}}$$

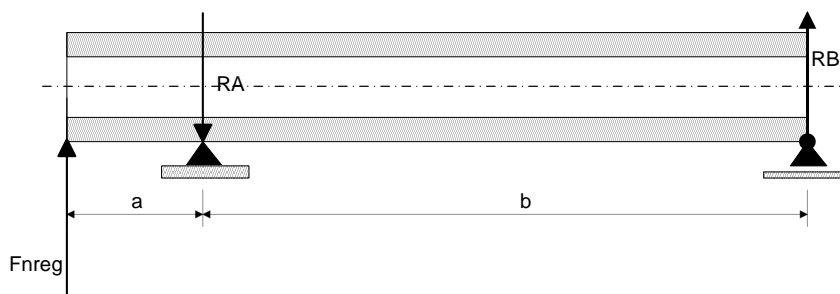
$$d_{\text{výstup}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{t1}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 421\,211\,701,8}{\pi \cdot 100}} = 277,86 \text{ mm}$$

Volím průměr hřídele $d_u = 280 \text{ mm}$.

Volím 2 x ložisko [NU 2056 ECMA](#) společnosti SKF.

10.5. Hřídel kola č. 4

Tato, jako jediná dutá, hřídel bude navíc namáhána silou působící na vnější ozubení korunného kola od regulačního elektromotoru.



Obr. č. 39 Schéma zatížení regulačního kola.

Pro dimenzování hřídele je třeba nejdříve znát sílu, působící na vnější ozubení. Tu lze spočítat z potřebného momentu k blokaci kola č. 4 a vzdálenosti působící normálové síly.

$$F_{nreg} = \frac{2 \cdot M_{4celkový}}{d_r} = \frac{2 \cdot 402\,628\,832,6}{1575} = \mathbf{511,275\,kN}$$

$$a = \frac{288}{2} + 50 + 40 + \frac{90}{2} = 279\,mm$$

(šířka ozubení kola + odsazení + operna část + šířka ložiska do středu)

$$b = 351,85 + \frac{90}{2} + \frac{90}{2} = 531,85\,mm$$

(vzdálenost ložisek + šířky ložisek do středu)

10.5.1. Výpočet průměru hřídele

Volba materiálu: ocel 11600

$$\sigma_{kt} = R_e = 330\,MPa$$

$$1. M_{oA} = F_{nreg} \cdot a = 511\,274,7081 \cdot 279 = \mathbf{142,646\,kNm}$$

$$2. M_{oB} = F_{nreg} \cdot (a + b) - R_A \cdot b = 511\,274,7081 \cdot (279 + 531,85) - 243\,068,177 \cdot 531,85 = \mathbf{285,291\,kNm}$$

Z vypočtených hodnot ohybových momentů využijeme pro návrh průměru hřídele moment větší hodnoty => moment $M_{oB} = \mathbf{285,291\,kNm}$.

$$\sigma_o = \frac{M_{oB}}{W_o}$$

$$\tau = \tau_k + \tau_s = \frac{M_{4celkový}}{W_k} + \frac{F_{nreg}}{\frac{\pi \cdot (D_{reg}^2 - d_{reg}^2)}{4}}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_{reg}^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{reg}}{D_{reg}} \right)^4 \right]$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} \quad \alpha = \sqrt{3} \text{ pro HMH hypotézu}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{M_{oB}}{W_o} \right)^2 + \left(\sqrt{3} \cdot \frac{M_{4celkový}}{W_k} + \frac{F_{nreg}}{\frac{\pi \cdot d_{reg}^2}{4}} \right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{M_{oB}}{\frac{\pi \cdot D_{reg}^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{reg}}{D_{reg}} \right)^4 \right]} \right)^2 + \left(\sqrt{3} \cdot \left(\frac{M_{4celkový}}{\frac{\pi \cdot D_{reg}^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{reg}}{D_{reg}} \right)^4 \right]} + \frac{F_{nreg}}{\frac{\pi \cdot (D_{reg}^2 - d_{reg}^2)}{4}} \right) \right)^2}$$

Vnitřní průměr hřídele d_{reg} je dán rozměry námi zvolených ložisek. Je třeba dopočítat minimální vnější průměr hřídele.

$$d_{reg} = 480\,mm$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_o} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_D = \frac{M_{red}}{W_o} = \frac{\sigma_{kt}}{k} \quad k = 2,5 \text{ pro m\u00edjiv\u00e9 zat\u00ed\u017een\u00ed}$$

$$\sigma_{red} = \frac{\sigma_{kt}}{k} = \frac{330}{2,5} =$$

$$\sqrt{\left(\left(\frac{285\,291\,287,1}{\frac{\pi \cdot D_{reg}^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{480}{D_{reg}} \right)^4 \right]} \right)^2 + \left(\sqrt{3} \cdot \left(\frac{402\,628\,832,6}{\frac{\pi \cdot D_{reg}^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{480}{D_{reg}} \right)^4 \right]} + \frac{511\,274,7081}{\frac{\pi \cdot (D_{reg}^2 - 480^2)}{4}} \right) \right)^2 \right)}$$

Iterační metodou půlení intervalu jsme zjistili, že $D_{reg} \cong 520,054 \text{ mm}$. Z důvodu vyšší bezpečnosti volím průměr $D_{reg} = 640 \text{ mm}$.

10.5.2. Výpočet ložisek

$$\sum F = 0 \quad F_n - R_A + R_B = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_n \cdot a + R_B \cdot b = 0$$

$$R_B = \frac{-F_n \cdot a}{b} = \frac{-511\,274,7081 \cdot 279}{531,85} = -268,21 \text{ kN}$$

$$R_A = F_n + R_B = 511\,274,7081 - 268\,206,5311 = 243,07 \text{ kN}$$

Pro návrh ložisek budeme uvažovat reakci R_B z důvodu většího zatížení.

$$L_H = 2 \cdot 24 \cdot 365 = 17\,520 \text{ hodin} \Rightarrow \text{volím hodnotu } 18\,000 \text{ hodin}$$

$$F_e = X \cdot F_R + Y \cdot F_A$$

$$F_A = 0 \quad \frac{F_A}{F_R} < e \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

$$F_e = F_R = R_B = 268,207 \text{ kN}$$

$$L_H = \left(\frac{C}{F_e} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \Rightarrow C = F_e \cdot \sqrt[10]{\left(\frac{L_H \cdot 60 \cdot 30}{10^6} \right)^3} =$$

$$268\,206,5311 \cdot \sqrt[10]{\left(\frac{18\,000 \cdot 60 \cdot 30}{10^6} \right)^3} = 761\,435,03 \text{ N} = 761,435 \text{ kN}$$

Volím ložisko 2 x ložisko [23972 CC/W33](#) společnosti SKF.

10.6. Spoje

K zajištění převodu točivého momentu z hřídele na náboj lze využít nejrůznějších variant. Volím pro spojení hřídele satelitů a jednotlivých satelitních kol spoj perem. Další z možností jak přenést točivý moment je například drážkování (rovnoboké, evolventní). Průměr hřídele

výstupního kola je ale natolik veliký, že pro něj rovnoboké drážkování není dle ČSN normalizováno. Volím tedy evolventní drážkování u vstupního i výstupního hřídele.

10.6.1. Hřídel satelitů

K zajištění přenosu sil mezi hřídeli nesoucí satelity a jednotlivými satelity využijeme pera.

Materiál: 11600

$$R_{es} = 210 \text{ MPa} \quad k = 2,5$$

$$\tau_{DS} = \frac{R_{es}}{k} = \frac{210}{2,5} = 84 \text{ MPa}$$

$$p_D = 120 \text{ MPa} \quad \text{pro ocelový neposuvný náboj (dle strojnických tabulek)}$$

Kde l délka pera

B šířka pera

h výška pera

M_t přenášený točivý moment

d průměr hřídele

Střih:

$$F = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_{sat}} = \frac{2 \cdot 35\,789\,229,57}{180} = 397,66 \text{ kN}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \Rightarrow S = \frac{F}{\tau_{DS}} = \frac{397\,658,1063}{84} = 4\,734,02 \text{ mm}^2$$

Vzhledem k šířce ozubených kol, předběžně volím $b = 45 \text{ mm}$, $h = 25 \text{ mm}$.

$$S = l \cdot b \Rightarrow l = \frac{S}{b} = \frac{4\,734,025}{45} = 105,2 \text{ mm}$$

Stykový tlak:

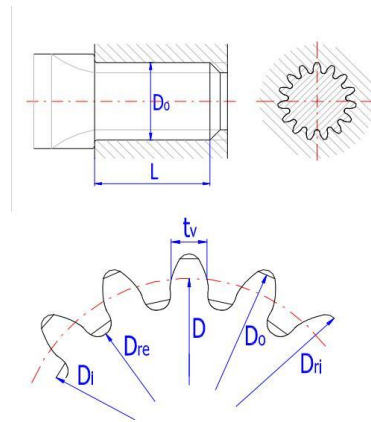
$$p_s = \frac{F}{S} \leq p_D \Rightarrow S = \frac{F}{p_D} = \frac{397\,658,1063}{120} = 3\,313,82 \text{ mm}^2$$

$$S = l \cdot \frac{h}{2} \Rightarrow l = \frac{2 \cdot S}{h} = \frac{2 \cdot 3\,313,8175}{25} = 265,11 \text{ mm}$$

Volím 2 x pero dle DIN 6885 A 45x25x160. U ozubených kol č. 2 a 3 jsou použita stejná pera.

10.6.2. Hřídel výstupní

Evolventní drážkování



Obr. č. 40 evolventní drážkování - rozměroví hodnoty [7]

$$p = \frac{\frac{M_t}{\frac{1}{2} \cdot \frac{D_a + d_a}{2}}}{k_{ef} \cdot z \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot [(d_a - 2 \cdot s_D) - (D_a + 2 \cdot s_d)] \right\} \cdot l_{st}} \leq p_D$$

k_{ef} součinitel efektivního počtu nesoucích zubů (pro evolventní drážkování $k_{ef} = 0,5 \div 0,75$)

z počet zubů (drážek)

l_{st} délka drážek

s_D sražení vnějších zubů $\emptyset D$

s_d sražení vnitřních zubů $\emptyset d$

Vyjádříme délku drážek l_{st} .

$$D = 300 \text{ mm}$$

$$z = 48 \quad [8 \text{ p. 415}]$$

$$m = 6 \quad [8 \text{ p. 415}]$$

$$d_a = D - 0,2 \cdot m = 300 - 0,2 \cdot 6 = 298,8 \text{ mm}$$

$$D_a = D - 2 \cdot m = 300 - 2 \cdot 6 = 288 \text{ mm}$$

$$s_D = 1 \text{ mm}$$

$$s_d = 1 \text{ mm}$$

$$k_{ef} = 0,5$$

$$l_{st} = \frac{\frac{M_t}{\frac{1}{2} \cdot \frac{D_a + d_a}{2}}}{k_{ef} \cdot z \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot [(d_a - 2 \cdot s_D) - (D_a + 2 \cdot s_d)] \right\} \cdot p_D}$$

$$l_{st} = \frac{\frac{421\,211\,701,8}{\frac{1}{2} \cdot \frac{288 + 298,8}{2}}}{0,5 \cdot 48 \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot [(298,8 - 2 \cdot 1) - (288 + 2 \cdot 1)] \right\} \cdot 120} = 293,22 \text{ mm}$$

Vzhledem k šířce náboje ozubeného kola č.1 volím EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 300 x60 x 7H/9r ČSN 4950 délky $l_{st} = 335 \text{ mm}$.

10.6.3. Hřídel vstupní

Evolventní drážkování

$$p = \frac{\frac{M_t}{\frac{1}{2} \cdot \frac{D_a + d_a}{2}}}{k_{ef} \cdot z \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot [(d_a - 2 \cdot s_D) - (D_a + 2 \cdot s_d)] \right\} \cdot l_{st}} \leq p_D$$

Vyjádříme délku drážek l_{st} .

$$D = 140 \text{ mm}$$

$$z = 12 \quad [8 \text{ p. } 415]$$

$$m = 10 \quad [8 \text{ p. } 415]$$

$$d_a = D - 0,2 \cdot m = 140 - 0,2 \cdot 10 = 138 \text{ mm}$$

$$D_a = D - 2 \cdot m = 140 - 2 \cdot 10 = 120 \text{ mm}$$

$$s_D = 1 \text{ mm}$$

$$s_d = 1 \text{ mm}$$

$$k_{ef} = 0,5$$

$$l_{st} = \frac{\frac{M_t}{\frac{1}{2} \cdot \frac{D_a + d_a}{2}}}{k_{ef} \cdot z \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot [(d_a - 2 \cdot s_D) - (D_a + 2 \cdot s_d)] \right\} \cdot p_D}$$

$$l_{st} = \frac{\frac{18\,051\,930,08}{\frac{1}{2} \cdot \frac{120 + 138}{2}}}{0,5 \cdot 12 \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot [(138 - 2 \cdot 1) - (120 + 2 \cdot 1)] \right\} \cdot 120} = 55,53 \text{ mm}$$

Vzhledem k šířce unašeče volím EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 140 x 10 x 7H/9r ČSN 4950 $l_{st} = 195 \text{ mm}$.

11. Virtuální simulace zatížení

11.1. Úvod

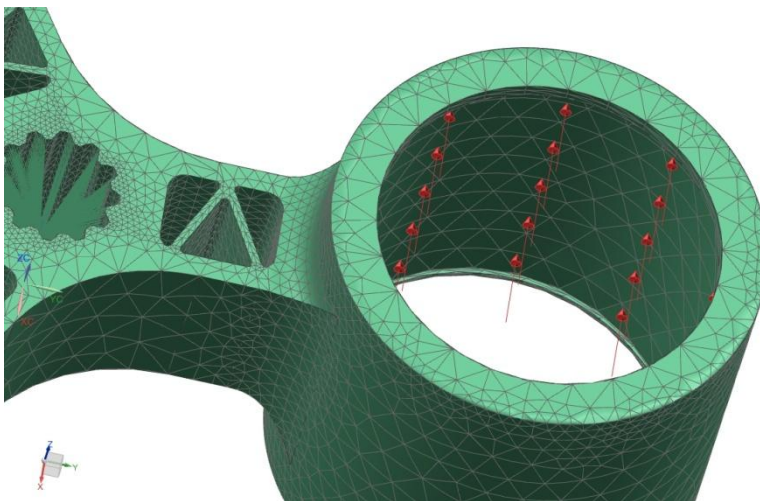
Virtuální simulace byla provedena na unašeči v CAD softwaru Siemens NX 8.5. Bylo zjištěno maximální napětí v tahu $\sigma_{tmax} = 23,45 \text{ MPa}$. Pro výrobu unašeče byla zvolena ocel 11 600.

11.2. Zavazbení, zatížení

Vazby v unašeči jsou tvořeny plochami drážek, o které se opírají boky zubů evolventního drážkování hřídele. Zatížení je přeneseno na vnitřní části boků zubů evolventního drážkování unašeče.



Obr. č. 41 detail vazeb v unašeči



Obr. č. 42 zatížení ramena unašeče

11.3. Simulace zatížení

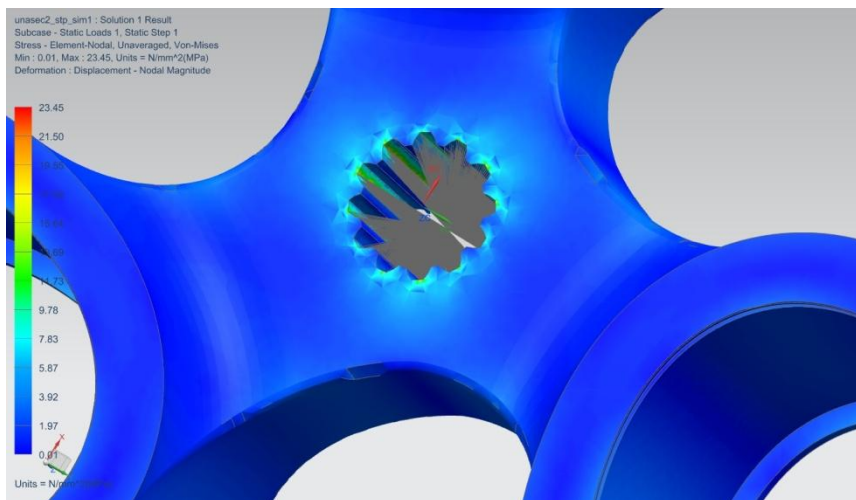
$$\sigma_{kt} = R_e = 330 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{kt}}{k} = \frac{330}{2,5} = 132 \text{ MPa} \quad k = 2,5 \text{ pro m\u00edjiv\u00e9 zat\u00ed\u017een\u00ed}$$

$$\sigma_{tmax-sim1} = 23,45 \text{ MPa}$$

$$k_{tmax-sim1} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{tmax-sim1}} = \frac{330}{23,45} = 14,072$$

V\u00fdsledn\u00e1 bezpe\u010dnost je p\u0159\u00edli\u0161 velik\u00e1. M\u00f9\u017ee\u0161e zm\u00e9nit volbu materi\u00e1lu nebo t\u011bleso odleh\u010dit. Provedeme optimalizaci a t\u011bleso odleh\u010d\u00edme.



Obr. \u010d. 43 v\u00fdsledek po prvn\u00ed simulaci zat\u00ed\u017een\u00ed

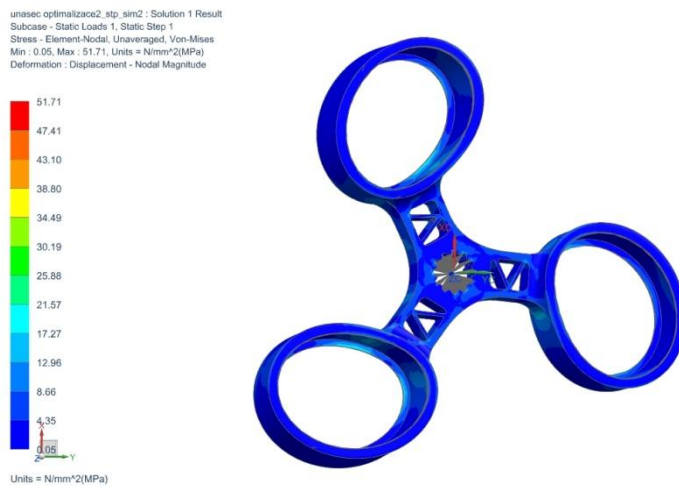
11.4. Optimalizace t\u011blesa

T\u011blesu byl odebr\u00e1n materi\u00e1l podle obr\u00e1zku \u010d.44.

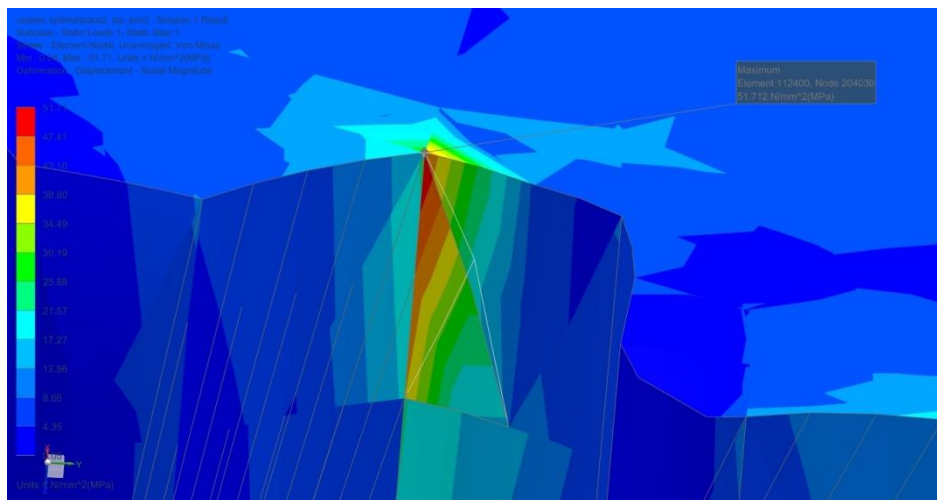
$$\sigma_{tmax-sim2} = 51,71 \text{ MPa}$$

$$k_{tmax-sim2} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{tmax-sim2}} = \frac{330}{51,71} = 6,38$$

Hodnota bezpe\u010dnosti po optimalizaci se v\u00edce bl\u00ed\u017ee n\u00e1mi volen\u00e9 bezpe\u010dnosti pro m\u00edjiv\u00e9 zat\u00ed\u017een\u00ed. Z d\u00falvod\u00fa v\u011bt\u0161\u00ed tuhosti a bezpe\u010dnosti je tato optimalizace ponech\u00e1na.



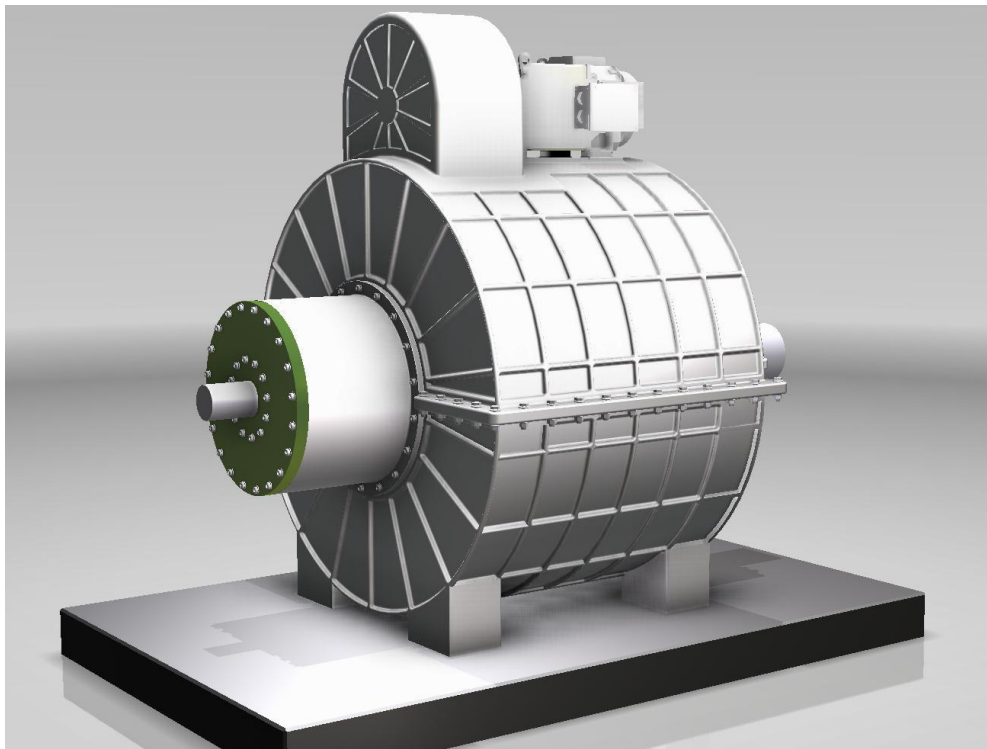
Obr. č. 44 výsledek po druhé simulaci zatížení - těleso optimalizováno odlehčením



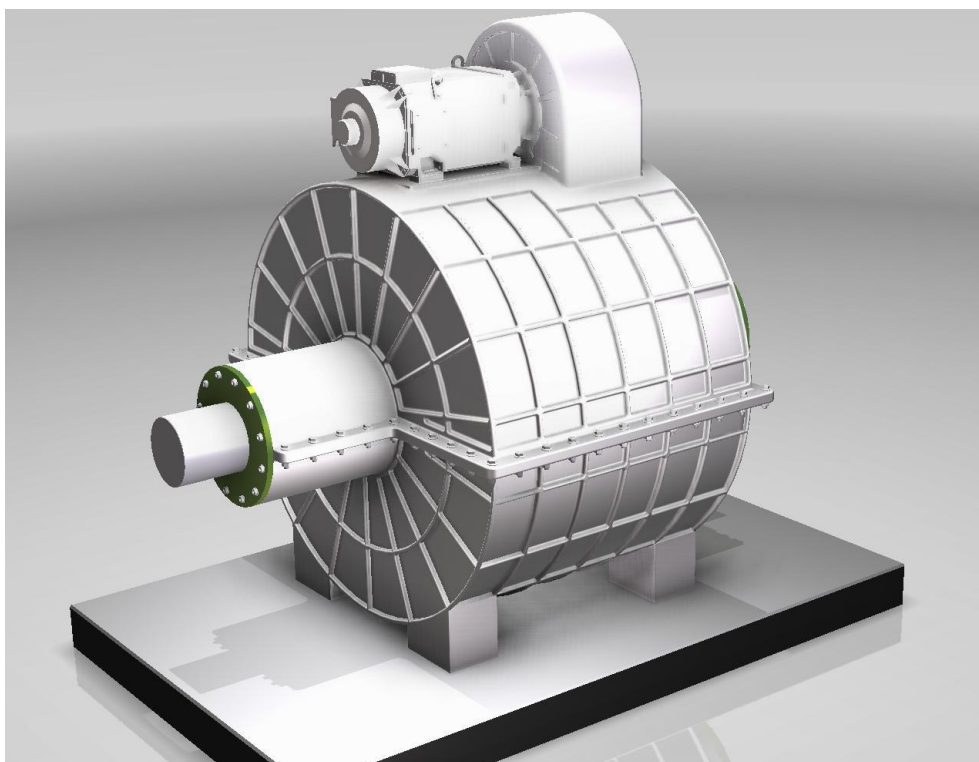
Obr. č. 45 detail maximálního zatížení v boku zubu evolventního drážkování - druhá simulace zatížení

12. CAD model planetového diferenciálu s regulací

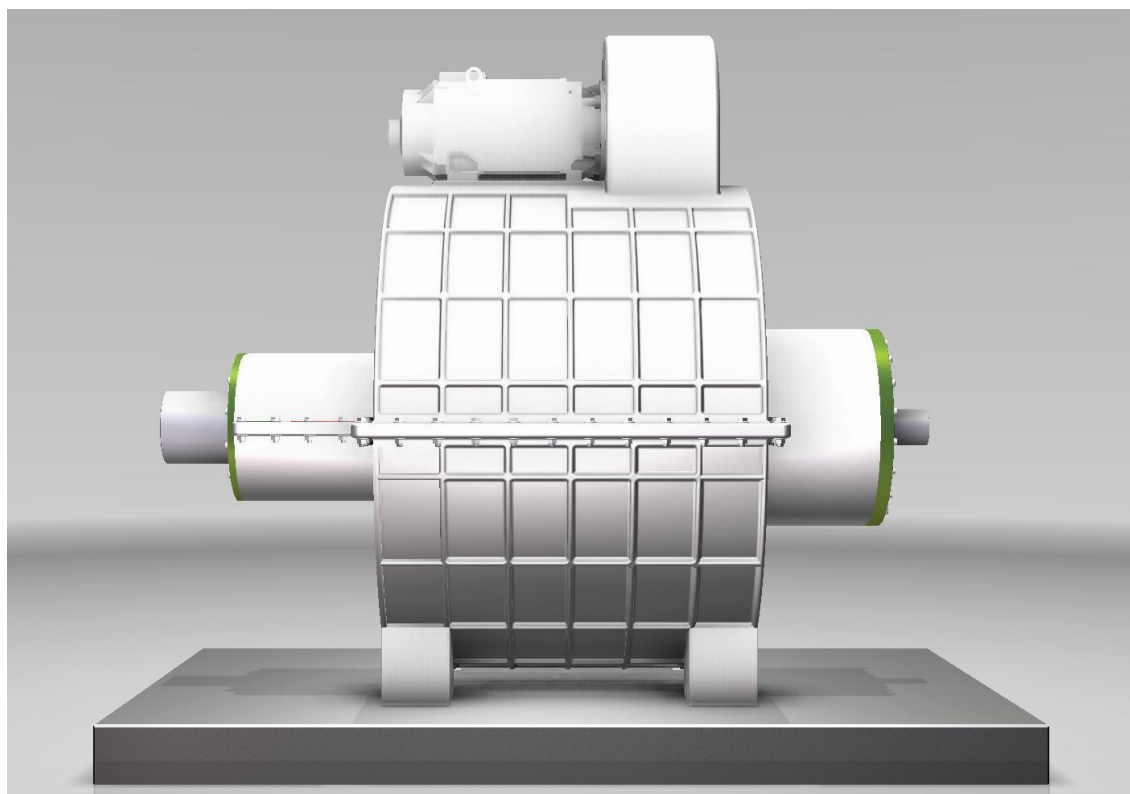
[9] [4]



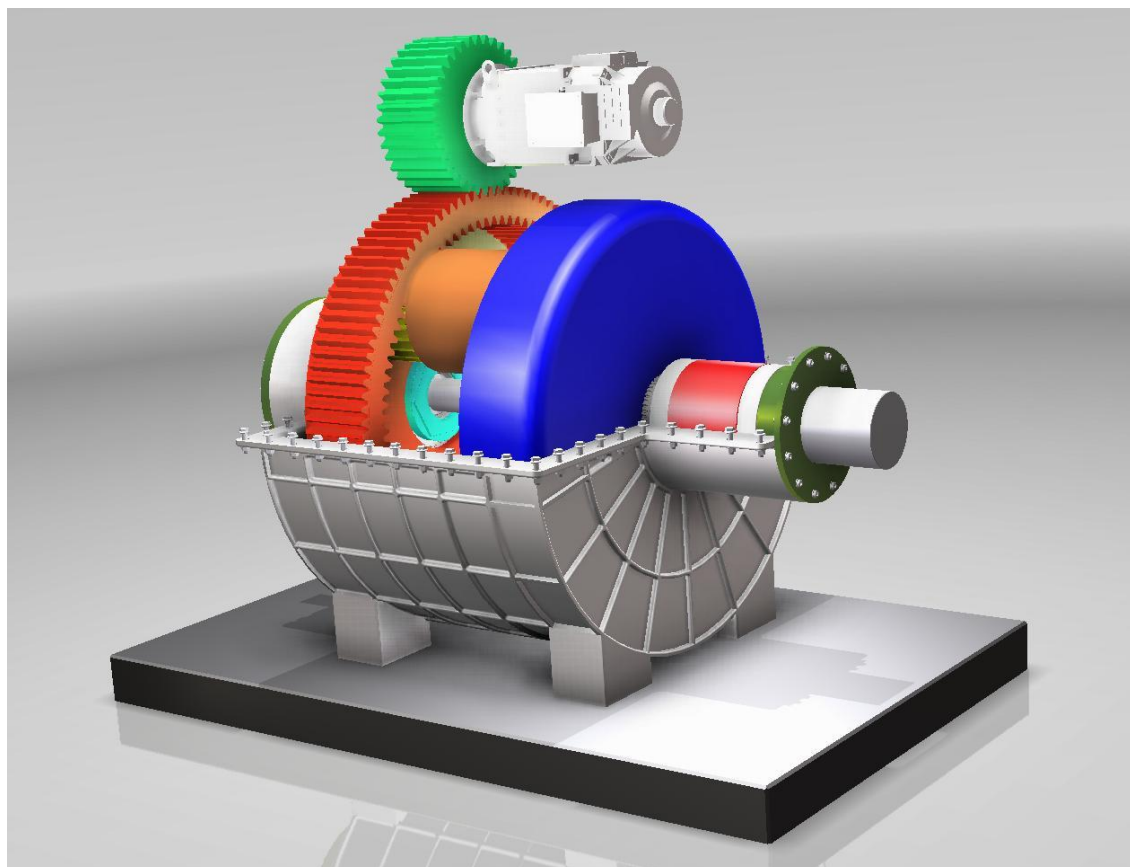
Obr. č. 46 CAD model planetového diferenciálu s regulací - pohled 1



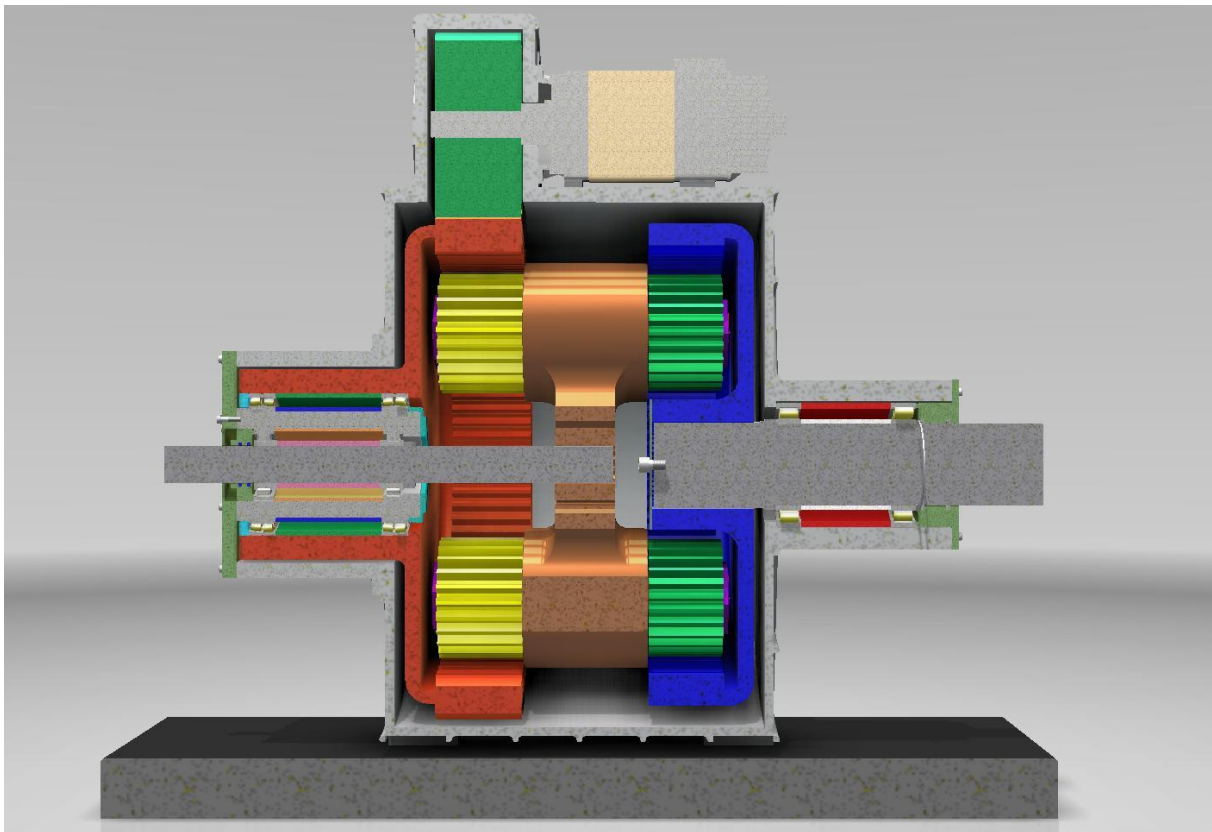
Obr. č. 47 CAD model planetového diferenciálu s regulací - pohled 2



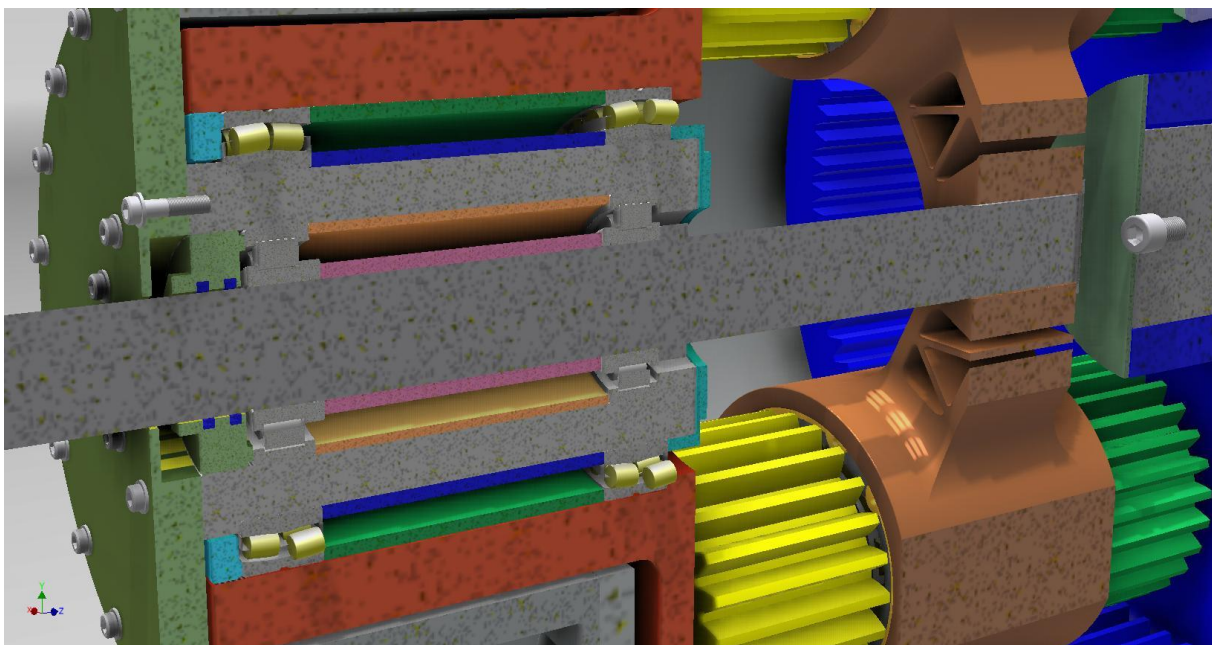
Obr. č. 48 CAD model planetového diferenciálu s regulací - pohled 3



Obr. č. 49 CAD model planetového diferenciálu s regulací - pohled bez horní části převodové skříně



Obr. č. 50 CAD model planetového diferenciálu s regulací - řez



Obr. č. 51 CAD model planetového diferenciálu s regulací - detail vstupní části

13. Závěr

Cílem práce byl návrh planetového diferenciálu s regulací pro pohon klikového lisu se jmenovitou lisovací silou 400 tun. Předpokládán byl sekundární elektromotor pro regulaci převodového ústrojí. K pohonu klikového lisu byl použit asynchronní elektromotor Siemens typ 1PH7224C. Planetový diferenciál byl volen s dvojitými satelity s korunovými koly s vnitřním ozubením.

Ozubená kola jsou kontrolována na únavu v ohybu a dotyku. Ložiska jsou vybrána z katalogů společnosti SKF.

Z výpočtů je zřejmé, že potřebný výkon k pohonu sekundárního elektromotoru je příliš veliký na efektivní využití v praxi. Regulační kolo planetového diferenciálu může být ale využito k jiným účelům a to buď k regulaci pomocí třecí spojky nebo v případě umístění brzdospojky mezi lis a setrvačnick také k lisování během fáze dotáčení, či k manipulaci beranu při změně výroby nebo opravě.

Seznam použité literatury

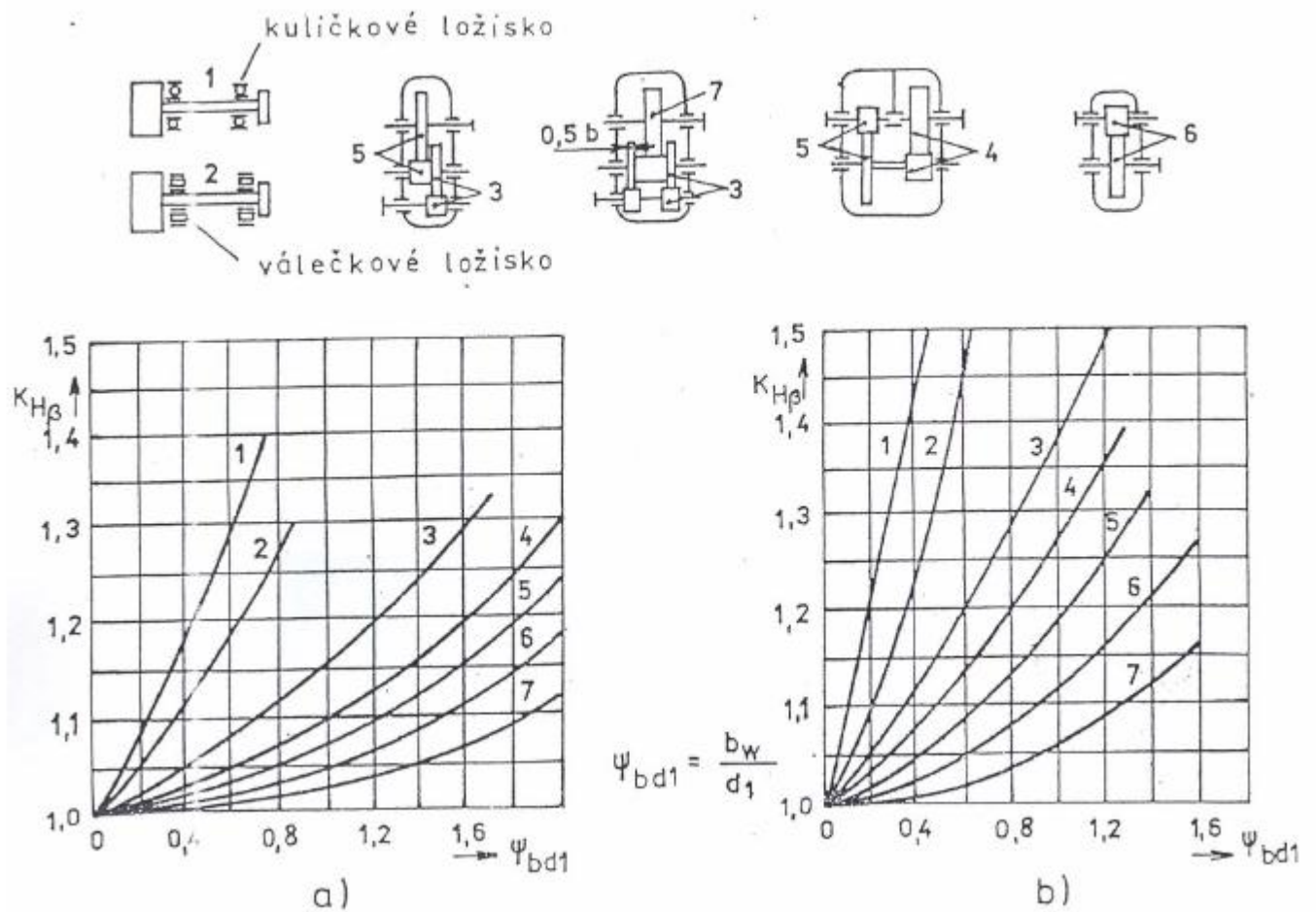
1. **Bolek, A. a Kochman, J.** *Části strojů: 2.svazek.* místo neznámé : Nakladatelství technické literatury, 1990.
2. **ŽĎAS.** www.zdas.cz. *ŽĎAS a.s.* [Online]
3. **VUT.** Fakulta strojního inženýrství VUTBr. <http://drogo.fme.vutbr.cz/>. [Online] http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/html/motory_a_pohony/pohony_a_motory/prednasky/oficialni_sylaby/6-1-klikovy_mechanismus.pdf.
4. **SIEMENS.** www.siemens.com. <http://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll?func=cslib.csinfo&lang=en&objid=10803975&subtype=130000&caller=view>. [Online]
5. **Doc. Ing. Miroslav Bureš, CSc.** Katedra částí a mechanismů strojů - fakulta strojní - TU v Liberci. <http://www.kst.tul.cz>. [Online] 2006. http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf.
6. **Hosnedl, S. a Krátký, J.** *Příručka strojního inženýra 2.* Praha : Computer Press.
7. **MITCalc.** www.mitcalc.cz. [Online] http://www.mitcalc.cz/cz/ui/ui_shaftcon.htm.
8. **Řasa, J a J., Švercl.** *Strojnické tabulky 1.* Praha : Scientia, spol. s.r.o., 2004.
9. **SKF.** <http://www.skf.com>. [Online] <http://www.skf.com/cz/products/index.html>.
10. **Doc. Ing. Přemysl Pokorný, CSc.** Katedra výrobních systémů TUL. *Katedra výrobních systémů TUL.* [Online] http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobni_stroje/tvareci.pdf.
11. **Hosnedl, S. a Krátký, J.** *Příručka strojního inženýra 1.* Praha : Computer Press.
12. **Krátký, J., Krónerová, E. a Hosnedl, S.** *Obecné strojní části 2.* Plzeň : ZČU v Plzni, 2011.
13. **Hamerník, Mgr. Jan.** Mgr. Jan Hamerník. <http://jhamernik.sweb.cz>. [Online] <http://jhamernik.sweb.cz/Ozubeni.htm>.

1. Příloha - grafy

1 Schémata a diagramy pro stanovení orientačních hodnot $K_{H\beta}$.

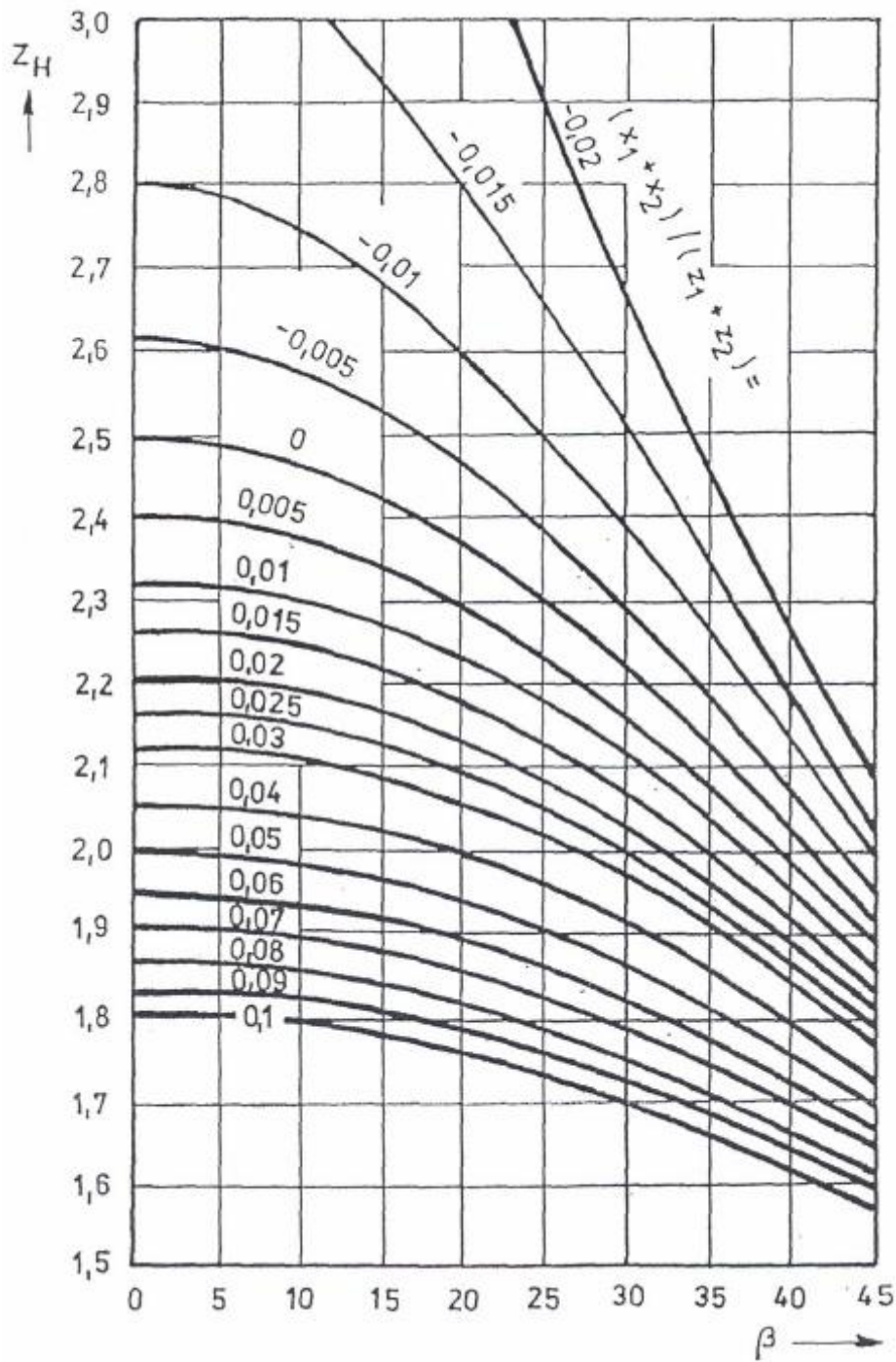
[5]

- a) Pro tvrdost boku zubů pastorku kola $V_{HV} \leq 350HV$
- b) Pro tvrdost boku zubů pastorku kola $V_{HV} > 350HV$



2

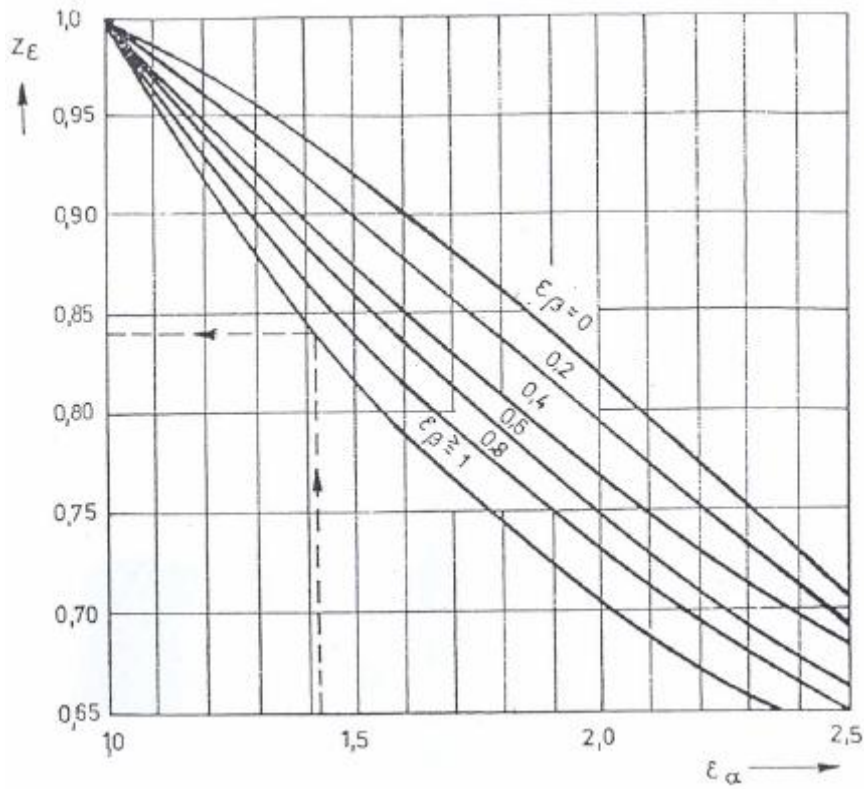
[5]

Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů Z_H pro $\alpha_N = 20^\circ$ 

3

[5]

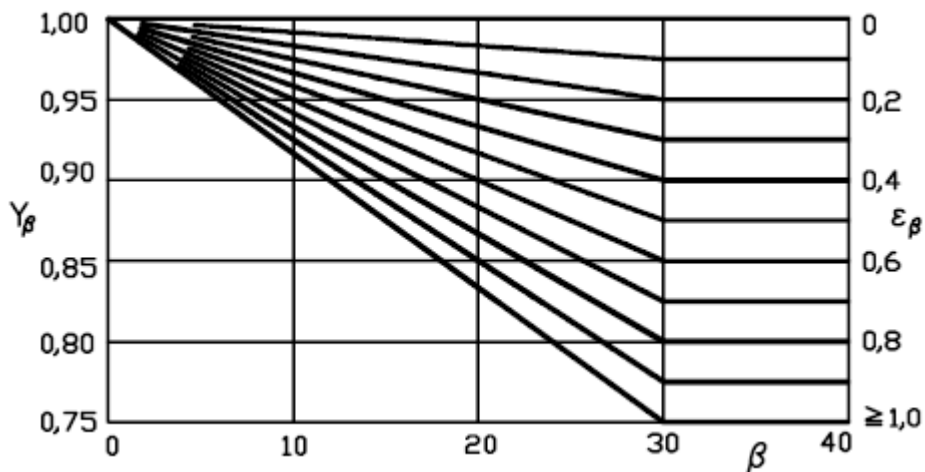
Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů



4

[5]

Součinitel sklonu zubu Y_β



2. Příloha - tabulky

1 Doporučené hodnoty $\left(\frac{b_{wH}}{d}\right)_{max}$ a $\left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right)$ pro letmo uložená soukolí

[5]

	$(b_{wH}/d_1)_{max}$	b_{wF}/m_n			
		u			
		1	2	4	8
obě kola normalizačně žíhaná	0,8	26 až 48	23 až 44	20 až 40	18 až 36
obě kola zušlechtěná	0,7	22 až 42	20 až 39	18 až 35	15 až 32
pastorek povrchově tvrzený (s výjimkou nitridace), kolo povrchově netvrzené	0,7	15 až 28	14 až 25	12 až 22	11 až 20
obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	0,6	9 až 14	8 až 13	7 až 11	6 až 10
obě kola nitridovaná	0,4	10 až 16	8 až 14	7 až 12	6 až 10

2 Příklady pracovních strojů s různým charakterem zatěžování převodovky

[5]

Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, napáječka, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo,
s velkou nerovnoměrností	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové nýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná soustava, briketovací lis, hnětací stroj

3 Příklady hnacích strojů s různým charakterem zatěžování převodovky

[5]

Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbina, plynová turbina
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbina, plynová turbina
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

4 Meze únavy v dotyku a ohybu pro ozubená kola z vybraných materiálů normy ČSN

[5]

Poř. č.	Materiál	Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování	Mez pevnosti v tahu R_m	Mez kluzu v tahu R_k nebo $R_{p0,2}$	Tvrdost		Mez únavy (báz. hodn.)	
						v jádře zuby J_{HV}	na boku zuby V_{HV}	v dotyku σ_{Hlim}^o	v ohybu σ_{Flim}^o
1	tvárná litina	42 2306	–	600	370	180 až 270 ¹⁾ 230 až 300 ¹⁾ 250 až 350 ¹⁾	–	430	315
2		42 2307	–	700	420			510	325
3		42 2308	zušlechťená	800	480			550	345
4	ocel na odlitky uhlíková	42 2650	normalizačně žíhaná	500	280	150	–	420	300
5		42 2680	normalizačně žíhaná	590	300	180	–	480	336
6	ocel na odlitky slitinová	42 2719	normalizačně žíhaná	700	340	210	–	540	372
7		42 2719	zušlechťená	750	400	220		580	384
8		42 2750	normalizačně žíhaná	650	380	200		520	360
9		42 2750	zušlechťená	800	550	245		610	414
10	42 2767	zušlechťená	1150	875	360	–	840	552	
11	konstrukční ocel	11 500	tepelně nezpracovaná	490	285	150	–	370	330
12		11 523	tepelně nezpracovaná	510	333	155		380	336
13		11 600	tepelně nezpracovaná	588	314	175		420	360
14		11 700	tepelně nezpracovaná	686	363	205		480	366
15	konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková	12 050	normalizačně žíhaná	540	325	155	–	430	356
16		12 050	zušlechťená	640	390	200		520	410
17		12 061	normalizačně žíhaná	660	380	200		520	410
18		12 061	zušlechťená	740	440	235		590	452
19	konstrukční ocel ušlechtilá slitinová	13 242	zušlechťená	932	686	290	–	700	518
20		14 140	zušlechťená	883	637	285		690	512
21		15 241	zušlechťená	980	850	300		720	530
22		16 440	zušlechťená	932	785	290		700	518
23		16 436	zušlechťená	1130	980	360		840	602
24	ocel na odlitky povrchově kalená	42 2680	po boku	590	300	180	600 až 675	1140	316
25		42 2719	po boku	700	340	210	600 až 675	1140	352
26	konstrukční ocel ušlechtilá, povrchově kalená	12 051	po boku	640	390	200	600 až 675	1140	390
27		14 140	po boku	785	539	250	600 až 675	1140	450
28		15 241	po boku	980	850	315	600 až 675	1160	528
29		15 241	mezerově	980	850	315	600 až 675	1160	705
30		16 343	mezerově	965	750	300	600 až 675	1160	705

Poř. č.	Materiál	Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování	Mez pevnosti v tahu R_m	Mez kluzu v tahu R_e nebo $R_{e0.2}$	Tvrдость na boku zubu		Mez únavy (báz. hodn.) v ohybu	
						J_{HV}	V_{HV}	σ_{Hlim}^o	σ_{Flim}^o
31		18 343	povrch. kal. mezerově ³⁾	965	750	300	500 až 550	1080	655
32		NiCrMo80	povrch. kal. mezerově ³⁾	800	625	250	500 až 550	1080	555
33	konstrukční ocel slitinová vhodná k nitrídaci (nelegovaná)	13 242	nitridovaná ³⁾	800	620	250	550 ⁴⁾	930	580
34		15 230	nitridovaná ³⁾	800	600	250	800 ⁴⁾	1180	705
35		15 330	nitridovaná ³⁾	800	600	250	800 ⁴⁾	1180	705
36		16 343	nitridovaná ³⁾	965	750	300	750 ⁴⁾	1180	730
37	konstrukční ocel slitinová	14 140	nitroocementovaná kalená	1570	1350	485	615 až 700	1288	740
38	konstrukční ocel uhlíková k cementaci	12 010	cementovaná kalená	440	275	135	650 až 720	1210	500
39		12 020	cementovaná kalená	495	295	150	650 až 720	1210	500
40	konstrukční ocel slitinová k cementaci	14 220 ^{5,6)}	cementovaná kalená	785	588	250	650 až 720	1270	700
41		14 223 ^{6,7)}	cementovaná kalená	880	685	285	650 až 720	1270	700
42		16 220	cementovaná kalená	880	635	285	650 až 720	1270	700
43		16 240	cementovaná kalená	932	735	300	650 až 720	1270	700
44		16 526	cementovaná kalená	1130	885	360	650 až 720	1330	740
45	konstrukční ocel ušlechtilá	12 061	karbonitridovaná ³⁾	660	380	200	—	800	650
46		12 061	karbonitridovaná ³⁾	740	440	235	—	800	650

¹⁾ tvrdost podle Brinella

²⁾ výchozí stav materiálu: normalizačně žíhaný

³⁾ výchozí stav materiálu: zušlechťený

⁴⁾ tvrdost HV 3

⁵⁾ pro kola, do nichž se budou vrtat otvory, doporučuje se žádat ocel se sníženým obsahem C (0,12 až 0,14%)

⁶⁾ při cementaci v zařízení bez regulace procesu s ohledem na přesycení vrstvy omezení použití do $m_n = 8$ s hloubkou vrstvy do 1,2 mm

⁷⁾ jemnozrná cementační ocel vhodná pro kalení po přichlazení z cementační teploty

5 Součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících kol

[5]

Pastorek			Kolo			Z_E
Materiál	Modul pružnosti E_1	Poissonovo číslo μ_1	Materiál	Modul pružnosti E_2	Poissonovo číslo μ_2	
Ocel	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	Ocel	$2,1 \cdot 10^5$	0,3	190
			Litá ocel	$2,0 \cdot 10^5$		189
			Tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		181
			Litý cínový bronz	$1,0 \cdot 10^5$		155
			Cínový bronz	$1,1 \cdot 10^5$		160
Litá ocel	$2,0 \cdot 10^5$		Litá ocel	$2,0 \cdot 10^5$		188
			Tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		181
Tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		Tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		174

6 Orientační hodnoty součinitele K_A pro vliv vnějších sil.

[5]

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovno- měmostí	se střední nerovno- měmostí	s velkou nerovno- měmostí
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměmostí	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměmostí	1,25	1,50	1,75	2,0
s velkou nerovnoměmostí	1,5	1,75	2,0	2,25

3. Příloha - Návrhový výpočet ozubeného soukolí 3-4

Výpočet \emptyset roztečné kružnice d_3 pastorku

$$d_3 = f_H^3 \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{t3}}{\frac{b_{wH}}{d_3} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}}$$

$$M_{t3} = 35\,789\,229,57 \text{ Nmm} = 35\,789,22957 \text{ Nm} = M_{t2}$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{90}{24} = 3,75$$

$$f_H = 770 \quad (\text{pro přímé zuby})$$

$$\frac{b_{wH}}{d_3} = 0,7 \quad (2;1)$$

Součinitele vnějších dynamických sil K_A a součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$ zjistíme z tabulek a grafů v příloze.

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,05 = 1,8375 \quad (2;2,3,6) \quad (1;1)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{HPlim} = 0,8 \cdot 1288 = 1030,4 \quad (\sigma_{HPlim} \approx \sigma_{HPlim}^0) \quad (2;4)$$

$$d_3 = f_H^3 \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{t3}}{\frac{b_{wH}}{d_3} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8375 \cdot 35\,789,22957}{0,7 \cdot 1030,4^2} \cdot \frac{3,75+1}{3,75}} = 371,2514497 \text{ mm}$$

$$d_3 \cong 370 \text{ mm}$$

Výpočet modulu m

$$m = \frac{d_3}{z_3} = \frac{370}{24} = 15,416 \text{ mm}$$

Výpočet normálního modulu m_n pastorku

$$m_n = f_F^3 \sqrt{\frac{K_F \cdot M_{t3}}{\frac{b_{wF}}{m_n} \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$K_F = K_H = 1,8375$$

$$f_F = 18$$

$$\frac{b_{wF}}{m_n} = 18 \quad (2;1)$$

$$\sigma_{Flimb3} = \sigma_{Flimb2} = 740 \quad \text{shodné materiály satelitů} \quad (2;4)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb3} = 0,6 \cdot 740 = 444,4$$

$$m_n = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{t3}}{\frac{b_{wF}}{m_n} \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8375 \cdot 35\,789,22957}{18 \cdot 24 \cdot 444,4}} = 12,59408 \text{ mm}$$

Volím velikost modulu dle tabulky č. 3, $m = 16$.

Výpočet šířky ozubení

Úpravou vzorce $\frac{b_{wF}}{m_n} = 18$ vypočteme šířku ozubeného kola.

$$b_{wF} = 18 \cdot m_n = 18 \cdot 16 = 288 \text{ mm}$$

Kontrolní výpočty návrhu soukolí 3-4

Únava v dotyku

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{H03} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_{wH} \cdot d_3} \cdot \frac{i_{34}+1}{i_{34}}} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,65 \cdot \sqrt{\frac{186\,402,2373}{288 \cdot 384} \cdot \frac{3,75+1}{3,75}} = 451,130138 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{H3} = 451,130138 \cdot \sqrt{2,205} = 669,89407$$

$$\sigma_{H04} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t4}}{b_{wH} \cdot d_4} \cdot \frac{i_{34}+1}{i_{34}}} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{186\,402,2373}{288 \cdot 1440} \cdot \frac{3,75+1}{3,75}} = 304,6434 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{H4} = 304,6434 \cdot \sqrt{2,205} = 452,37236$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,75 \cdot 1,05 \cdot 1,2 = 2,205 \quad (2;2,3,6)$$

$$K_{H\beta} = 1,05 \quad (1;1)$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2 \quad (\text{zjednodušený předpoklad})$$

$$Z_E = 190 \quad (2;5)$$

$$Z_H = 2,5 \quad (1;2)$$

$$Z_\varepsilon = 0,85 \quad (1;3)$$

$$b_{wH} = 288 \text{ mm}$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 16 \cdot 24 = 384 \text{ mm}$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 16 \cdot 90 = 1440 \text{ mm}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 35\,789\,229,57}{384} = 186\,402,2373 \text{ N}$$

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{Hlim3} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1288 \cdot 1}{1,2} = 1073,333 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$\sigma_{HP4} = \frac{\sigma_{Hlim4} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{800 \cdot 1}{1,2} = 666,66 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Únava v ohybu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$K_A = 1,75 \quad (2;2,3,6)$$

$$K_{F\beta} \approx K_{H\beta} = 1,05 \quad (1;1)$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2 \quad (\text{zjednodušený předpoklad})$$

$$K_F = K_H = 1,8375$$

$$Y_\beta = 1 \quad (\beta = 0) \quad (1;4)$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} \quad (\varepsilon_\beta = 0 - \text{jedná se o přímé ozubení})$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{|EF|}{P_b} = \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{(d_4^2 - d_{b4}^2)} - \sqrt{(d_{a4}^2 - d_{b4}^2)} + \sqrt{(d_{a3}^2 - d_{b3}^2)} - \sqrt{(d_3^2 - d_{b3}^2)} \right]}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} =$$

$$0,5 \cdot \left[\sqrt{(1440^2 - 1353,157^2)} - \sqrt{(1408^2 - 1353,157^2)} + \sqrt{(416^2 - 360,84^2)} - \sqrt{(384^2 - 360,84^2)} \right] = 1,895158$$

$$\pi \cdot 16 \cdot \cos 20^\circ$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{3,7794} = 0,4116$$

$$Y_{FS3} = 3,675 \quad (1;5)$$

$$Y_{FS4} = 3,95 \quad (1;5)$$

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1,6} = 462,5 \quad (2;4)$$

$$\sigma_{F3} = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS3} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{196\,644,118}{252 \cdot 14} \cdot 1,8375 \cdot 3,675 \cdot 1 \cdot 0,4116 =$$

$$= 154,92176 \quad \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{650}{1,6} = 406,25 \quad (2;4)$$

$$\sigma_{F4} = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS4} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{196\,644,118}{252 \cdot 14} \cdot 1,8375 \cdot 3,95 \cdot 1 \cdot 0,4116 =$$

$$= 166,51455 \quad \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Rozměry soukolí 3-4Hlava zubu:

$$h_a = m = 16 \text{ mm}$$

Pata zubu:

$$h_f = m + c = m + m \cdot c^* = 16 + 0,25 = 16,25 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 16 + 16,25 = 32,25 \text{ mm}$$

Jednotlivé kružnice:

- roztečná

$$d_3 = m \cdot z_3 = 16 \cdot 24 = 384 \text{ mm}$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 16 \cdot 90 = 1\,440 \text{ mm}$$

- hlavová

$$d_{a4} = d_4 - 2 \cdot h_a = 1\,408 \text{ mm}$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_a = 416 \text{ mm}$$

- patní

$$d_{f4} = d_4 + 2 \cdot m (1 + c^*) = 1\,472,5 \text{ mm}$$

$$c^* = \frac{c}{m} = \frac{0,25}{16} = 0,015625$$

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot m (1 + c^*) = 351,5 \text{ mm}$$

c^* jednotková hlavová vůle

- základní

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos\alpha = 1\,353,157 \text{ mm}$$

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos\alpha = 360,84 \text{ mm}$$

Rozteč zubů:

$$p = \pi \cdot m = 50,26548 \text{ mm}$$

Šířka zubu a zubové mezery:

$$s = e = \frac{p}{2} = 25,13274 \text{ mm}$$

4. Příloha - výpočet hodnot regulačního kola 2

$$d_{fr} = 1\,472,5 + 2 \cdot 81,5 = 1\,635,5 \text{ mm} \quad c^* = \frac{c}{m} = \frac{0,25}{16} = 0,015625$$

$$d_r = d_{fr} + 2 \cdot m_r(1 + c^*) = 1\,635,5 + 32,5 = 1\,668 \text{ mm}$$

Počet zubů:

$$z_r = \frac{d_r}{m_r} = \frac{1668}{16} = 104,255$$

Volím počet zubů $z_r = 105$

Hlava zubu:

$$h_{ar} = m_r = 16 \text{ mm}$$

Pata zubu:

$$h_{fr} = m_r + c = m_r + m_r \cdot c^* = 16 + 0,25 = 16,25 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h_r = h_{ar} + h_{fr} = 16 + 16,25 = 32,25 \text{ mm}$$

Jednotlivé kružnice:

- patní (z velikosti šířky lemu mezi jednotlivými patními kružnicemi)

$$d_{fr} = d_r - 2 \cdot m_r(1 + c^*) = 1635,5 \text{ mm} \quad c^* = \frac{c}{m} = \frac{0,25}{16} = 0,015625$$

- roztečná

$$d_r = z_r \cdot m_r = 105 \cdot 16 = 1680 \text{ mm}$$

- hlavová

$$d_{ar} = d_r + 2 \cdot h_{ar} = 1712 \text{ mm}$$

- základní

$$d_{br} = d_r \cdot \cos\alpha = 1578,683 \text{ mm}$$

Rozteč zubů:

$$p = \pi \cdot m_r = 50,26548 \text{ mm}$$

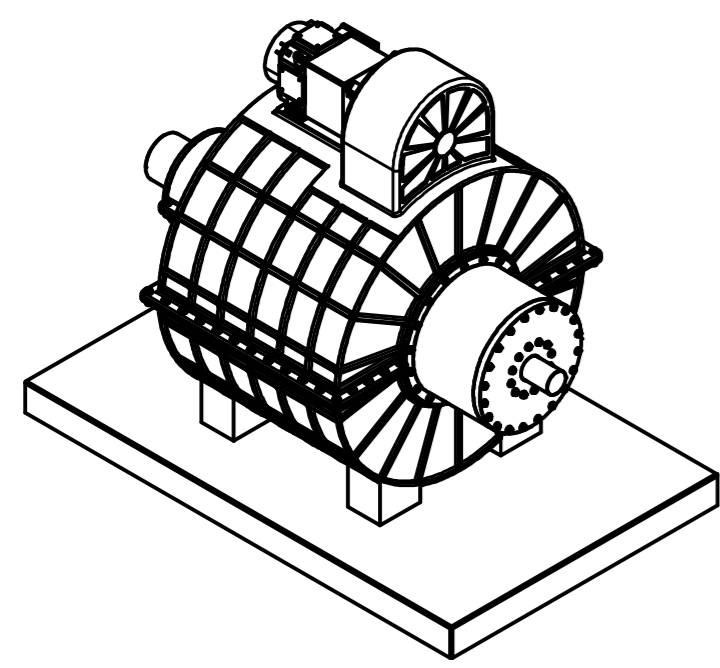
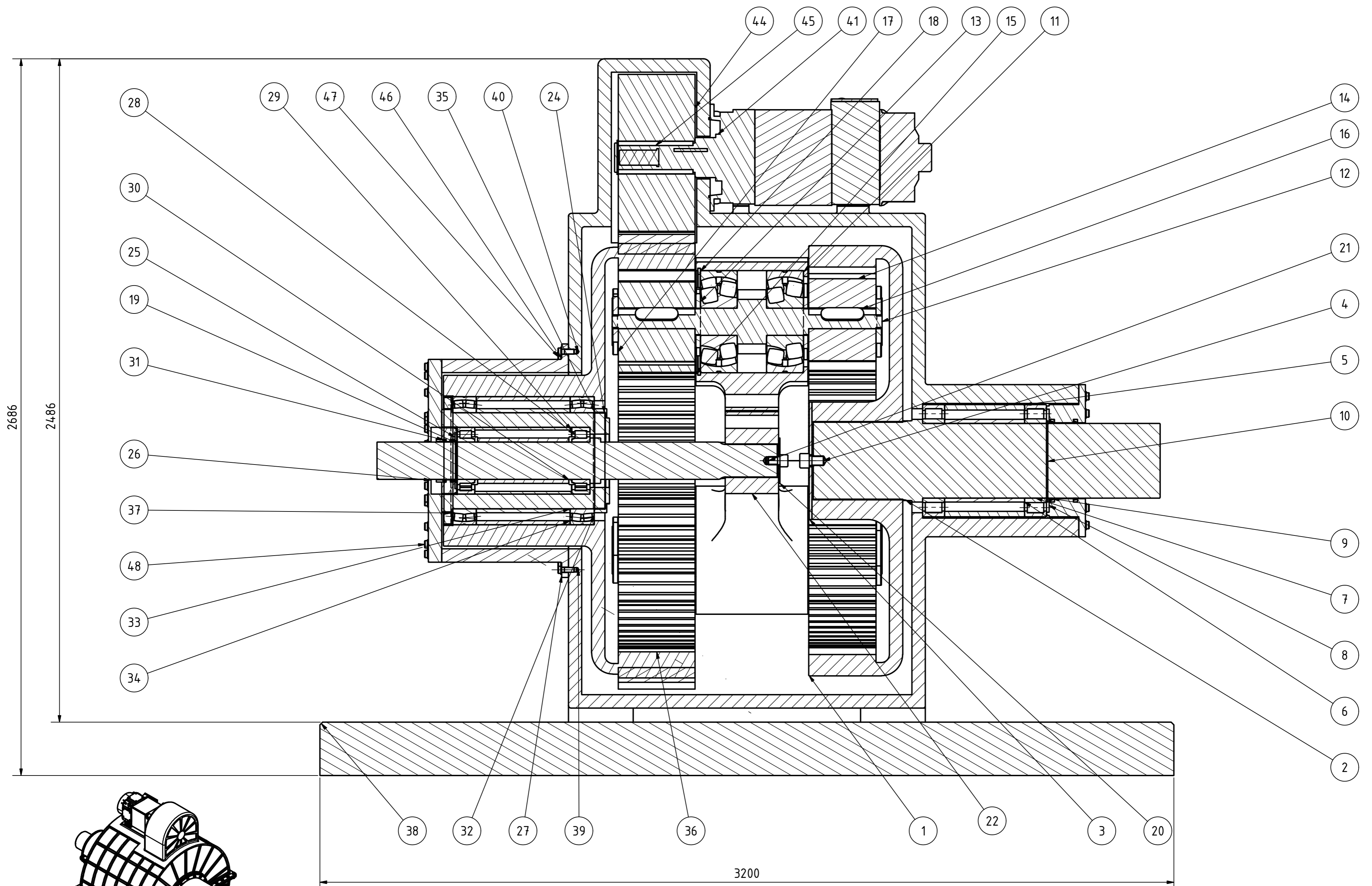
Šířka zubu a zubové mezery:

$$s = e = \frac{p}{2} = 25,13274 \text{ mm}$$

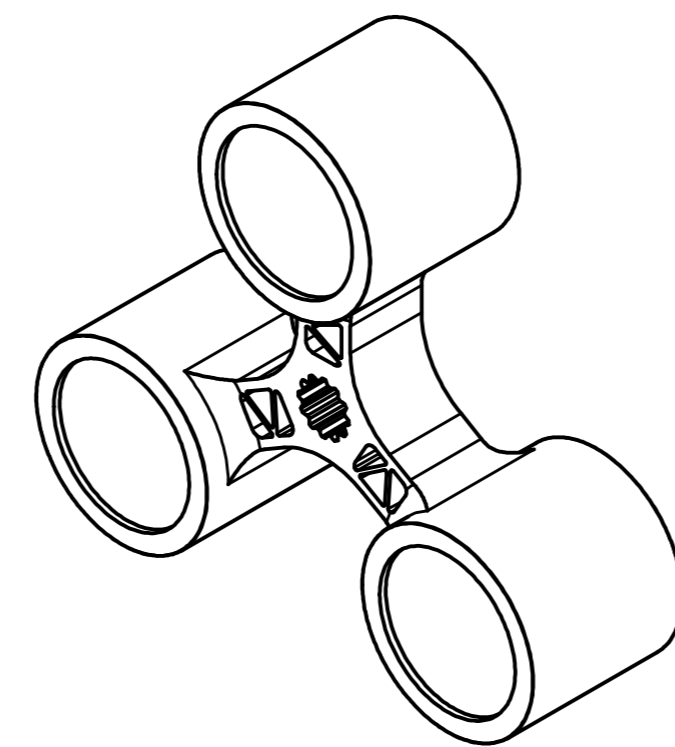
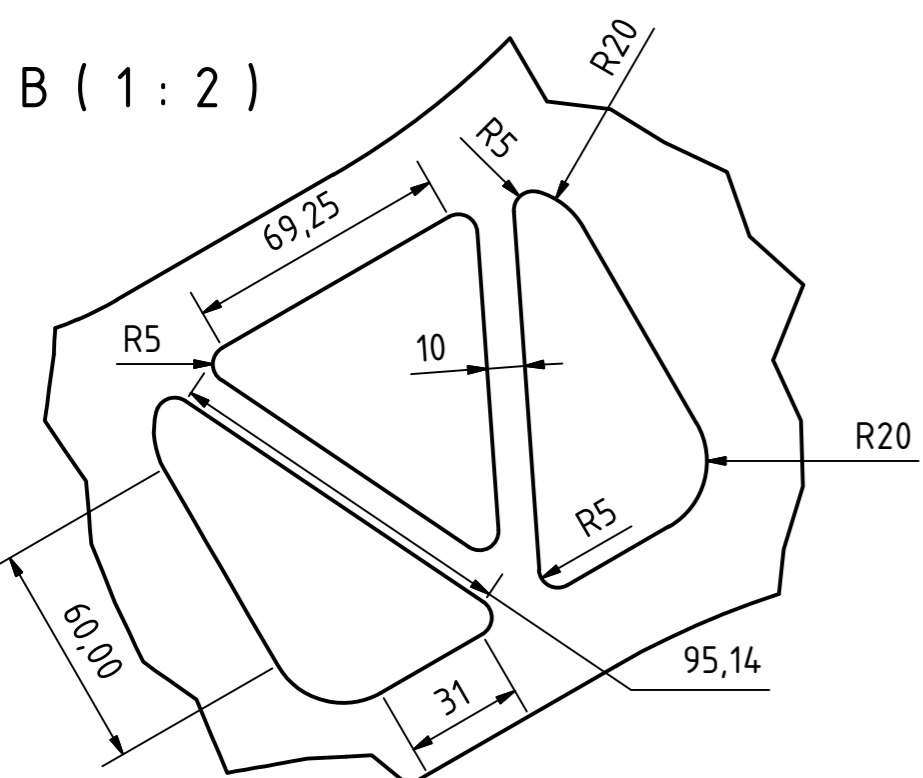
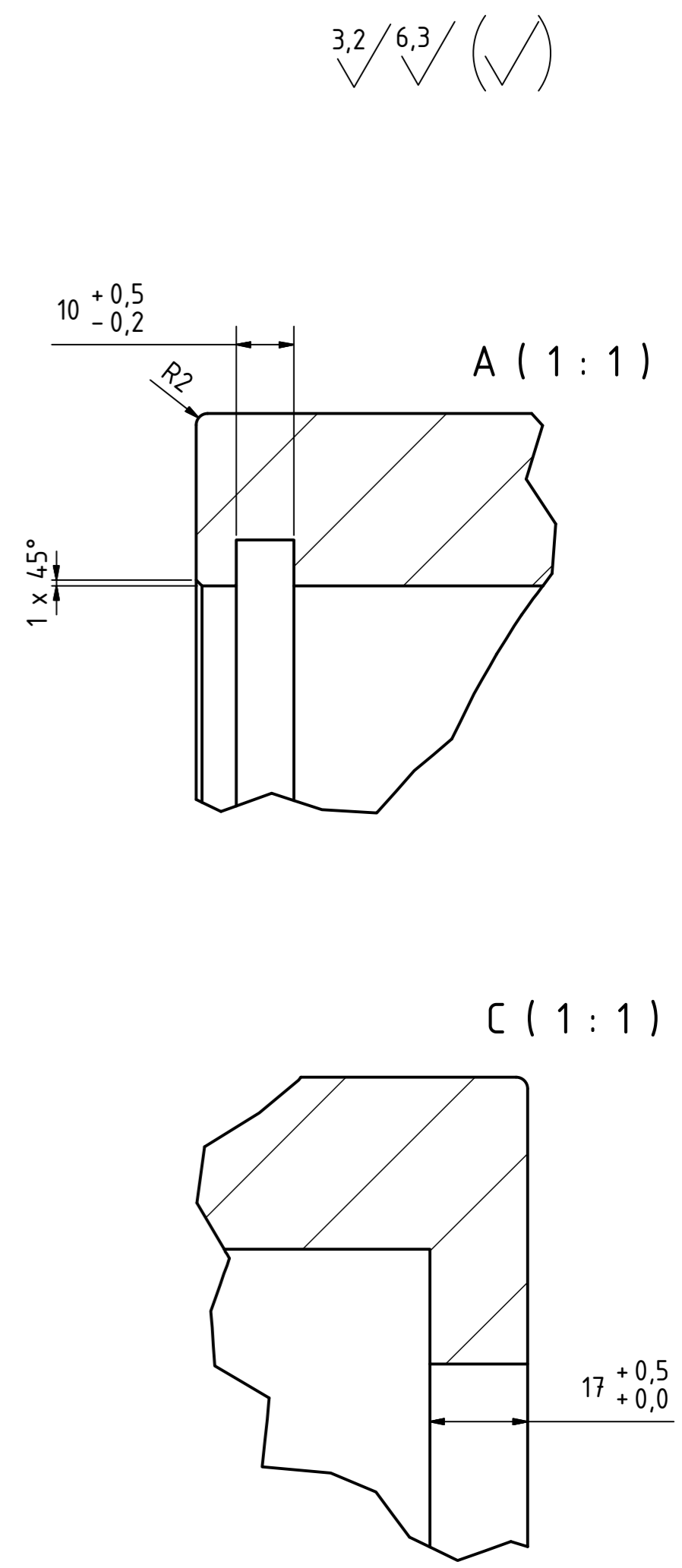
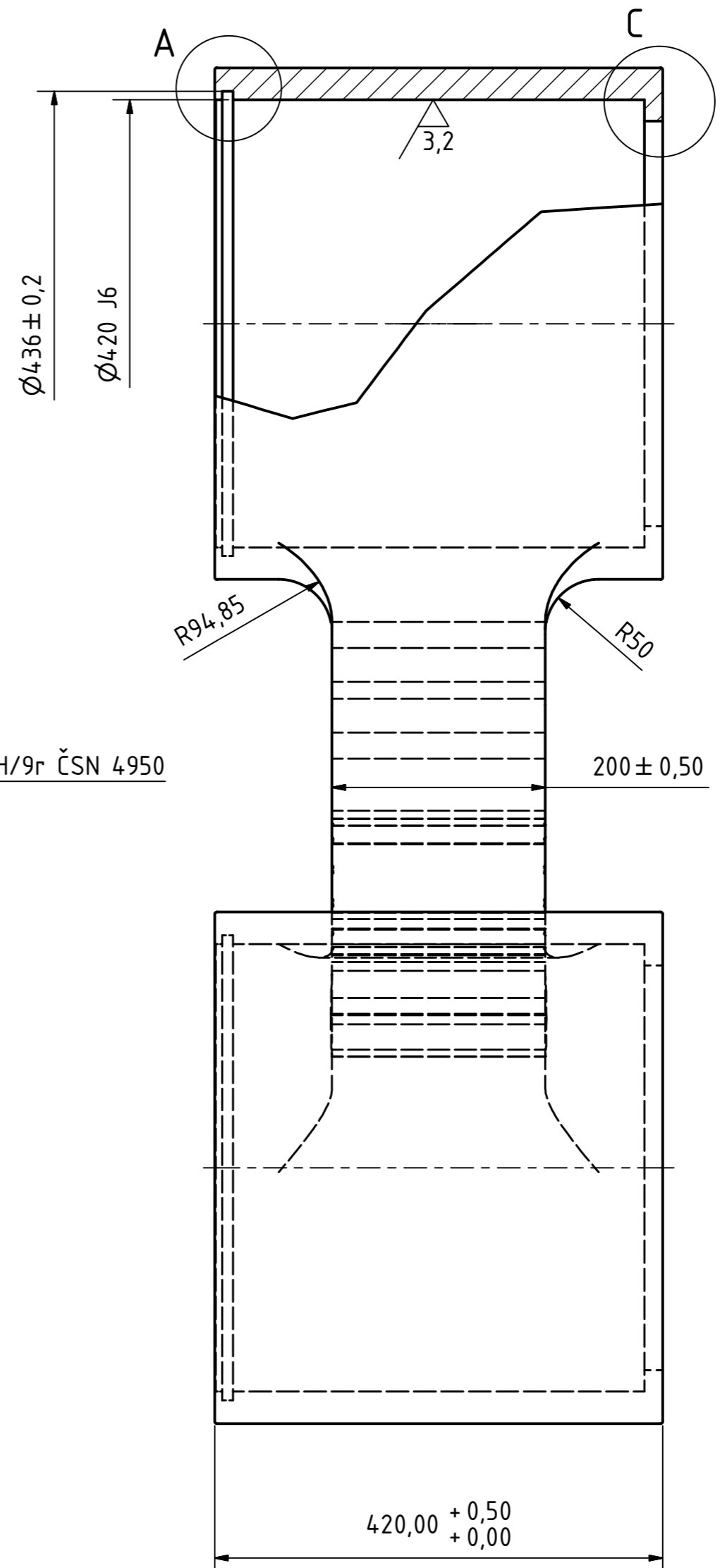
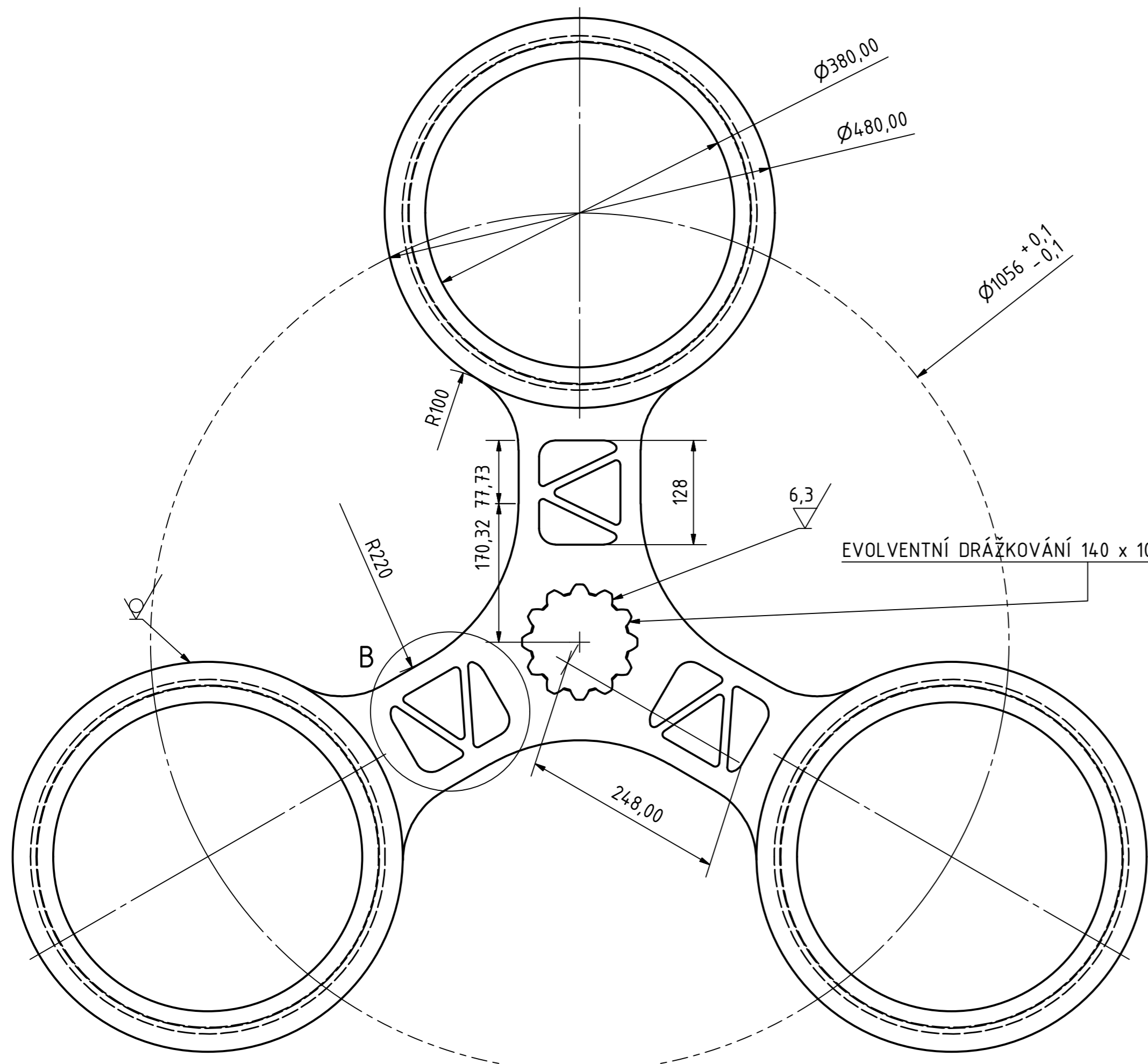
5. Příloha - výkresová dokumentace

VYTVORENO VE VYUKOVEM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVORENO VE VYUKOVEM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK



ZČU v Plzni				KATEDRA: KKS		FORMÁT LISTU: A2	
				Datum	Jméno	SESTAVA	
				25.6.2014	Martin Hrabá		
					Ing. Jan Hlaváč Ph.D.		
					ISO mk 2768		
				Planetový diferenciál s regulací			
				20614-MH-KKS			
Stav	Změny	Datum	Jméno				



SRAZIT OSTRÉ HRANY

ZČU v Plzni		KATEDRA: KKS		FORMÁT LISTU: A2	
		Datum		Jméno	
		22.6.2014		Martin Hřaba	
		22.6.2014		Ing. Jan Hlaváč Ph.D.	
		Norma		ISO mk 2768	
		Planetový diferenciál s regulací		2662014-MH-KKS	
Změněno	odlehčení	17.5.2014	Hřaba		
Stav	Změny	Datum	Jméno		

KUSOVNÍK

POZICE	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	Čelní ozubené kolo 1	
2	1	hřídel - výstup	
3	1	podložka hřídele - výstup	
4	1	ISO 4762 - M36 x 55	šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem
5	1	rozpěrný váleček ložisek - výstup - vnější	
6	1	rozpěrný váleček ložisek - výstup - vnitřní	
7	2	SKF NU 2056 ECMA	ložisko - výstup
8	1	matice - výstup	
9	2	280X310X15 HS8 R_PART1	těsnící kroužek - výstup
10	1	DIN 471 - 280 x 5	pružný pojistný kroužek
11	6	SKF 22340 CC_W33	ložisko hřídele - satelit
12	3	hřídel - satelit	
13	6	matice hřídele - satelit	
14	3	Čelní ozubené kolo - satelit 2	
15	3	Čelní ozubené kolo - satelit 3	
16	12	DIN 6885 - A 45 x 25 x 160	těsné pero
17	6	matice hřídele - satelit - malá	
18	3	pojistná podložka - unašeč	
19	1	hřídel unašeče	vstupní hřídel
20	1	podložka unašeč	
21	1	ISO 4762 - M30 x 45	šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem
22	1	unašeč	
	1	DIN 471 - 140 x 4	Pružný pojistný kroužek
24	1	rám mezi ložisky - vstup/regulace	
25	1	matice s gufery - vstup	
26	1	víko - vstup	
27	1	příruba - vstup	
28	2	SKF NJ_2228_ECML_2_03	ložisko - vstup
29	1	rozpěrka ložiska - vstup - vnější	
30	1	rozpěrka ložiska - vstup - vnitřní	
31	2	140X160X12_HMS5_RG_2_03	těsnící kroužek - vstup
32	2	SKF 23972 CC_W33	ložisko - regulace
33	1	rozpěrný válec ložisek - regulace - vnitřní	
34	1	rozpěrný válec ložisek - regulace - vnější	
35	1	matice ložiska reg. kola	
36	1	Čelní ozubené kolo č. 4	
37	1	matice ložiska - regulace	
38	1	stůl	
39	1	kryt převodové skříně - dolní	
40	1	kryt převodové skříně - horní	
41	1	Siemens 1PH7184-2HL13-0CC2-ZX09	sekundární elektromotor
	50	DIN 6921 - M20 x 80	Šroub se šestihrannou hlavou s nákrůžkem
	50	DIN EN 1661 - M20	Šestihranná matice
44	1	Čelní ozubené kolo - regulace	
45	2	DIN 6885 - A 28 x 16 x 280	Těsné pero
46	62	DIN 126 - 20	Podložky pro šrouby se šestihrannou hlavou a matice
47	30	DIN 6912 - M18 x 50	Šroub s válcovou hlavou
48	32	DIN 6912 - M18 x 70	Šroub s válcovou hlavou