



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh variátorové převodovky pro motorový skútr

Design of Variable Speed Gearbox for Motor Scooter

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Martin Dvořák

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový.

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dvořák** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **466712**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
 Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**
 Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh variátorové převodovky pro motorový skútr

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Variable Speed Gearbox for Motor Scooter

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je návrh variátorové převodovky pro motorový skútr. Student v práci vypracuje rešerši možných provedení třecích převodů. Dále provede konstrukční a pevnostní návrh variátorové převodovky pro motorový skútr dle zadaných hodnot. Součástí práce budou informace o přenosu výkonu u zvoleného třecího převodu (mini rešerše materiálů, olejů, tlaků, ... - obecně vstupní veličiny pro návrh). Grafický výstup - sestavný výkres variátorové převodovky, výrobní výkresy variátorového kola a hřídele.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoj a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **12.12.2019**

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

30.4.2019
Datum převzetí zadání

D. H.
Podpis studenta



PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh variátorové převodovky pro motorový skútr“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím literatury uvedené v seznamu na konci mé bakalářské práce.

V Praze 9.7 2019

.....
Martin Dvořák



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Karlu Petrovi Ph.D., svému vedoucími práce za rady, připomínky a také trpělivost, se kterou se mi věnoval při konzultacích ohledně bakalářské práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Martin Dvořák

Název BP: Návrh variátorové převodovky pro motorový skútr

Anglický název: Design of Variable Speed Gearbox for Motor Scooter

Rok: 2019

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Karel Petr Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran 36

počet obrázků 27

počet tabulek 3

počet příloh 2

Klíčová slova: variátor, převodovka

Keywords: variator, gearbox

Anotace:

Rešeršní část práce shrnuje používané typy převodovek. Praktická část se zabývá návrhem variátorové převodovky pro motorový skútr, zahrnující dimenzování a kontrolní výpočty.

Abstract:

The theoretical part of this thesis summarizes used types of gearboxes. The practical part deals with design design of variable speed gearbox for motor scooter, including dimensional and control calculations.



Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Popis
P	[kW]	Výkon
n	[1/min]	Otáčky
Mk	[Nm]	Kroutící moment
D	[mm]	Velký průměr
d	[mm]	Malý průměr
T	[mm]	Výška řemene
a	[mm]	Osová vzdálenost
α	[°]	Úhel opásání
γ	[°]	Úhel
L	[mm]	Délka řemene
δ	[°]	Úhel
A	[mm]	Skutečná osová vzdálenost
i	[-]	Převodový poměr
m	[g]	Hmotnost válečků
r	[mm]	Poloměr otáčení válečků
F _o	[N]	Odstředivá síla
Focelková	[N]	Součet odstředivých sil
F _p	[N]	Přítlačná síla
F _v	[N]	Výsledná síla
F ₀	[N]	Napínací síla řemene
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
f _k	[-]	Součinitel tření v klínové drážce
f _o	[-]	Součinitel smykového tření
v ₁	[m/s]	Obvodová rychlost
d	[mm]	Průměr hřídele
τ_D	[Nmm ⁻²]	Dovolené smykové napětí
L	[mm]	Vzdálenost sil od podpor
R _a	[N]	Reakce podpora A
R _b	[N]	Reakce podpora B
$\eta_{př}$	[-]	Účinnost převodu
J _p	[mm ⁴]	Průřezový modul
P _a	[N]	Výsledná síla v ložisku
L _n	[h]	Životnost ložiska
C	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska
A	[mm ²]	Plocha průřezu
W _k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
W ₀	[mm ⁴]	Průřezový modul v ohybu



σ_0	[N/mm ²]	Napětí v ohybu
τ_k	[N/mm ²]	Smykové napětí v krutu
σ_c	[N/mm ²]	Kombinované napětí
σ_{kt}	[N/mm ²]	Mez kluzu
σ_{pt}	[N/mm ²]	Mez pevnosti v tahu
P	[Mpa]	Tlak
K _s	[-]	Bezpečnost k mezi kluzu



OBSAH

1. Úvod.....	1
2. Převodové mechanismy	2
2.1. Mechanické převody.....	2
2.1.1. Řetězové převody	2
2.1.2. Ozubené převody.....	3
2.1.3. Třecí převody.....	3
2.1.4. Rozdělení třecích převodů	4
3. Princip plynule měnitelné převodovky	5
3.1. Konstrukce variátorů	5
3.1.1. Variátory s párovými kuželovými koly.....	5
3.1.2. Protilehlá kuželová kola	6
3.1.3. Talířovitá konstrukce.....	7
3.1.4. Sférická konstrukce.....	7
3.2. V praxi používané variátory	8
3.2.1. Převodovka Multitronic.....	8
3.2.2. Převodovka Extroid CVT	9
4. Vlastní návrh variátoru skútru	10
4.1. Hnací řemenice.....	10
4.2. Hnaná řemenice	12
4.3. Návrhové a kontrolní výpočty	13
4.3.1. Velikosti řemenic	13
4.3.2. Návrh osové vzdálenosti	14
4.3.3. Výpočet převodového poměru	16
4.3.4. Výpočet sil ve variátoru.....	16
4.3.5. Výpočet napínací síly řemene	17
4.3.6. Předběžný návrh hřídelů	19
4.3.6.1. Hřídel 1.....	19
4.3.6.2. Hřídel 2.....	20
4.3.6.3. Hřídel 3.....	22
4.3.7. Návrh ložisek	23
4.3.7.1. Ložiska prvního hřídele	23
4.3.7.2. Ložiska dutého hřídele	24
4.3.7.3. Ložiska 3 hřídele	24
4.3.8. Konstrukce skříně převodovky.....	25
4.4. Postup montáže.....	26
4.5. Statická kontrola hřídelů.....	27
4.5.1. Hřídel 1.....	27
4.5.2. Hřídel 2.....	28
4.5.3. Hřídel 3.....	30
5. Závěr	31
6. Použitá literatura	32



7. Seznam obrázků	34
8. Seznam tabulek.....	35
9. Seznam příloh	36

1. Úvod

Předmětem této práce je seznámení s fungováním bezestupňových převodovek a návrh variátorové převodovky pro motorový skútr. Tato převodovka má sloužit k plynulé regulaci otáček mezi motorem a hnaným kolem. Cílem návrhu je navrhnout převodovku tak, aby měla co největší rozsah regulace otáček, a přitom měla malé rozměry. Na začátek práce se pokusím popsat různé typy a principy převodových mechanismů. Dále podrobněji popíšu některé konstrukční řešení bezestupňových převodovek. V praktické části se pokusím navrhnout variátor pro skútr. Prvním úkolem je určení velikosti řemenic a následné určení převodového poměru. Do návrhu je nutné zahrnout pevnostní požadavky. Dále musíme určit silové poměry a vybrat ložiska. Na závěr provedu statickou kontrolu hřídelů na vybraných místech.

2. Převodové mechanismy

Převodové mechanismy používáme především ke změně otáček, například mezi spalovacím motorem a hnanými koly u automobilu. V praxi převodovky dělíme na:

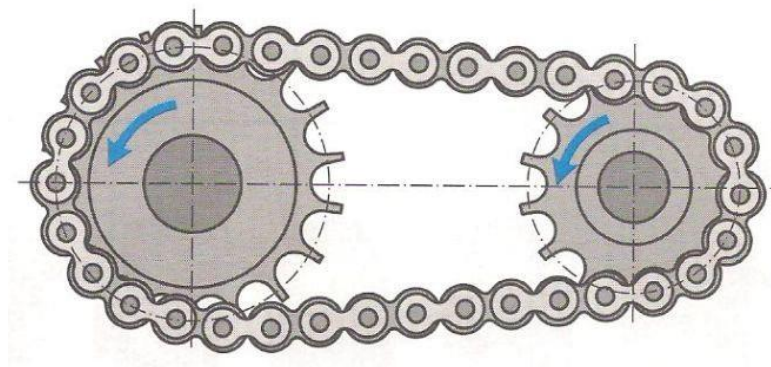
1. Mechanické, tyto převodovky mohou být s ozubenými koly, třecí, nebo řemenové.
2. Hydraulické, to mohou být hydrostatické, nebo hydrodynamické.
3. Elektrické.

2.1. Mechanické převody

V této části si popíšeme vybrané typy mechanických převodových mechanismů.

2.1.1. Řetězové převody

Řetězové převody se skládají z řetězových kol a řetězu Viz obr. 1. Tyto převody jsou využívány pro malé a střední výkony přenášené mezi rovnoběžnými hřídeli a také pro přenos posuvného pohybu. K přenosu vyšších výkonů jsou vyráběny řetězy dvouřadé či třířadé, které však vyžadují přesnější výrobu a pečlivou montáž. Řetězové převody nacházejí uplatnění v zemědělských strojích, motorových pilách, v rozvodech automobilů, u bicyklů, motocyklů, vysokozdvihných vozíků, stavidel, jezů a v dalších zdvihacích a polohovacích zařízeních. Výhodou řetězových převodů je stálý převodový poměr, poměrně vysoká životnost i účinnost, jednoduchá výměna, odolnost vůči vlivu pracovního prostředí a v porovnání s klínovými řemeny také nižší zatížení ložisek. Mezi nevýhody patří prodlužování řetězu vlivem opotřebení čepů a nutnost stavitelnosti hřídelů nebo potřeba napínacího zařízení. U kol malých rozměrů se rovněž mohou projevit nežádoucí pulzace způsobené záběrem jednotlivých článků. [9]



Obrázek 1-Řetězový převod [12]

2.1.2. Ozubené převody

Ozubené převody jsou nejvýznamnějšími a nejrozšířenějšími převody. Přenos výkonu je zprostředkovan záběrem kol, kdy dochází k přenosu sil tlakem v místě dotyku zubů. Výhodou je neměnný převodový poměr, nedochází ke skluzu, jistou nevýhodou může být určité omezení pro dosažení požadovaného převodového poměru, protože počet zubů musí být vždy celé číslo. Malé kolo zabírající s větším kolem je zpravidla označováno jako pastorek, velké jako kolo. Soukolí můžeme rozdělit podle polohy os hřídelů (s osami rovnoběžnými, různoběžnými a mimoběžnými) na soukolí čelní, kuželová, šroubová a šneková a také podle tvaru ozubení, tedy se zuby přímými, šikmými, šípovými nebo zakřivenými. Převod může být jednoduchý nebo složený z více párů ozubených kol, která mohou být spojena sériově nebo paralelně. Jedním z nejdůležitějších parametrů pro návrh ozubení je modul, se kterým jsou spjaty vztahy pro výpočet dalších rozměrů ozubených kol.

Ozubená kola jsou zpravidla vyráběna frézováním nebo obrážením, plastová vstřikováním do forem. Výchozím polotovarem kovových kol bývají odlitky, výkovky, svařence nebo hutní materiál opracovaný na soustruzích. Postup výroby se odvíjí od typu ozubení. Ozubená kola jsou často povrchově kalena, cementována nebo nitridována. Dokončovací operací výroby kol bývá zpravidla broušení, lapování, případně zaběhávání, u nekalených kol švingování. [9]

2.1.3. Třecí převody

Třecí převody patří mezi mechanické převody se silovým stykem. Tečná síla se přenáší pomocí vzájemně přitlačovaných částí převodovky. Tyto převodovky mohou mít stálý převod, nebo spojitě měnitelný. Převodový poměr se však nedá přesně určit z důvodů prokluzu. Tyto převody se používají pro přenášení menších výkonů.

Výhody a nevýhody třecích převodů.

Mezi výhody patří: Jednoduchá výroba bez speciálních strojů. Klidný a tichý chod, lze měnit převodový poměr při plném zatížení, v celku dobrá trvanlivost.

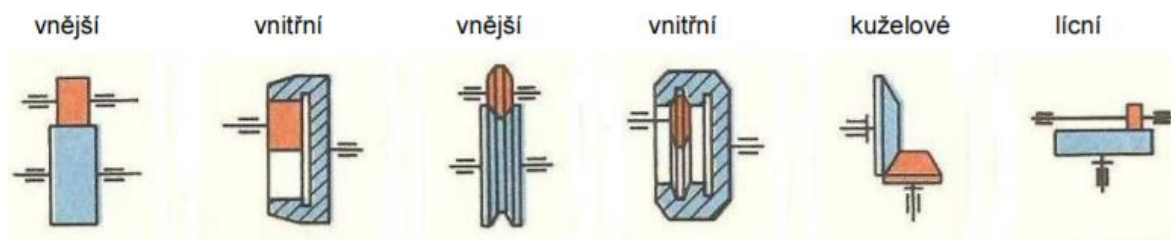
Mezi nevýhody patří: Nestálý převodový poměr z důvodů prokluzu, velké namáhání hřídelí a ložisek kvůli přitlačným silám.

Přenášený výkon je u třecího převodu omezen

1. Prokluzem (toto je dáno součinitelem tření)
2. Otláčením (nesmíme překročit dovolený tlak na třecích plochách)
3. Opotřebením
4. Ohřátím (Musíme stíhat odvádět teplo vzniklé při tření)

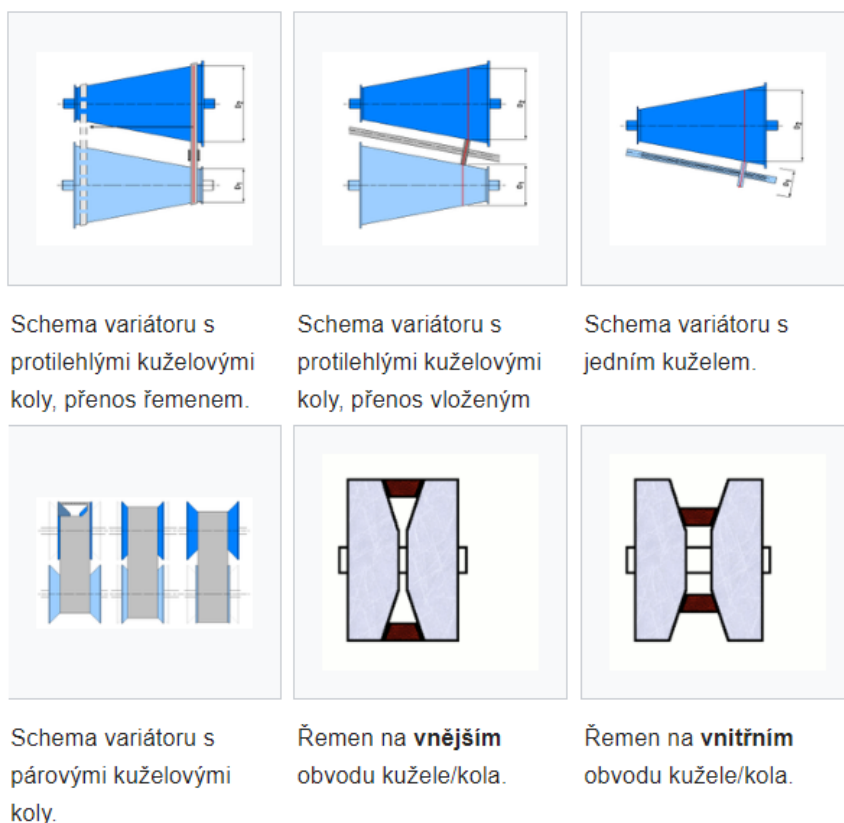
2.1.4. Rozdělení třecích převodů

- A. Se stálým převodem Viz obr. 2. Na tomto obrázku máme vyobrazeny základní provedení třecích převodů se stálým převodem. Většinou jde o dva válce s rozdílnými průměry. Kroutící moment je přenášén pomocí dotyku stykových ploch. Pro přenos kroutícího momentu se používají velké přitlačné síly a velice závisí na koeficientu tření.



Obrázek 2-Třecí převody se stálým převodovým poměrem [13]

- B. S plynule měnitelným převodem obr č. 3

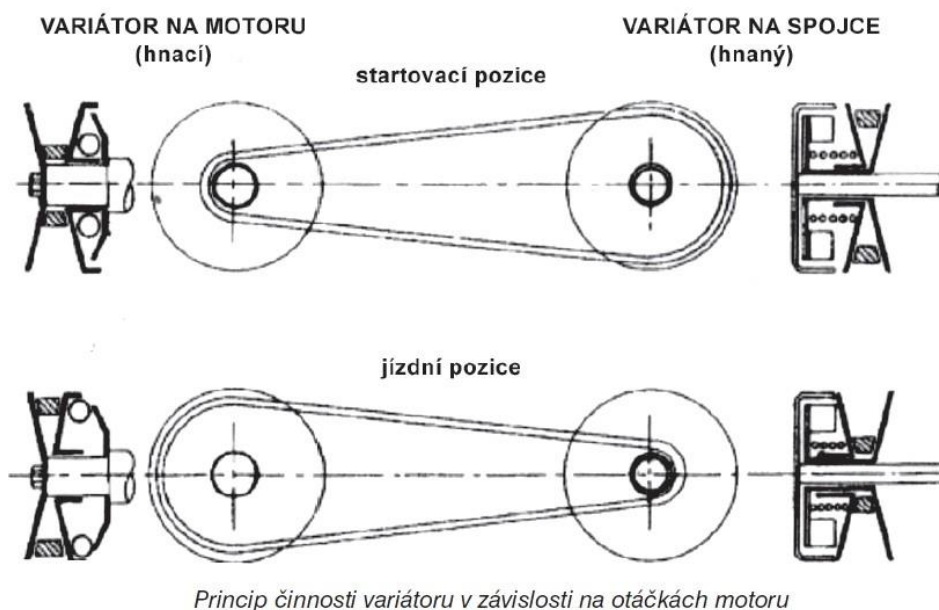


Obrázek 3-Třecí převody s plynule měnitelným převodem [11]

Na obr. 3 jsou různá provedení plynule měnitelných převodovek. Zde se používá většinou kuželů, na kterých se pohybuje nějaký člen. Jednotlivá provedení jsou dále v práci popsána.

3. Princip plynule měnitelné převodovky

Převodovky typu CVT zajišťují hladký chod bez trhání a rázů, které provází řazení s klasickými manuálními i automatickými převodovkami. Nejjednodušší převodovka typu CVT viz obr. 4. Převodovky typu CVT nepoužívají k přenosu kroutícího momentu ozubení, ale k tomuto účelu slouží dvě kola proměnlivých průměrů, která jsou navzájem spojena většinou pomocí kovového pásu, nebo kovového řetězu. Změna převodového poměru je realizována pomocí kuželových kol. Vždy jedno kuželové kolo se pohybuje k druhému, nebo od něj a tím se mění průměr, na kterém je například kovový pás. Většinou se jedná o dvoustupňový mechanismus, protože můžeme pohybovat dvěma kuželi.



Obrázek 4-Variátorová převodovka schéma [14]

Na obrázku č. 4 je vyobrazeno schéma variátoru. Na horní pozici je převod do pomala a v dolní pozici do rychla. K posuvům řemenice zde slouží odstředivý regulátor a vynutá pružina.

3.1. Konstrukce variátorů

V této části popíšu různé varianty používaných variátorů.

3.1.1. Variátory s párovými kuželovými koly

Princip funkce:

Princip této převodovky spočívá v přenosu kroutícího momentu a otáček jako u řemenice. Na rozdíl od klasické řemenice se v tomto případě na straně hnaného i hnacího kola používá proměnný poloměr a průměr. Tento typ je na obrázku č. 4.

Konstrukce:

Na straně hnací i hnané řemenice je využíváno páru kuželových kol. Tato kola tvoří společně drážku pro vedení řemenu. Aby bylo koly tvořeno úžlabí pro řemen, jsou uspořádána vrcholy proti sobě. Změněná rozdílnost vzdáleností mezi kužely způsobuje změnu poloměru a tím pádem i průměru, přes který je veden řemen. Přesně daná je poloha kuželů, a to taková, že na straně hnané i hnací hřídele musí platit rovnost mezi vzdáleností převodu a délkou neboli obvodem řemenu. U tohoto provedení máme mnoho způsobů, jak zajistit posuv řemenic, například pomocí pohybového šroubu a krokového motoru.

3.1.2. Protilehlá kuželová kola

Princip funkce:

Rozhodující jsou dva rotující kužele. Tyto kužele jsou uloženy ve dvou osách, a to vodorovně a ve stejné rovině. Řemenem nebo vloženým kolem dochází pak k přenosu mezi povrchem a danými kužely. Tento typ je vyobrazen na obrázku č. 3

Přenos řemenem:

Přenos je uskutečněn díky řemenu vedenému vodícími saněmi. Díky těmto saním je zajištěna přesná poloha řemenu, která je určena danému převodu. Vodící saně se pravidelně pohybují mezi okraji kuželů. Pokud je řemen na největším poloměru a průměru jednoho z kuželů, automaticky se zároveň nachází i na nejmenším poloměru a průměru druhého z kuželů a naopak. Převodový poměr lze změnit rozdílnou polohou řemene na obvodu kuželů, kolmo na jejich osu.

Přenos vloženým kolem:

Tento přenos je uskutečňován pomocí vloženého kola, které se posouvá mezi kužely. Pokud je dané kolo na největším poloměru a průměru jednoho z kuželů, pak se automaticky nachází i na nejmenším poloměru a průměru druhého z kuželů a naopak. Převodový poměr lze změnit pomocí odlišné polohy vloženého kola v rovině os kuželů. Osa, po které je posouváno vložené kolo, je pevná.

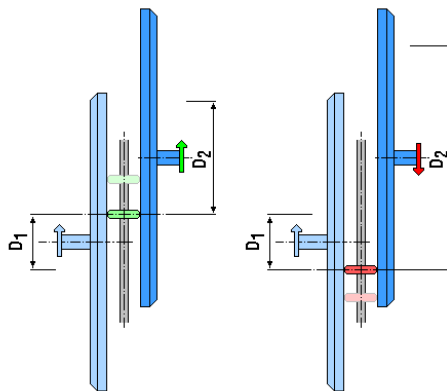
S jedním kuželem:

Modifikovaná verze předešlého typu je právě řešení s jedním kuželem. Funkce vloženého kola je nyní změněna, v tomto případě je kolo uloženo na drážkové hřídeli. Díky hřídeli je uskutečněn přenos krouticího momentu i posuv kola ve směru osy v jednom momentu. Těmito úkony je zajištěna změna dotykového bodu kola s povrchem kužele, tedy i s tím související změna převodového poměru. Průměr D1 je nyní konstantní. Tyto typy viz obr. 3.

3.1.3. Talířovitá konstrukce

Přenos vloženým kolem:

V tomto případě dochází k přenosu pomocí vloženého kola, které je přesouváno směrem na spojnicí os talířovitých kol. Během konstrukce je tedy zajištěna plynulá změna převodového poměru, tak i změna směru otáčení. Kolo se posouvá po pevné ose. Nyní rozlišujeme dvě možné varianty podle polohy vloženého kola vzhledem k vstupnímu a výstupnímu hřídeli. První variantou je verze, že vložené kolo se nachází mezi osou vstupní a výstupní hřídele. Potom je směr otáčení vstupní a výstupní hřídele shodný. Druhá z variant nastává tehdy, když se vložené kolo nachází vně za osou hřídele. Pak je směr otáčení hřídelí protiběžný. Talířová konstrukce je vyobrazena na obrázku č. 5.



Obrázek 5-Talířová konstrukce [11]

3.1.4. Sférická konstrukce

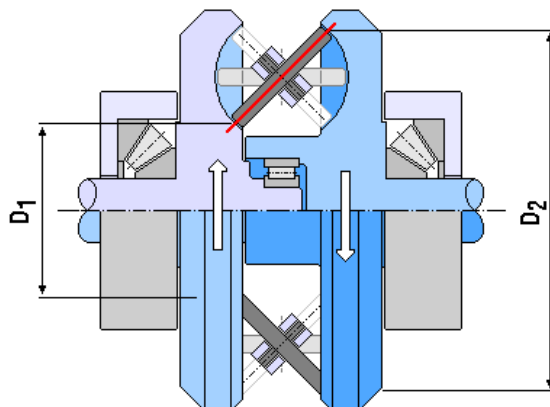
Přenos vloženým kolem:

Konstrukční řešení přenosu vloženým kolem je velmi blízké konstrukci planetové převodovky. Kolo je vloženo mezi unašeči na vstupní a výstupní hřídeli. Toto kolo zapadá do kruhového vybrání v ploše unašečů. Měnit poměr poloměrů a průměrů na vstupní a výstupní straně unašečů, a tím i měnit plynule převodový poměr lze pomocí úhlu natočení vloženého kola. Nezbytné pro konstrukci je použít minimálně jedno ze tří vložených kol. Tato konstrukce je vyobrazena na obrázku č. 6.

Přenos vnějšími kuželí:

Konstrukce této varianty je obdobná konstrukci variátoru s jedním kuzelem a vychází právě z této konstrukce. U konstrukce s přenosem s vnějšími kuželí jsou však použity tři nebo více vnějších kuželů, rovnoměrně rozmístěných po obvodu vloženého kola, z toho pak vyplývá řešení. Pokud dojde ke změně polohy vloženého kola ve směru osy, kde se pohybuje po drážkové hřídeli, lze zapříčinit změnu převodového poměru. Průměr D_1 je konstantní. Další vložené kolo dotýkající se kuželů stále ve stejném místě je použito k přenosu krouticího

momentu z vnějších kuželů. Toto kolo nemá žádný proměnný převodový poměr. Může být dále zaměněno ozubeným převodem.



Obrázek 6-Schema sférického variátoru, přenos vloženým [11]

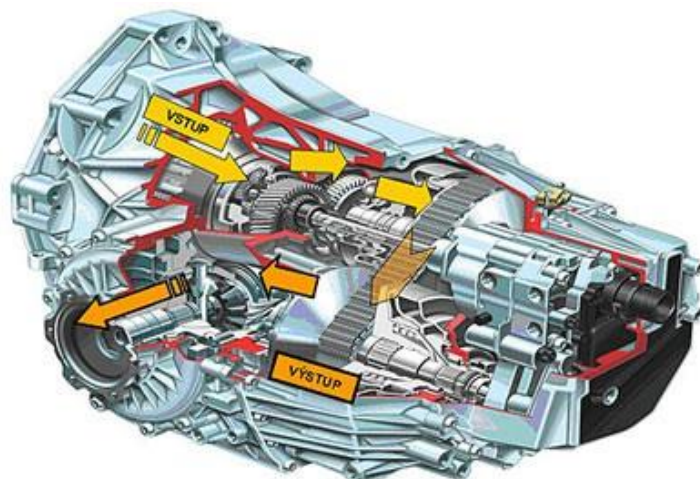
3.2. V praxi používané variátory

V této části se zaměřím na popis některých konstrukčních řešení CVT převodovek v dopravní praxi.

3.2.1. Převodovka Multitronic

Jedná se o převodovku od společnosti Audi s ocelovým řemenem. U této převodovky je řemen namáhaný tahem. Tato převodovka je ovládaná elektronicky a změna převodu je docílena axiálním posuvem řemenic. Tento pohyb je vykonáván hydraulickým pístem.

Převodovka se skládá ze dvou mokrých lamelových spojek. Jedna spojka je pro jízdu vpřed a druhá vzad. Tyto spojky jsou ovládané hydraulicky. Ze spojek se kroutcí moment přenáší přes planetové soukolí a vložený převod na kuželová kola variátoru. Převodovka obsahuje variátor, který se skládá ze dvou dělených ocelových kotoučů a ocelového řemene. Posuvné poloviny řemenic přitlačuje k ocelovému řemenu dvojitý hydraulický píst. Celá převodovka je řízena elektronickou řídicí jednotkou.

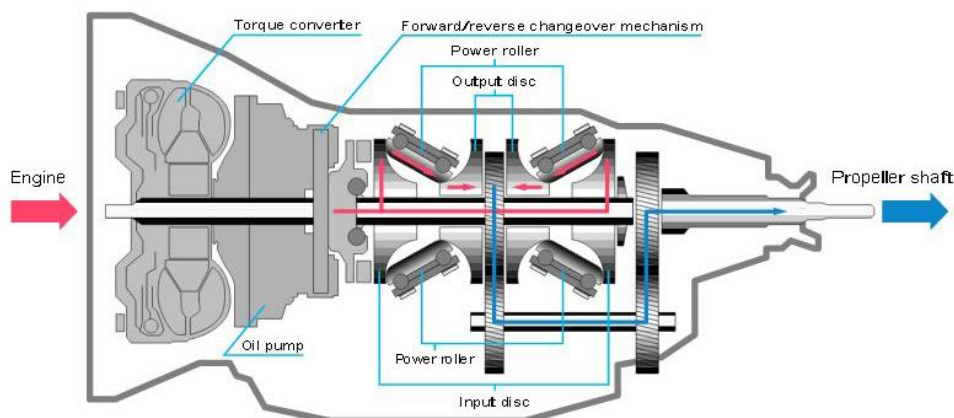


Obrázek 7 [15]

Na obrázku č. 7 je převodovka multitronic. Jsou zde vidět hlavní součásti této převodovky, jako řetěz variátoru, řemenice, vstupní a výstupní hřídele.

3.2.2. Převodovka Extroid CVT

U tohoto řešení není použit řemen k přenosu točivého momentu, ale je zde něco podobného, jako u sférické konstrukce. Tento mechanismus je zdvojen pro přenos velkého kroutícího momentu. Kroutící moment nám vstupuje do převodovky přes měnič momentu. Přes měnič se přenáší na hřídel, která unáší dva kónické kotouče, které mají tvar toroidu. Z těchto kotoučů se kroutící moment přenáší pomocí kladek se speciálními ložisky na protilehlé kotouče. Tyto disky mají mezi sebou umístěné ozubené kolo, přes které se kroutící moment přenáší dále.



Obrázek 8 [15]

Na obrázku 8 je vidět schéma této převodovky. Vlevo je měnič točivého momentu. Na měnič navazuje variátorová část, z které je točivý moment přenášen pomocí ozubených kol.

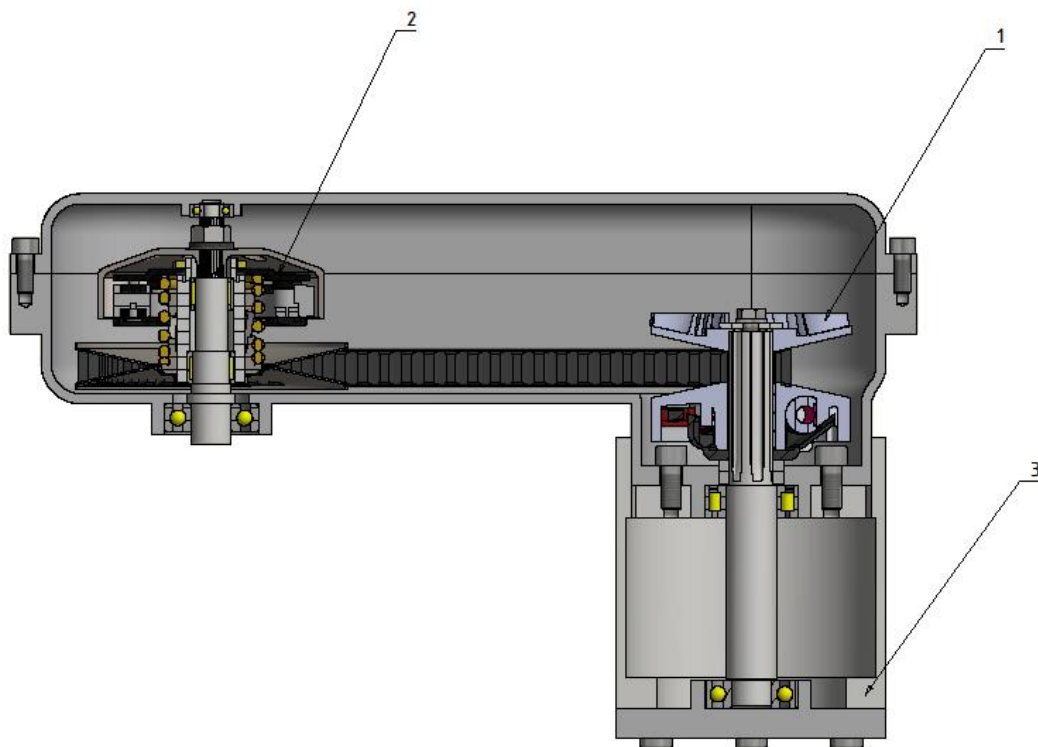
4. Vlastní návrh variátoru skútru

V mé bakalářské práci se zabývám návrhem variátoru pro skútr.

Tento skútr má maximální výkon 2,4 kW a maximální otáčky 7.500 ot/min. Maximálního kroutícího momentu 4,6 Nm dosahuje okolo 5000 ot/min.

Za cíl mé bakalářské práce mám navrhnout variátorovou část převodového ústrojí.

Schéma variátoru viz Obr.9. Na pozici č.1 je hnací řemenice. Tato řemenice je roztáčena přímo z motoru viz pozice č. 3. Na pozici č.2 je hnaná řemenice, jejíž hřídel pokračuje do přídatné převodovky pro snížení otáček.

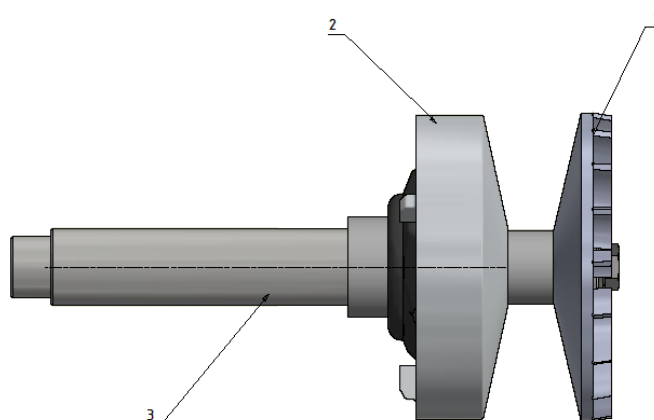


Obrázek 9-Schéma variátoru

4.1. Hnací řemenice

Řemenice slouží k přenosu hnacího momentu v závislosti na práci odstředivého regulátoru. Tato řemenice je umístěna na hnacím hřídeli od motoru. Hnací řemenice je opatřena odstředivým regulátorem, díky kterému se jedna část řemenice pohybuje vůči druhé a tímto se mění průměr na kterém se otáčí řemen. V základní poloze jsou kuželová kola hnací řemenice nejdále od sebe. Odstředivý regulátor je tvořen závažími ve tvaru válečků, které jsou uloženy uvnitř regulátoru. Regulátor funguje tak, že při zvyšujících se otáčkách motoru se válečky v regulátoru vlivem odstředivé síly dostávají na větší průměr a tímto odtlačují od víčka

pohyblivou část řemenice. Tímto se řemen dostává na větší průměr. Hnací řemenice viz Obr. 10.

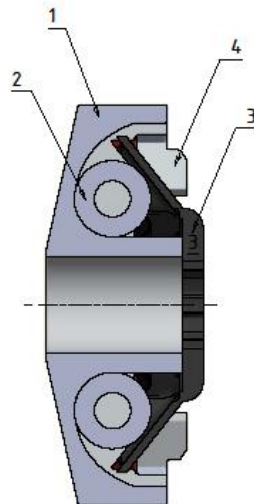


Obrázek 10-Hnací řemenice

Na pozici č. 1 je nepohyblivá část řemenice. Tato součást je pevně zajištěna v axiálním směru a kroutící moment je přenášen pomocí drážkování. Na pozici č. 2 je pohyblivá část řemenice. Tato část řemenice je také uložena na hnacím hřídeli, ale s tím rozdílem, že je zde umožněn axiální posuv. Díky tomuto posuvu se mění průměr, na kterém se otáčí řemen.

Tato část řemenice také obsahuje odstředivý regulátor, ve kterém se nachází válečková závaží. Tyto válečky jsou uloženy v drážkách se stoupáním od středu k vnějšímu okraji. Čím máme vyšší otáčky od motoru, tím se válečky dostávají na větší průměr. Válečky jsou uleženy mezi pohyblivou částí řemenice a nepohyblivým víčkem o které se opírají a posouvají pohyblivou část řemenice směrem k nepohyblivé. Tímto způsobem se mění převodový poměr. Na obrázku č. 11 je ukázaná regulátorová část pohyblivé části řemenice s válečkovými závažími.

Válečková závaží jsou dutá a tvořena ze dvou materiálů. Vnitřek je tvořen mosazí a vnější obal je z nylonové hmoty. Vnější část zlepšuje kluzné vlastnosti, což snižuje opotřebení a zlepšuje pohyb válečků v drážkách.

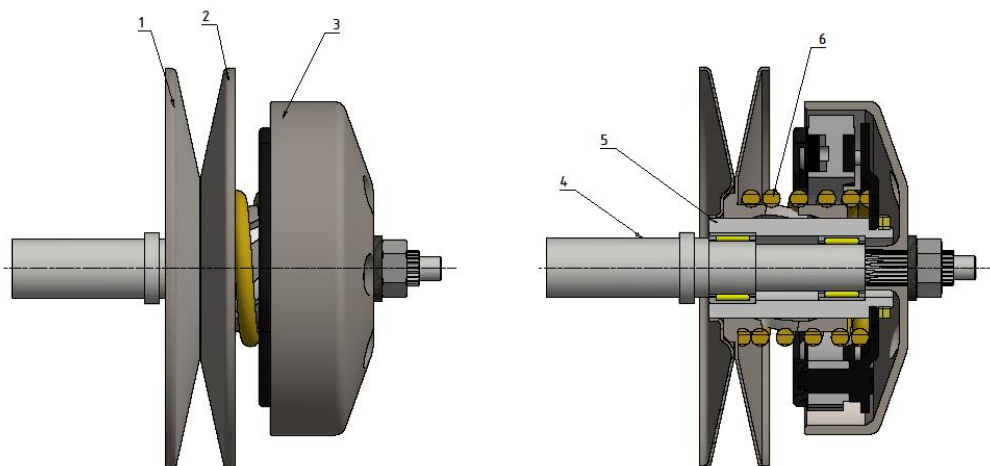


Obrázek 11-Pohyblivá část hnané řemenice

Na obrázku č.11 pozice č. 1 je pohyblivá část řemenice. Na pozici 2 je odstředivý váleček. Na pozici č 3 je víko, které má také pevně danou axiální polohu. O toto víko se opírají odstředivé válečky a posouvají řemenici. Kroutící moment je přenášen pomocí drážkování.

4.2. Hnaná řemenice

Tato řemenice obr. 9 pozice č. 2 je spojena s hnací řemenicí obr. 9 pozice č. 1 pomocí řemene. Spojení řemenice a hřídele je zajištěno odstředivou spojkou. Hnaná řemenice obr. 12 se stejně jako hnací řemenice skládá ze dvou kuželových kotoučů. Jeden kotouč je pevně umístěn v axiální ose pozice č. 1 a druhý je pohyblivý pozice č. 2. Tyto dvě části řemenice jsou k sobě přitlačovány vinutou pružinou viz obr. č. 12 pozice č. 6. Při zvyšujících se otáčkách motoru dojde k sepnutí odstředivé spojky pozice č. 3 a hnaná hřídel pozice č. 4 se začne otáčet. Při zvětšujícím se průměru otáčení řemene na hnací řemenici působí síla na hnanou řemenici a v jejím důsledku se stlačuje pružina. Tím pádem se části hnané řemenice oddalují a řemen se dostává na menší průměr. Při snižujících se otáčkách funguje tento mechanismus opačně. Na pozici č. 5 je hřídel, která je spojena s částí odstředivé spojky, na které jsou odstředivé elementy. Na pozici č. 4 je hnaná hřídel, která je spojena s talířem odstředivé spojky.



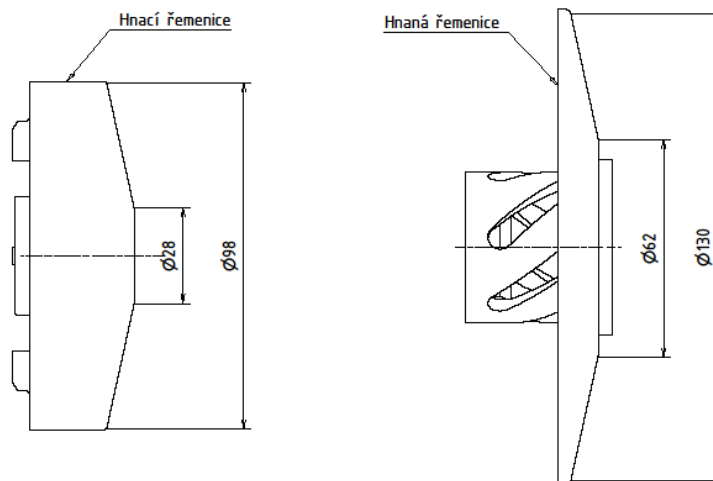
Obrázek 12-Hnaná řemenice

4.3. Návrhové a kontrolní výpočty

Nejprve musíme určit velikosti řemenic. Dále budeme zjišťovat osovou vzdálenost, zjišťovat působící síly ve variátoru a počítat průměry hřídelů. Maximální osová vzdálenost může být 300 mm, dále nám jde o malou šířku skříně, tak aby nám převodovka moc nevyčnívala.

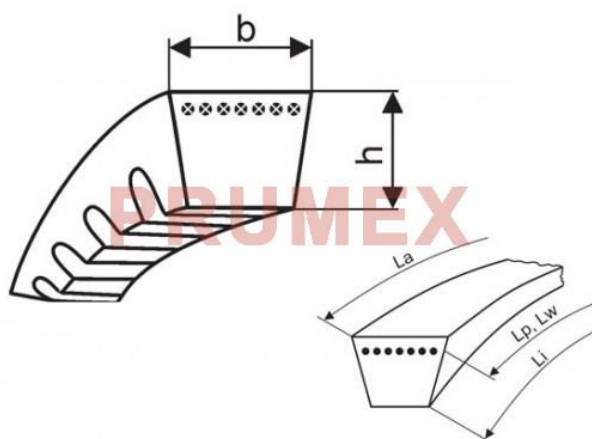
4.3.1. Velikosti řemenic

Tato část je důležitá ke stanovení převodového poměru. Velikosti řemenic jsem volil, tak aby byli, pokud možno co největší a mohli jsme docílit velkého rozpětí převodových poměrů.



Obrázek 13-Velikosti řemenic

Na obrázku č. 13 máme rozměry řemenic. Hnací řemenice má malý průměr $d_1=28\text{mm}$ a velký $D_1=98\text{mm}$. Hnaná řemenice má malý průměr $d_2=62\text{mm}$ a velký průměr $D_2=130$. K určení převodového poměru musíme ještě počítat s tloušťkou řemene. Běžně používaná výška řemene ve variátorech pro malé motocykly je 8 mm. Tuto výšku použijeme.



Obrázek 14- Řemen [5]

Výpočtová šířka řemene se nachází asi ve $2/3$ výšky řemene T , z tohoto předpokladu vypočteme požadované průměry. V následujících výpočtech počítáme maximální a minimální průměry řemenic pro převodové poměry.

Minimální a maximální průměr hnací řemenice vypočteme podle rovnic (1) a (2).

$$d_{1min} = d_1 + \left(2 \cdot \frac{3}{2} \cdot T\right) = 28 + \left(2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 8\right) = 38,67 \text{ mm} \quad (1)$$

$$D_{1max} = D - \left(2 \cdot \frac{3}{2} \cdot T\right) = 98 - \left(2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 8\right) = 87,33 \text{ mm} \quad (2)$$

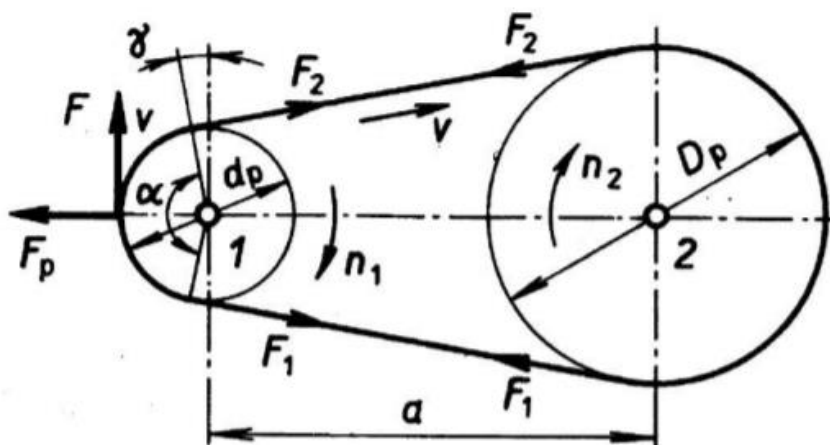
Minimální a maximální průměr hnané řemenice vypočteme dle rovnic (3) a (4).

$$d_{2min} = d_2 + \left(2 \cdot \frac{3}{2} \cdot T\right) = 62 + \left(2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 8\right) = 78,66 \text{ mm} \quad (3)$$

$$D_{2max} = D - \left(2 \cdot \frac{3}{2} \cdot T\right) = 130 - \left(2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 8\right) = 119,33 \text{ mm} \quad (4)$$

4.3.2. Návrh osové vzdálenosti

Drážkovým účinkem se zvětší tření mezi řemenem a řemenicí. V provozu může být několik řemenů vedle sebe nebo spojený profil s více drážkami. Používá se především pro vysoké rychlosti řemene (obvodová rychlost na řemenici). Profil řemenu je lichoběžník nebo kruh. Pro větší ohebnost může být se zuby. Materiálem řemenů může být: pryž, polyuretan, textilní výplň, vlákna textilní, ocel, dráty. Pro přenos síly mezi řemenicí a řemenem je nutný úhel opásání řemene kolem řemenice. Pro naše použití je důležitá malá osová vzdálenost, proto nejdříve spočítáme nejmenší možnou. Minimální úhel opásání volíme 90°



Obrázek 15-Řemenový převod [7]

Minimální osovou vzdálenost vypočítáme dle vztahu (6)

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_{2max} - d_{1min}}{2 \cdot a} \quad (5)$$

$$a_{min} = \frac{D_{2max} - d_{1min}}{\sqrt{2}} = \frac{119,33 - 38,67}{\sqrt{2}} = 57,035 \text{ mm} \quad (6)$$

Tímto výpočtem jsme zjistili minimální možnou osovou vzdálenost. Ta je mnohem menší než 300 mm, což je maximální, kterou můžeme využít. S ohledem na vyráběné řemeny a malou vzdálenost volíme $a=270$ mm. Když tuto délku dosadíme do předešlého vzorce, tak nám vyjde úhel opásání $\alpha=162,81^\circ$.

Nyní musíme určit délku řemene, který použijeme v naší převodovce. Tu určíme podle níže uvedených rovnic.

$$\alpha = 180^\circ - 2 \gamma \quad (7)$$

$$\delta = 180^\circ + 2 \gamma \quad (8)$$

$$L = 270 \cos \delta + \alpha_1 \frac{38,67}{2} + \alpha_2 \frac{119,33}{2} = 806,33 \quad (9)$$

V dalším kroku musíme zvolit řemen a vypočítat skutečnou osovou vzdálenost. Na internetu jsem našel řemen variátoru na skútr 804x17,5 s tloušťkou 8mm a úhlem 30° . [5] Skutečná osová vzdálenost se počítá podle vztahu (10)

$$A = \frac{1,04L - \frac{\pi}{2}(D_{2max} + d_{1min}) - \frac{\pi\gamma}{180}(D_{2max} + d_{1min})}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (10)$$

$$= 284,92$$

Tuto osovou vzdálenost můžeme změnit na 285 mm. Požadované posunutí nám zajistí přitlačná pružina viz obr. č. 12 pozice č. 6.

4.3.3. Výpočet převodového poměru

V této části vypočítáme převodový poměr variátoru. Vypočítaný převodový poměr nemusí úplně odpovídat realitě, může nám dojít k prokluzu řemene, nebo k prokluzu odstředivé spojky. Provedeme výpočty pro dvě krajní polohy. Nejprve pro polohu při rozjíždějí, kdy máme řemen na hnací řemenici na nejmenším možném průměru a dále při převodu do rychla, když je řemen na hnací řemenici na největším průměru a na hnané na nejmenším.

Převodový poměr při rozjíždění skútru spočítám dle vztahu (11)

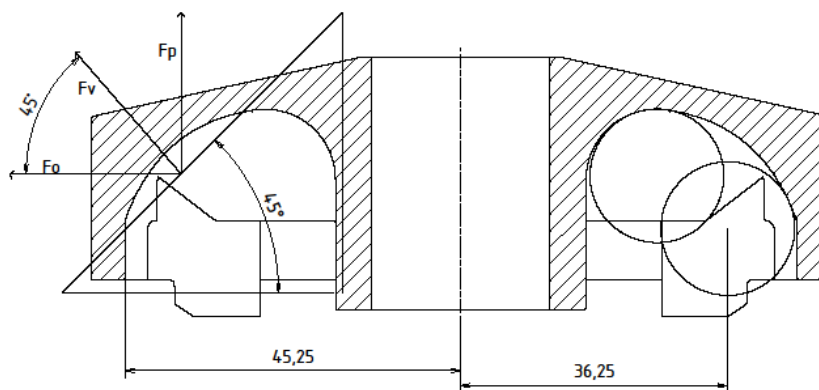
$$i_{max} = \frac{D_{2max}}{d_{1min}} = \frac{119,33}{38,67} = 3,09 \quad (11)$$

Převodový poměr při maximální rychlosti

$$i_{min} = \frac{d_{2min}}{D_{1max}} = \frac{78,66}{87,33} = 0,9 \quad (12)$$

4.3.4. Výpočet sil ve variátoru

Nejdříve vypočítáme odstředivou sílu od válečkových závaží (Obr. č. 11 pozice 2). Velikost síly kterou nám tyto válečky vytvářejí, závisí na otáčkách hřídele, na poloměru na kterém se otáčí a na hmotnosti těchto válečků. V mém případě se jedná o válečky o hmotnosti 6,5g/ks a průměru 19 mm. Maximální poloměr r , na kterém se válečky pohybuje je 36,25 mm. Na obrázku (č. 16) je řez pohyblivou částí hnané řemenice s působícími silami. Tato součást je uložena podle (obr. č. 10 pozice č.2). Na obrázku jsou také vyznačené krajní polohy odstředivých válečků.



Obrázek 16-Hnaná řemenice

Odstředivou sílu F_0 , kterou vyvinou válečky spočítáme dle vztahu

$$F_0 = m \cdot r \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)^2 = 0,0065 \cdot 0,0365 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 5000}{60} \right)^2 = 65 \text{ N} \quad (13)$$

V převodovce máme šest odstředivých válečků, tím pádem Focelková = 390N

Nyní musíme rozložit sílu F_0 do směrů a zjistit síly dle obrázku č. 16. Zjišťujeme přítláčnou sílu F_p a výslednou sílu F_v . Toto vypočítáme dle následujících vztahů.

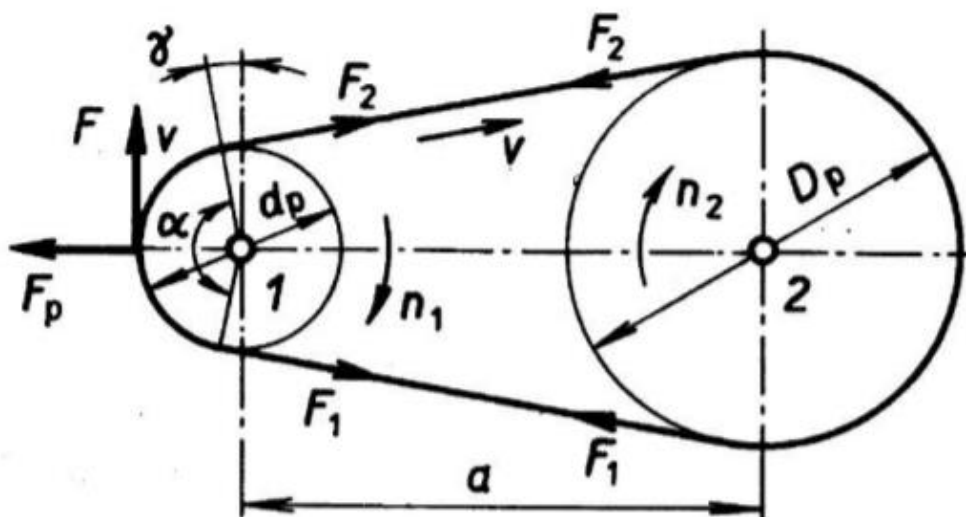
$$F_v = \frac{F_0}{\cos 45} = \frac{65}{\cos 45} = 92 \text{ N} \quad (14)$$

Dle trojúhelníku spočítáme sílu F_p

$$F_p = \sqrt{F_v^2 - F_0^2} = \sqrt{92^2 - 65^2} = 65,1 \quad (15)$$

4.3.5. Výpočet napínací síly řemene

Napětí v řemenu je potřeba pro přenos obvodové síly. Tato síla je vyvozována pružinou u hnaného variátoru a pomocí odstředivých válečků uvnitř hnané řemenice. Předpětí v řemenu za klidového stavu je vyvozováno pouze pružinou u hnané řemenice. Variátorová převodovka je bez olejové náplně. Součinitel smykového tření jsem zvolil 0,35. Tuto hodnotu jsem zvolil dle zdroje [7]. Tato hodnota je pro klínové řemeny klasického průřezu.



Obrázek 17-Řemen [7]



Napínací sílu řemene vypočteme dle vztahu:

$$Fn = K \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{fk\alpha_1} + 1}{e^{fk\alpha_1} - 1} \quad (16)$$

- K je bezpečnost, volím 1,4
- α_1 je úhel opásání hnané řemenice v [rad]

$$\alpha = \frac{162,81^\circ \pi}{180} = 2,84 \text{ [rad]} \quad (17)$$

- f_k je součinitel tření v klínové drážce
- f_0 je součinitel smykového tření. Pro pryžový řemen je 0,35
- n jsou otáčky motoru

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha_0}{2}} = \frac{0,4712}{0,25} = 1,88 \quad (18)$$

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 10,1 = 0,4712 \quad (19)$$

Obvodovou rychlost v_1 spočítáme dle vztahu 21

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{1min} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,03867 \cdot 5000}{60} = 10,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (20)$$

Přenášená obvodová síle F se vypočítá

$$F = \frac{2 \cdot Mk}{d_{1min}} = \frac{2 \cdot 4,6}{0,03867} = 237,91 \text{ N} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} Fn &= K \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{fk\alpha_1} + 1}{e^{fk\alpha_1} - 1} = 1,4 \cdot \frac{237,9}{2} \cdot \frac{e^{1,88 \cdot 2,84} + 1}{e^{1,88 \cdot 2,84} - 1} \\ &= 168,1 \text{ N} \end{aligned} \quad (22)$$

Výsledná napínací síly má být asi 1,8 Fn. Naše napínací síla Focelková je 390 N, takže tuto podmínku splňujeme.

4.3.6. Předběžný návrh hřídelů

V této části předběžně spočítáme průměry hřídelů a vypočítáme reakce v podporách. Návrh hřídelů budeme počítat, jako kdyby byli hřídele namáhány pouze na krut.

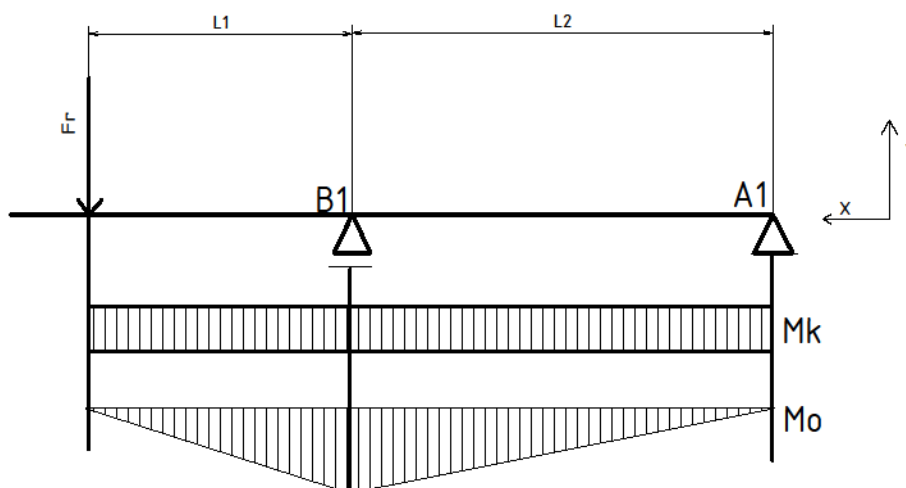
4.3.6.1. Hřídel 1

Hřídel hnací řemenice viz obr. č. 10 pozice 3.

Maximální kroutící moment na 1 hřídeli $Mk1 = 4,6 Nm$ a dovolené smykové napětí je $\tau_D = 25 Nmm^{-2}$.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk1}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4,600}{50 \cdot \pi}} = 7,76 \text{ mm} \quad (23)$$

Výpočet reakcí:



Obrázek 18-Reakce v podpoře

Na obrázku č. 18 máme schéma hnacího hřídele s působícími silami.

$L1 = 36,5 \text{ mm}$, $L2 = 1 \text{ mm}$, $Fr = 390 \text{ N}$. Výpočet je prováděn v rovině, kde nám působí síla Focelková ve směru Y a směr X máme shodný s osou hřídele.

Ze statických rovnic vypočítáme reakce v podporách, které dále použijeme k volbě ložisek.

Nejprve sepíšeme statické rovnice do směru radiálního zatížení. Směr Y.

$$Y: -Fr1 + Ra1 + Rb1 = 0 \quad (24)$$

Dále napíšeme momentovou rovnici.

$$Ma: Fr \cdot (L1 + L2) - Rb \cdot (L2) = 0 \quad (25)$$

Z momentové rovnice si vyjádříme $Rb1$ a vypočítáme tuto reakci a pak dosadíme do vztahu 24 a vypočítáme reakci $Ra1$

$$R_b = \frac{F_{r1} \cdot (L_1 + L_2)}{L_2} = \frac{390 \cdot (68 + 96)}{96} = 665,25 \text{ N} \quad (26)$$

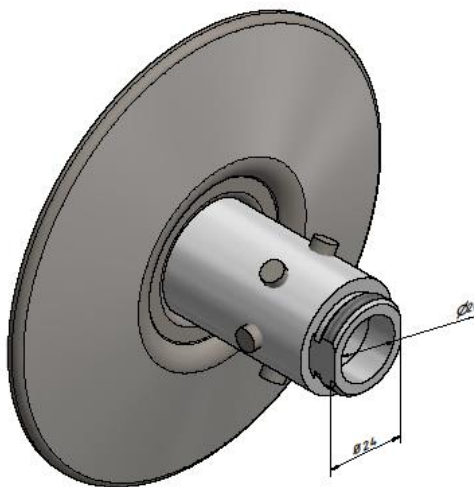
$$R_a = F_{r1} - R_b = 390 - 665,25 = -275,25 \text{ N} \quad (27)$$

4.3.6.2. Hřídel 2

Dutá hřídel hnané řemenice obr. č. 12 pozice 5. Tato hřídel je součástí řemenice obr. č. 12 pozice 1. U tohoto hřídele budeme kontrolovat, jestli nepřekračujeme dovolené napětí v krutu. Kroutící moment vypočítám ze vztahu (28). Účinnost řemenového převodu je 0,94 tato hodnota je převzatá ze zdroje [7]. Dovolené smykové napětí mám $\tau_D = 25 \text{ Nmm}^{-2}$. Na obrázku č. 19 mám vyobrazený dutý hřídel.

Maximální
kroutící
moment

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{12max} \cdot \eta_{př} = 4\,600 \cdot 3,09 \cdot 0,94 = 12,36 \text{ Nm} \quad (28)$$



Obrázek 19-Dutý hřídel s hnanou řemenicí

Maximální napětí vypočítáme ze vztahu 29 a musí být menší, nebo rovné dovolenému.

$$\tau_{max} = \frac{M_k}{J_p} \cdot \frac{D}{2} \leq \tau_D \quad (29)$$

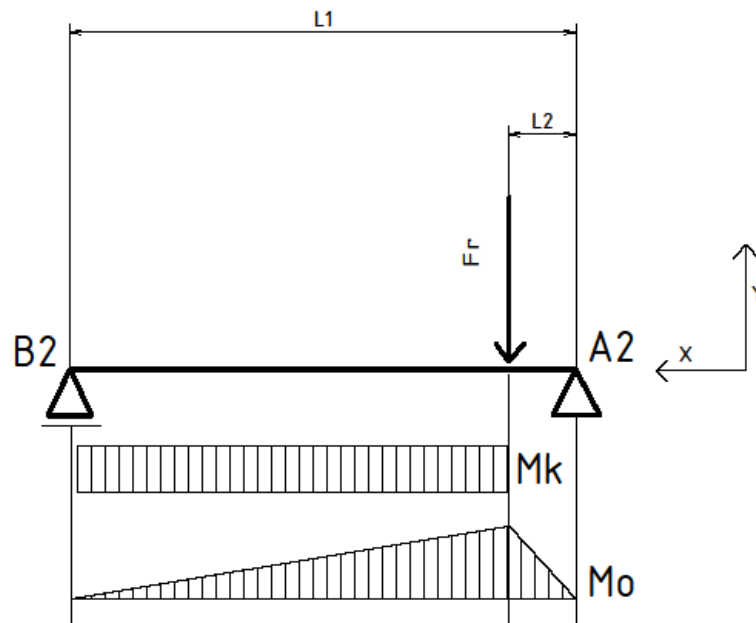
J_p vypočítáme ze vztahu 30

$$J_p = \frac{\pi}{32} D^4 \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) = \frac{\pi}{32} 24^4 \cdot \left(1 - \left(\frac{20}{24}\right)^4\right) = 16864 \text{ mm}^4 \quad (30)$$

Dále dosadíme do vztahu 29

$$\tau_{max} = \frac{12360}{16864} \cdot \frac{24}{2} = 8,79507 \leq 25 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (31)$$

Dle výpočtů nám dutá hřídel vyhovuje. Nyní musíme spočítat reakce v podporách.



Obrázek 20-Dutá hřídel

Zde jsou uvedené vzdálenosti podpor od působící síly $L_1 = 36,5 \text{ mm}$, $L_2 = 1 \text{ mm}$, $F_r = 390 \text{ N}$. Nyní napíšeme statické rovnice a vyjádříme reakce v podporách. Výpočet provádíme v rovině, kde nám působí síla Focelková ve směru Y a směr X nám jde s osou hřídele.

$$Y: -F_r + R_{a2} + R_{b2} = 0 \quad (32)$$

$$M_a: F_r \cdot L_2 - R_{b2} \cdot (L_1) = 0 \quad (33)$$

$$R_{b2} = \frac{F_r \cdot L_2}{L_1} = \frac{390 \cdot 1}{36,5} = 10,68 \text{ N} \quad (34)$$

$$R_{a2} = F_r - R_{b2} = 390 - 10,68 = 379,32 \text{ N} \quad (35)$$

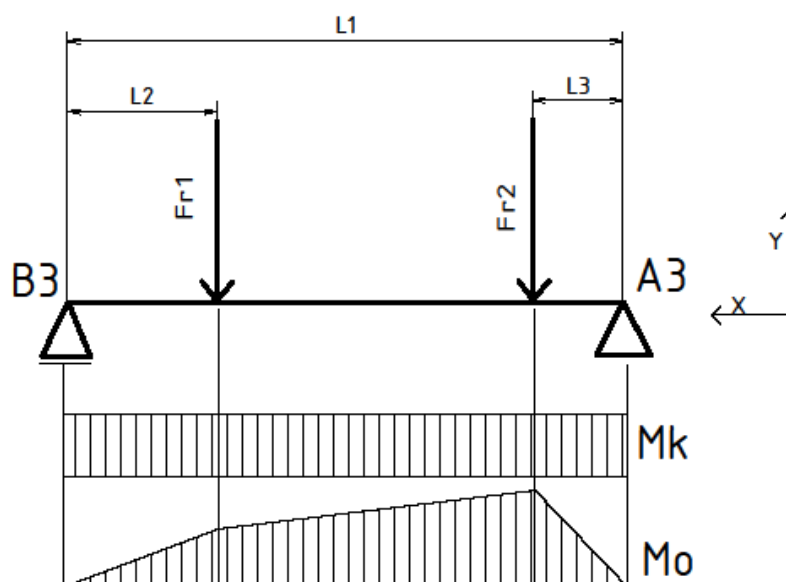
4.3.6.3. Hřídel 3

Viz obr č. 12 pozice č. 4. Na této hřídeli je uložené víčko odstředivé spojky a tato hřídel pokračuje dále do převodovky pro snížení otáček. Na této hřídeli je uložena dutá hřídel z předchozího odstavce. K tomuto jsou využita jehličková ložiska. Dovolené smykové napětí $\tau_D = 25 \text{ Nmm}^{-2}$. Maximální kroutící moment dle (28) $M_{k2} = 12,36 \text{ Nm}$

Nejprve spočítáme minimální průměr hřídele.

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 12,360}{50 \cdot \pi}} = 10,79 \text{ mm} \quad (36)$$

Dále vypočítáme reakce v podporách dle obrázku č. 21. Vypočet provádíme v rovině, kde nám působí síla Focelková ve směru Y a směr X nám jde s osou hřídele.



Obrázek 21-Výstupní hřídel

Rozměry a působící síly máme $L_1 = 101 \text{ mm}$, $L_2 = 41,5 \text{ mm}$, $L_3 = 23 \text{ mm}$, $Fr_1 = 10,67 \text{ N}$, $Fr_2 = 379,32 \text{ N}$. Teď si napíšeme statické rovnice a spočítáme reakce.

$$Y: -Fr_1 - Fr_2 + Ra_3 + Rb_3 = 0 \quad (37)$$

$$M_a: Fr_1 \cdot (L_1 - L_2) + Fr_2 \cdot (L_3) - Rb_3 \cdot (L_1) = 0 \quad (38)$$

$$Rb_3 = \frac{Fr_1(L_1 - L_2) + Fr_2(L_3)}{L_1} = \frac{10,67 \cdot (101 - 41,5) + Fr_2 \cdot (23)}{101} = 92,65 \text{ N} \quad (39)$$

$$Ra_3 = Fr_1 + Fr_2 - Rb_3 = 10,67 + 379,32 - 92,65 = 297,34 \text{ N} \quad (40)$$

Z rovnic (39) a (40) jsme vypočítaly reakce. Tyto hodnoty budeme dále používat k volbě ložisek.

4.3.7. Návrh ložisek

V této části budeme navrhovat ložiska. Součástí našeho zadání není navrhnout motor a přídatnou převodovku. Z našeho řešení nevíme reakce působící z těchto částí, a tak se budeme snažit volit ložiska naddimenzovaně, aby odolali i při spojení s celým pohonným ústrojím. Pro moji převodovku jsem volil kuličková ložiska jednořadá, jehličková a válečková. Kuličková ložiska jsou nejrozšířenější a nejlevnější. Oba kroužky mají poměrně hluboké oběžné dráhy. Optimální velikostí kuliček v daném profilu je dosaženo značné únosnosti jak v radiálním, tak v axiálním směru. Ložiska mohou pracovat při vysokých otáčkách. Vyžadují souosost čepu a ložiskového tělesa. Jehličková ložiska využívám z důvodu malých zástavbových rozměrů.

4.3.7.1. Ložiska prvního hřídele

Ložisko A1 (podpora A1)

Kuličkové ložisko SKF 6204 kde $C = 13\,500\text{ N}$, $C_0 = 6\,550\text{ N}$

Nyní vypočítáme únosnost ložisek.

$$P_A = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA} \quad (41)$$

$$F_{rA} = R_{a1} = 275,25\text{ N} \quad (42)$$

$$P_A = 1 \cdot 273,25 = 273,25\text{ N} \quad (43)$$

$$L_N = \left(\frac{C}{P_A}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = L_N = \left(\frac{13\,500}{273,25}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5000} = 401\,975\text{ h} \quad (44)$$

Do výpočtových vztahů počítáme pouze radiální sílu. Při posuvu řemenic nám vznikne i axiální síla, tato síla bude však velice malá a pro její zachycení volím vždy jedno kuličkové ložisko. Toto ložisko vychází velice naddimenzována. Tento výsledek ale neodpovídá realitě, protože počítáme pouze se silami od variátoru. Ve skutečnosti bude toto ložisko uloženo v motoru a bude muset reagovat na síly na klikovém hřídeli, tento návrh však není součástí mé bakalářské práce.

Ložisko B (podpora B1)

Válečkové ložisko SKF 3005 CV, $C = 31\,900\text{ N}$, $C_0 = 35\,500\text{ N}$, $P_b = R_{b1} = 665,25\text{ N}$.

$$L_N = \left(\frac{C}{P_B}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = L_N = \left(\frac{31\,900}{665,25}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5000} = 133\,526\text{ h} \quad (45)$$



4.3.7.2. Ložiska dutého hřídele

Tento hřídel je na obr. č.12 pozice 5. Tento hřídel je uložen na jehličkových ložiscích z důvodů malých zástavbových rozměrů.

Ložisko A2 (podpora A2)

Jehličkové ložisko SKF HK 1816 kde $C = 11\,200\text{ N}$, $C_0 = 17\,600\text{ N}$, $Ra_2 = 379,32\text{ N}$

Nyní vypočítáme únosnost ložiska.

$$P_A = 1 \cdot Ra_2 = 1 \cdot 379,32 = 379,32\text{ N} \quad (46)$$

$$L_N = \left(\frac{C}{P_B}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = L_N = \left(\frac{11\,200}{379,32}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5000} = 265\,207\text{ h} \quad (47)$$

Ložisko B2 (podpora B2)

Jehličkové ložisko SKF HK 1616 kde $C = 10\,500\text{ N}$, $C_0 = 15\,600\text{ N}$, $Ra_2 = 10,68\text{ N}$

Nyní vypočítáme únosnost ložiska.

$$P_A = 1 \cdot Rb_2 = 1 \cdot 10,68 = 10,68\text{ N} \quad (48)$$

$$L_N = \left(\frac{C}{P_B}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = L_N = \left(\frac{10\,500}{10,68}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5000} = 1 \cdot 10^{10}\text{ h} \quad (49)$$

Tyto ložiska jsou vzhledem k zatížení také naddimenzovaná.

4.3.7.3. Ložiska 3 hřídele

Ložisko A3 (podpora A3)

Kuličkové ložisko SKF 6204 kde $C = 13\,500\text{ N}$, $C_0 = 6\,550\text{ N}$, $Ra_3 = 297,34$

Nyní vypočítáme únosnost ložiska.

$$P_A = 1 \cdot Ra_3 = 1 \cdot 297,34 = 297,34\text{ N} \quad (50)$$

$$L_N = \left(\frac{C}{P_A}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = L_N = \left(\frac{13\,500}{297,34}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5000} = 130\,735\text{ h} \quad (51)$$

Ložisko B3 (podpora B3)

Kuličkové ložisko SKF 6204 kde $C = 3,45\text{ N}$, $C_0 = 1,37\text{ N}$, $Rb_3 = 92,65$

Nyní vypočítáme únosnost ložiska.

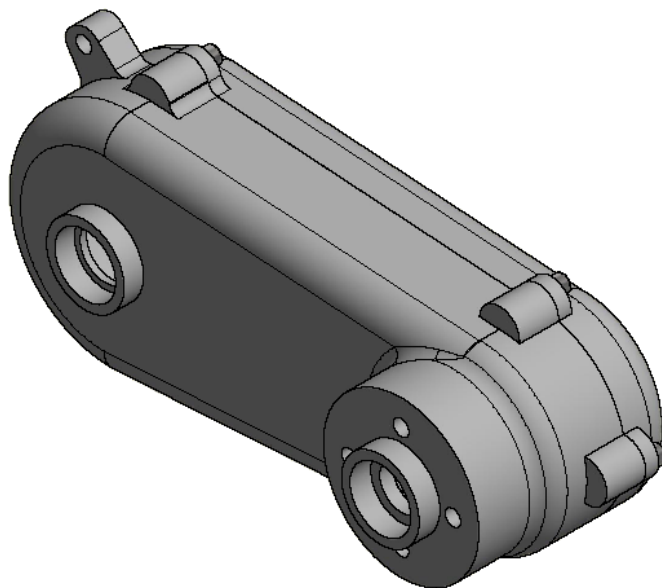
$$P_A = 1 \cdot Ra_3 = 1 \cdot 92,65 = 92,65\text{ N} \quad (52)$$

$$L_N = \left(\frac{C}{P_A}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = L_N = \left(\frac{3\,450}{92,65}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5000} = 172\,107\text{ h} \quad (53)$$

V této části jsme ověřili únosnosti ložisek.

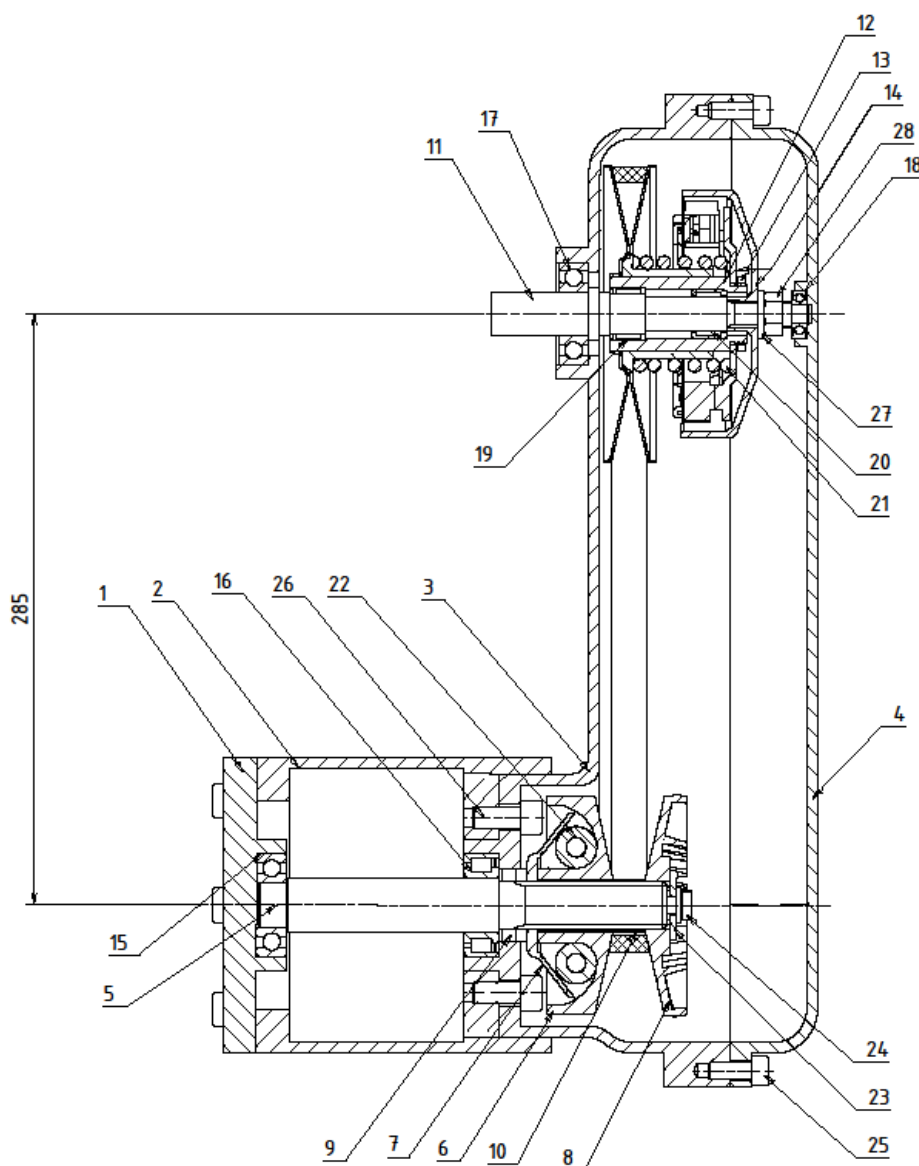
4.3.8. Konstrukce skříně převodovky

Šířka stěny skříně a dna je 5 mm. Variátor je připevněn k rámu skútru a motoru pomocí šroubů. Převodovka není mazána žádným olejem, proto nemusíme řešit těsnění pomocí gufer. Skříň převodovky se skládá ze dvou částí, nejprve z těla. To je připevněno pomocí šroubů k rámu a motoru. Dále se skládá z víčka převodovky. Víčko převodovky je připevněno k tělu převodovky pomocí šroubů. Ložiska jsou uložena v ložiskových domcích. Pro servisní úkony je důležité snadné odejmutí víčka a rychlá výměna, například řemene.



Obrázek 22-Skříň převodovky

4.4. Postup montáže



Obrázek 23-Sestava

Při montáži postupujeme následovně. Nejdříve vložíme ložisko (16) do skříně motoru (2). Dále vložíme ložisko (17) do skříně (3). V dalším kroku sešroubujeme skříň motoru (2) se skříní (3) a rámem motorky. Dále vložíme hřídel (5), poté víčko motoru (1) s ložiskem (15) a toto víčko přišroubujeme. Následně vložíme na drážkovaný hřídel distanční trubku (9) a poté nepohyblivé víčko (7). Poté na hřídel (5) vložíme pohyblivou část řemenice (6) s odstředivými válečky (22), společně s trubkou (10). Dále zasuneme do skříně hřídel (11). Následně zasuneme na hřídel (11) hřídel (12) s vloženými ložisky (19) a (20). Součástí hřídele (12) je nepohyblivá část hnané řemenice. Na hřídel (12) vložíme pohyblivou část řemenice. Dále na tyto části nasuneme pružinu (21), poté část odstředivé spojky s odstředivými elementy. Tyto části

přišroubujeme pomocí (13). Dále nasuneme na drážkování hřídele (12) kotouč odstředivé spojky a přišroubujeme. Pak vložíme ložisko (18) do víčka (4). V dalším kroku nasadíme řemen a na hřídel (5) nasuneme nepohyblivou řemenici (8), kterou pojistíme šroubem s podložkou. V posledním kroku nasadíme víčko (4) a přišroubujeme jej k tělu (3).

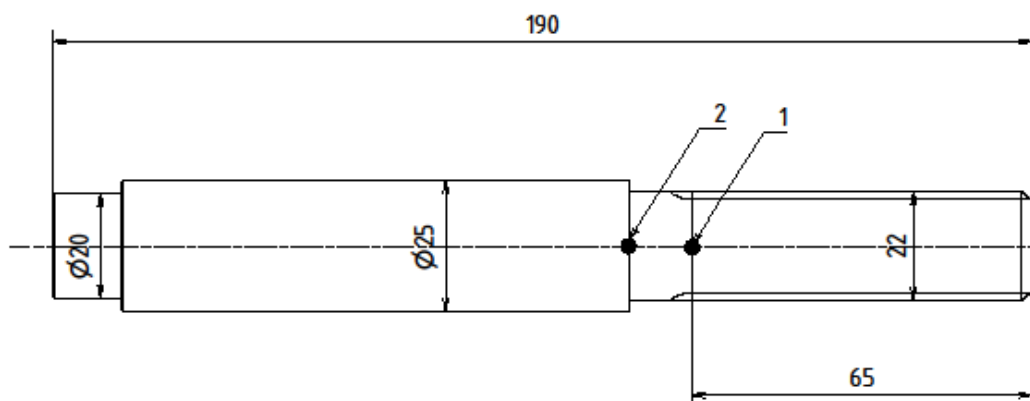
4.5. Statická kontrola hřídelů.

Pro kontrolu hřídelů byl uvažován stav při 5000ot/min a tím pádem i maximální kroutící moment. Kontrola byla provedena v místech osazení. Statickou kontrolu jsem provedl pomocí programu MITCalc. Statická bezpečnost se ve všech případech vypočítá jako poměr skutečného napětí s mezí kluzu daného materiálu. Hřídele jsou vyrobeny z konstrukční oceli 11 600 podle EN E 335.

Ocel 11 600 je vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky, u nichž se nevyžaduje svařitelnost. Součásti vystavené velkému měrnému tlaku. Hřídele, osy, ozubená kola, řetězová kola, páky, čepy, pístnice, kolíky, podpěry, držátka, objímky, šrouby a matice, klíny, pera, kluzné kameny, ozubené hřebeny, kladky, spojky, segmenty a vložky axiálních ložisek, distanční kroužky, různé upínací elementy, tělesa fréz apod. Pásky a pruhy ke tvarování ohybem. Tato ocel má mez pevnosti v tlaku $\sigma_{pt} = 700 \text{ Nmm}^{-2}$ a mez kluzu $\sigma_{kt} = 320 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ [16]

4.5.1. Hřídel 1

Materiál, ze kterého je vyroben hřídel je 11 600. Kontrolu budu provádět na místech 1 a 2 obr. č. 24. Kontrolu budu provádět pod drážkováním na pozici jedna a osazení na pozici 2.



Obrázek 24-Hřídel 1

Místa pro výpočet jsou znázorněna na obrázku č. 24. Místa byla zvolena, kde působí společně kroutící a ohybový moment. K výpočtům byli následně použity následující vztahy.



$$\text{Plocha průřezu} \quad A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (54)$$

$$\text{Průřezový modul v krutu} \quad W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (55)$$

$$\text{Průřezový modul v ohybu} \quad W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (56)$$

$$\text{Napětí v ohybu} \quad \sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} \quad (57)$$

$$\text{Napětí v krutu} \quad \tau_k = \frac{k}{W_k} \quad (58)$$

$$\text{Výsledné napětí} \quad \sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + (\alpha\tau)^2} \quad (59)$$

Kde α je 1,73 podle teorie pevnosti HMM

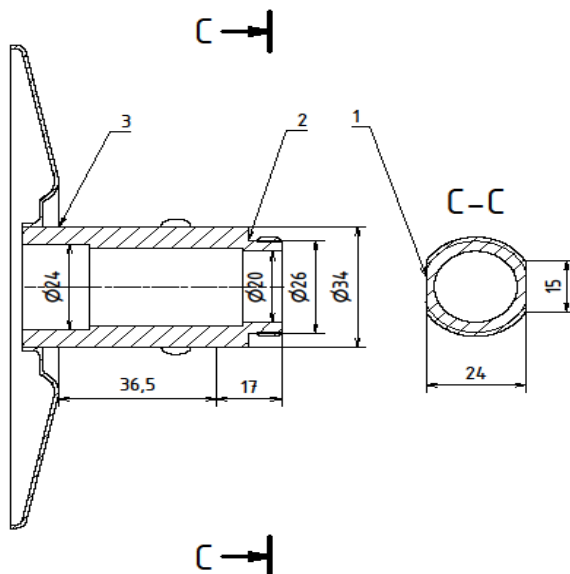
Tabulka 1-Souhrn vypočítaných statických bezpečností pro hřídel 1

Pozice	M_k [Nm]	M_0 [Nm]	d [mm]	σ_{kt} [N/mm ²]	σ_0 [N/mm ²]	τ_k [N/mm ²]	σ_c [N/mm ²]	K_s
1	4,6	25,35	18	320	16,7	2,45	17,22	18,57
2	4,6	30,03	22	320	16,3	2,23	16,75	19,10

Nejmenší výsledná bezpečnost nám vyšla 18,57.

4.5.2. Hřídel 2

U hřídele číslo 2 (obr č. 25) budeme ověřovat maximální tlak na pozici č. 1. V bodech 2 a 3 budeme pokračovat stejně, jako u předchozího hřídele. Střed jehličkového ložiska je 1 mm od bodu 3. Střed druhého ložiska se nachází v vzdálenosti 36,5 mm od bodu 3. Mezi závitem a druhým ložiskem nám nepůsobí žádný ohybový moment, pouze kroutící moment. Ten je přenášen pomocí odfrézovaných ploch, na které doléhá odstředivá spojka.






Obrázek 25-Hřídel 2

Tabulka 2-Bezpečnosti na vybraných místech hřídele 2

Pozice	M_k [Nm]	M_0 [Nm]	D/d [mm]	σ_{kt} [N/mm ²]	σ_o [N/mm ²]	τ_k [N/mm ²]	σ_c [N/mm ²]	K_s
2	12,36	0	26/20	320	0	5,51	9,5323	33,57
3	12,36	0,037	34/24	320	0,192	1,94	3,362	95,2

Statické bezpečnosti nám vychází velice vysoké, asi by šlo součástku vyrobit úsporněji. Nyní musíme zkontrolovat, jestli nepřekračujeme maximální dovolený tlak na pozici č. 1. Dovolený tlak dle obr. č. 26 je 80÷120 Mpa.

Tab.12. p_D na bocích per a drážek [MPa]

	provozní režim	povrch	
		netvrzený	tvrzený
spojení nepohyblivé		35 ÷ 50	40 ÷ 80
		50 ÷ 80	80 ÷ 130
		80 ÷ 120	130 ÷ 200
spojení pohyblivé bez zatížení		10 ÷ 15	15 ÷ 30
		15 ÷ 25	30 ÷ 50
		25 ÷ 40	50 ÷ 70
spojení pohyblivé pod zatížením			3 ÷ 7
			7 ÷ 15
			15 ÷ 30

Obrázek 26-Dovolené tlaky na bocích per a drážek [17]

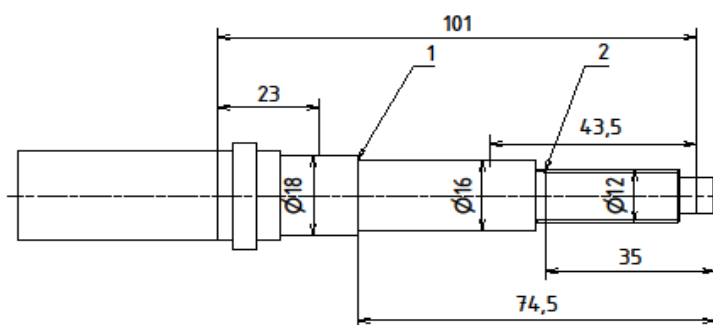
Výpočet tlaku ve spoji

$$P_{max} = \frac{M_{k2}}{D_s \cdot D \cdot l} = \frac{12\,360}{7,5 \cdot 15 \cdot 3} = 36 \text{ Mpa} \quad (60)$$

Dle výpočtu nám spoj vyhovuje.

4.5.3. Hřídel 3

U hřídele č 3 budeme kontrolovat pozici č. 2, kde nám působí kroutící moment i ohybový. Dále budeme kontrolovat pozici číslo 2. Nakonec zkontrolujeme evolventní drážkování, jestli nepřekračujeme dovolený tlak.



Obrázek 27-Hřídel 3

Tabulka 3- Bezpečnosti na vybraných místech hřídele 3

Pozice	M_k [Nm]	M_0 [Nm]	D [mm]	σ_{kt} [N/mm ²]	σ_o [N/mm ²]	τ_k [N/mm ²]	σ_c [N/mm ²]	K_s
1	12,36	4,92	16	700	12,05	15,36	29,177	10,96
2	12,36	1,106	10,1	700	13,16	64,31	112,084	2,85

Nyní musíme zkontrolovat maximální tlak v našem drážkovaném spoji.

$$p = \frac{M_{k2}}{0,45 \cdot m^2 \cdot Z^2 \cdot l \cdot \vartheta} = \frac{12\,360}{0,45 \cdot 0,5^2 \cdot 22^2 \cdot 8,4 \cdot 0,7} = 38,6 \text{ Mpa} \quad (61)$$

Dle výpočtů nám vyšel maximální tlak 38,6 Mpa. Tento tlak je menší než 80÷120 Mpa, takže náš drážkovaný spoj vyhovuje. Z příložené tabulky je vidět, že hřídel 3 má nejmenší bezpečnost 2,85, což také vyhovuje.

5. Závěr

V této práci jsem se pokusil navrhnout variátorovou převodovku pro městský skútr. K zajištění posuvu řemenic jsem použil odstředivé válečky. Toto řešení se jeví jako nejjednodušší, avšak při reálné výrobě musí být složité sladění pružiny a válečků. Dále tento druh posuvů bude velice náchylný na vydřené koleje do řemenic. Má variátorová převodovka musí být spojena s další převodovkou pro snížení otáček. Tato převodovka bývá připojena za variátorovou část a toto řešení bych volil i já u mé převodovky. Dále se různá provedení variátorových převodovek liší v uložení hnané řemenice. Já jsem použil verzi, ve které je jedno ložisko uloženo mezi převodovkami a druhé ve víčku variátorové převodovky. Na závěr jsem provedl statickou kontrolu hřídelů.

Z výše uvedených kapitol je vidět, že jsem se snažil navrhnout variátor s ohledem na malé zástavbové rozměry.

6. Použitá literatura

- [1] KUGL, Otmar: Projekt – III. Ročník. ČVUT, Praha, 1997, ISBN 80-01-03205-1
- [2] MICHALEC, Jiří a kol.: Pružnost a pevnost I, ČVUT, Praha, 2001, ISBN 80-01-02359-1
- [3] ŠVEC, Vladimír: Části a mechanismy strojů: Mechanické převody, ČVUT, Praha, 1999, ISBN 80-01-01934-9
- [4] Kolektiv: Pružnost a pevnost II, ČVUT, Praha, 1988
- [5] Scootland - skútry, scooter tuning, servis, náhradní díly.. Scootland - skútry, scooter tuning, servis, náhradní díly. [online]. Copyright © 2008 [cit. 08.07.2019]. Dostupné z: <https://www.scootland.cz/>
- [6] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Úvaly: Albra, 2003, 866 s. ISBN 80-6-86490-74-2.
- [7] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [8] SKF CZ, a.s.. [online]. Copyright © Autorská práva [cit. 08.07.2019]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/index.html>
- [9] KŘÍŽ, Rudolf. Stavba a provoz strojů I. Praha: Scientia, 1996. ISBN 80-7183-038-0.
- [10] VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [11] Wikipedie, otevřená encyklopedie. [online]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavn%C3%AD_strana
- [12] Technické zajímavosti: Variátor – princip fungování a funkce součástí. Technické zajímavosti [online]. Dostupné z: <https://technicke-zajimavosti.blogspot.com/2015/04/variator-princip-fungovani-funkce.html>
- [12] ELUC. ELUC [online]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1838>
- [13] Střední průmyslová škola Ostrava - Vítkovice, příspěvková organizace - Úvod [online]. Copyright © [cit. 09.07.2019]. Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SPS/SPS%203%20%20T%C5%99ec%C3%AD%20p%C5%99evody-UT.pdf>
- [14] Automatické převodovky na motocyklech | Motorkáři.cz. Motorkáři.cz - internet v jedné stopě | Motorkáři.cz [online]. Copyright © 2001 [cit. 09.07.2019]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/automaticke-prevodovky-na-motocyklech-23379.html>
- [15] MULTITRONIC - Automatická převodovka | Kaps Automatic. Specialisté na automatické převodovky | Kaps Automatic [online]. Copyright © 2019 KAPS Automatics s.r.o. [cit. 09.07.2019]. Dostupné z: <http://www.kaps.cz/multitronic-automaticka-prevodovka-aktuality-916>



[16] Hutní materiál - Pardubice, Chrudim | T-PROM s.r.o. [online]. Copyright © Copyright 2009 [cit. 14.07.2019]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/wiki/ocel/11600>

[17] SEPS - elektronická podpora studia. SEPS - elektronická podpora studia [online]. Dostupné z: <https://seps.fs.cvut.cz/%C4%8CMS1>



7. Seznam obrázků

Obrázek 1-Řetězový převod [12].....	2
Obrázek 2-Třecí převody se stálým převodovým poměrem [13].....	4
Obrázek 3-Třecí převody s plynule měnitelným převodem [11].....	4
Obrázek 4-Variátorová převodovka schéma [14].....	5
Obrázek 5-Talířová konstrukce [11].....	7
Obrázek 6-Schema sférického variátoru, přenos vloženým [11].....	8
Obrázek 7 [15].....	9
Obrázek 8 [15].....	9
Obrázek 9-Schéma variátoru.....	10
Obrázek 10-Hnací řemenice.....	11
Obrázek 11-Pohyblivá část hnané řemenice.....	12
Obrázek 12-Hnaná řemenice.....	13
Obrázek 13-Velikosti řemenic.....	13
Obrázek 14- Řemen [5].....	14
Obrázek 15-Řemenový převod [7].....	15
Obrázek 16-Hnaná řemenice.....	16
Obrázek 17-Řemen [7].....	17
Obrázek 18-Reakce v podpoře.....	19
Obrázek 19-Dutý hřídel s hnanou řemenicí.....	20
Obrázek 20-Dutá hřídel.....	21
Obrázek 21-Výstupní hřídel.....	22
Obrázek 22-Skříň převodovky.....	25
Obrázek 23-Sestava.....	26
Obrázek 24-Hřídel 1.....	27
Obrázek 25-Hřídel 2.....	29
Obrázek 26-Dovolené tlaky na bocích per a drážek [17].....	29
Obrázek 27-Hřídel 3.....	30

8. Seznam tabulek

Tabulka 1-Souhrn vypočítaných statických bezpečností pro hřídel 1	28
Tabulka 2-Bezpečnosti na vybraných místech hřídele 2	29
Tabulka 3- Bezpečnosti na vybraných místech hřídele 3	30



9. Seznam příloh

- [A] Výkres sestavy
- [B] Kusovník sestavy