

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Bakalářská práce

Návrh planetové redukce pro vůz Formula Student

2015

Tomáš Nedbálek

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Návrh planetové redukce pro vůz Formula Student vypracoval sám pod vedením paní doc. Dr. Ing. Gabriely Achtenové a uvedl jsem všechnu literaturu, kterou jsem použil.

V Praze dne:

Podpis:

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucí bakalářské práce paní doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové za její ochotu, pomoc, velmi cenné rady a odborné vedení při vypracování bakalářské práce.

Abstrakt

Účelem této práce je navrhnout planetový reduktor pro vůz soutěže Formula Student Electric.

Na začátku práce je shrnuto rozdělení používaných převodů v soutěži. V rešerši je blíže popsáno řešení planetových reduktorů u monopostů soutěže Formula Student. Dále jsou zvolena kritéria pro planetový převod pro budoucí vůz týmu eForce, spočítána a vybrána varianta pro další výpočty.

Výsledkem této práce je prvotní pevnostní výpočet vybraného planetového reduktoru. Dále jsou spočítány kinematické, převodové a momentové poměry s vypočtenou účinností.

Abstract

Purpose of this work is design a planetary gearbox for Formula Student car.

In the beginning of this work is summed up a solution of transmissions in the Formula Student Electric competition. In recherche is closely described a solution of planetary gearbox of cars in the competition. Criteria for planetary gearbox are further chosen. Gearboxes are calculated and the final option is chosen.

The results of this work is initial strength calculation of gears. Cinematic, gear and torque ratios with efficiency are also counted.

Klíčová slova

Planetový reduktor, planetová převodovka, Formula Student Electric

Key words

Planetary gearbox, Formula Student Electric

Obsah

1	Úvod	9
2	Rešerše řešení převodů u týmů Formula Student	10
2.1	DUT Racing 2012.....	12
2.2	DUT Racing 2013.....	12
2.3	DUT Racing rok 2014 a 2015.....	13
2.4	AMZ Racing rok 2013 a 2014.....	14
2.5	AMZ Racing v roce 2015.....	15
3	Kritéria, návrh a výběr variant planetových reduktorů	16
3.1	Kritéria.....	16
3.2	Volba motoru a základní výpočty	16
3.2.1	Výkonová a momentová křivka motoru.....	16
3.2.2	Návrh převodového poměru	17
3.2.3	Návrh modulu	18
3.3	Varianty.....	18
3.3.1	Varianta č. 1	19
3.3.2	Varianta č. 2	20
3.3.3	Výběr vhodné varianty.....	21
4	Základní výpočty vybrané varianty.....	22
4.1	Podmínky	22
4.2	Výpočet kinematických poměrů.....	23
4.3	Výpočet účinnosti	24
4.4	Výpočet krouticích momentů	25
4.5	Pevnostní výpočet.....	25
5	Závěr	26
6	Příloha	27
7	Použitá literatura.....	27

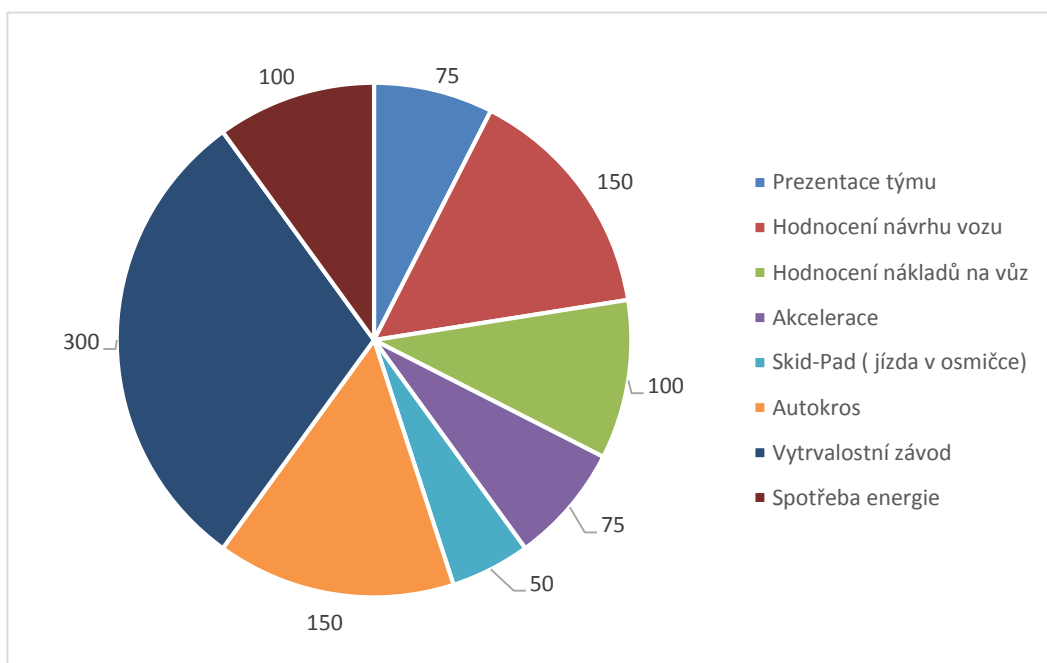
Tabulka 1 Použité zkratky

Značka	Název	Jednotka
$i_{př}$	Převodový poměr převodovky	-
i'	Převodový poměr při zastaveném unašeči	-
v_k	Výstupní rychlost pneumatiky	m/min
r_d	Dynamický poloměr pneumatiky	m
n_k	Otáčky pneumatiky	min ⁻¹
n_m	Otáčky elektromotoru	min ⁻¹
m_n'	Vypočtený modul zubu	mm
m_n	Normalizovaný modul zubu	mm
f_p	Pomocný součinitel pro výpočet modulu u kalených ozubení	-
K_F	Součinitel přídavných zatížení	-
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	-
$K_{Fβ}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	-
M_{kmax}	Maximální krouticí moment	Nm
$ψ_m$	Poměrná šířka ozubení	-
Z_{max}	Maximální počet zubů v převodovce	-
$σ_{FP}$	Přípustné napětí v ohybu	N/mm ²
$σ_{Flimb}$	Mez únavy v ohybu materiálu ozubení	N/mm ²
s	Počet satelitů planetového převodu	-
x	Jednotková korekce ozubení	-
\overline{h}_a	Jednotkové posunutí výšky hlavy zubu	-
$ω_1$	Vstupní úhlová rychlost	rad/s
$ω_{out}$	Výstupní úhlová rychlost	rad/s
$ω_{2out}$	Úhlová rychlost satelitu vůči výstupu (unašeči) z převodovky	rad/s
$P_ξ$	Ztrátový výkon	W
$μ_1$	Poměrný potenciální výkon na planetě	-

Značka	Název	Jednotka
η	Účinnost planetového převodu	-
ζ^r	Součinitel ztrát vlivem záběru ozubení	-
M_1	Vstupní krouticí moment	Nm
M_3	Krouticí moment na koruně planetové převodovky	Nm
M_{out}	Výstupní krouticí moment	Nm
S_H	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	-
S_F	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	-

1 Úvod

V soutěži Formula Student je po týmech každý rok vyžadováno vyvinout a inovovat závodní vůz. Tyto vozy jsou na konci sezóny (v Evropě měsíce červenec až září) porovnány na základě výsledků v závodech. Závod je vždy rozdělen na dvě části, na statickou a dynamickou. Ve statické disciplíně je vůz posuzován komisaři z hlediska konstrukčního řešení a designu. V dynamické disciplíně je vůz podroben testům vytrvalosti, akcelerace a nastavení podvozku. Obě tyto disciplíny jsou hodnoceny body a tým s nejvíce body vyhrává, viz Graf 1.



Graf 1 Rozdělení bodů v soutěži Formula Student [1]

Zásadní změnou v týmu eForce FEE Prague Formula pro sezonu 2015 byl přechod od hnaných zadních kol k pohonu všech čtyř kol. Zadní kola budou převodována čelní převodovkou a přední náprava bude převodována planetovým převodem.

Účelem předkládané práce je zpracování prvotního návrhu planetového reduktoru, tj. převodových, kinematických a momentových poměrů, pevnostní výpočet návrhu a skica zástavby v kole vozu.

2 Rešerše řešení převodů u týmů Formula Student

Týmové monoposty mají obvykle hnaná zadní kola, začíná se rozšiřovat pohon všech čtyř kol. Nejčastěji využívaným elektromotorem v soutěži je motor synchronní s permanentními magnety.

U týmů s hnanými zadními koly jsou obvyklá dvě řešení převodu.

- První variantou je dvojice motorů, které jsou nízkotáčkové, tj. maximální otáčky jsou $1\,600\text{ min}^{-1}$, a není zde potřeba žádného dodatečného převodu. Výhodou varianty je jednoduchost a výkonnost motoru (krouticí moment až 450 Nm), ale motory jsou velice těžké (každý 20 kg). Tato varianta byla použita na monopostu FSE.02 (Obr. 1).

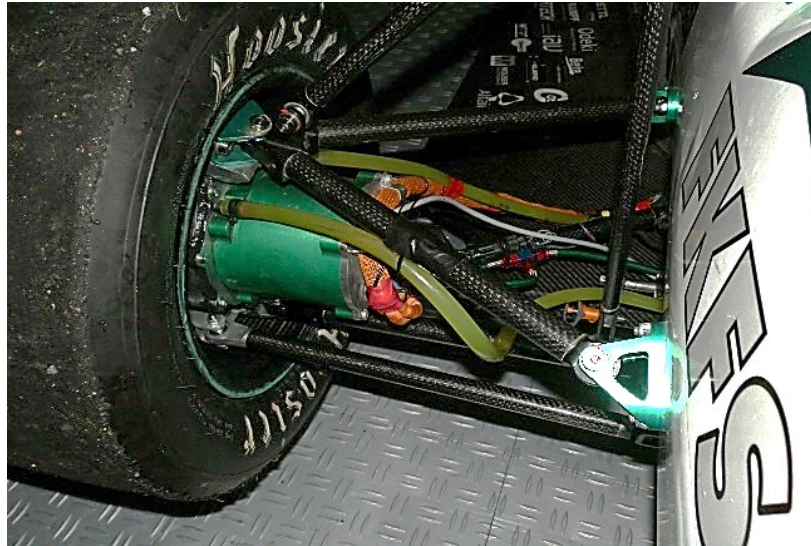


Obr. 1 Vůz FSE.02 týmu eForce FEE Prague Formula v roce 2013
Přímý pohon elektromotorem, bez převodu

- Druhou variantou je převodování dvojice motorů. Převod může být planetový, čelní (dle otáček motoru pak s jednostupňovým nebo dvoustupňovým převodem), řetězový nebo řemenový. U této varianty mají elektromotory otáčky do maximálně $5\,000\text{ min}^{-1}$ a převodový poměr převodovky je maximálně $3,5$. Výhodou převodování dvojice motorů je snížení váhy v zadní části vozu. Nevýhodou je složitost návrhu řešení převodem.

U týmů s pohonem všech čtyř kol se objevují následující kombinace převodu:

- Prvním řešením je elektromotor s planetovým převodem umístěným v každém kole monopostu (Obr. 2). Výhodou tohoto řešení je zlepšení rozložení váhy. Nevýhodou je zvýšení setrvačných hmot v kole a složitost návrhu řešení.



*Obr. 2 Pohon s planetovým převodem uchycen v těhlici kola
tým Greenteam Stuttgart v roce 2013*

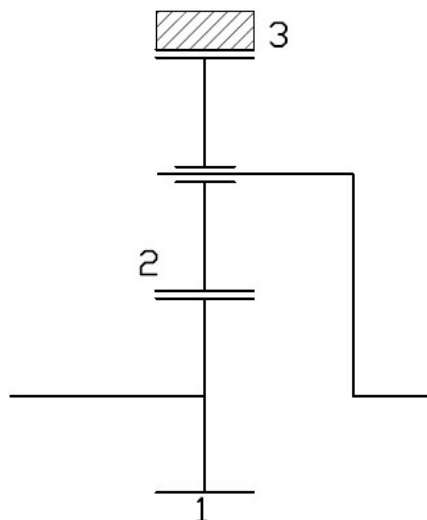
- Dalším řešením je uložení elektromotoru s planetovým převodem v předních kolech a usazení pohonu zadních kol v rámu vozu. Pohon zadních kol může být řešen kromě zmiňovaného planetového převodu např. i čelním převodem. Výhodou je snížení setrvačných hmot v zadních kolech.
- Ojedinelým používaným řešením je usazení všech převodů v rámu monopostu. Výhodou tohoto řešení je podstatné snížení setrvačných hmot v kolech vozu.

V dalších bodech rešerše přiblížím řešení planetových reduktorů následujících týmů:

- DUT Racing z nizozemské university v Delftu
- AMZ Racing ze švýcarské university v Curychu.

2.1 DUT Racing 2012

V roce 2012 tento tým použil planetový převod typu $(p \rightarrow r)^k$. Motor je na vstupu (tzv. planetě) a výstupem je unašeč, kterým je výkon přiveden do náboje, koruna je zastavena.



Obr. 3 Schéma planetového reduktoru typu $(p \rightarrow r)^r$

Toto řešení je lehké a lze jím dosáhnout převodových poměrů $1 - i^r$. Největšího převodového poměru je dosahováno právě v tomto zapojení, to platí pro všechny planetové převody se zastavenou korunou.

2.2 DUT Racing 2013

V roce 2013 tým DUT, použil převod složený z čelního soukolí a planetového převodu. Typ planetového převodu $(p \rightarrow r)^k$ je stejný jako v roce 2013 (Obr. 3).

Výstup z motoru je na pastorku čelního soukolí a výkon je dále veden přes talířové kolo do planety a výstupem z planetové převodovky je unašeč. Tato převodovka má u čelního převodu převodový poměr 1:3 a planetový převod má převod 1:4,7, celkový převodový poměr je tedy 1:14 (Obr. 4). U této převodovky byl kladen důraz na vyšší výstupní krouticí moment.

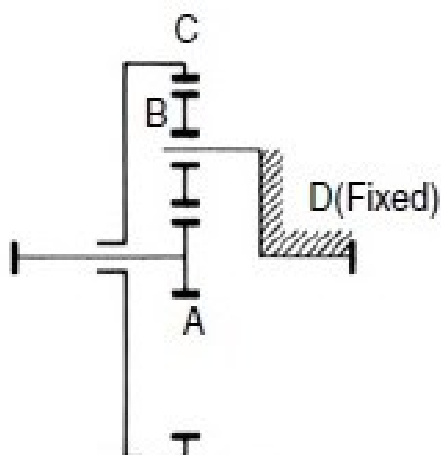


Obr. 4 3D model převodu týmu DUT Racing v roce 2013

zdroj:[http:// http:// http://fsteamdelft.nl](http://http://http://fsteamdelft.nl)

2.3 DUT Racing rok 2014 a 2015

V roce 2014 - 2015 si DUT, navrhl a vyrobil vlastní pneumatiky a ráfky. Členové týmu se rozhodli upustit od čelního převodu, jak tomu bylo v roce 2013 (Obr. 5) a využili celého průměru vnitřku kola kde je nyní jen planetový převod typu $(p \rightarrow k)^r$.



Obr. 5 Schéma planetového převodu typu $(p \rightarrow k)^r$

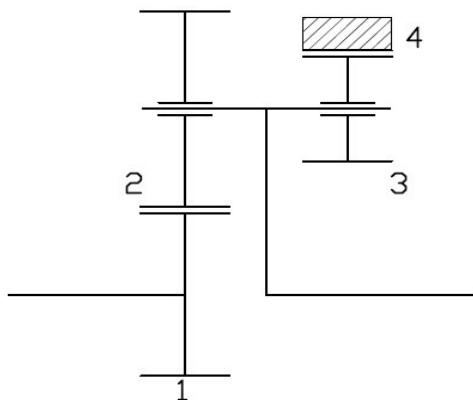
Výkon teče přes planetu, zastavený unašeč až do pohyblivé koruny, která je přichycena šrouby ke kolu (Obr. 6). V tomto uspořádání planetového převodu dochází ke změně smyslu otáčení. Jelikož jde o pohon elektromotorem, lze tuto změnu řešit přepólováním motoru.



Obr. 6 Model uchycení převodovky v ráfku
zdroj:<http://fsteamdelft.nl>

2.4 AMZ Racing rok 2013 a 2014

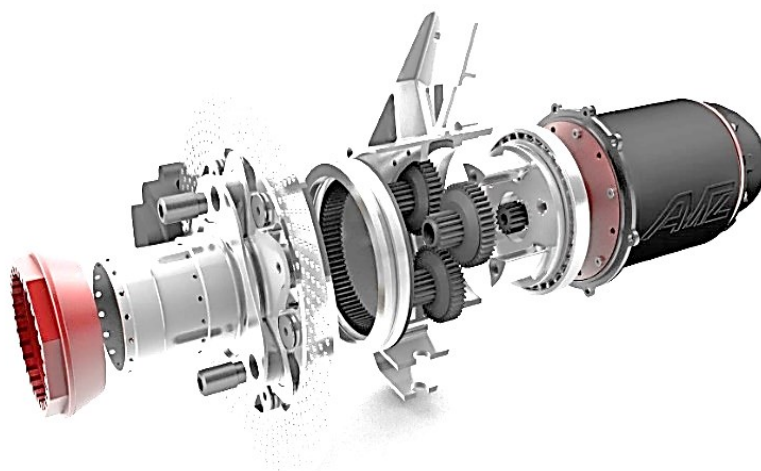
Tým AMZ Racing v roce 2013 a 2014 použil stejný typ planetové převodovky, jako tým DUT v roce 2012. Typ planetového převodu je $(p \rightarrow r)^k$. Je zde použit dvojitý satelit. Tím lze dosáhnout většího převodového poměru na převodovce při menším maximálním průměru. Nemusí zde být použit čelní převod, který byl použit týmem DUT Racing v roce 2013. Převodový poměr převodovky je 1:12,5.



Obr. 7 Schéma planetového reduktoru typu $(p \rightarrow r)^k$

2.5 AMZ Racing v roce 2015

Tým v tomto roce navýšil rychlost otáček motoru na $21\,000\text{ min}^{-1}$. Tím se zvýšil převodový poměr. Stejně jako v minulých letech, tým zachoval řešení planetového reduktoru typu $(p \rightarrow r)^k$ s dvojitým satelitem. Na Obr. 8 je model rozložené kolové skupiny.



Obr. 8 Konstrukční řešení pro rok 2015
zdroj: <http://www.amzracing.ch/en/media>

3 Kritéria, návrh a výběr variant planetových reduktorů

3.1 Kritéria

Pro návrh planetového reduktoru, který bude uložen v ráfku kola (vnitřní průměr ráfku je 248mm), byla začátku sezony zvolena následující kritéria:

1. Rychlost monopostu minimálně 120 km/hod dosažených v rychlosti otáček elektromotoru 8 500 min⁻¹
2. Výstupní krouticí moment minimálně 75 Nm
3. Výsledný průměr planetového reduktoru menší než 80 mm,

3.2 Volba motoru a základní výpočty

Při volbě motoru bylo po dohodě s výrobcem motorů firmou TG Drives rozhodnuto pro využití synchronního elektromotoru s permanentními magnety. Krouticí moment zmíněného motoru je 15 Nm a maximální dosažitelná rychlost otáček je 9 460 min⁻¹.

3.2.1 Výkonová a momentová křivka motoru

Pro potřebné výpočty byl výrobcem dodán graf, ve kterém je krouticí moment motoru M_k vztažen k otáčkám motoru n_m (viz modrá křivka v Graf 2).

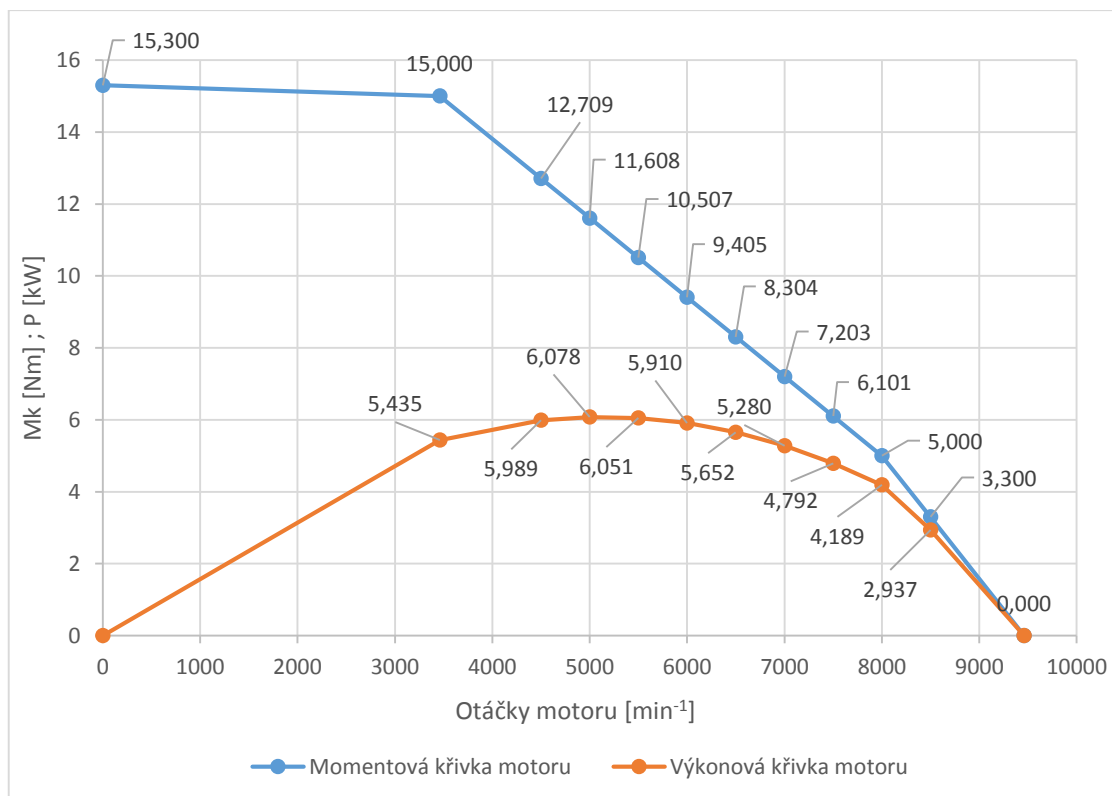
Mechanický výkon P je dán:

$$P = M_k * \omega = M_k * \frac{2 * \pi * n_m}{60 * 1000} [kW] \quad (1.)$$

Na příklad pro krouticí moment 15 Nm a otáčky motoru 3 460 min⁻¹ bude výkon:

$$P = 15 * \frac{2 * \pi * 3460}{60 * 1000} = 5,435 kW \quad (2.)$$

Po dopočítání výkonu pro každý zvýrazněný bod na křivce, byla sestrojena výkonová křivka v grafu (Graf 2) vyznačena oranžovou barvou.



Graf 2 Momentová a výkonová charakteristika motoru

3.2.2 Návrh převodového poměru

Použité hodnoty:

$$v_k = 120 \frac{km}{hod} = 2000 \frac{m}{min}$$

$$r_d = 0,2 m$$

Týmem bylo stanoveno, že rychlosti 120 km/hod bude dosaženo při rychlosti otáček 8 500 min⁻¹.

$$n_k = \frac{2 * v_k}{\pi * r_d} = \frac{2000}{\pi * 0,2} = 1591,55 \text{ min}^{-1} \quad (3.)$$

$$i_{př} = \frac{n_m}{n_k} = \frac{8500}{1591,55} = 5,341 \quad (4.)$$

3.2.3 Návrh modulu

Pro návrh modulu zubu byl zvolen materiál 15 230, nitridovaný, s broušenými boky zubů.

Pro prvotní výpočet modulu jsem zvolil vzorec dle Bacha [4]:

$$m'_n = f_p * \sqrt[3]{\frac{K_F * M_{kmax}}{\psi_m * z_{max} * \sigma_{FP}}} \quad (5.)$$

Zvolené součinitele a hodnoty jsou [4]:

$$f_p = 18$$

$$K_F = K_A * K_{F\beta} = 1,1 * 1,2 = 1,32$$

$$\psi_m = 10$$

$$z_{max} = 73 \text{ zubů}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 * \sigma_{Flimb} = 0,6 * 705 = 423 \frac{N}{mm^2} \quad (6.)$$

$$M_{kmax} = Mk * \frac{1}{s} * 1,2 \quad (7.)$$

$$M_{kmax} = 15 * \frac{1}{3} * 1,2 = 6 Nm$$

$$m'_n = 18 * \sqrt[3]{\frac{1,32 * 6}{10 * 73 * 432}} = 0,527 mm \quad (8.)$$

Modul m_n je uvažován

$$m_n = 1 mm$$

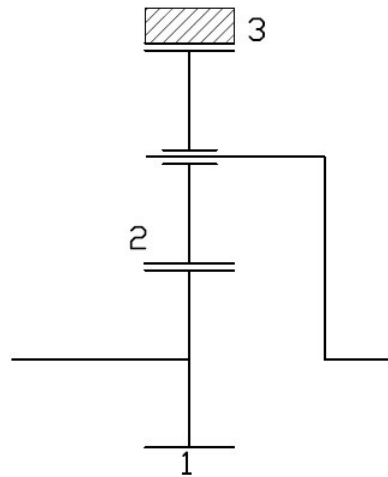
3.3 Varianty

Pro návrh konstrukčního řešení byly posouzeny dvě varianty

- Varianta č. 1 vychází z řešení planetového převodu týmu DUT Racing 2012 (2.1)
- Varianta č. 2 vychází z řešení týmu AMZ Racing s dvojím satelitem (bod 2.4 a 2.5).

3.3.1 Varianta č. 1

První zvolenou variantou je řešení použité týmem DUT Racing v roce 2012 (viz bod 2.1).



Obr. 9 Schéma planetového reduktoru typu $(p \rightarrow k)^r$

S ohledem na podmínky sousosti je zvolen následující počet zubů:

$$z_1=17$$

$$z_3=73$$

Výpočet převodového poměru [3]:

$$i_{př} = 1 - i_r = 1 - (-4,294) = 5,294 \quad (9.)$$

$$i^r = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{73}{17} = -4,294$$

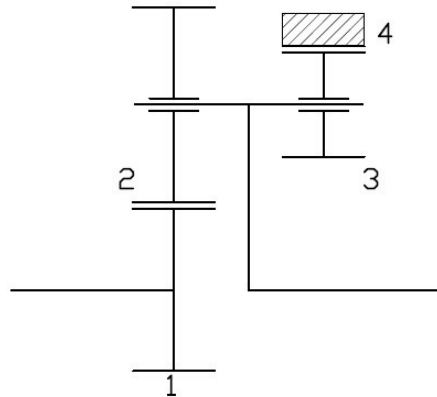
Maximální průměr koruny je počítán součtem průměru patních kružnic a přídatku pod zuby

$$\begin{aligned} \varnothing D_{max} &= m_n * z_3 + 2 * m_n + 2 * m_n \\ &= 1 * 73 + 2 * 1 + 2 * 1 = 77 \text{ mm} \end{aligned} \quad (10.)$$

Planetový převod má s ohledem na podmínku sousosti převodový poměr 5,294. Maximální průměr převodu je 77 mm.

3.3.2 Varianta č. 2

Druhou zvolenou variantou je řešení týmu AMZ Racing v letech 2013 až 2015 (viz body 2.4 a 2.5).



Obr. 10 Schéma planetové převodovky typu $(p \rightarrow k)^r$

S ohledem na podmínku sousosti je zvolen následující počet zubů:

$$z_1=17$$

$$z_2=22$$

$$z_3=17$$

$$z_4=56$$

Výpočet převodového poměru:[3]

$$i_{př} = 1 - i_r = 1 - (-4,263) = 5,263 \quad (11.)$$

$$i^r = -\frac{z_2 * z_4}{z_1 * z_3} = -\frac{22 * 56}{17 * 17} = -4,263$$

Maximální průměr reduktoru je počítán součtem průměru planety a hlavového průměru satelitu (2x).

$$\begin{aligned} \varnothing D_{max} &= \varnothing D_1 + \varnothing D_{a2} = (m_n * z_1) + 2 * (m_n * z_2) + 2 * m_n \\ \varnothing D_{max} &= (1 * 17) + 2 * (1 * 22) + 2 * 1 = 63 \text{ mm} \end{aligned} \quad (12.)$$

Planetový reduktor s dvojitým satelitem s ohledem na podmínku sousosti má převodový poměr 5,263 a maximální průměr je 63 mm.

3.3.3 Výběr vhodné varianty

V následující tabulce (Tabulka 2) je možné vidět porovnání dle zvolených variant návrhu.

Tabulka 2 Porovnání zvolených variant

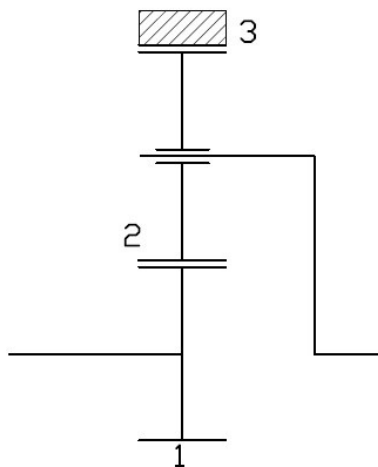
	Převodový poměr $i_{př}$	Maximální průměr D_{max} [mm]
Varianta č. 1	5,294	77
Varianta č. 2	5,263	63

Obě varianty splňují kritérium maximálního průměru, pro další výpočty je zvolena Varianta (bod 3.3.1).

Varianta č. 1 je vzhledem k variantě č. 2 podstatně levnější na výrobu, konstrukční řešení uložení v těhlici je jednodušší a hmotnost celé zástavby bude nižší.

4 Základní výpočty vybrané varianty

4.1 Podmínky



Obr. 11 Schéma planetového reduktoru typu $(p \rightarrow k)^r$

S ohledem k podmínkám planetových převodů je zvolen následující počet zubů:

$$z_1=17$$

$$z_3=73$$

$$\text{počet satelitů } s = 3$$

Počet zubů satelitu z_2 je dán podmínkou sousosti: [3]

$$\frac{z_3 - z_1}{2} = k = z_2 \quad (13.)$$

$$\frac{73 - 17}{2} = 28$$

Podmínka smontovatelnosti [3]

Vzhledem k zápornému základnímu převodovému poměru i_r bude podmínka smontovatelnosti ve tvaru [3]:

$$\frac{z_3 + z_1}{s} = k \quad (14.)$$

$$\frac{73 + 17}{3} = 30$$

Výsledkem je konstanta. Z toho plyne, že podmínka smontovatelnosti je splněna.

Podmínka sousedství [3]

$$s < \frac{\pi}{\sin^{-1}\left(\frac{z_1 + x + 2 * \bar{h}_a}{z_1 + z_2}\right)} \quad (15.)$$

$$3 < \frac{\pi}{\sin^{-1}\left(\frac{17 + 0 + 2 * 1}{17 + 28}\right)} = 4,305$$

Ze skutečnosti $3 < 4,305$ plyne, že podmínka sousedství je splněna.

4.2 Výpočet kinematických poměrů

Vstupní úhlová rychlost je dána vztahem:

$$\omega_1 = \frac{2 * \pi * n_m}{60} = \frac{2 * \pi * 8500}{60} = 890,118 \frac{rad}{s} \quad (16.)$$

Vzhledem k zastavené koruně, bude úhlová rychlost nulová.

$$\omega_3 = 0 \frac{rad}{s}$$

Úhlová rychlost na výstupu z reduktoru [3]:

$$\omega_{out} = \frac{\omega_1}{i_{př}} = \frac{890,118}{5,294} = 168,137 \frac{rad}{s} \quad (17.)$$

Úhlová rychlost mezi satelitem a výstupem je dána vztahem [3]:

$$\omega_{2out} = \frac{z_3}{z_2} * (-1)^0 * (\omega_3 - \omega_{out}) = \frac{73}{28} * (0 - 168,137) \quad (18.)$$

$$\omega_{2out} = -438,357 \frac{rad}{s}$$

4.3 Výpočet účinnosti

Rovnice energetické rovnováhy pro reálné soukolí [3]:

$$M_1 * (\omega_1 - \omega_{out}) + M_3 * (\omega_3 - \omega_{out}) + P_\xi = 0$$

$$15 * (890,118 - 168,137) + 64,41 * (0 - 168,137) + P_\xi = 0 \quad (19.)$$

$$P_\xi = 14,99 \text{ W}$$

Výpočet poměrného potenciálního výkonu na planetě [3]:

$$\mu_1 = 1 - \frac{\omega_{out}}{\omega_1} = 1 - \frac{168,137}{890,118} = 0,81 \quad (20.)$$

Podmínky výpočtu jsou: $i^r < 0$ a $\mu_1 > 0$

Obě podmínky jsou splněny. Z toho vyplývá, že vstupním členem jak náhradního tak skutečného mechanismu je planeta a pro výpočet účinnosti je možné použít následující vztah [3]:

$$\eta = 1 - \zeta = 1 - 0,0243 = 0,9757 \quad (21.)$$

Kde součinitel ζ je dán následujícím vztahem [3]:

$$\zeta = \mu_1 * \zeta^r \quad (22.)$$

$$\zeta = 0,81 * 0,03 = 0,0243$$

Kde součinitel ζ^r je dán součtem ztrát vlivem vnějšího a vnitřního záběru ozubení [3]:

$$\zeta^r = 0,01 + 0,02 = 0,03 \quad (23.)$$

Výsledná účinnost planetového převodu je 97,57 %.

4.4 Výpočet krouticích momentů

Vstupní krouticí moment je dán křivkou motoru udávanou výrobcem (viz Graf 2).

$$M_1 = 15 \text{ Nm}$$

Krouticí moment na koruně planetového převodu je vyjádřen vztahem [3]:

$$M_3 = M_1 * (i_{př} - 1) = 15 * (5,294 - 1) = 64,41 \text{ Nm} \quad (24.)$$

Reálný krouticí moment na výstupu z reduktoru [3]:

$$M_{out} = -M_1 * i_{př} * \eta = -15 * 5,294 * 0,9757 = -77,48 \text{ Nm} \quad (25.)$$

4.5 Pevnostní výpočet

Pevnostní výpočet byl proveden za použití výpočtového softwaru KissSoft. KissSoft je výpočetní program pro návrh a pevnostní výpočet ozubení a dalších částí převodovek. Výpočet proběhl dle normy ISO 6336:2006.

Požadovaná minimální bezpečnost v ohybu v patě zubu (S_H) je 0,9 a bezpečnost v dotyku na boku zubu (S_F) minimálně 1,2.

Požadovaná životnost ozubení byla stanovena na 150 hodin.

Ve výpočtu ozubení bylo zahrnuto jízdní spektrum, viz Tabulka 3:

Tabulka 3 Spektrum zatížení

Četnost [%]	Krouticí moment [Nm]	Otáčky motoru [min^{-1}]
40	15	2 000
35	15	3 450
20	10,5	5 500
5	5	8 000

Výsledky ze softwaru:

Tabulka 4 Vypočtené bezpečnosti ze softwaru

	S_H	S_F
Planeta	0,9385	7,2048
Satelit	1,4757	1,8622
Koruna	2,5799	3,1476

5 Závěr

Cílem této práce bylo zvolit a navrhnout vhodný planetový převod pro vůz soutěže Formula Student Electric týmu eForce FEE Prague Formula.

V první části bylo posouzeno řešení převodů v soutěži FSE. V rešerši bylo blíže rozebráno řešení jednotlivých planetových redukcí u ostatních týmů v soutěži. Konkrétně bylo rozebráno řešení u týmů DUT Racing a AMZ Racing. Z rešerše byly zvoleny dvě varianty pro další výpočet (viz bod 3.3). Po základním propočítání obou variant byl pro další výpočet zvolen planetový reduktor týmu DUT Racing (bod 2.1).

V druhé části bylo provedeny výpočty zvolených počtů zubů z daných podmínek pro planetové převody. Následně byly vypočítány kinematické poměry, momentové poměry a účinnost převodu, která vyšla 97,57 %. Dalším bodem byl výpočet pevnosti zubů, pro který byl zvolen program KissSoft. Výsledky ze softwaru jsou shrnuty v Tabulka 4. Výsledné bezpečnosti vyhovují kritériím.

Součástí výsledků této práce je také Skica uložení planetového převodu v ráfku kola (Příloha 1).

6 Příloha

Příloha 1 – Skica uložení planetového reduktoru

7 Použitá literatura

- [1] SAE INTERNATIONAL. *2015 Formula SAE® Rules* [online]. 2014 [cit. 2015-06-05]. Dostupné z: <http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf>
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] ACHTENOVÁ, Gabriela. *Planetary gear sets in automotive transmissions*. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011, 88 s. ISBN 978-80-01-04795-8.
- [4] BUREŠ, Miroslav. *TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. NÁVRH A PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A KUŽELOVÝCH OZUBENÝCH KOL: Výukový text* [online]. Liberec, 2006, 35 s. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf

Seznam obrázků

Obr. 1 Vůz FSE.02 týmu eForce FEE Prague Formula v roce 2013 Přímý pohon elektromotorem, bez převodu.....	10
Obr. 2 Pohon s planetovým převodem uchycen v těhlici kola tým Greenteam Stuttgart v roce 2013	11
Obr. 3 Schéma planetového reduktoru typu $(p \rightarrow k)^r$	12
Obr. 4 3D model převodu týmu DUT Racing v roce 2013	13
Obr. 5 Schéma planetového převodu typu $(p \rightarrow k)^r$	13
Obr. 6 Model uchycení převodovky v ráfku	14
Obr. 7 Schéma planetového reduktoru typu $(p \rightarrow r)^k$	14
Obr. 8 Konstrukční řešení pro rok 2015	15
Obr. 9 Schéma planetového reduktoru typu $(p \rightarrow k)^r$	19
Obr. 10 Schéma planetové převodovky typu $(p \rightarrow k)^r$	20
Obr. 11 Schéma planetového reduktoru typu $(p \rightarrow k)^r$	22

Seznam grafů

Graf 1 Rozdělení bodů v soutěži Formula Student [1]	9
Graf 2 Momentová a výkonová charakteristika motoru	17

Seznam tabulek

Tabulka 1 Použité zkratky	6
Tabulka 2 Porovnání zvolených variant	21
Tabulka 3 Spektrum zatížení	25
Tabulka 4 Vypočtené bezpečnosti ze softwaru	25