



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MOŽNOSTI NAHRAZENÍ SEKUNDÁRNÍHO  
PŘEVODU ŘETĚZEM VOZIDLA FORMULE  
STUDENT PŘEVODEM OZUBENÝMI KOLY**

POSSIBILITY OF REPLACING THE FORMULA STUDENT CHAIN SECONDARY TRANSMISSION  
BY GEARWHEELS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Matej Košík**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Pavel Ramík**

**BRNO 2019**

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Matej Košík**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## **Možnosti nahrazení sekundárního převodu řetězem vozidla Formule Student převodem ozubenými koly**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Sekundární převody vozidel Formule Student jsou ve většině případů řešeny řetězovým převodem. Jako možná alternativa se jeví použití sekundárního převodu ozubenými koly. Toto řešení by umožňovalo zaintegrování sekundárního převodu do bloku motoru s převodovkou s cílem dosažení příznivějších zástavbových rozměrů vedoucích k vhodnějšímu umístění motoru v rámu nebo monokoku, případně i snížení hmotnosti. Náplní práce je studie možností tohoto nahrazení.

### **Cíle bakalářské práce:**

Provést rešerši konstrukčního provedení hnacího ústrojí vozidel Formule Student se zaměřením na sekundární převod.

S využitím 3D skenování získat prostorové uspořádání a základní rozměry bloku motoru používaného u současné generace vozidla Formule Student.

Zjistit možnosti náhrady sekundárního převodu řetězem převodem ozubenými koly. Využít přitom dostupné návrhové výpočty.

Vytvořit základní 3D rozměrovou rozvahu uspořádání sekundárního převodu ozubenými koly v návaznosti na tvar současného blok motoru s převodovkou.

Zhodnotit možnosti náhrady sekundárního převodu řetězem převodem ozubenými koly z hlediska prostorového uspořádání a dostupných informací o možnostech výroby.

### **Seznam doporučené literatury:**

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (2): Převody. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 155s. ISBN 978-80-87143-12-4.

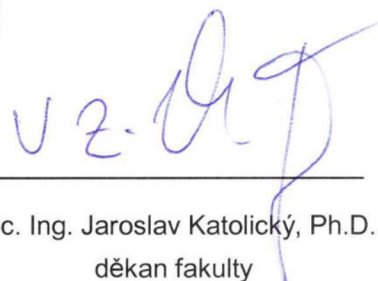
SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19.

V Brně, dne 26. 10. 2018



prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Táto práca sa zaoberá preskúmaním možností nahradenia reťazového sekundárneho prevodu prevodom ozubeným súkolesím s účelom integrácie sekundárneho prevodu a diferenciálu do bloku motora vozidla Formula Student. Porovnáva jednotlivé koncepčné návrhy. Prvá časť práce pozostáva z úvodu do súťaže Formula Student a rešerše komponentov hnacieho ústrojenstva a spaľovacieho motora formuly Dragon 9. V druhej časti boli urobené viaceré koncepčné návrhy sekundárneho prevodu, ktoré boli následne overené pevnostnými výpočtami. Najlepšou variantou náhrady sekundárneho prevodu je kuželové ozubené súkolesie. Navrhnuť prevod vhodný pre aplikáciu v pretekárskom aute je však komplexný problém, predkladám teda ďalšie možnosti optimalizácie kuželového súkolesia.

## KLÚČOVÉ SLOVA

Formula Student, integrácia, blok motora, sekundárny prevod, kuželové ozubené koleso

## ABSTRACT

This thesis deals with research of possibilities of replacing secondary chain drive by gear with purpose to integrate secondary gear and differential into engine block of vehicle Formula Student. It compares single draft designs. The first part of thesis consists of an introduction to Formula Student competition and a research of parts of traction conversion unit and of the formula Dragon 9 internal combustion engine. In the second part multiple draft designs of secondary gearing were performed and then checked by strength calculations. The best version of replacing secondary gearing is bevel gear. It is complex issue to design a gear suitable for application in racing car, so I suggest further possibilities of optimisation the bevel gear.

## KEYWORDS

Formula Student, integration, engine block, secondary gearing, bevel gear

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

KOŠÍK, Matej. *Možnosti nahrazení sekundárního převodu řetězem vozidla Formule Student převodem ozubenými koly* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/120588>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Ramík.

## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 23. 5. 2019

.....

Matej Košík

## POĎAKOVANIE

Chcem poďakovať v prvom rade svojim rodičom a celej rodine za podporu a trpezlivosť pri vysokoškolskom štúdiu. Veľká vďaka patrí tiež môjmu vedúcemu bakalárskej práce Ing. Pavlovi Ramíkovi za trpezlivosť, ochotu a rady pri tvorbe tejto bakalárskej práce. V neposlednom rade ďakujem členom tímu TU Brno Racing za rady a ochotu pomôcť.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Súťaž Formula Student .....	10
1.1 Dynamické disciplíny .....	10
1.2 Pravidlá týkajúce sa motora a hnacieho ústrojenstva .....	11
1.3 Vhodné a používané motory .....	12
2 Motor a hnacie ústrojenstvo auta Dragon 9 .....	14
2.1 Motor a jeho úpravy .....	14
2.2 Hnacie ústrojenstvo .....	15
2.3 Problematika konštrukcie bloku motora .....	17
3 Vstupné dáta a podklady .....	18
3.1 Získanie geometrie bloku motora pomocou 3D skeneru .....	18
3.2 Získanie informácií o bloku motora pomocou výpočtov .....	20
4 Sekundárny prevod .....	23
4.1 Sekundárny prevod čelným súkolesím .....	23
4.2 Sekundárny prevod kužeľovým súkolesím .....	31
4.3 Kužeľové súkolesie navrhnuté v spolupráci s firmou Schaeffler .....	36
4.4 Kužeľové súkolesie s uvažovaním premenlivého zaťaženia .....	39
4.5 Hypoidné kužeľové súkolesie .....	40
Záver .....	42
Použité informačné zdroje .....	43
Zoznam použitých skratiek a symbolov .....	45
Zoznam príloh .....	49



## ÚVOD

VUT v Brne, podobne ako mnoho ďalších technických univerzít z celého sveta, sa zapája do súťaže Formula Student. Formula Student je súťaž medzi tímami z rôznych univerzít, ktoré majú za úlohu navrhnúť a postaviť prototyp jednosedadlového vozidla formulového typu.

Súťaž v Európe vznikla v roku 1998 odvodením z americkej súťaže Formula SAE. Ako názov napovedá, mohlo by sa zdať, že hlavnou prioritou je byť čo najrýchlejší a získať čo najlepší čas; nie je to však celkom pravda: celkové bodové hodnotenie priamo závisí napríklad aj od konštrukcie vozidla, použitých výrobných technológií, výrobného a finančného plánu produkcie 1000 kusov vozidiel ročne, ktoré sú určené pre neprofesionálnych víkendových pretekárov. Toto všetko musia študenti predstaviť a obhájiť pred hodnotiacou komisiou ešte predtým, než vozidlo vstúpi na trať. Vyhodnocuje sa celkový získaný počet bodov zo statických a dynamických disciplín, v ktorých postavené auto riadia sami študenti (platí pre kategórie pre vozidlá so spaľovacím motorom a elektrickým pohonom). V súčasnosti existujú tri kategórie: vozidlá so spaľovacím motorom, vozidlá s elektrickým motorom a vozidlá bez vodiča, ktoré sú poháňané buď spaľovacím alebo elektrickým motorom.

Ako každá súťaž, aj súťaž Formula Student má svoje pravidlá. Tie sa týkajú v prvom rade bezpečnosti vodiča a všetkých, ktorí sa nachádzajú v blízkosti formule. Pravidlá však obmedzujú konštruktérov auta aj z hľadiska rovnocennosti voči ostatným tímom. Zostavujú ich najmä skúsení ľudia z automobilového priemyslu či oblasti motoršportu. Skôr než auto vstúpi na trať, musí prejsť technickou kontrolou, kde sa overuje, či spĺňa pravidlá a nie je nebezpečné.

Tím VUT v Brně, ktorého názov je TU Brno Racing, v školskom roku 2018/2019 vyvíja a stavia už svoju deviatu formulu. Za tento čas sa v tíme vystriedalo veľa študentov, získalo mnoho skúseností a formula sa každým rokom posúvala vpred. Vždy je však čo zlepšovať a jedným z možných vylepšení – integráciou sekundárneho prevodu do bloku motoru – sa zaoberá aj táto bakalárska práca formou koncepčného návrhu.

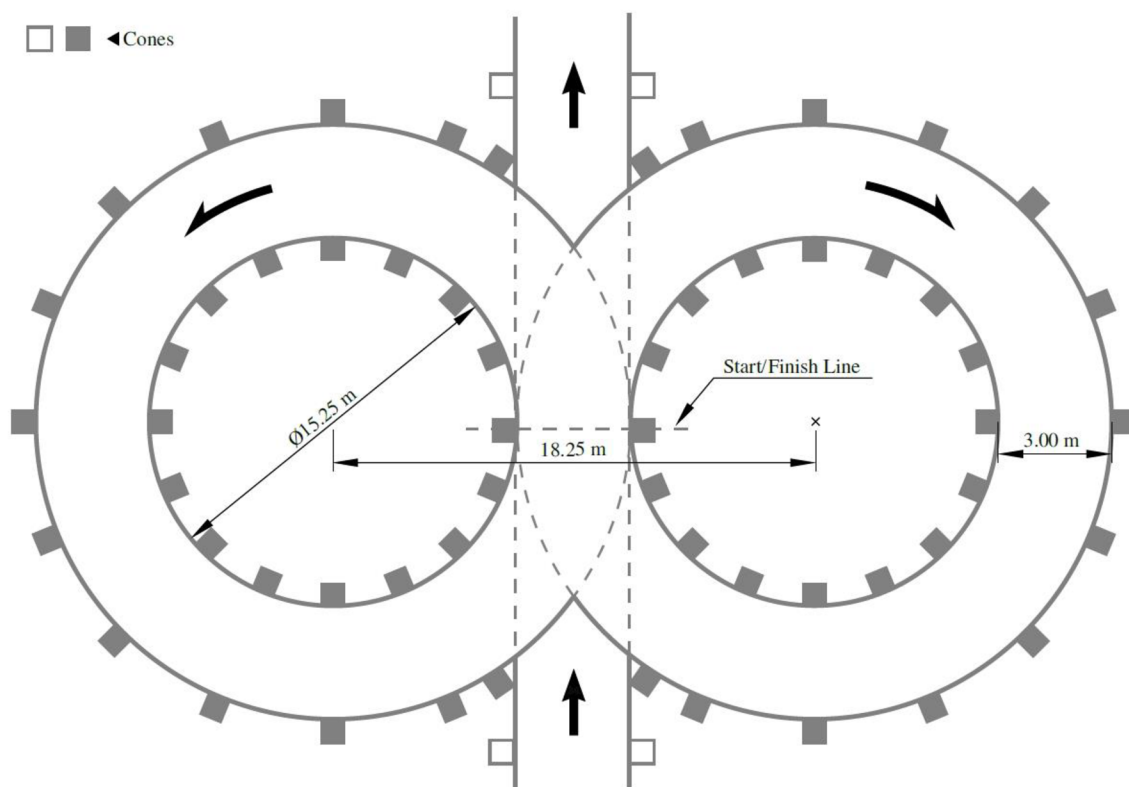
# 1 SÚŤAŽ FORMULA STUDENT

## 1.1 DYNAMICKÉ DISCIPLÍNY

Po technickej kontrole a testoch môžu vozidlá pristúpiť k dynamickým disciplinám. Tie sú hodnotené maximálnym počtom 675 bodov [1]. Je nevyhnutné poznať jednotlivé disciplíny, pretože sú určujúce pre vlastnosti auta a teda aj pre samotný vývoj a stavbu.

### 1.1.1 SKIDPAD

Trať skidpadu pozostáva z dvoch medzikruží, ktoré sú v tvare osmičky (Obr 1.). Jazdí sa dvakrát cez pravé a dvakrát cez ľavé medzikružie, pričom merané je vždy druhé z dvojice kôl. Každý tím má štyri pokusy – dva pokusy pre každého z dvoch vodičov. Skidpad je hodnotený 75 bodmi [1].



Obr. 1 Schéma trate Skidpad [1]

### 1.1.2 ACCELERATION

Ako napovedá názov, ide o akceleráciu z nulovej rýchlosti na priamej trati dlhej 75 m. Podobne ako pri skidpade, aj pri akcelerácii má tím možnosť nasadiť dvoch vodičov, každého s dvoma pokusmi. Je hodnotená 75 bodmi [1]. Pri tejto akcelerácii dosahujú autá svoju maximálnu rýchlosť v rámci celých pretekov.

### 1.1.3 AUTOCROSS

Tvar trate disciplíny Autocross nie je presne definovaný, líši sa v jednotlivých súťažiach, avšak riadi sa nasledujúcimi pravidlami: obsahuje rovné úseky s dĺžkou max. 80 m, zákrutami s polomerom do 50 m a minimálnym vonkajším polomerom 9 m, slalom (kužele na rovnej čiare vzdialené 7,5 až 12 m od seba); celková dĺžka trate je menej než 1,5 km, minimálna šírka trate je 3 m. Maximálny možný počet získaných bodov je 100 [1].

### 1.1.4 ENDURANCE A EFFICIENCY

Trať pre tieto disciplíny je rovnaká ako trať pre Autocross: nie je presne definovaná a riadi sa rovnakými pravidlami. Jazdí sa však viac kôľ tak, aby celková najjazdená dráha bola približne 22 km. Pred začiatkom sa musí naplniť palivová nádrž vozidla po presne určenú hodnotu. V polovici pretekov prebehne výmena vodičov. Disciplíny Endurance a Efficiency sú hodnotené jednotlivo, ale jazdí sa len raz. Jedná sa o jedinú disciplínu, kedy sú na trati prítomné viaceré vozidlá a je umožnené predbiehanie, ktoré je však riadené usporiadateľmi. V disciplíne Endurance sa hodnotí čas s maximálnym počtom bodov 325, v disciplíne Efficiency sa vyhodnocuje množstvo spotrebovaného paliva so ziskom bodov maximálne 100 [1].

## 1.2 PRAVIDLÁ TÝKAJÚCE SA MOTORA A HNACIEHO ÚSTROJENSTVA

Motor najviac ovplyvňuje výkon celého vozidla a preto sú z pohľadu rovnocennosti voči ostatným tímom naň kladené značné obmedzenia. Hnacie ústrojenstvo naopak môže byť nebezpečné, keďže sa niekedy skladá z pohybujúcich sa nekrytých častí.

### 1.2.1 PRAVIDLÁ PRE MOTOR

Motor musí byť piestový, s vnútorným spaľovaním, 4-taktný, so zdvihovým objemom nepresahujúcim  $710 \text{ cm}^3$  [1]. Mohlo by sa zdať, že toto je hlavný parameter obmedzujúci maximálny výkon motora. Nie je to však tak, maximálny výkon udáva restriktor obmedzujúci prísun vzduchu do sacieho potrubia. Jedná sa o zužujúcu sa dýzu, cez ktorú môže prúdiť vzduch maximálne rýchlosťou zvuku  $w_k$  (1). Podľa rovnice kontinuity pre ideálny plyn (2) tejto rýchlosti zodpovedá maximálny prietok vzduchu  $\dot{m}_{air}$ :

$$w_k = \sqrt{\kappa_{air} r_{air} T_{air}} = \sqrt{\frac{\kappa_{air} p_{sani}}{\rho_{air}}}, \quad (1)$$

$$\dot{m}_{air} = S_{restriktor} w_k \rho_{air}, \quad (2)$$

kde  $\kappa_{air}$  je adiabatický koeficient vzduchu,

$r_{air}$  je merná plynová konštanta vzduchu,

$T_{air}$  je termodynamická teplota vzduchu,

$p_{sanie}$  je tlak vzduchu za restriktorom (na saní),

$\rho_{air}$  je hustota vzduchu a

$S_{restriktor}$  je plocha restriktoru.

Keďže reálny motor pracuje s vlhkým vzduchom, ktorý nie je ideálny plyn, výpočet je len približný.

Restriktor má kruhový tvar s priemerom 20 mm pre motory používajúce benzín (98RON) a 19 mm pre motory používajúce palivo E 85. Ak je motor chladený vodou, musí byť použitá čistá voda. Vstrekovanie môže byť nepriame alebo priame (vstrekovanie paliva priamo do spaľovacej komory). Motor môže byť preplňovaný. Stlačený vzduch môže byť chladený v medzichladiči len za pomoci vzduchu alebo čistej destilovanej vody bez prísad [1].

### 1.2.2 PRAVIDLÁ PRE HNACIE ÚSTROJENSTVO

Na prenos výkonu môže byť použitá akákoľvek prevodovka, ale musí byť umožnený pohyb vozidla s vypnutým motorom. Všetky odkryté rotujúce časti prevodov musia byť zakryté ochranným krytom, ktorý má určenú hrúbku, šírku, materiál a tiež spôsob, akým má zakrývať reťaze a prevodové kolesá. Musí byť pripevnený pomocou metrických skrutiek priemeru aspoň M6 a pevnostnej triedy minimálne 8.8 [1].

## 1.3 VHODNÉ A POUŽÍVANÉ MOTORY

Popri daných pravidlách, nárokoch na pretekárske auto a vzhľadom k jednotlivým disciplinám sa každý tím snaží navrhnúť a postaviť auto s čo najmenšou hmotnosťou a jej najvhodnejším rozložením, pretože to značne ovplyvňuje ovládateľnosť auta a jeho dynamické vlastnosti na trati. Kvôli týmto faktom je nevhodné používať automobilové spaľovacie motory. Využívajú sa preto motory určené pre motocykle, ktoré majú dobrý pomer výkon/hmotnosť. Výsledkom je teda vozidlo automobilového charakteru poháňané motorom určeným pre motocykle.

### 1.3.1 ŠTVORVALCOVÉ MOTORY

Medzi jedni z najviac používaných motorov patria motory so štyrmi valcami. Ich zástancami sú napríklad tímy Stuttgart U, Coburg UAS, Wrocław UT alebo austrálsky tím z Curtin University.

Ich výhodami sú hlavne vysoký výkon, spoľahlivosť (pretože na určený výkon sú predimenzované) a menšie vibrácie v porovnaní s jednovalcovým motorom. Vďaka rovnomernému chodu sa jednoduchšie ladia, ich výkonové a momentové krivky sú relatívne ustálené.

Radový štvorvalec je však rozmerný, s čím súvisí aj vyššia hmotnosť. V monopostoch sa väčšinou umiestňuje priečne vzadu za vodičom, takže svojou šírkou obmedzuje miesto pre podvozok. To má za následok komplikovanejšie riešenie kinematiky podvozku a odpruženia. Ďalšou komplikáciou je potreba prečasovania ventilov kvôli malému prietoku vzduchu privádzaného do motoru. Motory sú konštruované na väčší prietok vzduchu a obmedzenie tohto prísunu restriktorom sa prejavuje hlavne vo vyšších otáčkach.

Najčastejšie sa používajú motory Yamaha YZF R6 (600 cm<sup>3</sup>, približne 65 kW a 65 Nm) a Honda CBR 600 RR (599 cm<sup>3</sup>, 70-75 kW, 60 Nm) [2] [3] [4] [5].

### 1.3.2 DVOJVALCOVÉ MOTORY

Dvojvalcové motory sa v súťaži Formula Student používajú len zriedka. Hlavným dôvodom je nedostupnosť motocyklového motoru, ktorý by vyhovoval pravidlám súťaže. Alternatívou sú dvojvalcové motory určené pre snežné skútre. Tie však nemajú prevodovku zostavenú z ozubených súkolesí, ale využívajú variátor, ktorý má vysokú hmotnosť a stratový výkon. Vďaka tomu je nepoužiteľný alebo len komplikovane použiteľný v súťaži Formula Student.

Jeden z mála tímov používajúcich dvojvalcový motor je tím Esslingen UAS (710 cm<sup>3</sup>, 58 kW, 70 Nm) alebo tím Graz UAS, ktorý používa preplňovaný motor od firmy BPR-Rotax (599 cm<sup>3</sup>, 63 kW, 127 Nm). Ďalším možným použiteľným dvojvalcovým motorom by mohol byť motor motocykla Yamaha MT-07 (689 cm<sup>3</sup>, 55 kW, 68 Nm) [6] [7] [8].

### 1.3.3 JEDNOVALCOVÉ MOTORY

Ďalším, často používaným motorom, je motor s jedným valcom. Objavuje sa napríklad u tímov Graz TU, Akron U ale aj u nášho tímu TU Brno Racing. Niektoré tímy ho preplňujú turbodúchadlom pre získanie vyššieho výkonu.

Jeho hmotnosť je nízka a rozmery malé, vďaka čomu je jeho zástavba do rámu za vodičom jednoduchšia. Vytvára dostatočný priestor pre kinematické členy a odpruženie podvozku, čím uľahčuje jej konštrukciu. V preplňovanej verzii dosahujú jednovalcové motory výborný pomer výkon/hmotnosť a výkonom sa vyrovnávajú motorom štvorvalcovým.

Eliminácia odstredivých síl rotujúcich hmôt jednovalcového kľukového mechanizmu je možná, eliminácia zotrvačných síl však možná nie je. Prítomnosť len jedného valca navyše spôsobuje nerovnomerný chod počas jedného pracovného cyklu (dvoch otáčok kľukovej hriadele) a vibrácie. To má za následok ťažšie ladenie motora a spolupráca s dynamometrom je horšia a náročnejšie nastaviteľná. Vibrácie sa napriek použitiu silent blokov prenášajú nielen na vonkajšie súčasti motora, ale aj na rám, aeropaket, celé vozidlo a v konečnom dôsledku aj na vodiča. Hlavne motory preplňované, ktoré disponujú vysokým výkonom, sú vystavované väčšej záťaži, než na akú boli pôvodne konštruované, čo znižuje životnosť súčastí motoru. To znamená častejšie servisovanie týchto opotrebovaných súčastí a celkové zníženie spoľahlivosti motoru.

Najčastejšie sa stretne s motormi KTM 500 EXC (510 cm<sup>3</sup>, 50 kW, 55 Nm) alebo Yamaha WR 450 F (450 cm<sup>3</sup>, 51 kW, 50 Nm) [9] [10].

## 2 MOTOR A HNACIE ÚSTROJENSTVO AUTA DRAGON 9

Ako už naznačuje číslica v názve, Dragon 9 je už deviatou formulou konštruovanou pod záštitou VUT v Brně. Od svojej prvej verzie prešla mnohými zmenami a úpravami, ktoré sa prejavili hlavne na znížení hmotnosti, zvýšení výkonu, na zlepšení jazdných vlastností a využití aeropaketu.

### 2.1 MOTOR A JEHO ÚPRAVY

Dragon 9 využíva skvelý pomer výkonu k hmotnosti jednovalcového motora, pôvodne určeného pre terénny motocykel Husaberg FE 501. Oproti sériovo vyrábanej verzii však motor na formuli Dragon prešiel mnohými zmenami a úpravami.



*Obr. 2 Motor Husaberg FE 501 [11]*

Najvýraznejšou zmenou z pohľadu konštrukcie aj vlastností je preplňovanie motora. Výsledkom je zvýšenie točivého momentu a rozsahu, v ktorom dosahuje využiteľné hodnoty. To je zvlášť dôležité pre jednovalcový motor. Vďaka tomu je možné efektívnejšie nasávať vzduch a potlačiť tak obmedzenie dané restriktorom, tzv. zahltenie restriktora, ktoré sa prejavuje hlavne pri prirodzenom saní. Preplňovanie zabezpečuje turbodúchadlo s kompresorom od firmy Garret. Turbodúchadlo je prevádzkované vo vysokých otáčkach, takže je nevyhnutné dobre ho mazať. Bolo teda nutné upraviť mazací okruh motoru a pridať ďalšie trochoidné čerpadlo oleja.

Kompresný pomer bol po využití preplňovania príliš vysoký: nadmerné mechanické namáhanie komponentov a zvýšený sklon k detonačnému horeniu si vyžadovali zníženie kompresného pomeru. To sa docielilo použitím kratšej ojnice určenej pre motor Husaberg FE 570. Nová ojnica je tiež robustnejšia, čo zvyšuje jej životnosť. S výmenou ojnice však bolo nutné použiť iný piest. Ten bol navrhnutý vlastný a vyrába sa frézovaním z výkovku. Jednovalcový motor sa vyznačuje svojimi vibráciami a problémami spojenými s vyvažovaním. Zmenou tvaru a tým aj hmotnosti piestu a ojnice sa zmenili rotujúce hmoty. Existujúce vývažky už nespĺňali svoju funkciu a preto boli navrhnuté a vyrobené nové vývažky. Zvýšenie namáhania kľukovej hriadele viedlo k použitiu valčekových ložísk s vyššou únosnosťou miesto pôvodných guľkových. Valčekové ložiská však potrebujú na nalisovanie vyšší presah a tak bolo nutné zväčšiť priemer osi kľukovej hriadele.

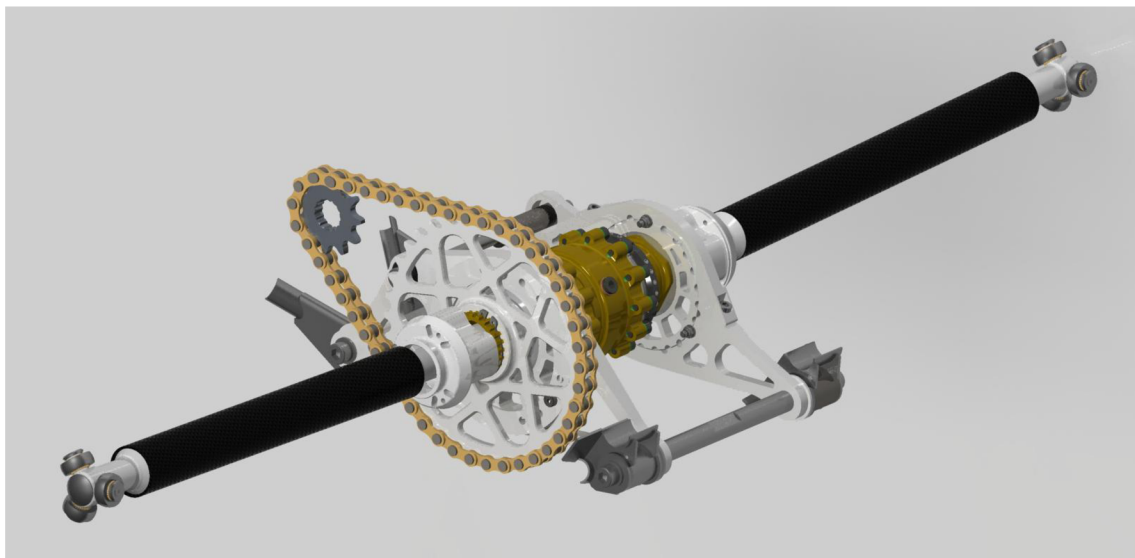
Turbodúchadlo zvýšilo točivý moment motoru, no spojka prítomná v motore FE 501 nie je schopná preniesť taký vysoký výkon. Ako pomerne jednoduché riešenie sa javila výmena pružiny za silnejšiu. Spojka využíva tanierovú pružinu, no silnejšia tanierová pružina rovnakých rozmerov sa nevyrába. Výroba takejto pružiny na mieru by bola veľmi komplikovaná, ak by bola vôbec možná. Preto sa pristúpilo k použitiu spojky zo silnejšieho motora FE 570. Súčasťou spojkového koša je aj ozubené koleso primárneho prevodu. Toto koleso má rozdielny počet zubov, takže spolu so spojkovým vonkajším košom sa musí vymeniť aj pastorok primárneho prevodu, pričom osová vzdialenosť zostáva nezmenená. Tým sa zníži jeho prevodové číslo, čo sa pozitívne prejaví na znížení točivého momentu [12].

Klzné ložisko v dolnom oku ojnice bolo nahradené valivým. Hlavným dôvodom bolo nedostatočné mazanie, a to najmä kvôli zníženiu tlaku oleja pri náraste bočného zrýchlenia počas jazdy v ostrých zákrutách.

## 2.2 HNACIE ÚSTROJENSTVO

Hnacie ústrojenstvo má za úlohu preniesť výkon z motoru až na hnacie kolesá. Hnacia náprava býva najčastejšie zadná, pretože umiestnenie motora je spravidla vzadu za vodičom. Hnacie ústrojenstvo pozostáva z hlavných častí: sekundárneho prevodu, diferenciálu a hnacích kĺbov s hriadelmi (polosami).

Usporiadanie hnacieho ústrojenstva auta Dragon 9 je nasledujúce: na výstupnej hriadeli prevodovky je pastorok, valčekovou reťazou sa točivý moment prenáša na hliníkovú rozetu. Cez prírubu sa výkon z rozety prenáša na klietku diferenciálu Drexler. Na jeho výstupe sú kĺby tripod s polosami.



Obr. 3 Hnacie ústrojenstvo auta Dragon 9

### 2.2.1 SEKUNDÁRNY PREVOD

Sekundárny prevod môže byť realizovaný niekoľkými spôsobmi: reťazový prevod, prevod ozubenými (tvarovými) remeňmi alebo kardanovým hriadeľom.

Prevod valčekovou reťazou zabezpečuje stály prevodový pomer. Jeho hlavnými výhodami sú nízka hmotnosť, možnosť pracovať v otvorenom, mierne znečistenom prostredí a vysoká účinnosť. Je však potrebná prítomnosť napínacieho mechanizmu. Vozidlo Dragon 9 využíva excentrický spôsob napínania reťaze. V súťaži Formula Student je spomedzi tímov pre sekundárny prevod najčastejšie využívaný práve prevod pomocou valčekových reťazí.

Tvarový remeň je v porovnaní s reťazou menej hlučný. Nevyžaduje mazanie ani predpätie, čo znižuje zaťaženie ložísk. Vhodne dimenzovaný remeň má však veľkú šírku.

Kardanový hriadeľ sa používa u niektorých motocyklov, v súťaži Formula Student je však skôr výnimočnosťou. Je ťažší a vyžaduje si väčší zástavbový priestor, keďže prevod musí byť dobre mazaný a teda zakrytovaný. S výhodou býva integrovaný v bloku motora.

### 2.2.2 DIFERENCIÁL

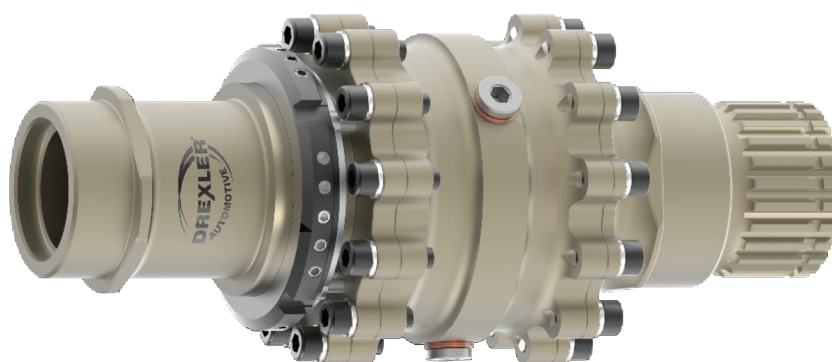
Pri prejazde vozidla zákrutou prejde vnútorné koleso (bližšie k stredu otáčania) menšiu dráhu než vonkajšie, z čoho plynie aj rozdielna rýchlosť otáčania jednotlivých kolies. Úlohou diferenciálu je prenos a rozdelenie privádzaného točivého momentu medzi kolesá na náprave. Podľa konštrukcie sa diferenciály dajú rozdeliť do nasledujúcich skupín: otvorený, samosvorný a diferenciál s uzávierkou [13].

Otvorený diferenciál rozdeľuje privádzaný točivý moment na obe kolesá rovnako, a to bez ohľadu na to, aké otáčky kolesá majú. Pri strate adhézie a prešmyku jedného z kolies tak poklesne moment na oboch kolesách. Výsledkom je výrazne zmenšený celkový ťah vozidla [13].



Diferenciál s uzávierkou má možnosť zrušiť funkciu diferenciálu a tým odstrániť problém so zmenšeným ťahom v dôsledku straty adhézie. To sa využíva najmä u nákladných a terénnych vozidiel pri jazde cez náročnejší terén. Uzávierku je možné aktivovať len keď sa vozidlo nepohybuje.

Zastavovanie vozidla z dôvodu vypnutia a zapnutia uzávierky je nepraktické a v mnohých aplikáciách neprípustné. Samosvorný diferenciál umožňuje zapnutie a vypnutie uzávierky bez nutnosti zastavovania vozidla. Pracuje samočinne na princípe zvýšenia trenia v diferenciáli. Vo vozidle Dragon 9 sa používa samosvorný diferenciál s nastaviteľnou mierou trenia od firmy Drexler, vyvinutý špeciálne pre použitie vo vozidlách Formule Student.



Obr. 4 Samosvorný diferenciál Drexler [14]

## 2.3 PROBLEMATIKA KONŠTRUKCIE BLOKU MOTORA

Jedným z dôvodov, ktoré vedú ku konštrukcii nového bloku motora, je zmena polohy a orientácie celého motora. Príliš vysoké teploty vo výfukovom systéme, no najmä vo výfukovom pléne, podmieňujú použitie hybridnej konštrukcie rámu: monokok z uhlíkových kompozitných materiálov a zvaraný oceľový rám v zadnej časti vozidla. Kompozitné materiály pri vysokých teplotách strácajú svoje mechanické vlastnosti; preto sa používa oceľový trubkový rám. Vhodné premiestnenie výfukového systému by však znamenalo vzdialenie zdroja tepla od rámu, čím by sa tepelné ovplyvňovanie stalo omnoho prípustnejšie pre použitie kompozitných uhlíkových materiálov na výrobu celého rámu formule. Značnou výhodou by bolo zvýšenie celkovej tuhosti rámu oproti súčasnému hybridnému rámu – kde tuhosť znižuje ako oceľový rám, tak aj spoj medzi oceľovým rámom a karbónovým monokokom.

Integrovaný sekundárny prevod spolu s diferenciálom v bloku motora znamenajú lepšie prevádzkové podmienky pre tieto komponenty. Prispejú tiež k celkovej kompaktnosti motora a v ideálnom prípade aj znížia hmotnosť.

## 3 VSTUPNÉ DÁTA A PODKLADY

Predpokladom a podmienkou návrhu, výroby a použitia bloku motoru novej konštrukcie, je využitie komponentov, ktoré sú k dispozícii z aktuálneho bloku motoru, bez nutnosti ich zmien, takisto ako kompatibilita s ďalšími časťami motoru, ako sú napríklad valec alebo prevodovka. Z tohto dôvodu je nutné poznať polohu a rozmery všetkých konštrukčných prvkov. Tieto údaje je ideálne zistiť z výrobných výkresov bloku motoru. Žiadny výrobca však svoje výkresy ani iné údaje nezverejňuje a tiež je problém ich získať priamo od výrobcu. Druhou možnosťou je využitie technológií reverzného inžinierstva, ktorú som zvolil ako východisko pre koncepčný návrh.

### 3.1 ZÍSKANIE GEOMETRIE BLOKU MOTORA POMOCOU 3D SKENERU

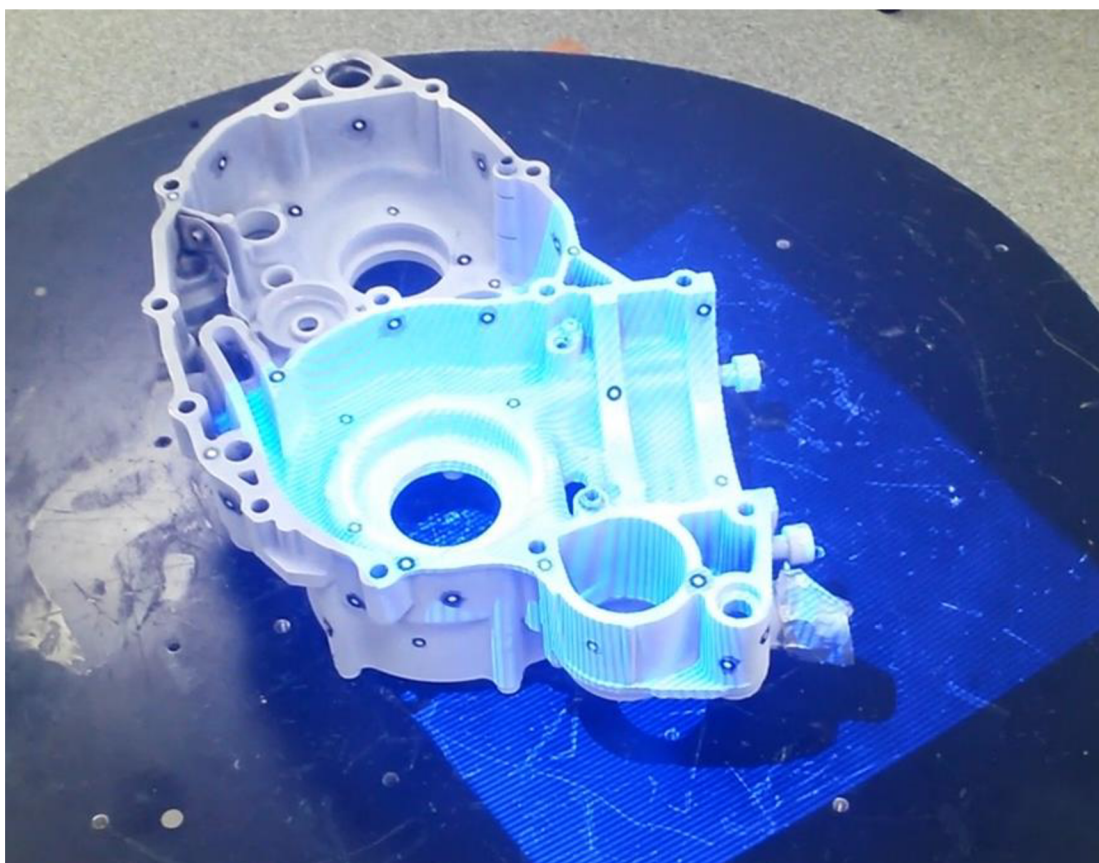
#### 3.1.1 SKENOVANIE SO SKENEROM GOM ATOS COMPACT SCAN 2M

3D skener fungujúci na princípe štruktúrovaného svetla pozostáva z projektoru, ktorý je zdrojom tohto svetla (u skenera Gom Atos Compact Scan 2M sú to zvislé svetelné pásy) a z dvoch kamier, ktoré projektované svetlo na objekte zachytia z rôznych uhlov [15]. Premietané svetelné pruhy sa na geometrii súčasti zaoblia, natiahnu alebo inak zmenia tvar oproti pôvodným rovným pruhom, ktoré boli vyslané z projektoru skenera. Počítačový softvér potom porovnáva vyslaný obraz s tým, ktorý je nasnímaný kamerami. Na základe toho vyhodnotí mieru a tvar zdeformovaných pruhov, čím získa orientované body, ktoré majú definovanú polohu v priestore [15]. Pospájaním bodov vzniknú plochy vytvárajúce povrch skenovanej súčasti.

Na získanie dostatočných informácií o geometrii je potrebné urobiť viac meraní z rôznych uhlov. Medzi jednotlivými meraniami objekt, prípadne skener teda mení svoju polohu. Na to, aby sa softvér vedel orientovať v priestore, využíva referenčné body. Sú to sústredné čierne a biele kruhy, ktoré sa ako nálepky nalepia na súčasť. Je nevyhnutné, aby softvér pomocou kamier v každej polohe rozoznal minimálne tri referenčné body. Z naskenovaného modelu sa tieto body automaticky odstránia, netreba sa preto obávať nepresností vzniknutých prítomnosťou nálepiek.

Dopadajúce svetlo na povrch súčasti musí byť naozaj na povrchu, nesmie sa odraziť, inak skener zlyhá. To sa docieľuje nanášaním tenkej vrstvy bieleho antireflexného prášku. Najčastejšie sa využíva kriedový prach v spreji (použitý aj na skenovanie bloku motoru). Vrstva musí byť tenká, aby neovplyvnila rozmery. Pred nanosením musí byť povrch čistý a hlavne suchý. Pri skenovaní bloku motoru to znamenalo odmastenie a vyčistenie od oleja.

Samotné skenovanie bloku motoru prebehlo na Ústave automobilného a dopravného inžinierstva v miestnosti, kde je skener umiestnený. Bola použitá aparatúra pre skenovanie stredných objemov (objektívy 300 / MV250), čomu odpovedá aj stredná presnosť skenovania. Postup skenovania je nasledovný: príprava súčasti (lepenie referenčných bodov, nástrek antireflexným sprejom), kalibrácia skeneru a samotné skenovanie



Obr. 5 Priebeh skenovania bloku motoru

### 3.1.2 SPRACOVANIE DÁT ZO SKENOVANIA

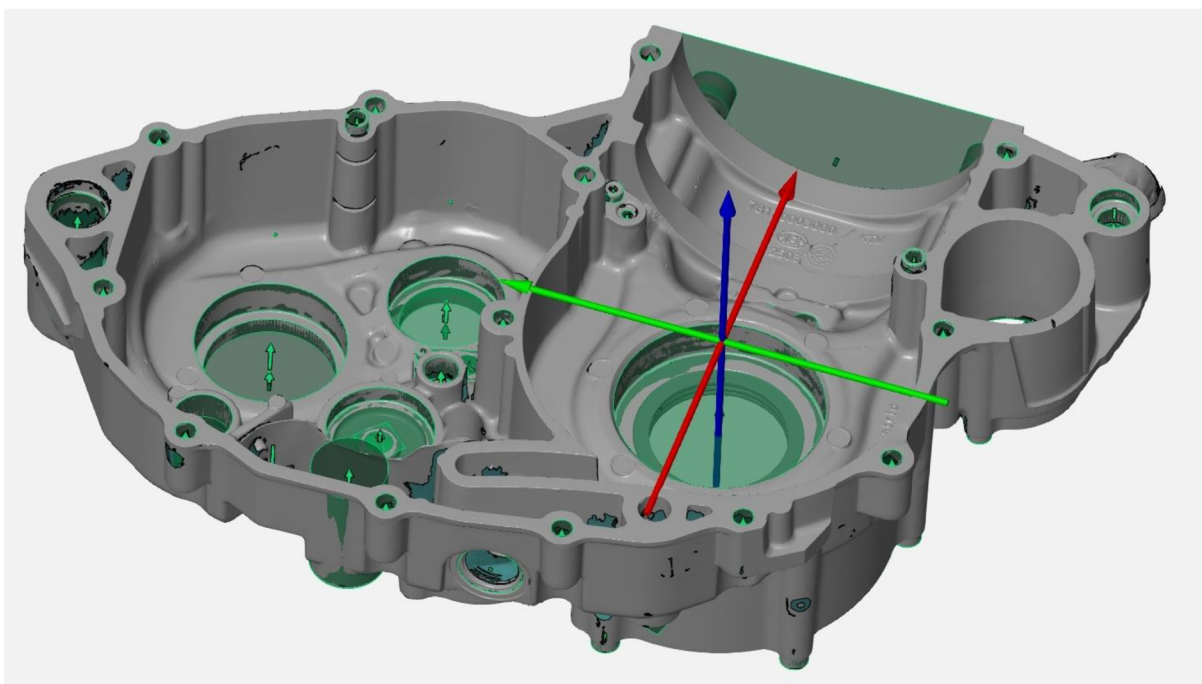
Po ukončení skenovania sú v programe naskenované plochy, ktoré je potreba preložiť jednou, pokiaľ možno celistvou plochou predstavujúcou konečný povrch modelu súčasti. Potom je možné tento model previesť do freeware programu GOM Inspect, ktorý umožňuje ďalej pracovať s modelom.

Pochopiteľne, skener zaznamenáva nie len plochy objektu, ale aj podložku a niekedy rôzne častice vo vzduchu. Tieto plochy je nutné odstrániť manuálne tak, že sa vyberú nechcené plochy a vymažú sa.

Následne je možné pristúpiť k samotnému využitiu modelu. Softvér umožňuje porovnať parametrický CAD model s naskenovaným modelom a určiť tak rozmerové odchýlky. Model je po vhodných úpravách siete bodov možné použiť priamo k výrobe prototypov, či už aditívnymi technológiami alebo obrábaním. Ďalšou možnosťou je rozoznať jednotlivé geometrické prvky na modeli získanom skenovaním a na ich základe vytvoriť parametrické geometrické tvary, napr. valec alebo rovinu. Plocha sa označí ako množina jednotlivých plôšok. Program GOM Inspect obsahuje nástroj, ktorý umožňuje zvoliť tvar plochy, ktorú chceme použiť a následne po kliknutí na model sám rozpozna a vyberie príslušnú množinu plôšok.

Rozmerové údaje o bloku motoru boli získané na základe poslednej zmienenej metódy v predchádzajúcom odstavci. Ako prvé bolo nutné vytvoriť vhodný súradnicový systém,

pretože ten automaticky vytvorený je náhodne umiestnený. Osi boli zvolené ako os kľukovej hriadele a os valca. Počiatok bol umiestnený v deliacej rovine dvoch polovic bloku motoru. V tomto súradnom systéme boli vygenerované hlavne valce a roviny predstavujúce pozície osi skrutiek, ložísk a ich dosadacích plôch, dier a mnohých ďalších prvkov ako sú napríklad osadenie olejového čerpadla, senzorov atď. Tieto tvary, spolu so súradným systémom, ktorý určuje ich polohu, je možné exportovať do jedného z univerzálnych formátov, ktoré sú vhodné pre použitie v rôznych CAD programoch.



Obr. 6 Model so súradným systémom a geometrickými prvkami v programe GOM Inspect

## 3.2 ZISKANIE INFORMÁCIÍ O BLOKU MOTORA POMOCOU VÝPOČTOV

### 3.2.1 MOMENT VYSTUPUJÚCI Z PREVODOVKY MOTORA

Pre návrh a pevnostné výpočty sekundárneho prevodu je ako vstupný krútiaci moment uvažovaný maximálny točivý moment, ktorý je hnací agregát schopný vyvinúť. Tomu zodpovedajú určité otáčky. Maximálny moment preplňovaného motora Husaberg FE 501 je podľa počítačovej simulácie 74 Nm, podľa skúšok na dynamometre je to 72 Nm, vždy pri otáčkach kľukovej hriadele  $7500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Je nutné spraviť prepočet točivého momentu a otáčok kľukovej hriadele na otáčky a točivý moment výstupu z prevodovky – vstupu do sekundárneho prevodu. Prepočet je pre prvý prevodový stupeň prevodovky, kedy točivý moment na jej výstupe je najväčší, a nie sú pri ňom uvažované straty:

$$M_m = 74 \text{ Nm} , \tag{3}$$

$$n_m = 7500 \text{ min}^{-1}, \quad (4)$$

$$i_{\text{primar}} = \frac{z_{\text{primarKoleso}}}{z_{\text{primarPastorok}}} = 2,303, \quad (5)$$

$$i_1 = \frac{z_{1Koleso}}{z_{1Pastorok}} = 1,8, \quad (6)$$

$$i_c = i_{\text{primar}} \cdot i_1 = 4,145, \quad (7)$$

$$M_1 = M_m \cdot i_c = 306,76 \text{ Nm}, \quad (8)$$

$$n_1 = \frac{n_m}{i_c} = 1809,41 \text{ min}^{-1}, \quad (9)$$

kde  $M_m$  je točivý moment motora,

$n_m$  sú otáčky kľukovej hriadele,

$i_{\text{primar}}$  je primárny prevodový pomer,

$z_{\text{primarKoleso}}$  je počet zubov ozubeného kolesa primárneho prevodu,

$z_{\text{primarPastorok}}$  je počet zubov pastorka primárneho prevodu,

$i_1$  je prevodový pomer prvého stupňa prevodovky,

$z_{1Koleso}$  je počet zubov ozubeného kolesa prvého prevodového stupňa,

$z_{1Pastorok}$  je počet zubov pastorka prvého prevodového stupňa,

$i_c$  je celkový prevodový pomer od kľukovej hriadele až po výstup z prevodovky,

$M_1$  je točivý moment na výstupe z prevodovky a

$n_1$  sú otáčky na výstupe z prevodovky.

Iný prístup k výpočtu momentu vychádza z maximálneho pozdĺžneho zrýchlenia auta. Vďaka druhému Newtonovmu pohybovému zákonu je možné spočítať silu, ktorou pôsobia hnacie kolesá na vozovku. Z nej je cez dynamický polomer kolesa možné spočítať točivý moment:

$$m_{\text{celk}} = 250 \text{ kg}, \quad (10)$$

$$a_a = 1,5 \cdot g = 14,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, \quad (11)$$

$$F_a = m_{\text{celk}} \cdot a_a = 3679 \text{ N}, \quad (12)$$

$$r_D = 229 \text{ mm}, \quad (13)$$

$$M_2 = F_a \cdot r_D = 842 \text{ Nm} , \quad (14)$$

$$i_{\text{sekundar}} = 3,36 , \quad (15)$$

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{\text{sekundar}}} = 250,6 \text{ Nm} , \quad (16)$$

kde  $m_{\text{celk}}$  je celková hmotnosť auta s vodičom,

$a_a$  je pozdĺžne zrýchlenie pri akcelerácii,

$F_a$  je sila pôsobiaca na vozovku od kolies pri akcelerácii,

$r_D$  je dynamický polomer kolesa,

$i_{\text{sekundar}}$  je sekundárny prevodový pomer,

$M_2$  je točivý moment na kolese sekundárneho prevodu.

Moment vypočítaný zo zrýchlenia pri akcelerácii je menší, čo je odrazom strát v ozubených prevodoch a skutočnosti, že nie je možné pneumatikami preniesť maximálny točivý moment, ktorý je motor schopný vyvinúť (z dôvodu prešmyku – straty adhézie). Pre pevnostné výpočty budem používať točivý moment vypočítaný z maximálneho točivého momentu motoru z počítačovej simulácie.

### 3.2.2 ŽIVOTNOSŤ, POČET CYKLOV A ODPOVEDAJÚCA DRÁHA

Počet zaťažujúcich cyklov, ktoré ozubené súkolesie musí vydržať bez poruchy, je ďalším nutným parametrom vstupujúcim do pevnostných výpočtov. Minimálna životnosť súkolesia zodpovedá určitému počtu najazdeným kilometrom. Bolo zvolených 800 km, ktoré auto približne za jednu sezónu počas pretekov a len obzvlášť rozsiahlej fázy testovania najazdí. Táto vzdialenosť bola prepočítaná na počet cyklov pastorka a ozubeného kolesa:

$$s = 800 \text{ km} , \quad (17)$$

$$r_D = 229 \text{ mm} , \quad (18)$$

$$N_2 = \frac{s}{2 \cdot \pi \cdot r_D} = 5,6 \cdot 10^5 , \quad (19)$$

$$N_1 = N_2 \cdot i_{\text{sekundar}} = 1,9 \cdot 10^6 , \quad (20)$$

kde  $s$  je prejdená dráha,

$N_2$  je počet cyklov ozubeného kolesa sekundárneho prevodu,

$N_1$  je počet cyklov pastorka sekundárneho prevodu.

Počty cyklov sú zaokrúhlené.

## 4 SEKUNDÁRNY PREVOD

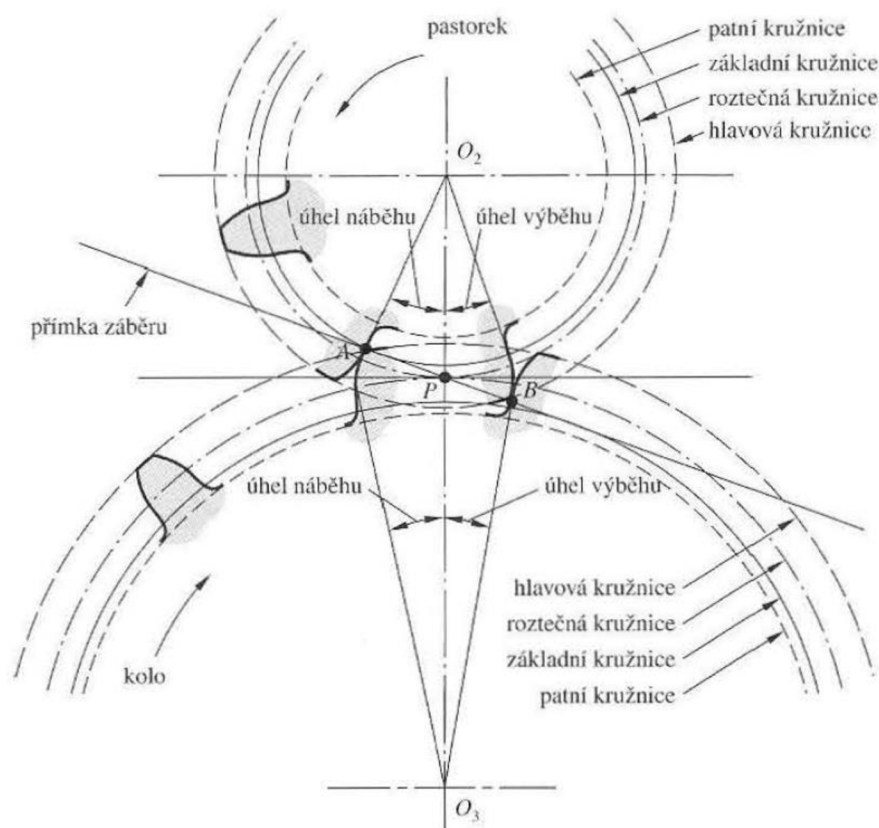
Sekundárny prevod slúži k prenosu výkonu z výstupnej hriadele prevodovky na diferenciál. V súčasnosti je realizovaný valčekovou reťazou, čo si vyžaduje prítomnosť ochranného krytu s hmotnosťou vyše 400 g. Ochranný kryt zaberá miesto v zadnej časti rámu – teda práve tam, kde sú umiestnené ďalšie komponenty ako napr. tlmiče. Reťaz vyžaduje napínací mechanizmus, čo znamená ďalšiu hmotnosť, miesto a komplikácie pri konštrukcii a prevádzke navyše. Preto je snaha nahradiť ho iným typom prevodu.

### 4.1 SEKUNDÁRNY PREVOD ČELNÝM SÚKOLESÍM

Ako prvá náhrada reťazového prevodu bolo uvažované čelné ozubené súkolesie s priamymi zubmi. V súkolesí nevznikajú axiálne sily, čo uľahčí uloženie hriadele a ložiská môžu mať nižšiu únosnosť a hmotnosť. Orientácia motoru zostáva nezmenená, zmení sa len jeho poloha, ktorá závisí od osovej vzdialenosti ozubených kolies. Oproti reťazovému prevodu má ozubený prevod niekoľko výhod: možnosť zástavby do bloku motora, odpadá nutnosť použitia napínacieho mechanizmu a ochranného krytu. Na druhej strane, očakáva sa vzrast hmotnosti. Keďže ozubené kolesá sa zvyčajne povrchovo kalia, odľahčujúce otvory, aké sa využívajú na rozete reťazového prevodu, sú v tomto prípade nevyužiteľné.

#### 4.1.1 ČELNÉ OZUBENIE

Bok zubu čelného ozubeného kolesa je tvorený priamkami, ktoré sú rovnobežné s osou kolesa. Záber dvoch ozubených kolies je uvažovaný bezsklzový, teda jedná sa len o odvaľovanie bokov zubov. Pokiaľ je prevodový pomer konštantný, tvar profilu boku zubu sa nazýva združený. Najčastejšie sa používa evolventný združený profil. Ako už napovedá názov, boky zubov sú tvorené krivkami – časťami evolvent. To zabezpečuje, že valivý bod sa počas trvania záberu pohybuje po priamke, ktorá sa nazýva priamka záberu a je vždy dotýkajúca sa k základným kružniciam ozubených kolies. Záber je teda trvalý a plynulý pri konštantnom prevodovom pomere [16]. Výhodami združeného evolventného profilu sú schopnosť udržať si nezmenený prevodový pomer aj pri zmene osovej vzdialenosti a jednoduchá výroba. Základný profil ozubenia je obsiahnutý v norme ISO 53. Určujúcim parametrom ozubenia je jeho modul.



Obr. 7 Záber združených ozubených kolies s priamym čelným ozubením [16]

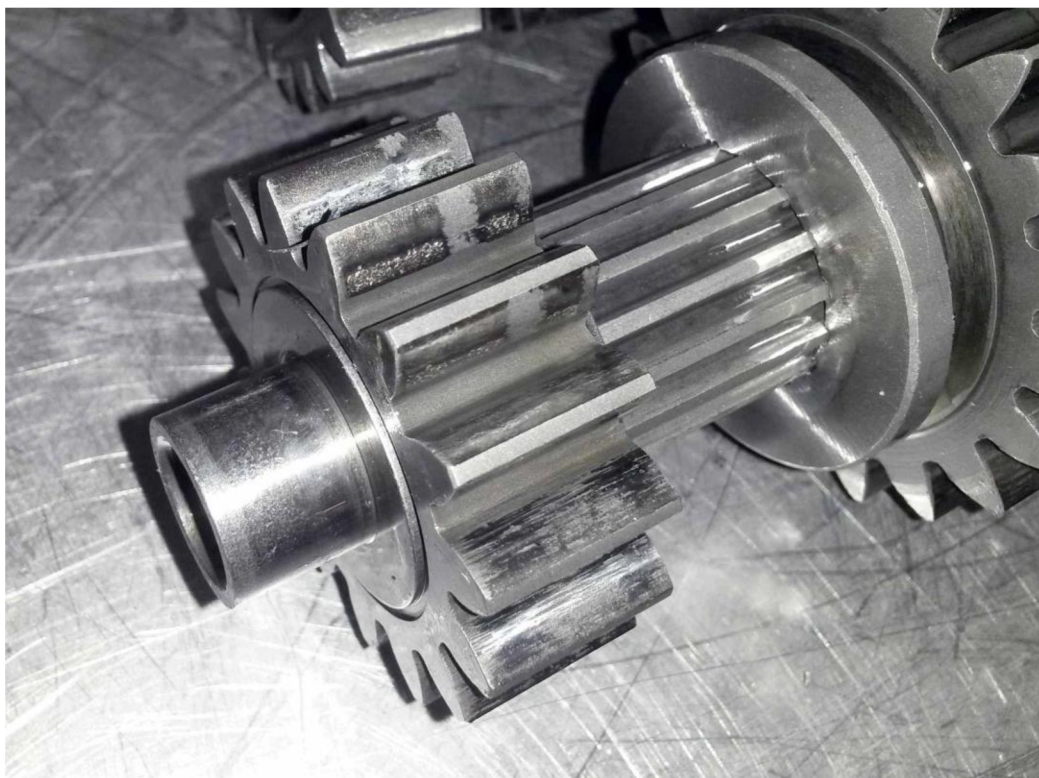
Kolízia dvoch spoluzaberajúcich kolies, ktorá nastáva mimo združené profily, sa nazýva interferencia. V prechodovej oblasti päty zubu už profil nie je združený. Profil už nie je tvorený evolventnou, ale prechodovou krivkou. Je to spôsobené tým, že záber dvojice zubov tvorí dlhšiu dráhu záberu, než je úsečka ležiaca na priamke záberu, ktorej koncové body sa dotýkajú základných kružníc (úsečka AB na obrázku 7). Záber teda trvá dlhšie, než by mal. Pokiaľ je ozubené koleso vyrábané odvaľovacím spôsobom, problém interferencie je vyriešený automaticky, keďže nástroj odreže prebytočný materiál a je tak docielený evolventný združený profil aj v mieste medzi pätnou a základnou kružnicou. Následkom je však aj podrezanie boku zubu a teda oslabenie prierezu v mieste päty zubu. K interferencii (resp. podrezaniu) dochádza pri ozubených kolesách s malým počtom zubov. Minimálny počet zubov závisí od spoluzaberajúceho kolesa a uhlu záberu.

Problém interferencie a podrezania je možné odstrániť zvýšením počtu zubov, znížením hlavy zubu alebo zväčšením uhlu záberu. Zníženie hlavy zubu a zväčšenie uhlu záberu však vedú k použitiu nenormalizovaného nástroja na výrobu ozubení, čo znamená vysoké výrobné náklady. Ďalšou možnosťou je korekcia posunutím profilu. Výroba prebieha za pomoci normalizovaného nástroja, ktorý je však posunutý o určitú hodnotu. Miera posunu sa vyjadruje jednotkovým posunutím  $x$  [16].



#### 4.1.2 NÁVRH A PEVNOSTNÉ VÝPOČTY ČELNÉHO SÚKOLESIA

Keďže sa jedná o návrh komponentov pre športové vozidlo, hlavnou požiadavkou je nízka hmotnosť a malé zástavbové rozmery. Najmenšie možné rozmery sú však obmedzené podmienkou životnosti, ktorá vyplýva z cyklického zaťažovania jednotlivých zubov ozubeného súkolesia. Pre optimalizáciu na hranicu vhodnej bezpečnosti pri danom zaťažení a počte cyklov boli urobené analytické pevnostné výpočty ozubených kolies podľa normy ČSN ISO 6336, metóda B. Norma berie v úvahu dva typy poškodenia ozubených kolies, ktoré ich vo väčšine prípadov vyradujú z prevádzky: pitting na boku zubu a lom v päte zubu. Pitting je podpovrchová korózia a následné vydroľovanie malých čiastočiek materiálu, čo vyústí až k viditeľne zničenému povrchu boku zubu. Bezpečnosť voči vzniku pittingu sa vyhodnocuje z kontaktného tlaku pri zábere dvojice zubov, ktorý pôsobí na ich boky. Výpočet tlaku vychádza z Hertzovej teórie styku dvoch valcov s rovnobežnými osami. Lom v päte zubu je spôsobený ohybovým napätím, ktoré naň pôsobí a práve v päte zubu dosahuje svojej maximálnej hodnoty. Tu sa negatívne prejavuje spomínané podrezanie zubu, ktoré sa odstraňuje korekciou posunutím profilu. Pevnostný výpočet ozubeného súkolesia sa teda delí na dve časti, pre pitting a pre lom v päte zubu, resp. pre výpočet napätia v dotyku a pre výpočet napätia v ohybe v päte zubu. Výpočty sa robia oddelene, sú pre ne určené odlišné korekčné súčinitele a výstupom sú rozdielne súčinitele bezpečnosti. Korekčné súčinitele sú určené empiricky a závisia od materiálu, jeho tepelnej úpravy, spôsobu výroby ozubených kolies, druhu zaťažovania, geometrie ozubených kolies, prevádzkových podmienok a ďalších aspektov [16].



*Obr. 8 Pitting na pastorku prvého stupňa prevodovky vozidla Dragon 8*

Výpočty som robil v počítačovom programe MathCad Prime 3.1 od spoločnosti PTC, ktorá poskytuje študentom vysokých škôl bezplatné licencie. Tento program je vhodný pre počítanie analytických výpočtov; premenné sa definujú buď priamo zadaním číselnej hodnoty a fyzikálnej jednotky, alebo vzorcom obsahujúcim už zadané premenné. Program tento vzorec vypočíta a danej premennej priradí výslednú hodnotu. MathCad dokáže taktiež rozoznávať jednotky a počítať s nimi. Niekedy je však nutné spraviť korekciu jednotiek, napr. pri počítaní bezrozmerného súčiniteľa.

### VÝPOČET ÚNOSNOSTI BOKOV ZUBOV V DOTYKU

Základom pre výpočet je určenie obvodovej sily pôsobiacej na valivých kružniciach ozubených kolies [16]:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot M_2}{d_2}, \quad (21)$$

kde  $F_t$  je nominálna obvodová sila,

$d_1$  resp.  $d_2$  je priemer roztečnej kružnice pastorka resp. kolesa.

Pomocou nej a korekčných súčiniteľov je možné určiť nominálne napätie v dotyku [16]:

$$\sigma_{Ho} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u+1)}{b \cdot d_1 \cdot u}}, \quad (22)$$

kde  $\sigma_{Ho}$  je nominálne napätie v dotyku,

$Z_E$  je súčiniteľ mechanických vlastností materiálu,

$Z_H$  je súčiniteľ tvaru spoluzaberajúcich zubov,

$Z_\varepsilon$  je súčiniteľ súčtovej dĺžky dotykových kriviek zubov,

$Z_\beta$  je súčiniteľ sklonu zubu,

$u$  je prevodové číslo a

$b$  je pracovná šírka ozubenia [16].

Za pomoci ďalších súčiniteľov a nominálneho napätia v dotyku je možné určiť napätie v dotyku zvlášť pre pastorok a pre koleso [16]:

$$\sigma_{H1} = Z_B \cdot \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}, \quad (23)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \cdot \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}, \quad (24)$$

kde  $\sigma_{H1}$  je napätie v dotyku pre pastorok,

$\sigma_{H2}$  je napätie v dotyku pre spoluzaberajúce koleso,

$Z_B$  je súčiniteľ jednopárového záberu pre pastorok,

$Z_D$  je súčiniteľ jednopárového záberu pre koleso,

$K_A$  je súčiniteľ vonkajších dynamických síl,

$K_V$  je súčiniteľ vnútorných dynamických síl,

$K_{H\alpha}$  je súčiniteľ podielu zaťaženia jednotlivých zubov a

$K_{H\beta}$  je súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia zubov po šírke [16].

Súčiniteľ bezpečnosti voči vzniku únavového poškodenia bokov zubov je potom [16]:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_{NT1}}{\sigma_{H1}}, \quad (25)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_{NT2}}{\sigma_{H2}}, \quad (26)$$

kde  $S_{H1}$  resp.  $S_{H2}$  je súčiniteľ bezpečnosti v dotyku pre pastorok resp. pre koleso,

$Z_{NT1}$  resp.  $Z_{NT2}$  je súčiniteľ počtu cyklov pastorka resp. kolesa,

$\sigma_{Hlim1}$  resp.  $\sigma_{Hlim2}$  je medza únavy pastorka resp. kolesa.

Medze únavy závisia od použitého materiálu a počítajú sa na základe konštánt priradených rôznym skupinám materiálov a ich tepelnému spracovaniu [16].

### VÝPOČET ÚNOSNOSTI ZUBOV V OHYBE

Vo väčšine prípadov je bezpečnosť proti únavovému lomu v päte zubu väčšia než bezpečnosť voči vzniku poškodenia na boku zubu (pitting), no výpočet je aj tak nutné urobiť. Postup výpočtu je podobný, avšak používajú sa inak určované a značené súčinitele. Niektoré súčinitele sú však rovnaké pre obidva výpočty.

Nominálne napätie v ohybe [16]:

$$\sigma_{Fo1} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta, \quad (27)$$

$$\sigma_{Fo2} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta, \quad (28)$$

kde  $\sigma_{Fo1}$  a  $\sigma_{Fo2}$  sú nominálne napätia v ohybe pre pastorok a koleso,

$m$  je normálový modul ozubenia,

$Y_{Fa1}$  a  $Y_{Fa2}$  sú súčinitele tvaru zubu pastorka a kolesa,

$Y_{Sa1}$  a  $Y_{Sa2}$  sú súčinitele koncentrácie napätia pastorka a kolesa,

$Y_\varepsilon$  je súčiniteľ vplyvu záberu profilu a

$Y_\beta$  je súčiniteľ sklonu zubu [16].

Napätie v ohybe v päte zubu je [16]:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}, \quad (29)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}, \quad (30)$$

kde  $\sigma_{F1}$  a  $\sigma_{F2}$  sú napätia v ohybe v päte zubu pre pastorok a koleso,

$K_{F\alpha}$  je súčiniteľ tvaru zubu a

$K_{F\beta}$  je súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia zubov po šírke [16].

Súčiniteľ bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v päte zubu je [16]:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FE1} \cdot Y_{NT1}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{\delta RelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X,$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FE2} \cdot Y_{NT2}}{2} \cdot Y_{\delta RelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X,$$

kde  $S_{F1}$  a  $S_{F2}$  sú súčinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu pastorka a kolesa,

$\sigma_{FE1}$  a  $\sigma_{FE2}$  sú medze únavy v ohybe referenčného ozubeného kolesa pre pastorok a spoluzaberajúce koleso,

$Y_{NT1}$  a  $Y_{NT2}$  sú súčinitele počtu cyklov pre pastorok a ozubené koleso,

$Y_{\delta RelT}$  je pomerný súčiniteľ vrubovej citlivosti,

$Y_{RrelT}$  je pomerný súčiniteľ drsnosti v oblasti pätného prechodu zubu a

$Y_X$  je súčiniteľ veľkosti [16].

## NÁVRH PARAMETROV A GEOMETRIE ČELNÉHO SÚKOLESIA NA ZÁKLADE PEVNOSTNÝCH VÝPOČTOV

Po vytvorení analytických výpočtov v programe MathCad bolo možné pristúpiť k návrhu čelného ozubeného súkolesia vychádzajúceho z výpočtov únosnosti v ohybe v päte zubu a bokov zubov v dotyku. Veľkou výhodou počítačového programu MathCad je možnosť upraviť parameter vstupujúci do výpočtu, pričom tento výpočet sa automaticky prepočíta. Ak je výstupom medzivýsledok použitý v ďalšom vzorci, prepočíta sa aj ten a tak podobne naprieč celým dokumentom. To som využíval pri iteračnom postupe, ktorým som sa postupne dopracoval k najlepšiemu výsledku. Niektoré korekčné súčinitele sa však určujú z tabuliek, prípadne grafov. Takisto niektoré vzorce sú podmiennečne platné, po nesplnení určitej podmienky má vzorec iný tvar. Po každej zmene vstupujúcich parametrov a geometrie bolo

nutné prejsť výpočtovým dokumentom, skontrolovať platnosť súčiniteľov a splnenie obmedzujúcich podmienok pre použitie vzorcov a prípadné nezhody upraviť.

Ako prvé bolo nutné zvoliť materiál a jeho tepelné spracovanie, z ktorého budú ozubené kolesá vyrobené. Pre pastorok sa zvykne voliť materiál s o niečo lepšími mechanickými vlastnosťami, prípadne len s lepším tepelným spracovaním, než pre spoluzaberajúce koleso. Ja som však vybral materiál aj jeho tepelné spracovanie pre obidve ozubené kolesá rovnaký, pretože sa jedná len o koncepčný návrh, ktorý má priniesť orientačné výsledky. Ako materiál pre výrobu ozubených kolies som zvolil cementačnú legovanú oceľ 16 220, ktorá sa po cementovaní povrchovo zakalí. Presnosť ozubenia som zvolil Q<sub>ISO</sub> 6.

Postupným upravovaním geometrie ozubenia s cieľom čo najmenších rozmerov som sa dopracoval k nasledujúcim výsledkom (index 1 je pre pastorok a index 2 pre spoluzaberajúce koleso) [16]:

$$m = 2,5 \text{ mm} , \quad (31)$$

$$b = 25 \text{ mm} , \quad (32)$$

$$z_1 = 25 , \quad (33)$$

$$z_2 = 84 , \quad (34)$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 62,5 \text{ mm} , \quad (35)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 210 \text{ mm} , \quad (36)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 67,5 \text{ mm} , \quad (37)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 215 \text{ mm} , \quad (38)$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = 3,36 , \quad (39)$$

$$u_n = 3,36 , \quad (40)$$

$$o = \frac{u_n - u}{u_n} = 0 , \quad (41)$$

$$F_t = 9,82 \text{ kN} , \quad (42)$$

$$\sigma_{Ho} = 1178 \text{ MPa} , \quad (43)$$

$$\sigma_{H1} = 1731 \text{ MPa} , \quad (44)$$

$$\sigma_{H2} = 1642 \text{ MPa} , \quad (45)$$

$$S_{H1} = 1,10 , \quad (46)$$

$$S_{H2} = 1,16 , \quad (47)$$

$$\sigma_{Fo1} = 457 \text{ MPa} , \quad (48)$$

$$\sigma_{Fo2} = 431 \text{ MPa} , \quad (49)$$

$$\sigma_{F1} = 864 \text{ MPa} , \quad (50)$$

$$\sigma_{F2} = 716 \text{ MPa} , \quad (51)$$

$$S_{F1} = 1,10 , \quad (52)$$

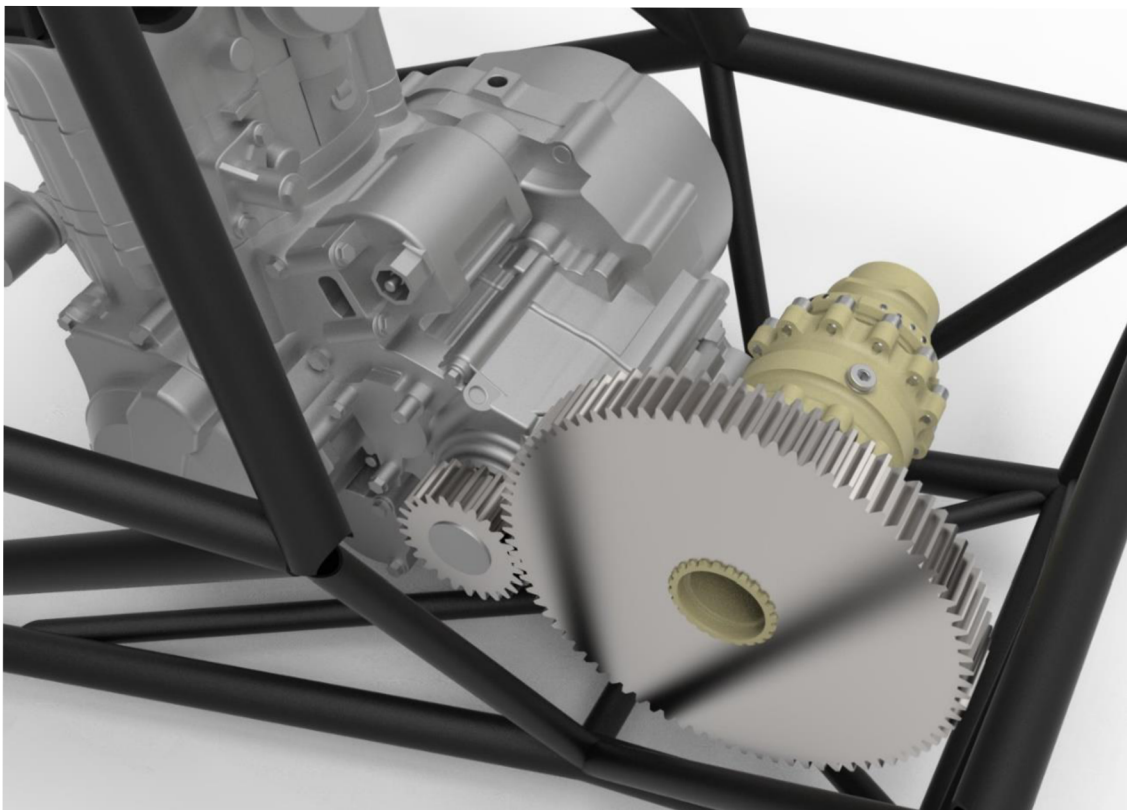
$$S_{F2} = 1,34 , \quad (53)$$

kde  $u_n$  je prevodové číslo reťazového prevodu,

$o$  je pomerná odchýlka prevodového čísla od prevodového čísla reťazového prevodu a

$d_{a1}$  resp.  $d_{a2}$  je hlavový priemer pastorka resp. kolesa.

Kompletný výpočet je uvedený v prílohe I.



*Obr. 9 Navrhnuté čelné ozubené súkolesie umiestnené v ráme spolu s motorom a diferenciálom*

Aj napriek hraničným hodnotám súčiniteľov bezpečnosti, ako v dotyku tak v ohybe, výsledky nie sú vhodné pre použitie: rozmery ozubených kolies sú príliš veľké s čím súvisí aj ich vysoká hmotnosť. Ozubené kolesá majú hmotnosť 6842 g, pričom reťazový prevod s hmotnosťou len 1005 g je z tohto pohľadu jednoznačne výhodnejší. Ozubené kolesá sú však neodľahčené, pomocou metód konečných prvkov by sa ich tvar a aj hmotnosť optimalizovala.

Neprehliadnuteľnou skutočnosťou je, že použitím čelného ozubeného súkolesia sa zmení zmysel otáčania na výstupe zo sekundárneho prevodu. Aby sa auto pohybovalo dopredu, je nutné zmeniť zmysel otáčania kľukovej hriadele. To si vyžaduje rozsiahlejšie zásahy do hlavy valca, kde by miesto sacieho traktu bolo výfukové a naopak, čím by sa zmenila aj poloha ďalších komponentov v zadnom ráme auta. To by malo za následok zmenu ich tvaru a prakticky by bolo potrebné navrhnuť ich pre nové usporiadanie znova.

Kvôli potrebe vážnejších zásahov do hlavy valca a nie najlepšej optimalizácii sekundárneho prevodu považujem túto verziu náhrady sekundárneho prevodu za komplikovane využiteľnú pri konštrukcii nového bloku motora.

#### 4.1.3 SEKUNDÁRNÝ PREVOD ZLOŽENÝM OZUBENÝM SÚKOLESÍM

Aby sa predišlo zmene zmyslu otáčania na výstupe zo sekundárneho prevodu, je možné využiť zložený prevod tvorený štyrmi ozubenými kolesami radenými sériovo-parallelne do dvoch súkolesí. Opäť sa teda využije čelné priame ozubenie, no zmysel otáčania zostane zachovaný, podobne ako pri použití reťazového prevodu. Negatívum tejto varianty plynie z jej podstaty – medzikoleso je uložené na hriadeli, ktorá je uložená na ložiskách v bloku motora. To významne zvyšuje hmotnosť ako aj rotujúce hmoty a priestorové nároky.

Bol urobený orientačný pevnostný výpočet ozubenia, na základe ktorého som bol schopný optimalizovať parametre a geometriu ozubených súkolesí. Výsledky však neboli uspokojivé a spolu s vyššie uvedenými nevýhodami boli príčinou, prečo je sekundárny prevod realizovaný zloženým súkolesím s čelným ozubením nevýhodný.

## 4.2 SEKUNDÁRNÝ PREVOD KUŽEL'OVÝM SÚKOLESÍM

Základným rozdielom medzi čelným a kužel'ovým súkolesím je rozdielna vzájomná poloha osí ozubených kolies: u čelných sú osi rovnobežné, u kužel'ových sú najčastejšie rôznobežné, zvierajúce uhol  $90^\circ$ . Pri použití len jednej dvojice ozubených kolies to znamená zmeniť orientáciu motora z priečnej na pozdĺžnu. Vzniknú tak nové možné usporiadania komponentov motora, ale aj iných celkov vozidla. Vyústenie sacieho a výfukového traktu už nesmeruje pozdĺžne, ale priečne, takže bude potrebné vyriešiť umiestnenie jednotlivých častí potrubí, ako napríklad turbodúchadla, sacieho a výfukového pléna, tlmiča výfuku, medzichladiča stlačeného vzduchu a mnoho ďalších.

### 4.2.1 KUŽEL'OVÉ OZUBENIE

Kužel'ové súkolesie tvoria ozubené kolesá s rôznobežnými, prípadne mimobežnými osami. Delia sa na súkolesia s priamymi, šikmými a zakrivenými zubmi. Kužel'ové súkolesie, ktoré

má mimobežné osi, sa nazýva hypoidné alebo spiroidné, podľa veľkosti osového vychýlenia. Rovnako ako u čelného ozubenia, aj pri kuželovom sa vyskytuje interferencia a je možná korekcia posunutím profilu. Minimálny počet zubov pastorka a kolesa s ohľadom na podrezanie sa počíta podľa nasledujúcej rovnice:

$$z_{min} = \frac{2}{\sin^2(\alpha_n)} \cos(\delta), \quad (54)$$

kde  $\alpha_n$  je uhol záberu v normálnej rovine,

$\delta$  je uhol roztečného kužela a

$z_{min}$  je minimálny počet zubov.

Základná geometria kuželového kolesa s priamym ozubením je obsiahnutá v norme ČSN ISO 677. Uhol roztečného kužela určuje nekonštantné parametre profilu boku zubu po jeho šírke. Rozlišujú sa geometrické veličiny pre vonkajší, vnútorný a stredný parameter: rozlišujeme napr. vonkajší (index e), vnútorný (index i) a stredný (index m) čelný modul. Normalizovaný je však len vonkajší čelný modul  $m_{et}$  [16]. Podobne ako pri čelnom, aj pri kuželovom ozubení sa najčastejšie využíva združený evolventný profil boku zubu.

#### 4.2.2 NÁVRH A PEVNOSTNÉ VÝPOČTY KUŽELOVÉHO SÚKOLESIA

Cieľom pevnostných výpočtov je optimalizovať ozubené súkolesie na čo najmenšie možné rozmery pri danom zaťažení a životnosti, podobne ako tomu bolo pri ozubení čelnom. Z rozdielnej geometrie však vyplýva aj rozdielne silové pôsobenie a zaťažovanie tvarových prvkov – zubov. Preto sa zavádza virtuálne súkolesie: je to pomyselné súkolesie s čelným priamym ozubením, ktoré vyplýva z kuželového súkolesia a je mu ekvivalentné. V prípade kuželového súkolesia so šikmými zubmi sa toto prevedie na virtuálne súkolesie čelné so šikmými zubmi a to následne na náhradné súkolesie s priamymi zubmi. Pevnostný výpočet je tak z časti zhodný s pevnostným výpočtom čelným ozubených súkolesí. Sú použiteľné rovnaké korekčné súčinitele, ale nie úplne všetky, niektoré súčinitele sú špecifické pre kuželové ozubené kolesá. Súčiniteľ kuželového kolesa upravuje hodnoty medzi únavy materiálu určené pre čelné ozubené kolesá tak, aby boli použiteľné pre kuželové kolesá s tým, že berie ohľad na ich rozdielne zaťažovanie [16].

Podobne ako pri čelných súkolesiach, aj tu je pevnostný výpočet rozdelený na dve časti – pre napätie v dotyku na boku zuba a pre ohybové napätie v päte zuba. K realizácii výpočtov som využil vyššie popísaný počítačový program MathCad Prime 3.1. Zaťažovanie, požadovaná životnosť a ďalšie vstupné parametre zostávajú rovnaké ako pri prvom výpočte pre čelné ozubené súkolesie.

#### VÝPOČET ÚNOSNOSTI BOKOV ZUBOV V DOTYKU

Ako prvé je potrebné určiť obvodovú reakčnú silu, ktorá pôsobí na bok zubu od spoluzaberajúceho kolesa [16]:



$$F_{mt} = \frac{2 \cdot M_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot M_2}{d_{m2}}, \quad (55)$$

kde  $F_{mt}$  je stredná obvodová sila a

$d_{m1}$  resp.  $d_{m2}$  je stredný roztečný priemer pastorka resp. kolesa [16].

Využitím korekčných súčiniteľov je možné stanoviť nominálne napätie v dotyku [16]:

$$\sigma_{Ho} = Z_{MB} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{LS} \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{mt} \cdot (u_v + 1)}{l_{bm} \cdot d_{v1} \cdot u_v}}, \quad (56)$$

kde  $Z_{MB}$  je súčiniteľ jednopárového záberu,

$Z_{LS}$  je súčiniteľ zdieľania zaťaženia,

$Z_K$  je súčiniteľ kuželového kolesa,

$d_{v1}$  je roztečný priemer virtuálneho pastorka,

$u_v$  je prevodové číslo virtuálneho súkolesia a

$l_{bm}$  je dĺžka strednej úsečky stykovej plochy [16].

Z nominálneho napätia, ktoré upravujú ďalšie súčinitele, je možné určiť napätie v dotyku pre pastorok a koleso [16]:

$$\sigma_H = \sigma_{Ho} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}. \quad (57)$$

Súčiniteľ bezpečnosti voči vzniku únavového poškodenia na bokoch zubov je [16]:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \cdot Z_{NT1} \cdot Z_X \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_W, \quad (58)$$

kde  $Z_X$  je súčiniteľ veľkosti,

$Z_V$  je súčiniteľ obvodovej rýchlosti,

$Z_L$  je súčiniteľ mazacej vrstvy,

$Z_R$  je súčiniteľ drsnosti povrchu zubu a

$Z_W$  je súčiniteľ tvrdosti [16].

### VÝPOČET ÚNOSNOSTI ZUBOV V OHYBE

Nominálne napätie v ohybe sa určí nasledovne, zvlášť pre pastorok a zvlášť pre koleso [16]:

$$\sigma_{Fo1} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_m} \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_K \cdot Y_{LS}, \quad (59)$$

$$\sigma_{Fo2} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_m} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_K \cdot Y_{LS}, \quad (60)$$

kde  $m_m$  je stredný normálový modul,

$Y_K$  je súčiniteľ kuželového kola a

$Y_{LS}$  je súčiniteľ zdieľania zaťaženia [16].

Napätie v ohybe v päte zubu je potom [16]:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{Fo1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (61)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{Fo2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}. \quad (62)$$

Súčiniteľ bezpečnosti voči lomu zubu v päte zubu sa určí podľa nasledujúcich rovníc [16]:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FE1}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{NT1} \cdot Y_{\delta_{relT}} \cdot Y_{R_{relT}} \cdot Y_X, \quad (63)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FE2}}{\sigma_{F2}} \cdot Y_{NT2} \cdot Y_{\delta_{relT}} \cdot Y_{R_{relT}} \cdot Y_X. \quad (64)$$

### NÁVRH PARAMETROV A GEOMETRIE KUŽELOVÉHO SÚKOLESIA NA ZÁKLADE PEVNOSTNÝCH VÝPOČTOV

Pri návrhu a optimalizácii rozmerov kuželových ozubených kolies som postupoval podobne ako pri ozubení čelnom: postupným upravovaním vstupných parametrov som docielil k výsledku, ktorého bezpečnosť je len mierne nad 1. Použitý materiál a jeho tepelno-chemické spracovanie je zhodné s materiálom čelného ozubenia: cementačná legovaná oceľ 16 220. Presnosť výroby je uvažovaná opäť Q<sub>ISO</sub> 6. Výsledné hodnoty pevnostného výpočtu (index 1 pre pastorok a 2 pre spoluzaberajúce koleso) [16]:

$$m_e = 3,5 \text{ mm}, \quad (65)$$

$$b = 35 \text{ mm}, \quad (66)$$

$$z_1 = 20, \quad (67)$$

$$z_2 = 67, \quad (68)$$

$$\delta_1 = 16,62^\circ, \quad (69)$$

$$\delta_2 = 73,38^\circ, \quad (70)$$

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 70 \text{ mm}, \quad (71)$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 234,5 \text{ mm} , \quad (72)$$

$$d_{ae1} = d_1 + 2 \cdot m_e = 76,71 \text{ mm} , \quad (73)$$

$$d_{ae2} = d_2 + 2 \cdot m_e = 236,50 \text{ mm} , \quad (74)$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = 3,35 , \quad (75)$$

$$u_n = 3,36 , \quad (76)$$

$$o = \frac{u_n - u}{u_n} = 0,003 = 0,3 \% , \quad (77)$$

$$z_{v1} = 20,872 , \quad (78)$$

$$z_{v2} = 234,237 , \quad (79)$$

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = 11,22 , \quad (80)$$

$$d_{v1} = 62,60 \text{ mm} , \quad (81)$$

$$d_{v2} = 702,58 \text{ mm} , \quad (82)$$

$$S_{H1} = 2,00 , \quad (83)$$

$$S_{H2} = 2,00 , \quad (84)$$

$$\sigma_{Fo1} = 304 \text{ MPa} , \quad (85)$$

$$\sigma_{Fo2} = 294 \text{ MPa} , \quad (86)$$

$$\sigma_{F1} = 891 \text{ MPa} , \quad (87)$$

$$\sigma_{F2} = 861 \text{ MPa} , \quad (88)$$

$$S_{F1} = 1,07 , \quad (89)$$

$$S_{F2} = 1,27 , \quad (90)$$

kde  $m_e$  je vonkajší modul,

$\delta_1$  resp.  $\delta_2$  je uhol roztečného kužeľa pastorka resp. spoluzaberajúceho kolesa,

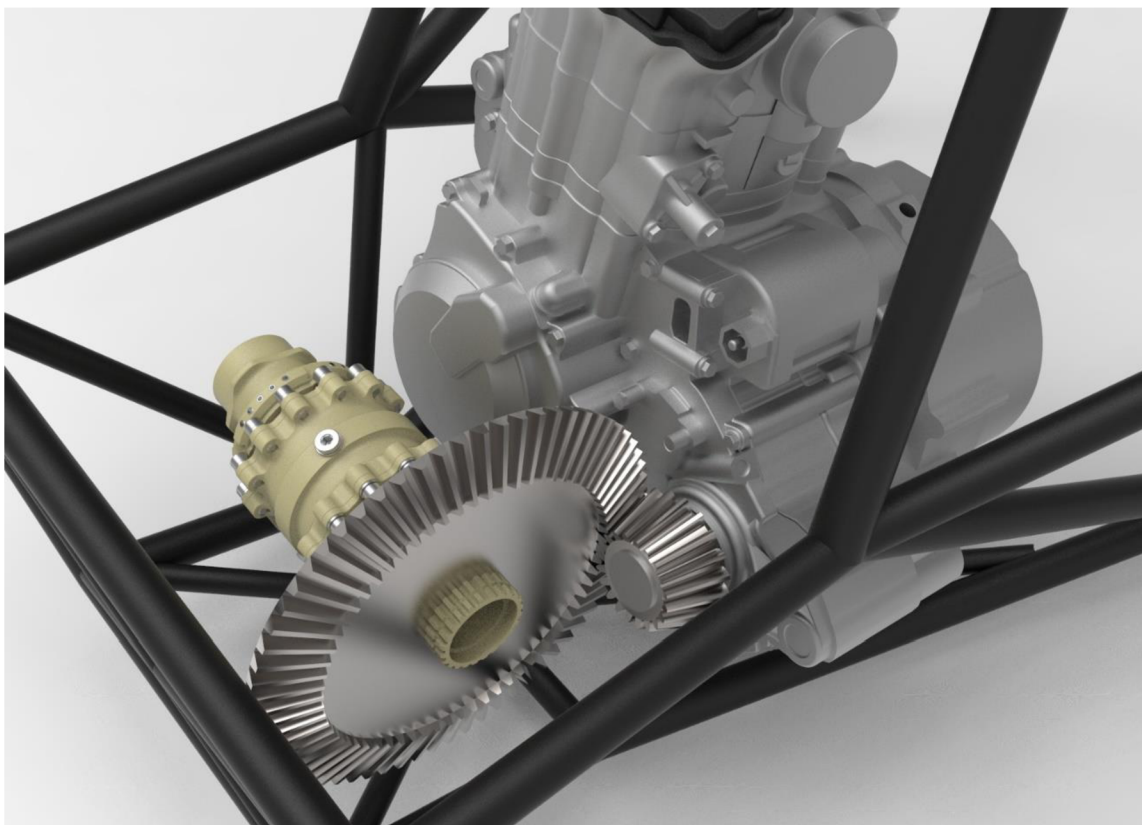
$d_{e1}$  resp.  $d_{e2}$  je vonkajší roztečný priemer pastorka resp. kolesa,

$d_{ae1}$  resp.  $d_{ae2}$  je vonkajší hlavový priemer pastorka resp. kolesa,

$z_{v1}$  resp.  $z_{v2}$  je počet zubov virtuálneho pastorka, resp. kolesa,

$d_{v2}$  je roztečný priemer virtuálneho kolesa.

Kompletný výpočet je v prílohe II.



*Obr. 10 Navrhnuté kuželové ozubené súkolesie umiestnené v ráme spolu s motorom a diferenciálom*

Navrhnuté kuželové súkolesie je rozmerovo o niečo väčšie než súkolesie čelné, no zmena orientácie jeho vstupnej osi a tým aj celého motora prináša nové možnosti rozmiestnenia sacieho a výfukového potrubia. Napriek väčším rozmerom ho považujem za vhodnejšie pre integráciu do bloku motora než súkolesie čelné. Celková hmotnosť navrhnutého kuželového súkolesia je 3733 g.

### 4.3 KUŽELOVÉ SÚKOLESIE NAVRHNUTÉ V SPOLUPRÁCI S FIRMOU SCHAEFFLER

Automobilový priemysel je špecifická oblasť strojárkeho priemyslu, ktorá si vyžaduje špecifický prístup. Bežne dostupné metódy výpočtov, ktoré som doteraz aplikoval, sú určené hlavne pre prevodovky v priemyselnom odvetví, kde nie je kladený taký dôraz na kompaktnosť a nízku hmotnosť výsledného konštrukčného riešenia. V odvetví automobilov, a zvlášť vozidiel určených pre motoršport, sa však kladú vysoké nároky najmä na nízku hmotnosť a čo najmenšie zástavbové rozmery.

Literatúra venujúca sa konštrukčnému návrhu automobilových prevodových súkolesí je však ťažko dostupná. Napriek snahe som nenašiel žiadnu literatúru, ktorá by mi pomohla optimalizovať kuželové ozubené súkolesie pre aplikáciu v pretekárskom vozidle. Konštrukčné postupy a skúsenosti s návrhom pre túto aplikáciu sú podmienkou pre ďalšie napredovanie v návrhu. Z tohto dôvodu bola započatá spolupráca so spoločnosťou Schaeffler Automotive, ktorá sa v širokom spektre zaoberá automobilovým priemyslom a medzi mnohými produktami ponúka aj riešenia prevodových systémov. Po konzultáciách s jedným z jej zamestnancov sme dospeli k ďalšiemu návrhu kuželového ozubeného súkolesia.

Pre konštrukčný návrh bol použitý počítačový softvér KISSsoft určený na výpočet životnosti ozubených súkolesí rôznych typov. Softvér umožňuje do pevnostného výpočtu zahrnúť parametre, ktoré analytické výpočty podľa noriem nezohľadňujú. Pre ozubené kuželové súkolesie boli zvolené šikmé zuby, čo sa pozitívne prejaví na plynulosti záberu a zvýšení životnosti vďaka vyššiemu počtu zubov v zábere. Do výpočtu bolo možné zahrnúť korekciu posunutím profilu:

$$x_1 = 0,4111 , \quad (91)$$

$$x_2 = -0,4111 , \quad (92)$$

kde  $x_1$  resp.  $x_2$  je jednotkové posunutie profilu pastorka resp. kola.

Podľa vhodnosti boli upravované ďalšie parametre ovplyvňujúce tvar zubu: výška hlavy a päty zubu, polomer prechodu v mieste koreňa zubu a uhol sklonu zubov. Všetky úpravy parametrov ozubenia vrátane korekcie posunutím profilu boli volené na základe skúseností zamestnanca, s ktorým bol návrh konzultovaný. Základné rozmery a parametre kuželového súkolesia so šikmými zubmi:

$$m_{mn} = 2,5 \text{ mm} , \quad (93)$$

$$b = 30 \text{ mm} , \quad (94)$$

$$\beta_m = 20^\circ , \quad (95)$$

$$z_1 = 19 , \quad (96)$$

$$z_2 = 64 , \quad (97)$$

$$\delta_1 = 16,53^\circ , \quad (98)$$

$$\delta_2 = 73,47^\circ , \quad (99)$$

$$d_{e1} = 59,09 \text{ mm} , \quad (100)$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 199,03 \text{ mm} , \quad (101)$$

$$d_{ae1} = d_1 + 2 \cdot m_e = 67,55 \text{ mm} , \quad (102)$$

$$d_{ae2} = d_2 + 2 \cdot m_e = 200,17 \text{ mm} , \quad (103)$$

$$S_{H1} = 1,17 , \quad (104)$$

$$S_{H2} = 1,28 , \quad (105)$$

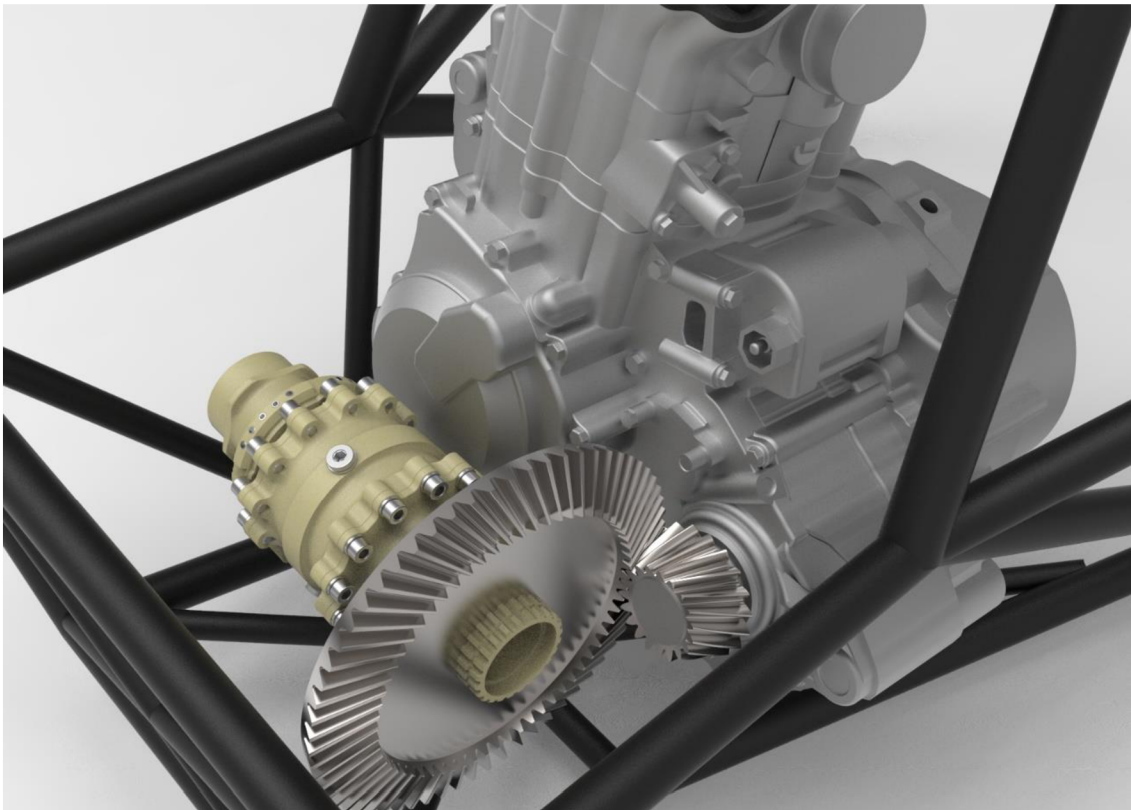
$$S_{F1} = 1,02 , \quad (106)$$

$$S_{F2} = 1,13 , \quad (107)$$

kde  $m_{mn}$  je stredný normálový modul a

$\beta_m$  je stredný uhol sklonu zubu.

Kompletná výpočtová správa je uvedená v prílohe III.



*Obr. 11 Navrhnuté kužeľové ozubené súkolesie so šikmými zubmi umiestnené v ráme spolu s motorom a diferenciálom*

Vďaka výpočtovému softvéru a skúsenému zamestnancovi spoločnosti Schaeffler sa podarilo navrhnuť kužeľové ozubené súkolesia so šikmými zubmi. Súkolesie má menšie rozmery a hmotnosť 1812 g, čím sa stáva jeho zástavba do bloku motora výhodnejšou. Stále je však hmotnejšie oproti reťazovému prevodu.

## 4.4 KUŽEL'OVÉ SÚKOLESIE S UVAŽOVANÍM PREMENLIVÉHO ZAŤAŽENIA

Vyššie uvedené výpočty vychádzajú z predpokladu zaťaženia konštantným točivým momentom a otáčkami po celú dobu zaťažovania. To však nie je zhodné s realitou, keďže spaľovací motor ako pohonná jednotka vozidla pracuje v širokom spektre otáčok a točivého momentu. Navyše pneumatiky formule nie sú schopné preniesť tak vysoký výkon, aký je motor schopný vyvinúť. V skutočnosti je teda zaťaženie sekundárneho prevodu menšie než to, ktoré bolo použité vo výpočtoch. To znamená, že rozmery súkolesia a teda aj jeho hmotnosť je ešte možné znížiť upravením charakteru zaťažovania.

### 4.4.1 ZAHRNUTIE PREMENLIVÉHO ZAŤAŽENIA DO PEVNOSTNÉHO VÝPOČTU

Podobne ako iné súčasti podliehajúce cyklickému zaťažovaniu s nekonštantnou amplitúdou a strednou hodnotou napätia, aj ozubeným kolesám je možno určiť počet zaťažujúcich cyklov do ich zlyhania. Princíp lineárnej kumulácie poškodzovania materiálu popisuje Palmgren-Mínerovo pravidlo [16]:

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_{fi}}, \quad (108)$$

kde  $D$  je stupeň poškodenia,

$n_i$  je počet cyklov vykonaných pre danú hodnotu amplitúdy,

$N_{fi}$  je počet cyklov do lomu pre danú hodnotu amplitúdy napätia.

Stupeň poškodenia sa pohybuje v rozmedzí od 0 do 1, kde 1 znamená 100 % poškodenie. Palmgren-Mínerovo pravidlo sa používa často, najmä vďaka jeho jednoduchosti. Pri výpočte životnosti ozubených kolies sa však nedá použiť priamo.

Premenlivým zaťažovaním ozubených súkolesí sa zaoberá napríklad norma ČSN 01 4686-2 alebo ISO 6336-6. Obidve normy popisujú podobné postupy pri určovaní životnosti a vychádzajú z lineárnej kumulácie poškodenia, teda z Palmgren-Mínerovho pravidla [17][18].

Plynule premenné zaťaženie, ktoré reálne pôsobí, sa nahradí konštantnou statickou radou zaťažení. Rada zaťažení, ktorá znázorňuje priebeh zaťaženia behom celej životnosti ozubeného súkolesia, sa nazýva charakteristický súbor zaťažení. Následne sa určí ekvivalentné zaťaženie, ktoré spôsobí rovnaké poškodenie po rovnakom počte cyklov ako súbor zaťažení. Vyhodnocuje sa zvlášť pre ohybové napätie a napätie v dotyku.

Jednotlivé triedy zaťaženia obsahujú príslušný rozsah točivého momentu, frekvenciu otáčania (resp. otáčky) a počet zaťažovacích cyklov, ktoré prebehnú za celú prevádzku ozubeného súkolesia. Charakteristický súbor zaťažení je možno získať tenzometrickým meraním deformácie hriadele, z ktorého sa odvodí odpovedajúci krútiaci moment. Takto získaný priebeh zaťažovania súkolesia v sebe zahrňa vonkajšie a často aj vnútorné dynamické sily. Pri výpočte teda môžeme uvažovať súčinitele vnútorných a vonkajších dynamických síl rovno jednej [18].

#### 4.4.2 URČENIE ZAŤAŽOVACIEHO SPEKTRA HNACIEHO ÚSTROJENSTVA VOZIDLA DRAGON

Charakteristický súbor zaťažení sa pochopiteľne nezískava z celej doby prevádzky, ale len z jej menšej časti. Preto je potrebné, aby priebeh zaťaženia súkolesia počas merania čo najpresnejšie znázorňoval priebeh zaťaženia počas celej životnosti daného súkolesia. Merania je teda vhodné robiť čo najdlhšie, aby sa znížil vplyv javov, ktoré nie sú pre prevádzku typické a počas merania sa vyskytli náhodne. Robiť tenzometrické merania počas testovacej fázy vozidla Dragon by však bolo komplikované.

Ďalšou možnosťou, ako získať priebeh točivého momentu, je odvodiť ho z priebehu točivého momentu vyvíjaného spaľovacím motorom. Riadiaca jednotka zaznamenáva množstvo dát počas každej jazdy, napr. aj uhol natočenia škrtiacej klapky, otáčky kľukovej hriadele alebo zaradený prevodový stupeň.

Točivý moment na kľukovej hriadele sa dá nepriamo odvodiť z uhlu natočenia škrtiacej klapky. Na to je však potrebné premerať konkrétny spaľovací motor na dynamometri. Potrebná je otáčková charakteristika - priebeh točivého momentu v závislosti na otáčkach. Otáčkové charakteristiky je treba určiť pre rôzne uhly natočenia škrtiacej klapky. Následne je možné vytvoriť mapu závislosti točivého momentu na otáčkach kľukovej hriadele a uhle natočenia škrtiacej klapky. Pomocou mapy je možné určiť výsledný moment a otáčky hriadele na výstupe z prevodovky motora formule. Z nameraných dát o uhle natočenia škrtiacej klapky a otáčkach kľukovej hriadele motora sa určí príslušný točivý moment. Z primárneho prevodového pomeru a zaradeného prevodového stupňa (získaného z nameraných dát riadiacej jednotky) je možné dopočítať točivý moment a otáčky na výstupnej hriadele prevodovky. Takto získaný súbor zaťažení však nezahŕňa vplyv vonkajších a vnútorných dynamických síl. Preto je potrebné určiť týchto súčiniteľov, na rozdiel od výpočtu, ktorý vychádza z tenzometrických meraní.

K určeniu potrebných závislostí je nutné premerať spaľovací motor formule na dynamometri, čo je rozsiahly proces, ktorý však napriek plánu nebol v sezóne 2018/2019 uskutočnený. Bez získaných dát nie je možné pristúpiť k zostaveniu charakteristického súboru zaťažení a následnému pevnostnému výpočtu ozubeného súkolesia.

#### 4.5 HYPOIDNÉ KUŽEL'OVÉ SÚKOLESIE

Hypoidné súkolesie, teda súkolesie kužel'ové s mimobežnými osami, sa bežne používa v automobilovom priemysle ako súčasť nápravového diferenciálu. Oproti klasickému kužel'ovému súkolesiu s rôznobežnými osami má niekoľko výhod: plynulejší a tichší chod vďaka dlhšiemu a plynulejšiemu záberu páru zubov, vyšší prevodový pomer a kompaktnosť. Je však charakteristické aj prítomnosťou pozdĺžneho sklzu pri zábere dvoch zubov, čo spôsobuje zníženie mechanickej účinnosti a zahrievanie, takže je potrebné viac sa zaoberať mazaním a chladením. Bolo by výhodné použiť tento typ ozubeného súkolesia aj pre našu aplikáciu, teda ako sekundárny prevod formule Dragon. Pevnostný výpočet spolu s popisom geometrie ozubeného kolesa sú však ťažko dostupné a norma popisujúca kužel'ové kolesá v sebe nezahŕňa vzťahy aplikovateľné na hypoidné súkolesia.

Roztečné plochy hypoidných kolies sú tvorené rotačnými hyperboloidmi [16]. Táto komplexná geometria si vyžaduje špeciálne stroje a nástroje pre ich výrobu, ktoré sa väčšinou vyrábajú len vo veľkých sériách. Je problém vyrobiť hypoidné koleso v počte niekoľko kusov.



Nedostupnosť informácií a podkladov o návrhu hypoidných súkolesí spolu s obtiažnou výrobou ma viedli k upusteniu od tejto varianty sekundárneho prevodu napriek jej viacerým výhodám.

## ZÁVER

Cieľom mojej práce bolo preskúmať možnosti náhrady reťazového sekundárneho prevodu vozidla Dragon prevodom ozubeným súkolesím a spraviť koncepčný návrh tohto súkolesia pomocou dostupných empirických metód. Koncepčný návrh by mal byť neskôr súčasťou návrhu bloku motora, pričom najvýznamnejšou zmenou oproti bloku motora používanému v súčasnosti by bolo integrovanie sekundárneho prevodu a diferenciálu tak, aby tvorili jeden celok.

Boli navrhnuté viaceré riešenia sekundárneho prevodu, pričom sa vždy vychádzalo z pevnostných výpočtov a minimálnej požadovanej životnosti ozubeného súkolesia. Jednotlivé navrhnuté riešenia boli zhodnotené a porovnané. Ako najlepšie riešenie sa javí použitie ozubeného kuželového súkolesia. To ale má za následok zmenu uloženia motora v ráme z priečneho na pozdĺžne. Zmena uloženia značne ovplyvní umiestnenie ďalších súčastí motora, najmä sacie a výfukové potrubie.

Navrhnuté ozubené súkolesie má však príliš veľké rozmery a hmotnosť, najmä v porovnaní s pôvodným reťazovým prevodom. V automobilovom priemysle, a hlavne v motoršporte, je snaha o čo najlepšiu optimalizáciu a kompromis medzi rozmermi a životnosťou súčastí. Využívajú sa preto špeciálne postupy overované experimentálne. Pri návrhu ozubených súkolesí som vychádzal z pevnostných empirických výpočtov určených pre priemyselné prevodovky. Návrh ozubeného súkolesia sa javí ako nepoužiteľný pre aplikáciu vo formuli Dragon. Preto som pri návrhu začal spolupracovať s firmou zaoberajúcou sa návrhom prevodoviek v automobilovom priemysle. Využitie softvérových výpočtových nástrojov umožnilo viac úprav tvaru zubu ozubených kolies ktoré boli zahrnuté do pevnostného výpočtu. Táto optimalizácia založená na aplikovaní skúseností v danej oblasti a rozšírenými možnosťami pevnostných výpočtov sa pozitívne prejavila na životnosti a rozmeroch súkolesia.

Ako vstup do výpočtov bolo uvažované konštantné, maximálne zaťaženie: maximálny točivý moment spaľovacieho motora a zaradený prvý prevodový stupeň počas celej životnosti. Takéto zaťaženie však nezodpovedá skutočnosti. Reálne zaťaženie sa mení s točivým momentom vyvíjaným motorom, zaradeným prevodovým stupňom a rýchlosťou jazdy formule. Zahrnutie modelu zaťaženia, ktoré lepšie vystihuje skutočné zaťaženie do výpočtov by znamenalo výrazné zmenšenie rozmerov ozubených kolies. Je však potrebné získanie detailných charakteristík z merania spaľovacieho motora na dynamometri. Takisto je potrebná analýza zaťažovania počas testovacej fázy a pretekov formuly Dragon.

Použiteľné riešenie integrovania sekundárneho prevodu a diferenciálu do bloku motora vozidla Dragon si vyžaduje rozsiahlejšie merania a analýzy, ktoré prevyšujú rozsah bakalárskej práce. Ďalšími krokmi by malo byť uskutočnenie detailného merania spaľovacieho motora na dynamometri a preskúmanie charakteru zaťažovania sekundárneho prevodu počas prevádzky formuly Dragon. Následne bude možné pristúpiť k návrhu sekundárneho prevodu kuželovým ozubeným súkolesím.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] *Formula Student Germany* [online]. 2019 [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/>
- [2] F0711-13 (2018) – Rennteam Uni Stuttgart e.V. *Rennteam Uni Stuttgart e.V. – Das Formula Student Team der Universität Stuttgart* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://www.rennteam-stuttgart.de/f0711-13-2018/>
- [3] C - 18. *Cat Racing* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <http://www.cat-racing.de/c-18.html>
- [4] PWR Racing Team - Cars. *PWR Racing Team* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <http://racing.pwr.wroc.pl/en/cars/>
- [5] Cmt - cars. *Curtin Motorsport Team* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://www.curtinmotorsport.com/cars-2017>
- [6] Stallardo | Rennstall | E.Stall | Esslingen. *Rennstall | E.Stall | Esslingen | Das Formula Student Team der Hochschule Esslingen* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <http://www.rennstall-esslingen.de/fuhrpark/fuhrpark-c/>
- [7] Joanneum racing - der jr18. *Joanneum racing* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://www.joanneum-racing.at/fahrzeuge/der-jr18/>
- [8] MT-07 - Motorcycles - Yamaha Motor. *Yamaha Motor* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://www.yamaha-motor.eu/gb/en/products/motorcycles/hyper-naked/mt-07/techspecs/>
- [9] TANKIA 2018 – TU Graz Racing Team. *TU Graz Racing Team* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://racing.tugraz.at/fahrzeuge/tankia-2018/>
- [10] 2017 ZR17 | Zips Racing. *Zips Racing* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <http://zipsracing.com/vehicle/2017-vehicle/>
- [11] 2013 Husaberg FE 501 - Top Speed. In: *Top Speed* [online]. [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.topspeed.com/motorcycles/motorcycle-reviews/husaberg/2013-husaberg-fe-501-ar148845.html>
- [12] DRBAL, M. *Spojka vozu Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Janoušek.
- [13] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. Vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [14] Formula Student - Drexler Automotive. *Drexler Automotive* [online]. [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.eng.drexler-automotive.com/motorsport/formula-student>
- [15] ČERMÁK, J. *Metody 3D skenování objektů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Tomáš Marada, Ph.D.

- [16] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš a Martin HARTL, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [17] ČSN ISO 6336-6. *Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – Část 6: Výpočet provozní životnosti při proměnném zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [18] ČSN 01 4686-2. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Ekvivalentní a směrodatné výpočtové zatížení*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1989.

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

$a_a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Pozdĺžne zrýchlenie pri akcelerácii
$b$	[mm]	Pracovná šírka ozubenia
$D$	[-]	Stupeň poškodenia
$d_1$	[mm]	Priemer roztečnej kružnice pastorka
$d_2$	[mm]	Priemer roztečnej kružnice koleasa
$d_{a1}$	[mm]	Hlavový priemer pastorka
$d_{a2}$	[mm]	Hlavový priemer koleasa
$d_{ae1}$	[mm]	Vonkajší hlavový priemer pastorka
$d_{ae2}$	[mm]	Vonkajší hlavový priemer koleasa
$d_{e1}$	[mm]	Vonkajší roztečný priemer pastorka
$d_{e2}$	[mm]	Vonkajší roztečný priemer koleasa
$d_{m1}$	[mm]	Stredný roztečný priemer pastorka
$d_{m2}$	[mm]	Stredný roztečný priemer koleasa
$d_{v1}$	[mm]	Roztečný priemer virtuálneho pastorka
$d_{v2}$	[mm]	Roztečný priemer virtuálneho koleasa
$F_a$	[N]	Sila pôsobiaca na vozovku od kolies pri akcelerácii
$F_{mt}$	[N]	Stredná obvodová sila
$F_t$	[N]	Nominálna obvodová sila
$i_1$	[-]	Prevodový pomer prvého stupňa prevodovky
$i_c$	[-]	Celkový prevodový pomer
$i_{\text{primar}}$	[-]	Primárny prevodový pomer
$i_{\text{sekundar}}$	[-]	Sekundárny prevodový pomer
$K_A$	[-]	Súčiniteľ vonkajších dynamických síl
$K_{F\alpha}$	[-]	Súčiniteľ tvaru zubu
$K_{F\beta}$	[-]	Súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia zubov po šírke
$K_{H\alpha}$	[-]	Súčiniteľ podielu zaťaženia jednotlivých zubov
$K_{H\beta}$	[-]	Súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia zubov po šírke
$K_v$	[-]	Súčiniteľ vnútorných dynamických síl
$l_{mb}$	[mm]	Dĺžka strednej úsečky stykovej plochy
$m$	[mm]	Normálový modul ozubenia
$M_1$	[Nm]	Točivý moment na výstupe z prevodovky
$M_2$	[Nm]	Točivý moment na kolese sekundárneho prevodu

$\dot{m}_{\text{air}}$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	Hmotnostný prietok vzduchu
$m_{\text{celk}}$	[kg]	Celková hmotnosť auta s vodičom
$m_e$	[mm]	Vonkajší modul
$M_m$	[Nm]	Točivý moment motoru
$m_m$	[mm]	Stredný normálový modul
$m_{mn}$	[mm]	Stredný normálový modul
$n_1$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky na výstupe z prevodovky
$N_1$	[-]	Počet cyklov pastorka sekundárneho prevodu
$N_2$	[-]	Počet cyklov kolesa sekundárneho prevodu
$N_{fi}$	[-]	Počet cyklov do lomu pre danú hodnotu amplitúdy napätia
$n_i$	[-]	Počet cyklov vykonaných pre danú hodnotu amplitúdy
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky kľukovej hriadele
$o$	[-]	Pomerná odchýlka prevodového čísla od prevodového čísla reťazového prevodu
$p_{\text{sani}}$	[Pa]	Tlak vzduchu za restriktorom
$r_{\text{air}}$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Merná plynová konštanta vzduchu
$r_D$	[mm]	Dynamický polomer kolesa
$s$	[km]	Prejdená dráha
$S_{F1}$	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti proti vzniku únavového lomu pastorka
$S_{F2}$	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti proti vzniku únavového lomu kolesa
$S_{H1}$	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti v dotyku pre pastorok
$S_{H2}$	[-]	Súčiniteľ bezpečnosti v dotyku pre koleso
$S_{\text{restriktor}}$	[m <sup>-1</sup> ]	Plocha restriktoru
$T_{\text{air}}$	[K]	Termodynamická teplota vzduchu
$u$	[-]	Prevodové číslo
$u_n$	[-]	Prevodové číslo reťazového prevodu
$u_v$	[-]	Prevodové číslo virtuálneho súkolesia
$w_k$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rýchlosť zvuku
$x_1$	[-]	Jednotkové posunutie profilu pastorka
$x_2$	[-]	Jednotkové posunutie profilu kolesa
$Y_{Fa1}$	[-]	Súčiniteľ tvaru zubu pastorka
$Y_{Fa2}$	[-]	Súčiniteľ tvaru kolesa
$Y_K$	[-]	Súčiniteľ kuželového kolesa

$Y_{LS}$	[-]	Súčiniteľ zdieľania zaťaženia
$Y_{NT1}$	[-]	Súčiniteľ počtu cyklov pre pastorok
$Y_{NT2}$	[-]	Súčiniteľ počtu cyklov pre koleso
$Y_{RelT}$	-]	Pomerný súčiniteľ drsnosti v oblasti pätného prechodu zubu
$Y_{Sa1}$	[-]	Súčiniteľ koncentrácie napätia pastorka
$Y_{Sa2}$	[-]	Súčiniteľ koncentrácie napätia kolesa
$Y_X$	[-]	Súčiniteľ veľkosti
$Y_{\beta}$	[-]	Súčiniteľ sklonu zubu
$Y_{\delta relT}$	[-]	Pomerný súčiniteľ vrubovej citlivosti
$Y_{\varepsilon}$	[-]	Súčiniteľ vplyvu záberu profilu
$z_{1Koleso}$	[-]	Počet zubov ozubeného kolesa prvého prevodového stupňa
$z_{1Pastorok}$	[-]	Počet zubov pastorka prvého prevodového stupňa
$Z_B$	[-]	Súčiniteľ jednopárového záberu pre pastorok
$Z_D$	[-]	Súčiniteľ jednopárového záberu pre koleso
$Z_E$	[-]	Súčiniteľ mechanických vlastností materiálu
$Z_H$	[-]	Súčiniteľ tvaru spoluzaberajúcich zubov
$Z_K$	[-]	Súčiniteľ kužeľového kolesa
$Z_L$	[-]	Súčiniteľ mazacej vrstvy
$Z_{LS}$	[-]	Súčiniteľ zdieľania zaťaženia
$Z_{MB}$	[-]	Súčiniteľ jednopárového záberu
$z_{min}$	[-]	Minimálny počet zubov
$Z_{NT1}$	[-]	Súčiniteľ počtu cyklov pastorka
$Z_{NT2}$	[-]	Súčiniteľ počtu cyklov kolesa
$z_{primarKoleso}$	[-]	Počet zubov ozubeného kolesa primárneho prevodu
$z_{primarPastorok}$	[-]	Počet zubov pastorka primárneho prevodu
$Z_R$	[-]	Súčiniteľ drsnosti povrchu zubu
$Z_V$	[-]	Súčiniteľ obvodovej rýchlosti
$z_{v1}$	[-]	Počet zubov virtuálneho pastorka
$z_{v2}$	[-]	Počet zubov virtuálneho kolesa
$Z_W$	[-]	Súčiniteľ tvrdosti
$Z_X$	[-]	Súčiniteľ veľkosti
$Z_{\beta}$	[-]	Súčiniteľ sklonu zubu
$Z_{\varepsilon}$	[-]	Súčiniteľ súčtovej dĺžky dotkových kriviek zubov

$\alpha_n$	[°]	Uhol záberu v normálnej rovine
$\beta_m$	[°]	Stredný uhol sklonu zubu
$\delta$	[°]	Uhol roztečného kužeľa
$\delta_1$	[°]	Uhol roztečného kužeľa pastorka
$\delta_2$	[°]	Uhol roztečného kužeľa spoluzaberajúceho kolesa
$\kappa_{\text{air}}$	[-]	Adiabatický koeficient vzduchu
$\rho_{\text{air}}$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota vzduchu
$\sigma_{F1}$	[MPa]	Napätie v ohybe v päte zubu pre pastorok
$\sigma_{F2}$	[MPa]	Napätie v ohybe v päte zubu pre koleso
$\sigma_{FE1}$	[MPa]	Medza únavy v ohybe referenčného ozubeného kolesa pre pastorok
$\sigma_{FE2}$	[MPa]	Medza únavy v ohybe referenčného ozubeného kolesa pre koleso
$\sigma_{Fo1}$	[MPa]	Nominálne napätie pre pastorok
$\sigma_{Fo2}$	[MPa]	Nominálne napätie pre koleso
$\sigma_{H1}$	[MPa]	Napätie v dotyku pre pastorok
$\sigma_{H2}$	[MPa]	Napätie v dotyku pre spoluzaberajúce koleso
$\sigma_{Hlim1}$	[MPa]	Medza únavy pastorka
$\sigma_{Hlim2}$	[MPa]	Medza únavy kolesa
$\sigma_{Ho}$	[MPa]	Nominálne napätie v dotyku



## Zoznam príloh

Príloha I – Výpočtová správa pre čelné ozubené súkolesie (MathCad).....	P1
Príloha II – Výpočtová správa pre kuželové ozubené súkolesie (MathCad).....	P9
Príloha III – Exportovaný dokument výpočtu z programu KISSsoft.....	P18