



# 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

## PŘEVODOVKA PRO POHON PŘEDNÍ NÁPRAVY VOZIDLA

CAR FRONT AXLE DRIVELINE GEARBOX

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Černuško

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

BRNO 2017

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Lukáš Černuško**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.**  
Akademický rok: 2016/17

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 diplomové práce:

### Převodovka pro pohon přední nápravy vozidla

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

Úkolem diplomové práce je komplexní studium problematiky elektrického pohonu vozidel a na základě shromážděných poznatků navrhnout hnací mechanismus přední nápravy vozidla s elektrickým pohonem.

#### **Cíle diplomové práce:**

Cílem diplomové práce je vlastní návrh koncepce hnacího mechanismu přední nápravy elektromobilu s určením jeho základních parametrů, návrh převodovky pro přední hnací nápravu uvažovaného vozidla, výpočtová kontrola navržené převodovky a kritické zhodnocení navržené konstrukce se zdůrazněním jejích předností a nedostatků.

#### **Seznam literatury:**

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

ACHTENOVÁ, Gabriela. Planetary gear sets in automotive transmissions. Praha: České vysoké učení technické, 2011. 88 s. ISBN 978-80-01-04795-8.

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 diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 1. 11. 2016



---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Cieľom diplomovej práce bolo navrhnúť koncepciu pohonu elektromobilu, ktorá umožňuje vektorovanie točivého momentu medzi jednotlivé kolesá nezávisle a navrhnúť prevodovku pre prednú nápravu. Účelom bolo využiť vozidlo na závodnej trati a testovať dynamiku elektromobilu pre ďalší vývoj. Na základe stanovených požiadaviek a dostupných riešení bol navrhnutý koncept pohonu a určené základné parametre. Hlavná časť práce obsahuje návrh samotnej prevodovky vrátane pevnostného výpočtu ozubenia, kontroly hriadeľov k medznému stavu únavy a pružnosti, výpočet trvanlivosti zvolených ložísk. Riešenie tvaru skrine bolo podrobené výpočtovej kontrole pomocou MKP analýzy. Záverečná kapitola zisťuje zrýchlenie vozidla pomocou simulácie. Navrhnutý elektrický pohon je po prispôsobení možné aplikovať aj na iné športové vozidlá.

## KLÚČOVÉ SLOVÁ

pohon, prevodovka, ozubenie, skriňa prevodovky, výpočtová kontrola

## ABSTRACT

Goal of the Master Thesis was to design conception of electric vehicle driveline, which is able of torque vectoring between each wheel independently and to design front axle gearbox. The aim was to use up the car on race track and to test dynamic properties of electric vehicle for follow-up development. Due to determined requirements and possible solutions the conception of driveline was designed and basic parameters were defined. The main part of the thesis contains a design of gearbox including strength calculation of gearing, the control of shafts to fatigue and elasticity limiting states, life of selected bearings. Gearbox case was subjected to FEM analysis. The last chapter uses simulation to gain vehicle acceleration. Designed electric driveline is applicable to other sport vehicles after some modifications.

## KEYWORDS

driveline, gearbox, gearing, gearbox case, computational control

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ČERNUŠKO, L. *Převodovka pro pohon přední nápravy vozidla*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 53 s. Vedoucí diplomové práce Zdeněk Kaplan.

## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

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

V Brne dňa 20. mája 2017

.....

Lukáš Černuško

## POĎAKOVANIE

V úvode chcem poďakovať vedúcemu diplomovej práce doc. Ing. Zdeňkovi Kaplanovi CSc. nielen za odborné vedenie pri tvorbe práce, ale aj za cenné rady do života. Ďalej by som chcel poďakovať všetkým pedagógom a ľuďom, ktorí mi boli oporou počas štúdia. Dúfam, že som si z ich snahy odovzdať vedomosti zobral čo najviac a že na svoje štúdium budem v budúcnosti rád spomínať.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Elektropohony .....	11
1.1 Pohon elektromotorom .....	11
1.2 Hybridný pohon .....	12
2 Batériové elektromobily .....	16
2.1 Regulácia výkonu .....	16
2.2 Elektromotory .....	17
2.3 Prevodovky pohonu prednej nápravy .....	18
2.4 Akumulátory .....	20
3 Základné parametre a potrebné úpravy .....	22
3.1 Koncepcia pohonu .....	23
3.2 Elektromotory .....	24
3.3 Prevodovka prednej nápravy.....	24
4 Výpočet ozubenia prevodovky .....	27
4.1 Materiál.....	27
4.2 Mazanie.....	27
4.3 Geometria ozubenia .....	27
4.4 Sily v ozubení .....	29
4.5 Pevnostný výpočet prvého súkolesia .....	31
4.6 Pevnostný výpočet druhého súkolesia .....	32
5 Výpočet hriadel'ov .....	33
5.1 Hriadel' „a“.....	33
5.2 Hriadel' „b“ .....	35
5.3 Hriadel' „c“.....	36
5.4 Kontrola spojov s jemným drážkovaním .....	37
6 Ložiská .....	38
6.1 Voľba ložísk.....	38
6.2 Kontrola .....	39
7 Skriňa prevodovky.....	40
7.1 Materiál.....	40
7.2 Výpočtová kontrola.....	40
7.3 Úpravy modelu .....	42
7.4 Výpočtová kontrola.....	42
7.5 Výsledné parametre .....	42
8 Zrýchlenie vozidla .....	44



---

Záver .....	45
Zoznam použitých skratiek a symbolov .....	49
Zoznam príloh .....	53

## ÚVOD

Čoraz častejšie sa stretávame s pojmom elektromobilita, no nejedná sa o pojem modernej doby. Elektromobilita existovala omnoho skôr ako by sa mohlo zdať. Prvé automobily s elektrickým pohonom vznikali už koncom osemnásteho storočia, tzn. v rovnakom období ako automobily so spaľovacím motorom. Ich prednosťami boli predovšetkým veľmi nízke vibrácie, žiadny nepríjemný zápach, či hluk. Ľudí od kúpy automobilu so spaľovacím motorom tiež odrádzala potreba manuálneho štartovania a radenia rýchlostných stupňov, preto sa v Amerike v rokoch 1899 a 1900 predalo dokonca viac elektromobilov. Objavy veľkých zásob znížili cenu ropy. Po zostrojení elektrického štartéra a spustení pásovej výroby Modelu T Fordom, cena áut so spaľovacím motorom klesla natoľko, že o elektromobily prestal byť záujem.

V súčasnosti sa pozornosť elektromobilom neustále zväčšuje. Svetová zdravotnícka organizácia vyhlásila, že na následky znečisteného vzduchu ročne zomrie okolo troch miliónov ľudí. Veľkú zásluhu na tom majú škodlivé emisie spaľovacích motorov. Ďalším nemalým problémom, ktorému ľudstvo v súčasnosti čelí, je globálne otepľovanie spôsobené nadmerným množstvom oxidu uhličitého v atmosfére. Spaľovacie motory značnou mierou prispievajú k jeho tvorbe, čo ľudí vedie k hľadaniu alternatívnych pohonov.

Elektromobilita odstraňuje mnohé z problémov spojených so spaľovacími motormi, avšak mnohé zasa vytvára. Na jednej strane je to odstránenie škodlivých emisií pri prevádzke automobilu, no na druhej strane je batériu potrebné nabíjať. Elektrická energia sa v prevažnej miere vyrába využívaním fosílnych palív, čím sa produkcia oxidu uhličitého presúva do inej oblasti. Množstvo energie vyrábanej z obnoviteľných zdrojov by bolo pri značnom náraste počtu elektromobilov nedostatočné. Nemalým problémom je aj výroba a následná recyklácia batérií, ktoré sú často vyrobené z toxických látok a dokážu kontaminovať veľkú časť životného prostredia. K hlavným príčinám, ktoré bránia väčšiemu rozšíreniu elektromobilov je nízky dojazd, pomalé nabíjanie batérií, ich vysoká cena, či nedostatočná sieť nabíjacích staníc. Najnovšie technológie umožňujú rýchlonabíjanie, ktoré sú schopné dobiť batériu za pár minút na veľkú časť ich maximálnej kapacity, no jeho časté používanie vedie k rapídne zníženiu životnosti batérie. Preto sú elektromobily vhodné najmä do mesta, kde prevažujú krátke jazdy. Avšak aj napriek nevýhodám hovoria trendy v prospech elektromobility. Tento trend potvrdzuje aj dohoda o ochrane klímy z nedávnej parížskej konferencie OSN, ktorú podpísalo 196 krajín sveta, že urobia maximum pre udržanie otepľovania do konca storočia pod dvomi stupňami. Navyše je čoraz viac miest, ktoré zakazujú, príp. obmedzujú vjazd automobilov s dieslovými motormi.

Tieto dôvody umožnili vznik práce, ktorej cieľom je návrh a výpočtová kontrola prevodovky pre elektromobil. Počiatočné kapitoly obsahujú prehľad dostupných riešení pohonov elektromobilov, ďalšie návrh koncepcie pohonu a návrh prevodovky. Záverečná časť hodnotí navrhnutú konštrukciu.

# 1 ELEKTROPOHONY

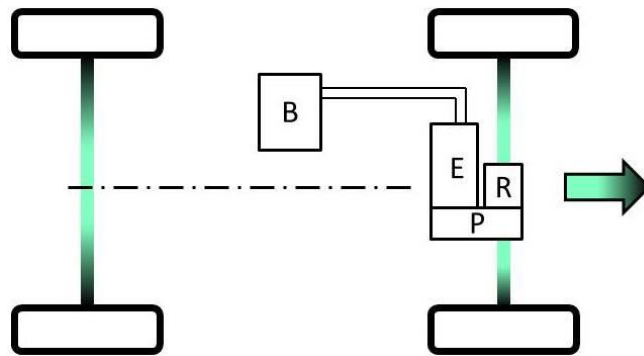
Hnacie ústrojenstvo tvoria všetky časti, ktoré sa podieľajú na prenose výkonu na kolesá. Ich konštrukcia a umiestnenie sa odvíja od koncepcie pohonu. Zatiaľ čo u osobných automobilov so spaľovacím motorom sme zvyknutí na typické zloženie, tzn. motor, spojka, prevodovka, rozvodovka, u elektromobilov je situácia odlišná. O pohon sa stará elektromotor a redukčná prevodovka. Prevodovka v tomto type pohonu nemá za účel udržiavať otáčky v rozmedzí, kde je momentová charakteristika vhodná na pohon automobilu, ale len na zníženie vysokých otáčok, pri ktorých je nižšia účinnosť elektromotora a znížená životnosť častí pohonu. Elektrický pohon predstavuje sofistikovaný systém. Základné časti čisto elektrického pohonu sú zdroj energie, elektromotor, prevodovka a riadiaca elektronika. Typom elektropohonu je aj hybridný pohon, ktorý spája výhody elektromotora a spaľovacieho motora. Zdrojom energie je batéria, u hybridných pohonov aj palivo. Elektropohony majú možnosť akumulácie energie v prípade jej nadbytku, napr. pri brzdení, ktorá sa neskôr využije. Spôsoby akumulácie kinetickej energie sú rôzne, ale prevažne sa používa akumulácia do batérie v podobe elektrickej energie. To umožňuje elektromotoru pohonu, ktorý je schopný pracovať v režime motora aj v režime generátora a premieňať tak kinetickú energiu na elektrickú. Tento proces je tzv. rekuperácia energie. Podkapitoly obsahujú prehľad používaných koncepcií pohonov elektromobilov a stručný popis ich fungovania [1].

## 1.1 POHON ELEKTROMOTOROM

Elektropohon len za pomoci elektromotora je jednoduchý, obsahuje menej pohyblivých celkov, preto je aj spoľahlivejší ako pohon spaľovacím motorom, resp. hybridný pohon. Základné časti pohonu tvorí elektromotor E, väčšinou prevodovka P s jednoduchým prevodom, prípadne rozvodovka R s diferenciálom. Koncepcia s jedným elektromotorom na náprave obsahuje diferenciál, z ktorého je výkon prenášaný polosami na kolesá. Náprava s dvomi elektro-motormi diferenciál neobsahuje. Pohon elektromotorom je nielen v osobných vozidlách, ale aj vo vlakoch, či trolejbusoch. Rozdiel je v spôsobe dodávky elektrickej energie pomocou trolejového vedenia a v absencii batérií [1].

### 1.1.1 JEDEN ELEKTROMOTOR

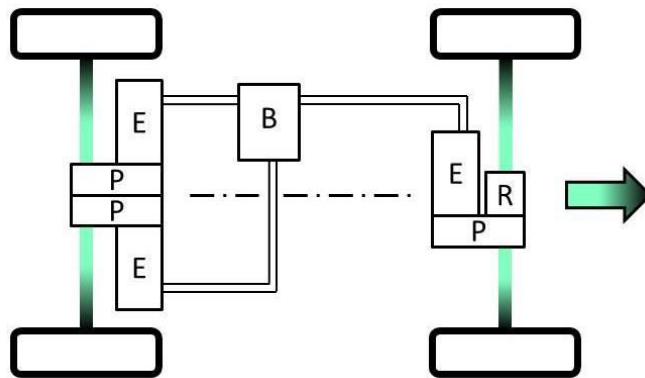
Pohon prednej alebo zadnej nápravy zabezpečuje elektromotor najčastejšie prostredníctvom prevodovky s jednoduchým prevodom. Prevodovka zadnej nápravy je vo väčšine prípadov riešená pomocou čelných ozubených súkolesí. Prevodovky prednej nápravy existujú v rôznych konštrukčných variantoch, o čom bližšie pojednáva kapitola 2.3. Po prevodovke nasleduje rozvodovka s diferenciálom ako vidno na obr. 1.1 [1][2].



Obr. 1.1 Pohón prednej nápravy jedným elektromotorom [1]

### 1.1.2 VIACERO ELEKTROMOTOROV

Použitie viacerých elektromotorov zlepšuje jazdnú dynamiku a nachádza sa najmä vo vozidlách vyšších tried. Pohón dvomi elektromotorami na náprave umožňuje vynechanie diferenciálu. U vozidiel s pohonom všetkých kolies môže byť každé koleso poháňané jedným elektromotorom. Vtedy sa jedná o športové vozidlá s vysokým výkonom. Každý elektromotor má svoju prevodovku. Najčastejšie ide o prevodovku s čelným ozubením, ale stretáme sa aj s planétovou. Menej extrémne aplikácie využívajú jeden elektromotor na nápravu. Na obr. 1.2 je schéma pohonu s dvomi elektromotorami na zadnej náprave a jedným na prednej [2][3].



Obr. 1.2 Pohón tromi elektromotorami [2]

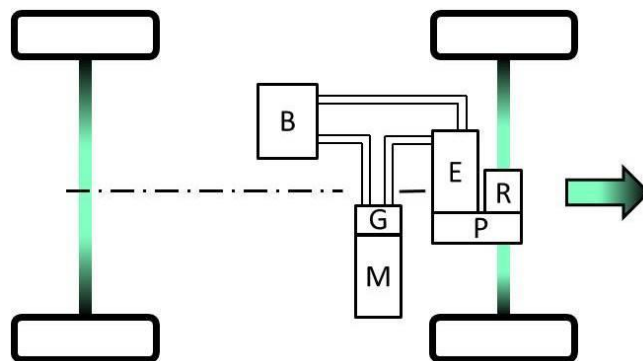
## 1.2 HYBRIDNÝ POHON

Tento typ elektropohonu využíva spaľovací motor M a elektromotor E. Výkon sa prenáša prostredníctvom spojok S, prevodovky P cez rozvodovku R s diferenciálom. Následne na kĺbové hriadele a kolesá. Najčastejšie sa jedná o benzínový motor, ktorému pomáha elektromotor v rôznej miere. V hybridných pohonoch sú dva typy prevodoviek. Buď sa jedná o prevodovky, ktoré pochádzajú zo sériových vozidiel a sú upravené pre zabudovanie elektromotora, alebo ide o konštrukcie špeciálne určené pre tieto vozidlá. Výhodami špeciálnych prevodoviek je nižšia hmotnosť, kompaktnejšie rozmery a hlavne prinášajú úspory energie. Podľa spôsobu zapojenia hnacích agregátov sa hybridy delia na sériové

a paralelné, o čom pojednávajú kapitoly 1.2.1 a 1.2.2. Kapitoly 1.2.31.2.4 až 1.2.6 približujú koncepcie hybridov podľa stupňa hybridizácie, tzn. miery, ktorou sa elektromotor podieľa na poháňaní vozidla [4][5][6].

### 1.2.1 SÉRIOVÝ HYBRID

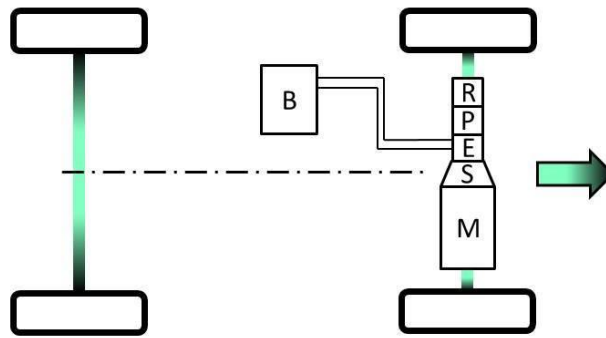
Spaľovací motor u sériového typu hybridu je naladený tak, aby pracoval v otáčkach, kde je jeho účinnosť maximálna. Batéria je dobíjaná rekuperáciou alebo energiou z generátora G poháňaného spaľovacím motorom. Riadiaca jednotka následne určuje dodávanú energiu. Ak je vyžadovaný vysoký výkon, energiu pre elektromotor môže dodávať generátor s batériou súčasne. Kolesá sú teda hnané výhradne elektromotorom. Prevodovka má väčšinou jednoduchý prevod a slúži na zníženie otáčok elektromotora. Schéma pohonu je na obr. 1.3 [5][7].



Obr. 1.3 Schéma sériového hybridného pohonu [4]

### 1.2.2 PARALELNÝ HYBRID

Myšlienka paralelného hybridného ústrojenstva je založená na tom, že spaľovací motor a elektromotor dokážu poháňať kolesá nezávisle. Výkon je zo spaľovacieho motora prenášaný cez prevodovku a rozvodovku na kolesá. Elektromotor je k systému pripojený v mieste prevodovky. Pohon využíva viacstupňovú prevodovku s konštrukciou upravenou pre hybridný pohon. Systém obsahuje spojky, ktoré umožňujú pripojenie, resp. odpojenie jednotlivých agregátov. Energii pre elektromotor dodáva batéria dobíjaná spaľovacím motorom, rekuperáciou a u plug-in hybridného pohonu (viď kapitola 1.2.6) je možnosť nabitia z elektrickej siete. Schéma je na obr. 1.4 [5][8].



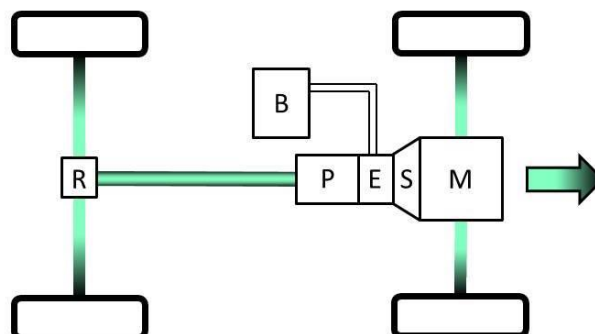
Obr. 1.4 Schéma paralelného hybridného pohonu [5]

### 1.2.3 MICRO HYBRID

V tomto prípade sa nejedná o hybrid v pravom slova zmysle. Micro hybridy obsahujú štart-stop systém, ktorý slúži na vypínanie, resp. zapínanie spaľovacieho motora. Motor sa vypína pre šetrenie paliva, napr. pri státi na križovatke. Elektromotor teda nedokáže samostatne poháňať vozidlo. Hnacia náprava môže byť predná aj zadná. Koncern PSA používa reverzibilný alternátor a systém e-booster, ktorý dokáže motor znova naštartovať za 0,4s. Prvé štartovanie motora prebieha pomocou štartéra a energie z batérie a keď sa pri brzdení dobije kondenzátor, ďalší štart motora je realizovaný alternátorom [5][9][10].

### 1.2.4 MILD HYBRID

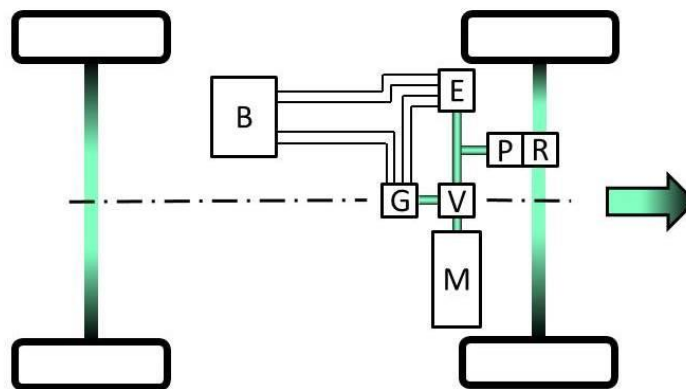
Konštrukcia mild hybridov zahŕňa elektromotor, ktorý nie je dostatočne silný na to, aby samostatne poháňal vozidlo, slúži len ako pomoc spaľovaciemu motoru pri akcelerácii. Batériu dobíja buď spaľovací motor, alebo elektromotor rekuperáciou v režime generátora elektrickej energie. Príklad koncepcie s pohonom zadných kolies je na obr. 1.5. Za motorom nasleduje elektromotor a prevodovka. Rotor elektromotora je cez spojku prepojený so spaľovacím motorom [4][5].



Obr. 1.5 Mild hybrid [5]

### 1.2.5 FULL HYBRID

Pohon full hybridov obsahuje spaľovací motor, dostatočne silný elektromotor pre pohon vozidla a prídavnú batériu. Batéria má väčšiu kapacitu ako v prípade mild hybridov a na krátke vzdialenosti dokáže ísť čisto na elektrický pohon. Batéria je dobíjaná buď spaľovacím motorom, alebo rekuperáciou. Jednoduchšiu konštrukciu tohto typu pohonu tvorí elektromotor vložený medzi spaľovací motor a prevodovku, podobne ako v prípade mild hybridu. Prevodovka je prispôbená na hybridný pohon. Tento koncept využíva napríklad BMW v systéme ActiveHybrid. Zložitejším variantom je systém Hybrid synergy drive od automobilky Toyota, ktorý dokáže pracovať v sériovom aj paralelnom režime. Oba agregáty môžu poháňať kolesá súčasne alebo samostatne. V deliči výkonu  $V$  sa výkon spaľovacieho motora rozdeľuje medzi pohon kolies alebo generátora  $G$ . Určuje to riadiaca jednotka vždy s ohľadom na maximálnu účinnosť systému. Elektromotor je napájaný energiou z generátora a v prípade potreby vysokého výkonu aj batériou. Výkon sa na kolesá prenáša pomocou redukčnej prevodovky. Usporiadanie častí pohonu je na obr. 1.6 [11][12].



Obr. 1.6 Full hybrid [11]

### 1.2.6 PLUG-IN HYBRID

Plug-in hybridný koncept pohonu obsahuje okrem batérie s väčšou kapacitou ako v prípade full hybridu možnosť nabíjania batérie z elektrickej siete. Väčšia kapacita batérií umožňuje ďalšie zvýšenie elektrického dojazdu. Po konštrukčnej stránke je koncepcia prakticky rovnaká ako u full hybridov [5][8].

## 2 BATÉRIOVÉ ELEKTROMOBILY

Narastajúci počet elektromobilov je príčinou vzniku nových typov elektromotorov, prevodoviek, batérií. Najväčší rozmach zažívajú batérie. Energiu pre pohon elektromotora môže dodávať aj palivový článok, ale pre vysokú cenu tejto technológie a preto omnoho zriedkavejšie použitie sa budem venovať len hromadnejšie používaným batériám. Táto kapitola popisuje základné komponenty, ktoré sa v batériových elektromobiloch s prednou hnacou nápravou používajú, príp. na to majú potenciál.

### 2.1 REGULÁCIA VÝKONU

Vo všeobecnosti je spôsob riadenia závislý od typu elektromotora a jeho aplikácie. Požadovaný výkon pohonu elektromobilu je zaistený elektronickou reguláciou elektromotora, ktorá na základe snímačov určuje hodnoty vstupných parametrov. Keďže akumulátory poskytujú jednosmerný prúd, je na reguláciu potrebný menič, ktorý zaistí potrebnú amplitúdu a frekvenciu striedavého prúdu. Amplitúda ovplyvňuje točivý moment a frekvencia otáčky. Pulzne šírková modulácia zaisťuje výstupné napätie v sínusovom tvare. Spôsoby riadenia elektromotorov používaných v elektromobiloch sú uvedené v nasledujúcich kapitolách [13].

#### 2.1.1 SYNCHRÓNNY MOTOR S PERMANENTNÝMI MAGNETMI

Presné riadenie elektromotora, tzn. plynulý chod motora v celom rozsahu otáčok, plná kontrola nad točivým momentom v nulových otáčkach, rýchla akcelerácia a decelerácia vyžaduje vektorové riadenie. V podstate sa jedná o riadiaci algoritmus, ktorý rozloží prúd v statore na zložku vytvárajúcu magnetické pole a zložku vytvárajúcu točivý moment. Obe zložky je potom možné kontrolovať zvlášť. Snahou je motor riadiť tak, aby bol točivý moment maximálny. Na to je potrebné, aby bolo magnetické pole permanentných magnetov rotora a pole statora na seba kolmé v každom okamihu. Pre zaistenie správneho fázového pootočenia polí, tzn.  $90^\circ$ , je nutné poznať polohu rotora, aby mohol mikroprocesor správne riadiť prúd vo vinutí statora. Točivý moment motora popisuje rovnica [13][14][15]:

$$M = 32p\lambda_{PM}I_{qs}$$

kde  $p$  je počet pólových dvojíc,  $\lambda_{PM}$  magnetický tok permanentných magnetov a  $I_{qs}$  amplitúda prúdu v zložke, ktorá tvorí točivý moment. Riadenie motora obvykle vyžaduje snímače polohy, rýchlosti a zaťaženia, aby sa dosiahlo maximálnej účinnosti [14][15].

#### 2.1.2 ASYNCHRÓNNY MOTOR

Podobne ako u synchronného motora s permanentnými magnetmi je pre presné riadenie elektromotora nutné vektorové riadenie. Aby bola regulácia presná, riadenie motora obsahuje kontrolné slučky, ktoré umožňujú spätnú väzbu. Patrí sem rýchla prúdová a momentová slučka a pomalšia slučka kontrolujúca rýchlosť a pozíciu rotora. Optimálny pracovný bod je u asynchrónneho elektromotora v stabilnej oblasti, kde pri zväčšení zaťaženia poklesnú otáčky len mierne [13][16][17].



## 2.2 ELEKTROMOTORY

Elektromotor je stroj, ktorý premieňa elektrickú energiu na mechanickú. Dnešné elektromobily najčastejšie používajú synchronný elektromotor s permanentnými magnetmi. Existuje zopár výnimiek, z ktorých najvýraznejšia je v použití asynchrónneho motora automobilkou Tesla. Väčšinou sú elektromotory pevne spojené s karosériou a výkon prenášaný pomocou kĺbových hriadeľov. Medzi nové konštrukcie patrí motor s permanentnými magnetmi uloženými v nábojoch kolies. Výhodou je, že odpadá potreba kĺbových hriadeľov, nevýhodou zvýšená hmotnosť neodpružených častí [18][19][20][21].

### 2.2.1 SYNCHRÓNNY MOTOR S PERMANENTNÝMI MAGNETMI

Konštrukcia synchronného motora obsahuje magnety uložené v rotore. Trojfázové vinutie statora je napájané striedavým prúdom z meniča [14].

Charakteristické vlastnosti [15][20]:

- Vysoká účinnosť v širšom pásme otáčok pri zaťažení
- Schopnosť generovať točivý moment pri nulových otáčkach
- Väčšia výkonová hustota oproti asynchrónnemu motoru
- Menšia veľkosť a hmotnosť pri rovnakom výkone oproti asynchrónnemu motoru
- Dobré dynamické vlastnosti
- Nízka hladina generovaného hluku a vibrácií
- Pomerne spoľahlivý
- Vyžaduje riadiacu elektroniku
- Vyššia cena

### 2.2.2 ASYNCHRÓNNY MOTOR

Elektromotor je podobne ako v predošlom prípade, napájaný striedavým prúdom. Rotor sa neotáča rovnakými otáčkami ako vytvorené magnetické pole v statore, ale s určitým sklzom. Určitý sklz je nevyhnutný pre funkciu motora [16].

Charakteristické vlastnosti [17][20]:

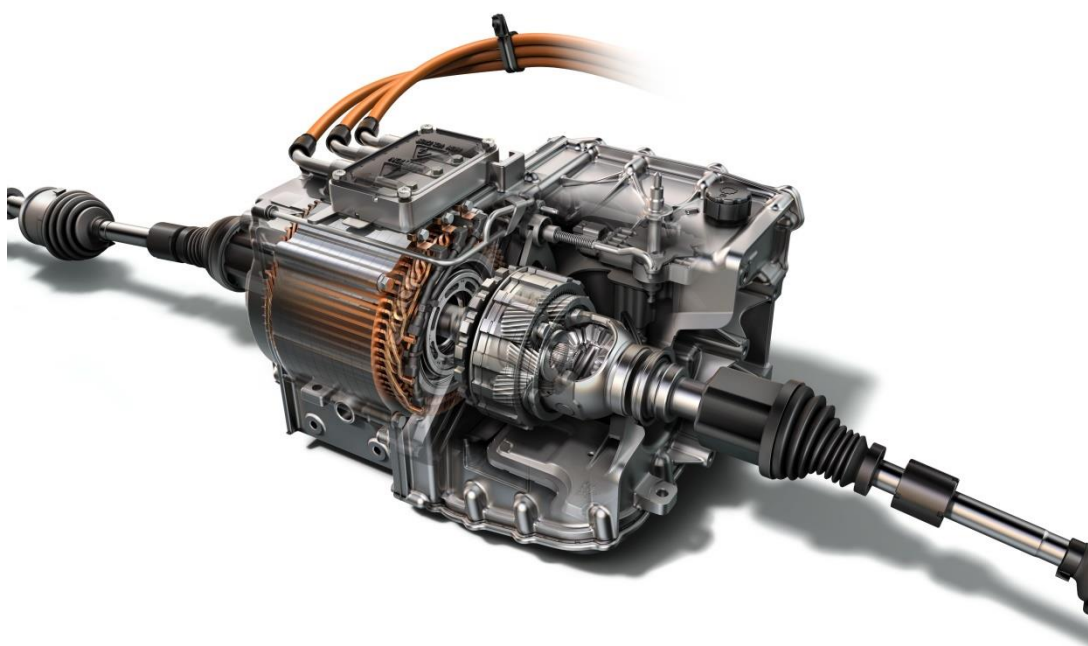
- Nízka cena výroby a údržby
- Vysoká spoľahlivosť
- Jednoduchá konštrukcia
- Nízka hladina generovaného hluku a vibrácií
- Nižšia účinnosť
- Zložité riadenie elektromotora pri požiadavke zmeny otáčok a točivého momentu

## 2.3 PREVODOVKY POHONU PREDNEJ NÁPRAVY

Kapitola obsahuje prehľad používaných prevodoviek predných náprav súčasných elektromobilov. Patrí sem planétová prevodovka, ktorá je zo svojho princípu súosová (koaxiálna) a čelná, ktorá môže byť v súosovom aj nesúosovom prevedení.

### 2.3.1 PLANÉTOVÁ

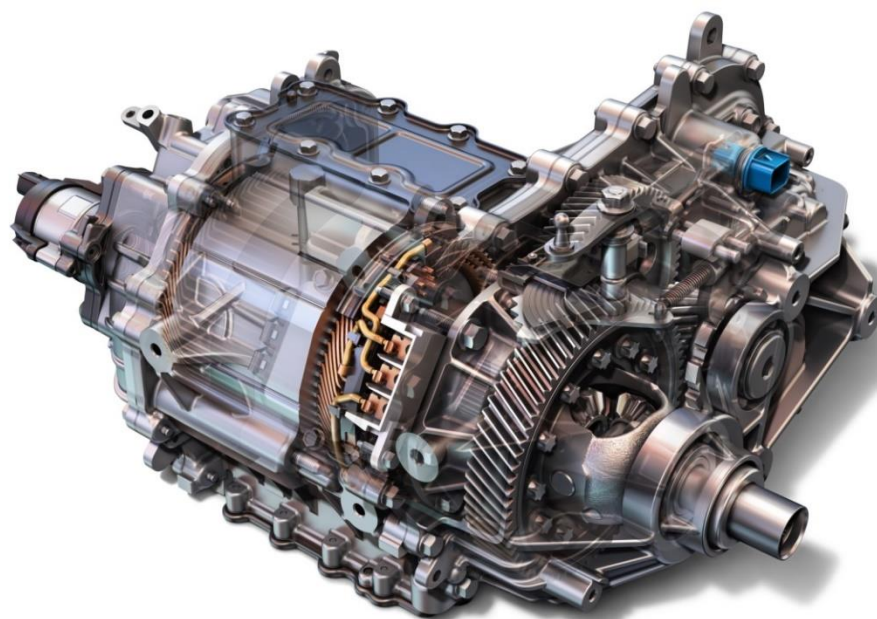
Prevodovka je priamo pripojená na rotor elektromotora. Výstup z nej je napojený na diferenciál, z ktorého sa výkon prenáša na polosi. Jedna strana výstupu z diferenciálu prechádza stredom dutého rotora elektromotora ako je na obr. 2.1 [22].



Obr. 2.1 Hnacie ústrojenstvo – Chevrolet Spark EV [22]

### 2.3.2 ČELNÁ SÚSOVÁ

Prenos výkonu je dosiahnutý dvomi čelnými súkolesiami. Dve zo štyroch ozubených kolies sú uložené na paralelnom hriadeľi a celkový prevodový pomer je súčin prevodových pomerov oboch súkolesí. Os výstupu z rozvodovky, resp. diferenciálu na jednej strane prechádza stredom dutého rotora elektromotora, vid' obr. 2.2 [23].



*Obr. 2.2 Hnacie ústrojenstvo – Chevrolet Bolt EV [23]*

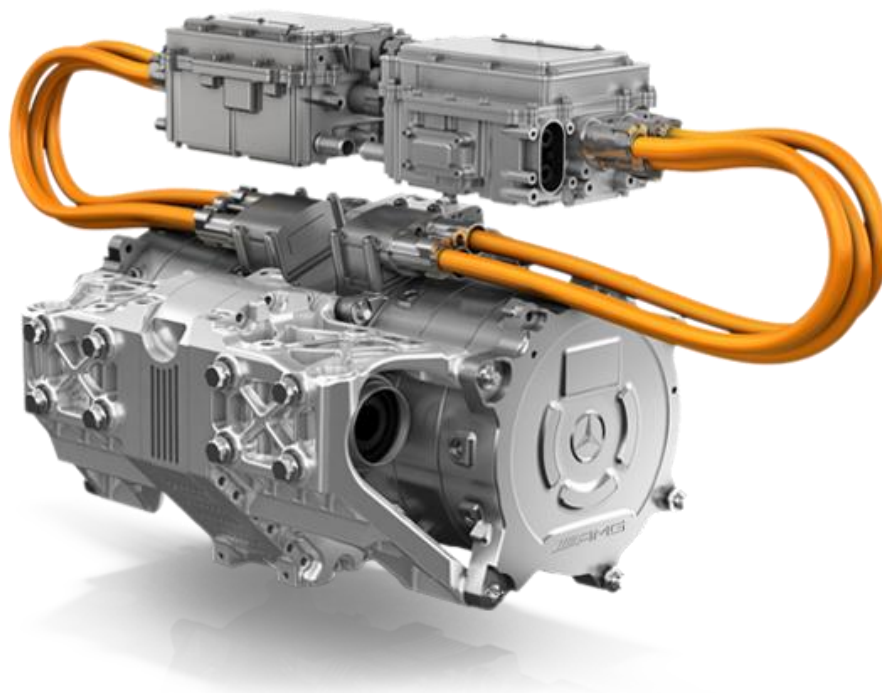
### **2.3.3 ČELNÁ NESÚOSOVÁ**

Redukciu otáčok elektromotora umožňuje prevodovka s dvomi čelnými súkolesiami. Výkon sa prenáša cez ozubené kolesá uložené na hriadeli paralelno voči osi elektromotora. Os výstupu z rozvodovky, resp. diferenciálu prechádza mimo elektromotor, viď obr. 2.3 [24].



*Obr. 2.3 Hnacie ústrojenstvo – Volkswagen e-Golf [24]*

Použitie dvoch elektromotorov na náprave umožňuje vynechanie diferenciálu. Rozdiel otáčok vnútorných a vonkajších kolies v zákrute je kontrolovaný riadiacou jednotkou. Táto koncepcia vytvára možnosť vektorovania točivého momentu pre zlepšenie jazdnej dynamiky. Každý elektromotor má vlastnú prevodovku. Os výstupu z prevodovky leží mimo elektromotor, vid' obr. 2.4 [25].



Obr. 2.4 Hnacie ústrojenstvo – Mercedes-Benz SLS AMG Electric Drive [25]

## 2.4 AKUMULÁTORY

Akumulátory elektrickej energie (batérie) sú zariadenia, ktoré pomocou elektrochemických reakcií vytvárajú napätie na ich svorkách. U elektromobilov hovoríme o tzv. trakčných batériách. Trakčné batérie nie sú schopné dodať príliš veľké prúdy, ale sú stavané na časté hlboké vybíjanie a nabíjanie. Medzi hlavné parametre určujúce kvalitu akumulátorov patrí hustota energie, merný výkon, cena, rýchlosť dobíjania, pamäťový efekt, počet možných hĺbkových dobíjajúcich cyklov, efekt samovybíjania, či rozmery. Vývoj sa snaží potlačiť negatívne vlastnosti, najmä čo sa týka hustoty energie, ktorá má najväčší vplyv na dojazd vozidla. V súčasnosti sa v prevažnej väčšine používajú lítium-iónové (Li-ion) akumulátory, ktoré nahradili olovené a nikel-metal hydridové (NiMH), lebo okrem iných predností majú pomerne vysokú hustotu energie. Z času na čas vznikajú nové technológie, príp. sa vylepšujú tie súčasné. Vo fáze vývoja sú napr. akumulátory lítium-sírne (LiS), horčíko-iónové (Mg-ion), či akumulátor so zlatými nanovláknami pokrytými zlúčeninou  $MnO_2$ . U posledného menovaného je snaha nahraďovať zlato cenovo dostupnejšími kovmi. Veľké pokroky prinášajú nanotechnológie, ktoré umožňujú zväčšenie činnejšej plochy, čím narastie počet prebiehajúcich reakcií. Zväčší sa tak energetická hustota. Energiu môže dodávať aj palivový článok. Je to pomerne jednoduchá technológia výroby elektrickej energie, kedy sa zlučuje vodík s kyslíkom. Produktmi reakcie je teplo, voda a elektrická energia. Variantom na uchovanie energie je

superkapacitor, ktorý je dobíjaný rekuperáciou. Na rozdiel od batérie uchováva energiu v podobe elektrickej energie, nie v podobe energie elektrochemických reakcií. To mu umožňuje prijať a dodať veľké množstvo elektrickej energie v krátkom čase (má vysokú výkonovú hustotu (W/kg)). Taktiež sa vyznačuje vysokým počtom dobíjajúcich cyklov. Kvôli nízkej mernej hustote energie (Wh/kg) je jeho použitie v elektromobiloch možné len v kombinácii s batériou [26][27] [28][29][30].

#### 2.4.1 OLOVENÉ AKUMULÁTORY

Prvé elektromobily využívali olovené akumulátory. Výhodné vlastnosti ako schopnosť dodať veľké prúdy, či nízka cena olova zatienili nevýhody v podobe nízkej mernej hustoty energie (30–40 Wh/kg), nižšej účinnosti dobíjania (70–92 %), či menšiemu počtu dobíjajúcich cyklov (500–800), preto sa v moderných elektromobiloch nevyskytujú [26][28].

#### 2.4.2 AKUMULÁTORY NiMH

Olovené akumulátory postupne nahradili nikel-metal hydridové (NiMH), ktoré mali prednosti ako schopnosť udržania napätia až do úplného vybitia a priaznivú cenu. Medzi nevýhody patrí nižšia energetická hustota (30–80 Wh/kg), nízka účinnosť dobíjania (66 %), rýchle samovybíjanie, menší počet nabíjajúcich cyklov alebo pamäťový efekt, čo je trvalá strata kapacity pri dobíjaní čiastočne vybitého akumulátora [26][28].

#### 2.4.3 AKUMULÁTORY LI-ION

Jedná sa o v súčasnosti najpoužívanejší typ akumulátora. Jeho prednosťami oproti oloveným akumulátorom je vyššia hustota energie (až 160 Wh/kg), minimálna náchylnosť na samovybíjanie a pomerne dobrá účinnosť dobíjania (80–90%). K nevýhodám patrí postupné znižovanie kapacity a to nezávisle na počte nabíjajúcich cyklov, či náchylnosť na nesprávne nabíjanie a vybíjanie [26][27].

#### 2.4.4 AKUMULÁTORY LIS

Akumulátory na báze lítia a síry sú ešte vo fáze vývoja, ale v budúcnosti s nimi počíta automobilka Mercedes-Benz. Ich prednosťami sú v porovnaní s Li-ion článkami dvojnásobná hustota energie a predpoklad polovičnej ceny [27].

#### 2.4.5 AKUMULÁTORY MG-ION

Toyota vyvíja akumulátory na báze horčíka, ktoré disponujú vyššou energetickou hustotou a nízkou cenou kvôli väčším zásobám horčíka ako lítia [27].

### 3 ZÁKLADNÉ PARAMETRE A POTREBNÉ ÚPRAVY

Účelom diplomovej práce je návrh koncepcie hnacieho mechanizmu prednej nápravy elektromobilu s určením základných parametrov a následný návrh prevodovky pre toto vozidlo. Jedná sa o prestavbu repliky športového vozidla Caterham Seven (obr. 3.1) na elektromobil. Zadávatel'om boli stanovené základné požiadavky, ktoré malo vozidlo a hnacie ústrojenstvo spĺňať:



Obr. 3.1 Caterham Seven [31]

- možnosť aktívneho prerozdeľovania točivého momentu medzi jednotlivé kolesá
- zrýchlenie vozidla z  $0-100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  do 3 s
- maximálna rýchlosť približne  $220 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
- bezpečnosť ozubenia prevodovky v dotyku minimálne  $S_{H\min} = 1,3$
- bezpečnosť ozubenia prevodovky v ohybe minimálne  $S_{F\min} = 2$
- nízka hmotnosť

Zadávatel' ďalej nepožadoval implementáciu parkovacej brzdy, nakoľko sa jedná o špeciálne vozidlo, ktoré bude prevádzkované len na závodných okruhoch.

Prenos výkonu z prevodovky na koleso je zabezpečený pomocou polosí s homokinetickými kĺbmi.

Keďže sa jedná o vozidlo, ktoré malo hnanú len zadnú nápravu, v ďalšej práci by bolo potrebné vykonať niekoľko úprav pôvodnej prednej nápravy, aby bol prenos výkonu umožnený. Jednou z nich je nahradenie tehlice za typ, ktorý umožňuje pohon kolesa. Takisto je nutná zmena odpruženia, príp. zavesenia, lebo pružiaci vzpera, uchytená na spodnom ramene zavesenia prechádza oblasťou, ktorou smeruje polos. Možnosti zmeny prenosu zdvihu kolesa na vzperu je niekoľko:

- vzpera je pripevnená k spodnému ramenu pomocou vidličky, ktorou prechádza polos
- vzpera je pripevnená k hornému ramenu
- vzpera je pripevnená k tehlici nad polosou
- vzpera je umiestnená nad horným ramenom, orientovaná naležato smerom dozadu a zdvih kolesa je prenášaný pomocou tiahla cez vahadlo

Prvé možnosti vyžadujú značný zástavbový priestor nad zavesením, preto najvhodnejším variantom z tohto hľadiska je posledná možnosť uchytenia pružiackej vzpery, podobne ako je na obr. 3.2.



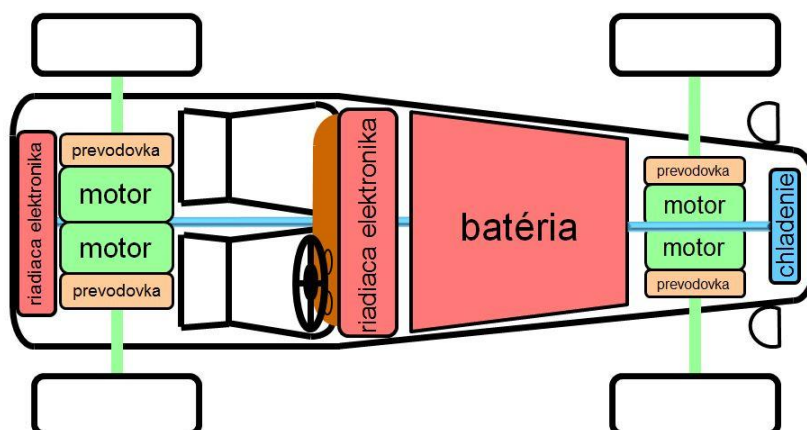
Obr. 3.2 Zavesenie Mercedes-Benz SLS AMG E-CELL [32]

### 3.1 KONCEPCIA POHONU

Splnenie požiadavky aktívneho prerozdelenia točivého momentu na každom kolese nezávisle vyžaduje použitie štyroch elektromotorov, pričom každý z nich má vlastnú prevodovku. Zvolená koncepcia je totožná s koncepciou pohonu elektromobilu Mercedes-Benz SLS AMG Electric Drive ako znázorňuje obr. 2.4. Varianty tejto koncepcie sú tri:

- Elektromotor spolu s prevodovkou je uchytený na ráme vozidla
- Elektromotor je uchytený na ráme a prevodovka v náboji kolesa
- Elektromotor je v náboji kolesa a pohon je bez prevodovky

Prevodovky v náboji kolesa sú používané hlavne u traktorov. Druhý a tretí variant zvyšujú hmotnosť neodpružených častí, čo je nepriaznivé nielen z hľadiska jazdných vlastností, ale tieto možnosti by nemuseli byť ani realizovateľné, nakoľko sa u závodných áut často používajú kolesá s malým priemerom ráfika. Preto je prvý variant najvhodnejší a v práci je rozpracovaný tento koncept pohonu prednej nápravy. Schému pohonu zobrazuje obr. 3.3.



Obr. 3.3 Schéma pohonu

Základným častiam pohonu sa podrobnejšie venujú nasledujúce kapitoly.

### 3.2 ELEKTROMOTORY

Na pohon vozidla boli vybrané dva typy elektromotorov, každý pre inú nápravu. Pre prednú nápravu bol vybraný motor EMRAX typu 228, ktorý má vonkajší rotor. Zadná náprava je hnaná motorom YASA-400. Vybrané typy a ich základné vlastnosti zobrazuje tab. 1. Ďalšie informácie, ako napríklad momentové charakteristiky pri danom napájaní, dosiahnuteľný výkon pri rôznych spôsoboch chladenia, či účinnosti v konkrétnych prevádzkových režimoch sa nachádzajú v dokumentoch motorov na stránkach výrobcov.

Tab. 1 Elektromotory pohonu

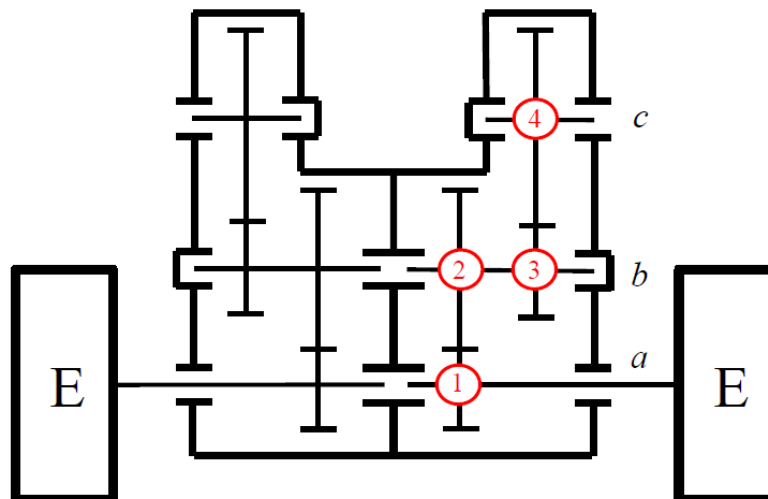
	Vpredu EMRAX 228	Vzadu YASA-400
Maximálny točivý moment $M_t$ [N·m]	240	360
Maximálny výkon $P$ [kW]	100	165
Maximálne otáčky $n$ [min <sup>-1</sup> ]	5000	7500
Hmotnosť $m$ [kg]	12,3	24

### 3.3 PREVODOVKA PREDNEJ NÁPRAVY

Pre dosiahnutie nízkej hmotnosti a malých zástavbových rozmerov bol zámer použiť planétovú prevodovku. Avšak v priebehu návrhu bolo zistené, že potrebný prevodový pomer je príliš nízky a planétová prevodovka je pre túto aplikáciu nerealizovateľná. Ďalšou možnosťou bolo použitie čelnej prevodovky s jednoduchým prevodom, ktorú bolo možné realizovať v dvoch variantoch. Buď ako celok medzi elektromotormi, alebo ako dve samostatné prevodovky z vonkajšej strany elektromotorov. Rám vozidla je v oblasti, kde by



boli elektromotory príliš úzky, takže ani táto možnosť realizácie nie je uskutočniteľná. Na základe týchto zistení bola použitá čelná prevodovka so zloženým prevodom, ktorej schéma je na obr. 3.4.



Obr. 3.4 Schéma prevodovky

kde E značí elektromotory, čísla 1 a 3 pastorky, 3 a 4 číslo hnaného ozubeného kolesa, označenia a, b, c jednotlivé hriadele.

### 3.3.1 TEORETICKÝ PREVODOVÝ POMER

Pre dosiahnutie požadovanej rýchlosti  $220 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  z maximálnych otáčok elektromotora  $n_e = 5000 \text{ min}^{-1}$ , pri polomere kolesa  $r = 0,27 \text{ m}$  je potrebný teoretický prevodový pomer:

$$i_{\text{pt}} = \frac{2\pi n_e r \cdot 3,6}{60 \cdot v} = \frac{2\pi \cdot 5\,000 \cdot 0,27 \cdot 3,6}{60 \cdot 220} = 2,313 \quad (1)$$

### 3.3.2 POČET ZUBOV KOLIES

Počty zubov jednotlivých kolies boli volené s ohľadom na čo najmenšiu relatívnu chybu prevodového pomeru, ktorá je vysvetlená v nasledujúcej kapitole a s dôrazom na čo najväčší počet otáčok, po ktorých prídu do záberu rovnaké boky zubov. Veľký počet otáčok do záberu rovnakých bokov zubov má priaznivý vplyv na životnosť ozubenia. Počet otáčok je vyjadrený najmenším spoločným násobkom (NSN) počtu zubov jednotlivých súkolesí. Hodnoty sú uvedené v tab. 2.

Tab. 2 Počet zubov kolies

	Pastorok 1	Koleso 2	Pastorok 3	Koleso 4
Počet zubov $z$ [-]	23	32	26	43
NSN [-]	736		1118	

### 3.3.3 SKUTOČNÝ PREVODOVÝ POMER

Skutočný prevodový pomer sa vypočíta ako súčin počtu zubov hnaných kolies delený súčinom počtu zubov kolies hnacích:

$$i_p = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{32 \cdot 43}{23 \cdot 26} = 2,301 \quad (2)$$

Zvolením počtu zubov sa dosiahne fixný prevodový pomer, ktorý hlavne pri malom počte zubov nemusí byť rovný teoretickému. Tým vzniká odchýlka, ktorú percentuálne vyjadruje relatívna chyba prevodového pomeru. Je to rozdiel teoretického a skutočného prevodového pomeru v absolútnej hodnote, delený teoretickým prevodovým pomerom:

$$chyba = \frac{|i_{pt} - i_p|}{i_{pt}} = \frac{|2,313 - 2,301|}{2,313} \cdot 100\% = 0,519\% \quad (3)$$

Chyba prevodu 0,519 % predstavuje pri rýchlosti  $220 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  zvýšenie maximálnej rýchlosti o  $1,1 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , čo je vyhovujúce.

## 4 VÝPOČET OZUBENIA PREVODOVKY

Ako uvádza kapitola 3.4, jedná sa o dvojstupňovú čelnú prevodovku so šikmými zubmi. Ozubenie nemá žiadne korekcie, aby výroba nebola príliš nákladná. Nasledujúce podkapitoly popisujú postup pevnostného výpočtu ozubenia jednotlivých kolies a zároveň prehľad základných výsledkov. Celý výpočet je v prílohe A – pevnostný výpočet ozubenia (strany 2 až 27).

### 4.1 MATERIÁL

Na výrobu všetkých ozubených kolies je použitá nízkoalegovaná cementačná mangán-chrómová oceľ 20MnCr5, ktorá je zároveň materiálom hriadeľov. Materiál bol volený s ohľadom na potrebu vysokej medze únavy v dotyku a dostatočnou medzou klzu. Oceľ sa používa na stredne namáhané diely motorových vozidiel. Základné mechanické vlastnosti ocele sú v tab. 3. Po zakalení na tvrdosť min. 55 HRC je možné dosiahnuť medze únavy v dotyku, resp. ohybe ako je uvedené v tabuľke.

Tab. 3 Základné mechanické vlastnosti ocele 20MnCr5 [33]

Modul pružnosti $E$ [MPa]	$2,06 \cdot 10^5$
Medza pevnosti v ťahu $R_m$ [MPa]	785
Zmluvná medza klzu $R_{p0,2}$ [MPa]	540
Ťažnosť $A$ [%]	9
Medza únavy v dotyku $\sigma_{Hlim}$ [MPa]	1500
Medza únavy v ohybe $\sigma_{Flim}$ [MPa]	460

Zuby sú cementované a povrchovo kalené na tvrdosť 710 HV v prípade kolies hnacích a 660 HV v prípade kolies hnaných.

### 4.2 MAZANIE

Prevodovka je mazaná a zároveň chladená prevodovým olejom Mobilgear 627 viskozitnej triedy ISO VG 100 s kinematickou viskozitou pri 40 °C  $100 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ . Viskozitná trieda oleja bola určená na základe prenášaného výkonu a otáčok.

### 4.3 GEOMETRIA OZUBENIA

Jedná sa o čelnú prevodovku so šikmými zubmi, takže na začiatku výpočtu bola zvolená veľkosť modulu ozubenia v normálnom reze  $m_n = 3,5 \text{ mm}$ , uhol sklonu zubu  $\beta = 27^\circ$  a šírka ozubenia  $b = 49 \text{ mm}$  bola volená z doporučeného intervalu  $9m_n \leq b \leq 14m_n$ . Uhol sklonu zubu a šírka ozubenia boli volené tak, aby bol výsledný súčiniteľ záberu kroku  $\varepsilon_\beta$

rovný celému číslu, čo má za následok plynulejší a tichší chod prevodovky [34]. Hodnota súčiniteľa je  $\varepsilon_\beta = 2$ . Uhol profilu v normálnom reze je  $\alpha_n = 20^\circ$ .

Rozmery čelného ozubeného súkolesia so šikmými zubmi vychádzajú zo zvolených veličín v predošlej kapitole. Geometria ozubenia, čiže základné rozmery prvého, resp. druhého súkolesia sú uvedené v tab. 4, resp. v tab. 5. Ostatné rozmery a ich výpočet sú v prílohe A. Pre prehľadnosť sú indexy veličín prvého súkolesia 1 a 2 (záber pastorku 1 a kolesa 2) niekedy vynechané, podobne je tomu aj v prípade veličín druhého súkolesia (záber pastorku 3 a kolesa 4) s indexmi 3 a 4.

Tab. 4 Základné geometrické parametre prvého súkolesia

Geometrická veličina	Hodnota
čelný modul	$m_t = 3,928 \text{ mm}$
normálny rozstup	$p_n = 10,996 \text{ mm}$
čelný rozstup	$p_t = 12,341 \text{ mm}$
základný rozstup	$p_{bt} = 11,424 \text{ mm}$
čelný uhol záberu	$a_t = 22,22^\circ$
priemer rozstupovej kružnice	$d_1 = 90,347 \text{ mm}, d_2 = 125,701 \text{ mm}$
priemer základnej kružnice	$d_{b1} = 83,638 \text{ mm}, d_{b2} = 116,366 \text{ mm}$
priemer hlavovej kružnice	$d_{a1} = 97,347 \text{ mm}, d_{a2} = 132,701 \text{ mm}$
priemer pätnjej kružnice	$d_{f1} = 81,597 \text{ mm}, d_{f2} = 116,951 \text{ mm}$
hrúbka zubu	$s_{12} = 6,17 \text{ mm}$
rozstupová osová vzdialenosť	$a_{12} = 108,024 \text{ mm}$
hlavová vôľa	$c_{12} = 0,875 \text{ mm}$
počet zubov virtuálneho kolesa	$z_{v1} = 32,515, z_{v2} = 45,238$

Tab. 5 Základné geometrické parametre druhého súkolesia

Geometrická veličina	Hodnota
čelný modul	$m_t = 3,928 \text{ mm}$
normálny rozstup	$p_n = 10,996 \text{ mm}$
čelný rozstup	$p_t = 12,341 \text{ mm}$
základný rozstup	$p_{bt} = 11,424 \text{ mm}$
čelný uhol záberu	$a_t = 22,22^\circ$
priemer rozstupovej kružnice	$d_3 = 102,132 \text{ mm}, d_4 = 168,91 \text{ mm}$
priemer základnej kružnice	$d_{b3} = 94,547 \text{ mm}, d_{b4} = 156,367 \text{ mm}$
priemer hlavovej kružnice	$d_{a3} = 109,132 \text{ mm}, d_{a4} = 175,91 \text{ mm}$
priemer pätnjej kružnice	$d_{f3} = 93,382 \text{ mm}, d_{f4} = 160,16 \text{ mm}$
hrúbka zubu	$s_{34} = 6,17 \text{ mm}$
rozstupová osová vzdialenosť	$a_{34} = 135,521 \text{ mm}$
hlavová vôľa	$c_{34} = 0,875 \text{ mm}$
počet zubov virtuálneho kolesa	$z_{v3} = 36,756, z_{v4} = 60,789$

#### 4.4 SILY V OZUBENÍ

Zaťaženie ozubenia konkrétneho súkolesia bolo vypočítané analyticky z maximálnej sily medzi kolesom a vozovkou s využitím prevodových pomerov jednotlivých súkolesí. Maximálna sila je vypočítaná zo simulácie zrýchlenia, ktorej sa podrobnejšie venuje kapitola 8.

Točivý moment prenášaný hriadeľom „a“:

$$M_a = \frac{F_{pneu} r}{0,95 \cdot 0,98 i_p} = \frac{1\,760 r}{0,95 \cdot 0,98 i_p} = 221,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4)$$

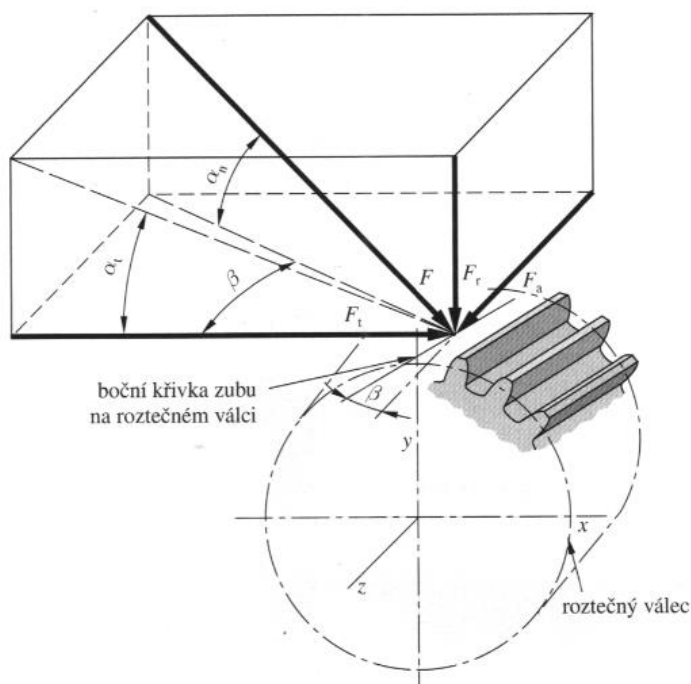
kde  $F_{pneu} = 1\,760 \text{ N}$  je maximálna sila medzi kolesom a vozovkou, hodnoty 0,95, resp. 0,98 udávajú odhadovanú mechanickú účinnosť, resp. účinnosť prevodovky. Točivý moment prenášaný hriadeľom „b“:

$$M_b = M_a \frac{z_2}{z_1} = 221,8 \frac{32}{23} = 308,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5)$$

Točivý moment prenášaný hriadeľom „c“:

$$M_c = M_b \frac{z_4}{z_3} = 308,6 \frac{43}{26} = 510,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6)$$

Zložky síl pôsobiacich v kontakte zubov zobrazuje obr. 4.1, rovnice (7) až (10) udávajú hodnoty prvého súkolesia, rovnice (11) až (14) druhého súkolesia.



Obr. 4.1 Zložky síl šikmého ozubenia [34]

$$F_t = \frac{2M_a}{d_1} = \frac{2 \cdot 221,8 \cdot 1\,000}{90,347} = 4\,910 \text{ N} \quad (7)$$

$$F_r = F_t \tan(\alpha_t) = 4\,910 \tan(22,22^\circ) = 2\,006 \text{ N} \quad (8)$$

$$F_a = F_t \tan(\beta) = 4\,910 \tan(27^\circ) = 2\,502 \text{ N} \quad (9)$$

$$F = \frac{F_t}{\cos(\alpha_n) \cos(\beta)} = \frac{4\,910}{\cos(20^\circ) \cos(27^\circ)} = 5\,865 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{t34} = \frac{2M_b}{d_3} = \frac{2 \cdot 308,6 \cdot 1\,000}{102,132} = 6\,044 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_{r34} = F_{t34} \tan(\alpha_t) = 6\,044 \tan(22,22^\circ) = 2\,469 \text{ N} \quad (12)$$

$$F_{a34} = F_{t34} \tan(\beta) = 6\,044 \tan(27^\circ) = 3\,079 \text{ N} \quad (13)$$

$$F_{34} = \frac{F_{t34}}{\cos(\alpha_n) \cos(\beta)} = \frac{6\,044}{\cos(20^\circ) \cos(27^\circ)} = 7\,218 \text{ N} \quad (14)$$

kde indexy t, r, a vyjadrujú tangenciálny, radiálny a axiálny smer,  $F$  vzájomné silové pôsobenie medzi bokmi zubov spoluzaberajúcich kolies.

## 4.5 PEVNOSTNÝ VÝPOČET PRVÉHO SÚKOLESIA

Pevnostný výpočet bol prevedený s využitím knihy Konstruování strojních součástí [34], ktorý vychádza z normy ISO 6336: 1996(E). Výsledkom sú súčinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškodenia bokov zubov (súčiniteľ bezpečnosti v dotyku) a súčinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v päte zubu (súčiniteľ bezpečnosti v ohybe). Podrobný výpočet je v prílohe A.

### 4.5.1 SÚČINITEĽ BEZPEČNOSTI V DOTYKU

Zaťaženie pre výpočet súčiniteľa bezpečnosti v dotyku vychádza zo strednej obvodovej sily, ktorá je daná vzťahom:

$$F_m = F_t K_A K_v = 4\,910 \cdot 1,5 \cdot 1,394 = 10\,270 \text{ N} \quad (15)$$

kde  $K_A$  je súčiniteľ vonkajších dynamických síl stanovený na základe používaných hodnôt u hnacích agregátov podobného charakteru. Veľkosť súčiniteľa vnútorných dynamických síl  $K_v$  je daná výpočtom a závisí od obvodovej rýchlosti na rozstupovej kružnici a od stupňa presnosti ISO, ktorý bol zvolený na hodnotu 7.

Tab. 6 Napätia a bezpečnosti v dotyku

	Pastorok 1	Koleso 2
Nominálne napätie v dotyku [MPa]	$\sigma_{H0} = 475,96$	
Napätie v dotyku [MPa]	$\sigma_{H1} = 979,19$	$\sigma_{H2} = 979,19$
Prípustné napätie v dotyku [MPa]	$\sigma_{HP1} = 1\,062$	$\sigma_{HP2} = 1\,062$
Súčiniteľ bezpečnosti [-]	$S_{H1} = 1,41$	$S_{H2} = 1,41$

### 4.5.2 SÚČINITEĽ BEZPEČNOSTI V OHYBE

Výpočet únosnosti zubov v ohybe vychádza z predstavy zubu ako votknutého nosníka, na ktorý pôsobí statická osamelá sila. Výpočet tiež využíva súčinitele dynamických síl  $K_A$ ,  $K_v$  [34].

Tab. 7 Napätia a bezpečnosti v ohybe v päte zubu

	Pastorok 1	Koleso 2
Nominálne napätie v ohybe [MPa]	$\sigma_{F01} = 63,37$	$\sigma_{F02} = 61,90$
Napätie v ohybe [MPa]	$\sigma_{F1} = 247,11$	$\sigma_{F2} = 241,41$
Prípustné napätie v ohybe [MPa]	$\sigma_{FP1} = 368$	$\sigma_{FP2} = 368$
Súčiniteľ bezpečnosti [-]	$S_{F1} = 2,98$	$S_{F2} = 3,05$

#### 4.6 PEVNOSTNÝ VÝPOČET DRUHÉHO SÚKOLESIA

Podobne ako v prípade prvého súkolesia je výpočet prevedený podľa rovnakej normy, tzn. ISO 6336: 1996(E).

##### 4.6.1 SÚČINITEĽ BEZPEČNOSTI V DOTYKU

Stredná obvodová sila druhého súkolesia:

$$F_{m34} = F_{t34} K_A K_{v34} = 6\,044 \cdot 1,5 \cdot 1,36 = 12\,330 \text{ N} \quad (16)$$

Tab. 8 Napätia a bezpečnosti v dotyku

	Pastorok 3	Koleso 4
Nominálne napätie v dotyku [MPa]	$\sigma_{H0} = 474,72$	
Napätie v dotyku [MPa]	$\sigma_{H3} = 918,12$	$\sigma_{H4} = 918,12$
Prípustné napätie v dotyku [MPa]	$\sigma_{HP3} = 1\,062$	$\sigma_{HP4} = 1\,062$
Súčiniteľ bezpečnosti [-]	$S_{H3} = 1,50$	$S_{H4} = 1,50$

##### 4.6.2 SÚČINITEĽ BEZPEČNOSTI V OHYBE

Tab. 9 Napätia a bezpečnosti v ohybe v päte zubu

	Pastorok 3	Koleso 4
Nominálne napätie v ohybe [MPa]	$\sigma_{F03} = 75,69$	$\sigma_{F04} = 74,01$
Napätie v ohybe [MPa]	$\sigma_{F3} = 263,85$	$\sigma_{F4} = 258,01$
Prípustné napätie v ohybe [MPa]	$\sigma_{FP3} = 368$	$\sigma_{FP4} = 368$
Súčiniteľ bezpečnosti [-]	$S_{F3} = 2,79$	$S_{F4} = 2,85$

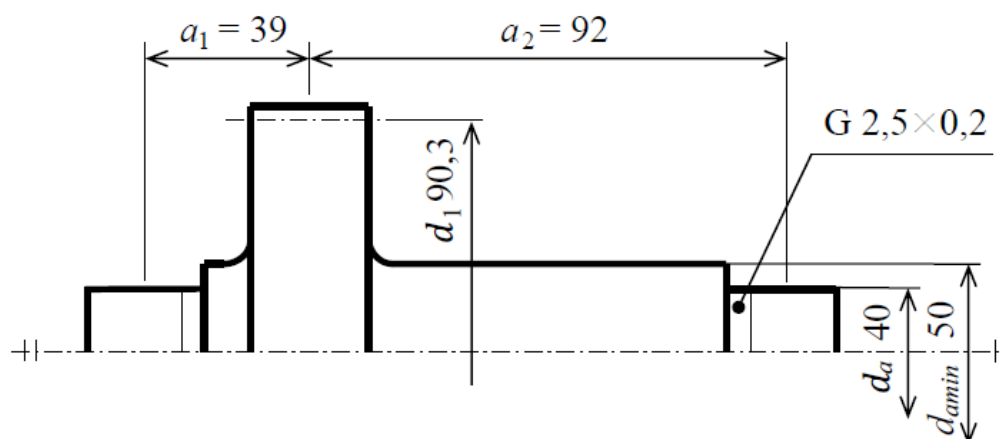


## 5 VÝPOČET HRIADEĽOV

Táto kapitola obsahuje voľbu a následnú kontrolu priemerov hriadeľov k medznému stavu únavy (MSÚ), ktorý vykazoval nižšiu bezpečnosť ako medzný stav pružnosti (MSP). Voľba priemerov je závislá od priemeru vnútorného krúžku ložísk, o čom presnejšie pojednáva kapitola 6. Kontrola bola realizovaná v kritických miestach hriadeľov so zahrnutím súčiniteľa vrubu  $\beta$ , ktorý bol vypočítaný z Heywoodovho vzťahu zo súčiniteľa tvaru  $\alpha$ . Súč. tvaru bol odčítaný z diagramov pre daný spôsob zaťažovania a dané rozmery. Pre kontrolu bezpečnosti únavového porušenia bolo vybrané kritérium elipsy podľa ASME s použitím miznúceho cyklu zaťažovania. Kritické miesta boli určené na základe výsledných vnútorných účinkov (VVÚ) jednotlivých hriadeľov, ktoré sú na obrázkoch v prílohe D, podrobný výpočet je v prílohe B (strany 28 až 43) [34]. Kontrola k medznému stavu pružnosti je v rovnakej prílohe spolu s kontrolou jemného drážkovania pre umožnenie prenosu točivého momentu na jednotlivých hriadeľoch. Nasledujúce podkapitoly obsahujú popis podstatných krokov a výsledkov pri výpočte bezpečností a kontrol.

### 5.1 HRIADEĽ „A“

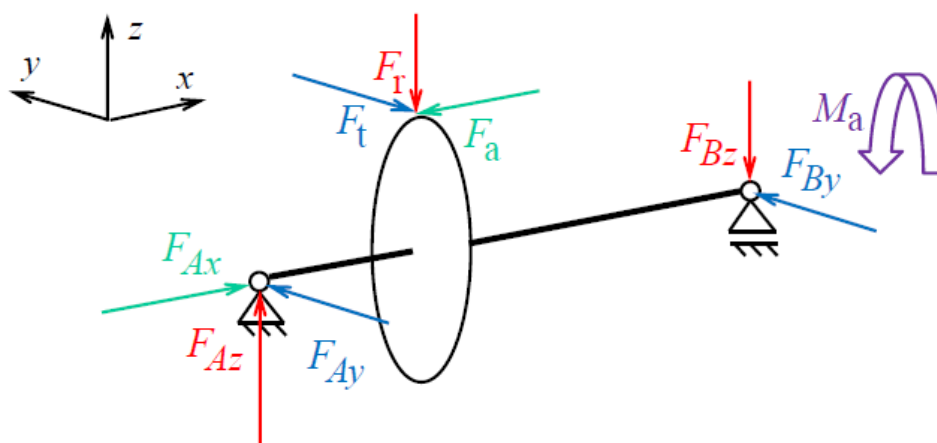
Tvar hriadeľa a rozmery potrebné pre výpočty znázorňuje obr. 5.1.



Obr. 5.1 Rozmery hriadeľa „a“

#### 5.1.1 ZAŤAŽENIE

Hriadeľ „a“ je zaťažený točivým momentom  $M_a$  na vstupe od elektromotora, ohybovým momentom od reakčných síl v ložiskách a normálovou silou  $F_{Ax}$ . Situáciu zobrazuje schéma na obr. 5.2.



Obr. 5.2 Zaťaženie hriadeľa „a“

Reakčné sily boli vypočítané z rovníc statickej rovnováhy v rovine ZX:

$$\sum F_{ix} = 0: F_{Ax} = F_a \quad (17)$$

$$\sum F_{iz} = 0: F_{Az} - F_r - F_{Bz} = 0 \quad (18)$$

$$\sum M_{Ay} = 0: -F_a \frac{d_1}{2} + F_r a_1 + F_{Bz}(a_1 + a_2) = 0 \quad (19)$$

a v rovine XY:

$$\sum F_{iy} = 0: F_{Ay} - F_t + F_{By} = 0 \quad (20)$$

$$\sum M_{Ay} = 0: -F_t a_1 + F_{By}(a_1 + a_2) = 0 \quad (21)$$

Z rovníc statickej rovnováhy boli vypočítané reakčné sily v uložení aj u hriadeľa „b“ a „c“. Tieto sily sú zároveň zaťažením skrine prevodovky. V kap. 7, ktorá obsahuje výpočtovú kontrolu skrine, sú tieto sily aplikované v uložení hriadeľov.

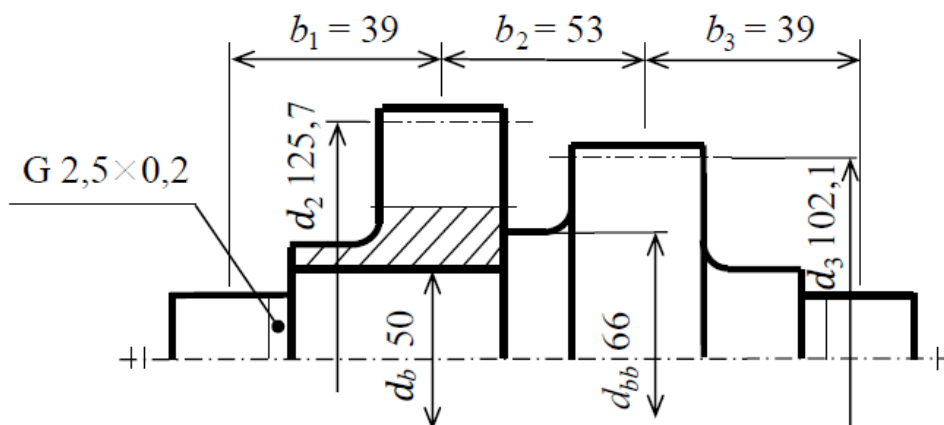
### 5.1.2 KONTROLA K MEDZNÝM STAVOM ÚNAVY A PRUŽNOSTI

Súčiniteľ bezpečnosti k medznému stavu únavy je daný porovnaním korigovanej medze únavy pre konkrétne miesto daného hriadeľa a skutočným napätím v tomto mieste podľa vybraného kritéria [34]. Korigovaná medza únavy bola vypočítaná z Marinovej rovnice na základe medze únavy skúšobnej tyče v ohybe za rotácie pre každý hriadeľ zvlášť. Kritickým miestom tohto hriadeľa je z pohľadu medzného stavu únavy osadenie pre ložisko B ako plynie z VVÚ na obrázkoch v prílohe D. Medzný stav pružnosti bol v tomto prípade menej kritický, takže hodnoty súčiniteľov sú vyššie. Súčinitele boli vypočítané ako podiel medze klzu a súčtu

amplitúdy redukovaného napätia a stredného redukovaného napätia (Celý výpočet vid' príloha B). Hodnoty bezpečností všetkých hriadeľov zobrazuje tab. 10.

## 5.2 HRIADEĽ „B“

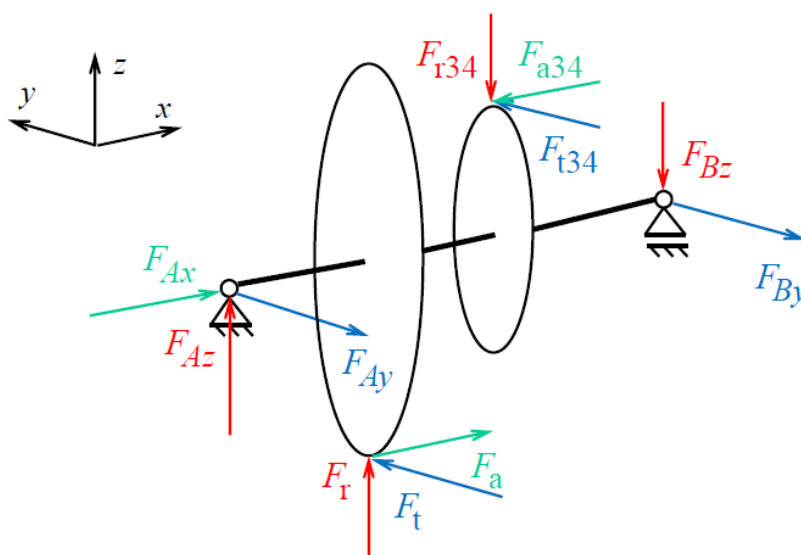
Tvar a rozmery hriadeľa „b“ spolu s ozubeným kolesom 2 (ľavé koleso):



Obr. 5.3 Rozmery hriadeľa „b“

### 5.2.1 ZAŤAŽENIE

Hriadeľ „b“ je zaťažovaný točivým momentom medzi kolesami, ktorý je vyvolaný tangenciálnymi silami v ozubení, ohybovým momentom od reakčných síl a normálovou tlakovou silou od axiálnych síl v ozubení. Zaťaženie vyobrazuje schéma na obr. 5.4.



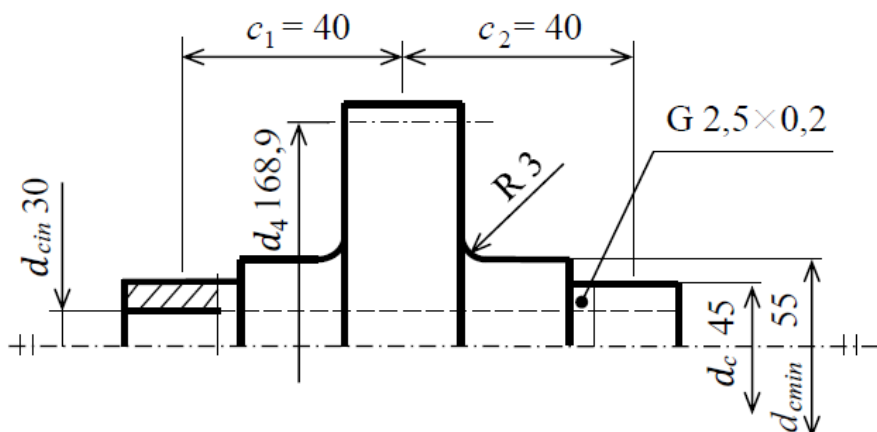
Obr. 5.4 Zaťaženie hriadeľa „b“

### 5.2.2 KONTROLA K MEDZNÝM STAVOM ÚNAVY A PRUŽNOSTI

Kritickým miestom hriadeľa „b“ je v zápichu pre osadenie kola 2. Do výpočtu bezpečnosti sú na základe VVÚ zahrnuté účinky normálovej sily, točivého a ohybového momentu.

### 5.3 HRIADEĽ „c“

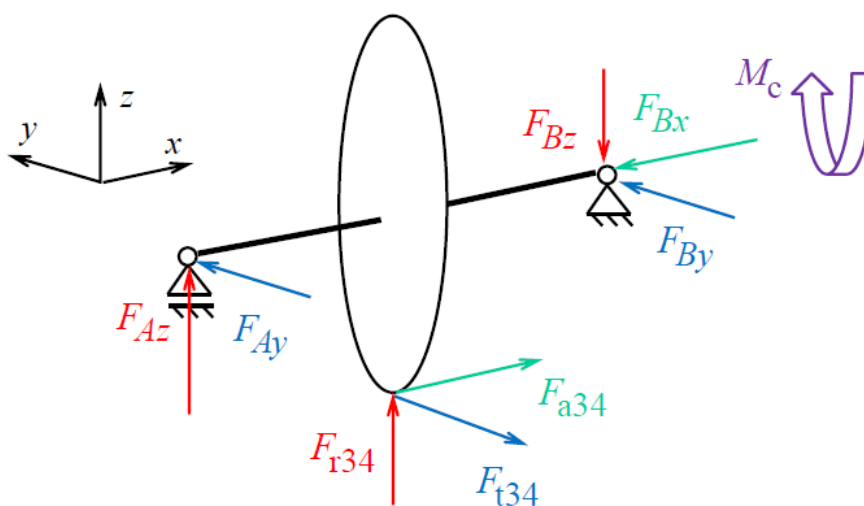
Tvar a rozmery hriadeľa „c“:



Obr. 5.5 Rozmery hriadeľa „c“

#### 5.3.1 ZAŤAŽENIE

Hriadeľ „c“ je zaťažovaný točivým momentom  $M_c$  na výstupe z prevodovky, ohybovým momentom od reakčných síl v ložiskách a normálovou silou  $F_{Bx}$ . Situáciu ilustruje obr. 5.6.



Obr. 5.6 Zaťaženie hriadeľa „c“

### 5.3.2 KONTROLA K MEDZNÝM STAVOM ÚNAVY A PRUŽNOSTI

Kritické miesto hriadeľa je v zápichu pre ložisko *B*. Výpočet bezpečnosti zahŕňa vplyv točivého a ohybového momentu a normálovej sily. Hodnoty sú v tab. 10.

Tab. 10 Súčinitele bezpečnosti hriadeľov k medzným stavom únavy a pružnosti

	Medzný stav únavy $k_k [-]$	Medzný stav pružnosti $k_u [-]$
Hriadeľ „a“	4,08	10,58
Hriadeľ „b“	3,04	9,35
Hriadeľ „c“	2,06	4,90

### 5.4 KONTROLA SPOJOV S JEMNÝM DRÁŽKOVANÍM

Kontrola spočíva v porovnaní dovoleného a skutočného tlaku na bokoch drážok, ktorý sa vypočíta podľa vzorca [34]:

$$p = \frac{2M}{d_s l_d h_d K_d z} \quad (22)$$

kde  $M$  je točivý moment prenášaný daným hriadeľom,  $d_s$  stredný priemer drážkového profilu,  $l_d$  činná dĺžka drážkovania,  $h_d$  činná výška drážkovania,  $K_d$  koeficient pre jemné drážkovanie ( $K_d = 0,5$ ) a  $z$  je počet drážok. Dovoľený tlak na bokoch drážok v náboji je určený základnou hodnotou tlaku pre náboj  $p_0$  podľa druhu materiálu a zaťaženia. Pri kontrole bola použitá základná hodnota tlaku  $p_0 = 150$  MPa s predpokladaným striedavým zaťažením s malými rázmi. Výsledný dovolený tlak na bokoch drážok v náboji je 67,5 MPa. Tlak na bokoch drážok jednotlivých hriadeľov je v tab. 11.

Tab. 11 Dovoľený a skutočný tlak a bokoch drážok

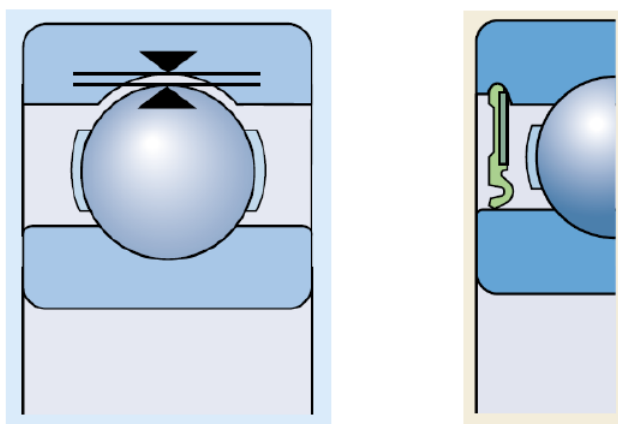
	Hriadeľ „a“	Hriadeľ „b“	Hriadeľ „c“
Dovoľený tlak $p_D$ [MPa]		67,5	
Tlak na bokoch drážok $p$ [MPa]	21,866	5,332	45,788

## 6 LOŽISKÁ

Výpočet trvanlivosti ložísk je iteratívny. Ak bolo vybrané ložisko s nižšou únosnosťou nevyhovujúce, bolo nahrádzané ložiskami s vyššou únosnosťou dovtedy, kým nebola splnená požadovaná trvanlivosť. Zvyšovanie únosnosti ložiska je často sprevádzané zväčšovaním jeho rozmerov a ako bolo spomenuté v kapitole 5, so zväčšovaním priemeru vnútorného krúžku ložiska je potrebné zväčšiť priemer hriadeľov. Výpočet bol prevádzaný podľa katalógu výrobcu ložísk SKF, ktorý je v súlade s normou ISO 281. Kritériom pre vyhovenie ložísk bola trvanlivosť 10 000 hod so spoľahlivosťou 90 %. Podrobný výpočet trvanlivosti je v prílohe C (strany 44 až 50).

### 6.1 VOĽBA LOŽÍSK

Pre všetky hriadele boli zvolené guľčkové ložiská pre ich bežné použitie v podobnej aplikácii. Vybraný typ má vnútornú vôľu C3, vid' obr. 6.1 a). Pre zabránenie vniknutia nečistôt obsahujú tesnenie typu RS1, vid' obr. 6.1 b).



Obr. 6.1 a) vnútorná vôľa [35] b) typ tesnenia RS1 [35]

Zvolené ložiská pre uloženie jednotlivých hriadeľov a ich základné parametre sú uvedené v tab. 12.

Tab. 12 Základné parametre ložísk [35]

	$C_d$ [kN]	$C_0$ [kN]	$P_u$ [kN]	$f_0$ [-]
Hriadeľ „a“	42,3	24	1,02	13
Hriadeľ „b“	42,3	24	1,02	13
Hriadeľ „c“	55,3	31,5	1,34	13

kde  $C_d$  je základná dynamická únosnosť,  $C_0$  základná statická únosnosť,  $P_u$  medzné únavové zaťaženie a  $f_0$  je výpočtový súčiniteľ.

## 6.2 KONTROLA

Trvanlivosť ložísk je počítaná na základe dynamického radiálneho ekvivalentného zaťaženia, ktoré zahŕňa prípadné axiálne zaťaženie. Dynamické radiálne ekvivalentné zaťaženie je dané vzťahom [35]:

$$P = XF_r + YF_a \quad (23)$$

kde  $X$  je súčiniteľ dynamického radiálneho zaťaženia,  $Y$  súčiniteľ dynamického axiálneho zaťaženia a určujú sa na základe tabuľky danej výrobcom. Sily  $F_r$ , resp.  $F_a$  vyjadrujú radiálne, resp. axiálne zaťaženie daného ložiska. V prípade, že je pomer axiálnej a radiálnej sily menší ako porovnávacia hodnota  $e$ , daná takisto výrobcom pre konkrétne zaťaženie a ložisko, druhý člen rovnice (23) je vynechaný. Z toho bola následne určená základná výpočtová trvanlivosť  $L_{10h}$  v hodinách z rovnice [35]:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_d}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n} \quad (24)$$

kde  $C_d$  je dynamická únosnosť ložiska,  $p$  koeficient, ktorý je pre guľčkové ložiská rovný  $p = 3$  a  $n$  otáčky za minútu. Pri kontrole ložísk boli použité 2/3 z maximálnych otáčok konkrétneho hriadeľa. Reálne podmienky prevádzky zahŕňa modifikovaná rovnica trvanlivosti:

$$L_{10mh} = a_1 a_{SKF} L_{10h} \quad (25)$$

kde  $L_{10mh}$  je trvanlivosť ložiska v hodinách,  $a_1$  je súčiniteľ spoľahlivosti,  $a_{SKF}$  súčiniteľ modifikovanej trvanlivosti určený z diagramu pre guľčkové ložiská.

Hodnoty trvanlivostí najviac zaťažených ložísk daného hriadeľa obsahuje tab. 13. Obe ložiská na konkrétnom hriadeľi sú totožné.

Tab. 13 Trvanlivosti ložísk

Trvanlivosť ložísk [hod]	
Hriadeľ „a“	15 560
Hriadeľ „b“	15 830
Hriadeľ „c“	44 370

## 7 SKRIŇA PREVODOVKY

V priebehu návrhu tvaru skrine bolo vytvorených niekoľko variantov. Kapitola obsahuje prvotný a finálny návrh pre porovnanie dosiahnutých výsledkov. Pre overenie dostatočnej pevnosti navrhutej skrine bola prevedená výpočtová kontrola, ktorej zámerom bolo tiež smerovanie úprav na zníženie hmotnosti. Hlavná (stredná) časť prevodovky je uchytená k rámu vozidla pomocou závesných ôk. Oká v prednej a zadnej časti zaisťujú prevodovku vo vertikálnom smere a oká v hornej časti v horizontálnom smere. Nakoľko rozloženie trubiek rámu neumožňuje uchytenie prevodovky k pôvodného rámu, je potrebné pridať ďalšie trubky. Jednu z prednej strany prevodovky, druhú zo zadnej a tretiu z vrchnej strany. Vrchná trubka je odnímateľná kvôli umožneniu vloženia hnacieho agregátu. Spojenie je realizované skrutkami M16x80. Veká sú k hlavnej časti pripevnené pomocou skrutiek Torx T40x50. Prvý návrh tvaru skrine je na obrázkoch 7 až 14 v prílohe D. Obrázky tiež ilustrujú rozloženie napätia výpočtovej kontroly.

### 7.1 MATERIÁL

Na výrobu skrine je použitá hliníková zliatina AlSi7Mg, ktorá sa často používa na tento účel. Mechanické vlastnosti zliatiny uvádza tab. 14. Ďalšie vlastnosti je možné dohľadať v materiálových listoch.

Tab. 14 Základné mechanické vlastnosti hliníkovej zliatiny AlSi7Mg

<b>Modul pružnosti [MPa]</b>	72 000
<b>Medza pevnosti v ťahu <math>R_m</math> [MPa]</b>	230
<b>Zmluvná medza klzu <math>R_{p0,2}</math> [MPa]</b>	190
<b>Medza únavy [MPa]</b>	60
<b>Ťažnosť A [%]</b>	min. 2

### 7.2 VÝPOČTOVÁ KONTROLA

Na kontrolu navrhutej skrine bola použitá metóda konečných prvkov – MKP v software Ansys Workbench. Vlastnosti výpočtového modelu, podmienky kontroly a dosiahnuté výsledky popisujú nasledujúce podkapitoly.

#### 7.2.1 VÄZBY

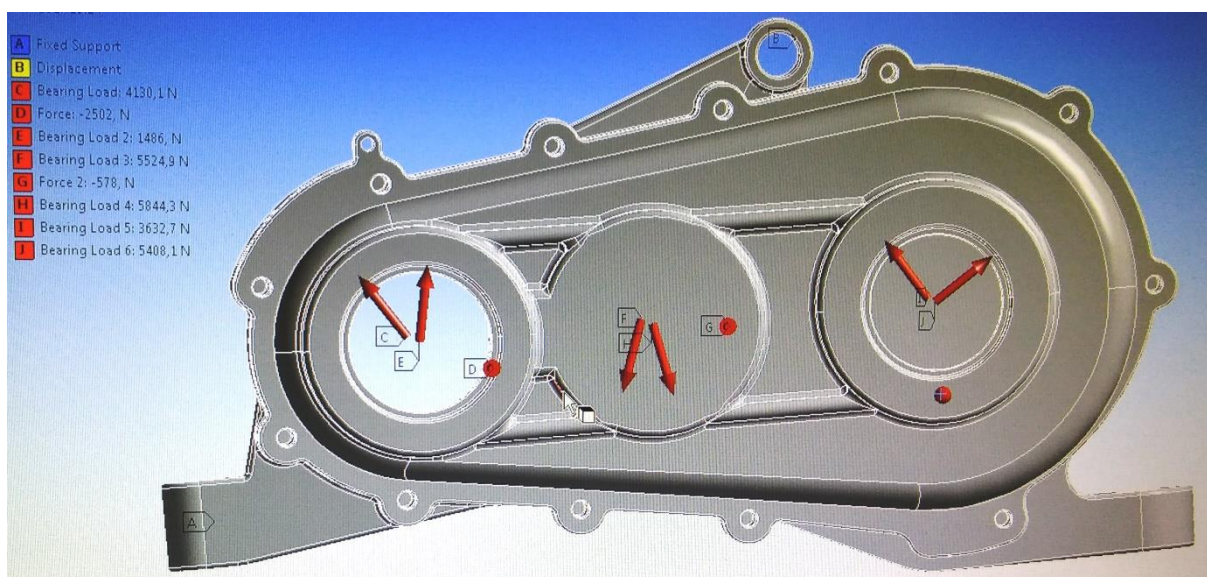
Pre skrátenie výpočtového času a zníženie nárokov na hardware bol model zjednodušený použitím symetrie a kontrolovaná bola symetrická polovica modelu hlavnej časti skrine s vekom na príslušnej strane. Ďalším zjednodušením výpočtovej náročnosti je kontrola symetrickej časti prevodovky ako jedného telesa, teda nie je použitá väzba kontaktu medzi hlavnou časťou a vekom prostredníctvom skrutiek. Keďže má elektromotor vonkajší rotor,



a prevodovka má kompaktnější rozmery, jeho uchytenie na skrini prevodovky je problematické. Preto je elektromotor uchytený na pomocnom ráme, ktorý je pripevnený k rámu vozidla dvomi skrutkami v dolnej časti a jednou v prednej časti.

## 7.2.2 ZAŤAŽENIE

Prevodovka je zaťažená silami v oblasti uloženia ložísk, ktoré sú reakciami od síl pôsobiacich v ozubení. Smery síl a ich veľkosti sú na obr. 7.1.



Obr. 7.1 Zataženie prevodovky

Zaťaženie v oblasti uloženia ložísk bolo aplikované využitím funkcie „Bearing load“ (ložiskové zaťaženie) pre radiálne zaťaženie a aplikovaním funkcie „Force“ (sila) v prípade axiálneho zaťaženia. Smery zaťažujúcich síl sú vypočítané automaticky po zadaní zložiek síl určených z VVÚ (veľkosti reakčných síl vid' príloha B). Keďže vypočítané reakčné sily pôsobia prostredníctvom ložísk na hriadele, do modelu výpočtovej kontroly prevodovky boli sily zadané v opačnom smere ako vypočítané reakcie. Týmto spôsobom bolo aplikované zaťaženie skrine prevodovky.

## 7.2.3 VÝPOČTOVÁ SIŤ

Pôvodným zámerom bolo použitie metódy tvorby výpočtovej siete Hex Dominant pre nižšiu výpočtovú náročnosť, ale kvôli nepravidelnosti vygenerovanej siete bola použitá metóda voľného sieťovania. Základná veľkosť výpočtovej siete nastavená na hodnotu 2 mm na celé teleso. V oblastiach prechodov sa koncentruje napätie, preto bola v týchto miestach použitá jemnejšia sieť. Veľkosť siete bola volená na základe veľkosti polomeru zaoblenia v danom prechode tak, aby bol počet prvkov v zaoblení minimálne 4. V okolí maximálneho napätia bola nastavená sieť na 1 mm, čím vzniklo v oblasti prechodu 5 elementov. Rozloženie napätia prvého návrhu je na obrázkoch 7 až 14 v prílohe D.

### 7.3 ÚPRAVY MODELU

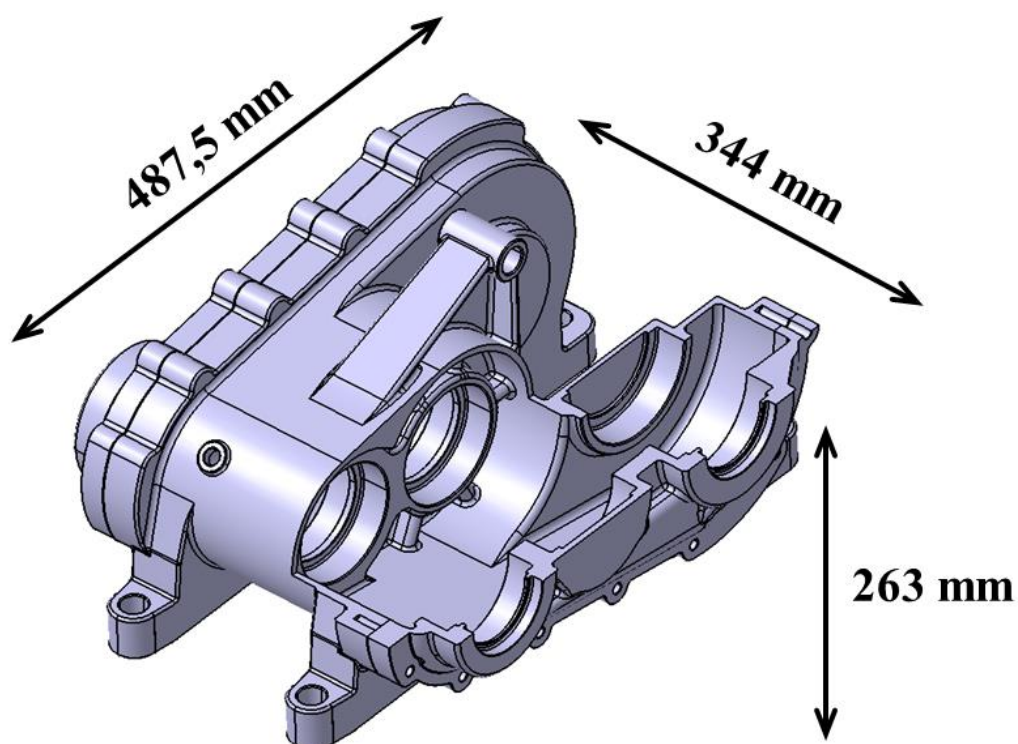
Zmeny modelu nastali v stenčení steny z pôvodných 10 mm na 5 mm a v oblastiach nízkeho napätia bol odobraný materiál. Príkladom je podpera závesného oka v hornej časti skrine. Stenčenie steny bolo sprevádzané pridaním výstužných rebier, hlavne v mieste uloženia výstupného hriadeľa vo veku. Takisto bolo pridaný počet a rozmiestnenie rebier uloženia hriadeľa „b“ v hlavnej časti skrine. Spomenuté zmeny vidno na obrázkoch v prílohe D.

### 7.4 VÝPOČTOVÁ KONTROLA

Väzby a zaťaženie skrine zostalo nezmenené a bolo aplikované použitím rovnakých funkcií. Na model bola aplikovaná rovnaká metóda a základná veľkosť siete, tzn. voľné sieťovanie s veľkosťou elementov 2 mm. Jemnejšia sieť bola tentoraz použitá vo viacerých miestach kvôli väčšiemu počtu zaoblení v päťach výstužných rebier. Rozloženie napätia finálneho návrhu ilustrujú obrázky 15 až 22 v prílohe D.

### 7.5 VÝSLEDNÉ PARAMETRE

Po úpravách prevedených na skrini sa zmenila najmä hmotnosť, čím prišlo k úspore materiálu. Veká boli navrhnuté tak, aby bola možná ich zámena medzi pravou a ľavou stranou. Týmto spôsobom bolo dosiahnuté zníženie výrobných nákladov. Odvetranie vnútorného priestoru je riešené použitím zátky pre olej, ktorá touto schopnosťou disponuje. Ako bolo spomenuté v kapitole 4.2, prevodovka je mazaná olejom Mobilgear 627. Množstvo oleja bolo vypočítané z odporúčania, že ozubenie má byť pri mazaní brodením ponorené v oleji do hĺbky 2 až 4 moduly ozubenia. Pre splnenie tohto odporúčania je potrebné množstvo oleja pre jednu komoru prevodovky 0,7 l, tzn. pre celú prevodovku 1,4 l. Pracovný priestor je v mieste vstupného a výstupného hriadeľa utesnený použitím hriadeľových tesnení a v spojení veka a hlavnej časti lepením, čo je bežne používaná metóda. Rozmery finálneho návrhu sú na obr. 7.2. V tab. 15 je porovnanie maximálnych napätí a bezpečností k medznému stavu pružnosti prvotného a finálneho tvaru skrine.



Obr. 7.2 Rozmery skrine prevodovky

Tab. 15 Porovnanie maximálnych napätí a bezpečností k MSP

	Maximálne napätie [MPa]	Bezpečnosť k MSP [-]
Prvý návrh skrine	27,283	6,96
Finálny návrh skrine	33,467	5,67

Z porovnania hodnôt v tab. 15 plynie, že aj napriek stenčeniu steny na polovicu stúplo napätie len mierne. Dôvodom je prídanie výstužných rebier v oblastiach väčších napätí. Názorne to ilustrujú obrázky v prílohe D. Umiestnenie hnacieho agregátu na ráme vozidla je na obrázkoch v rovnakej prílohe.

## 8 ZRÝCHLENIE VOZIDLA

Ako načrtla kapitola 4.4, sily zaťažujúce prevodovku boli vypočítané zo simulácie zrýchlenia vozidla. Výpočet bol odvodený z rovnice [36]:

$$F_{pneu} = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \frac{[(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w]}{r^2} \cdot a_x \quad (26)$$

kde  $F_{pneu}$  je hnacia sila na vozovke,  $T_e$  točivý moment motora,  $N_{tf} = N_t \cdot N_f$  výsledný prevodový pomer prevodovky a rozvodovky,  $\eta_{tf}$  účinnosť hnacieho traktu,  $r$  polomer kolesa,  $I_e$  moment zotrvačnosti motora,  $I_t$  moment zotrvačnosti prevodovky,  $I_d$  moment zotrvačnosti spojovacích hriadel'ov,  $I_w$  moment zotrvačnosti kolies a  $a_x$  je zrýchlenie vozidla. Veličiny, ktoré sa na danú koncepciu pohonu nevzťahujú boli z rovnice vynechané, príp. upravené.

Simulácia zahŕňala príľnavosť pneumatík, prenos zaťaženia medzi nápravami pri zrýchlení a odhadnutú účinnosť a moment zotrvačnosti prevodovky. V prvom kroku bolo zo sily, ktorú je pneumatika schopná preniesť na vozovku, vypočítané zrýchlenie bez prenosu zaťaženia. Zrýchlenie bolo následne použité na výpočet zotrvačných účinkov a prenos zaťaženia. Tieto faktory boli v ďalšom kroku zahrnuté do novej simulácie. Zrýchlenie a s tým súvisiaci prenos zaťaženia medzi nápravami spôsobí odľahčenie prednej a prítáženie zadnej nápravy, čím sa zmenia maximálne sily medzi kolesom a vozovkou na konkrétnej náprave. So zahrnutím týchto vplyvov bolo určené nové zrýchlenie. Sila na kolese od elektromotora bola vypočítaná v určitých bodoch krivky točivého momentu a v rovnakých bodoch bola z otáčok vypočítaná teoretická rýchlosť vozidla. Body boli volené tak, že prírastok rýchlosti vozidla je konštantný. Zo vzorca:

$$\Delta t = \frac{\Delta v}{a} \quad (27)$$

kde  $\Delta t$  je prírastok času,  $\Delta v$  prírastok rýchlosti a  $a$  je zrýchlenie vypočítané v predošlom kroku, boli určené prírastky času. Tie boli postupne k sebe pričítavané a priradzované k hodnotám príslušnej rýchlosti. Zo získaného súboru hodnôt bol vykreslený graf závislosti rýchlosti na čase. Odčítaním času pri rýchlosti  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  z grafu bolo zistené približné zrýchlenie vozidla z  $0-100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  2,85s.

## ZÁVER

Aby navrhnutá koncepcia pohonu splnila požiadavku aktívneho prerozdeľovania točivého momentu, boli použité štyri elektromotory každý s vlastnou prevodovkou. Pre tento účel bola navrhnutá čelná prevodovka so šikmými zubmi. Prevodový pomer prevodovky  $i_p = 3,301$  zaisťuje maximálnu požadovanú maximálnu rýchlosť  $220 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Podľa simulácie by malo byť vozidlo schopné zrýchliť na  $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  za 2,85 s. Minimálne bezpečnosti ozubenia 1,3, resp. 2 v dotyku, resp. ohybe boli dodržané. Parkovacia brzda nebola implementovaná. Skriňa prevodovky bola navrhnutá ako odliatok s dodatočným obrobením funkčných plôch. Cena odliatku je pri počte jeden až dva vyrobené kusy podobná ako pri obrábaní celého bloku. Väčším počtom vyrobených kusov by sa cena foriem rozdelila, čím by sa výroba odlievaním stala lacnejším variantom.

Priaznivou vlastnosťou prevodovky je oproti riešeniu s dvomi prevodovkami celistvosť, tzn. ak by boli prevodovky riešené ako dva samostatné celky, bol by zrejme potrebný väčší počet úprav rámu. Z toho plynie ďalšia výhoda jednoduchšieho upevnenia prevodovky. V daných priestorových možnostiach je táto koncepcia pravdepodobne jediným možným riešením pohonu.

Na druhej strane je navrhnutá konštrukcia pomerne zložitá, čo sa prejaví na konečnej cene prevodovky. K zníženiu výrobných nákladov prispievajú zameniteľné veka medzi pravou a ľavou stranou a ozubenie bez korekcií. K nevýhodám patrí vysoká hmotnosť celku, s ktorým je obtiažna manipulácia. Potenciálnym problémom je chladenie motorov. Účinnosť chladenia vodou je vysoká, čím je teplota udržiavaná na pomerne nízkej úrovni, takže motory môžu poskytovať vyšší výkon po dlhšiu dobu. V prípade chladenia vzduchom je potrebné vykonať opatrenia, ktoré zabezpečujú dostatočný prívod vzduchu k motorom. Možným riešením je prívodné potrubie buď z prednej časti vozidla, alebo vhodné nasmerovanie prúdenia pod vozidlom.

Výpočtová kontrola bola vykonaná na symetrickej časti skrine prevodovky. Hlavná časť skrine spolu s vekom bola pri kontrole považovaná za jedno teleso. Vykonanie výpočtovej kontroly skrine a veka ako oddelených telies nie je vhodné, lebo zoskrutkovaním sa diely vzájomne vystužia a miera tohto vystuženia nie je známa. Do takého výpočtového modelu by boli neznáme vlastnosti v kontaktoch telies. Nevýhodou riešenia modelu ako celku je skreslenie napätia v oblasti medzi skrutkovými spojmi veka a skrine. V týchto miestach môžu mať telesá tendenciu iného spôsobu deformácie ako u riešeného modelu. Preto napätia v tejto oblasti môžu byť skreslené. Presnejšie výsledky výpočtovej kontroly je možné získať použitím väzby kontaktu medzi skriňou a vekom prostredníctvom skrutkových spojov a funkcie „Bolt pretension“ (predpätie vyvolané skrutkou). Cieľovými úpravami tvaru skrine a hrúbky steny na základe výpočtovej kontroly sa podarilo znížiť hmotnosť skrine z pôvodných 20,64 kg na 16,42 kg, teda úspora na hmotnosti je 4,22 kg. Hmotnosť celej prevodovky vrátane olejovej náplne je 63,7 kg. Ďalšie úspory na hmotnosti je možné získať na hriadeľoch „a“ a „b“, ktoré majú vysokú bezpečnosť voči medznému stavu únavy. Znížením hmotnosti, napr. vyvrtaním otvorov v osi hriadeľov, sa zníži aj moment zotrvačnosti.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Koncepce motorových vozidel: koncepce vozidel : alternativní pohony : komfortní systémy : řízení dynamiky : informační systémy*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5276-0.
- [2] Model S: Electric All-Wheel Drive. *www.tesla.com* [online]. Great Britain, 2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: [https://www.tesla.com/en\\_GB/models](https://www.tesla.com/en_GB/models)
- [3] Audi-technology-portal: Audi R8 e-tron: Drive system. *www.audi-technology-portal.de* [online]. 2016. Dostupné z: [https://www.audi-technology-portal.de/en/mobility-for-the-future/audi-future-lab-tron-experience\\_en/audi-r8-e-tron\\_en](https://www.audi-technology-portal.de/en/mobility-for-the-future/audi-future-lab-tron-experience_en/audi-r8-e-tron_en)
- [4] COBB, Jeff. The Three Main Types Of Hybrids Explained. In: *www.hybridcars.com* [online]. 2014 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.hybridcars.com/the-three-main-types-of-hybrids-explained/>
- [5] ZF. *Into the Future – With e-Mobility: ZF PRODUCTS FOR HYBRID AND ELECTRIC VEHICLES* [online]. Friedrichshafen, 2015 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: [https://www.zf.com/corporate/media/zf\\_media\\_import/document/corporate\\_2/downloads\\_1/flyer\\_and\\_brochures/cars\\_flyer/ZF\\_PKW\\_E-Mobility\\_2015\\_EN\\_5C\\_low.pdf](https://www.zf.com/corporate/media/zf_media_import/document/corporate_2/downloads_1/flyer_and_brochures/cars_flyer/ZF_PKW_E-Mobility_2015_EN_5C_low.pdf)
- [6] MTZ: *WORLDWIDE* [online]. Springer Vieweg, 2016, 77 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/mtz-worldwide-10-2016/10687052>
- [7] HORČÍK, Jan. Sériový hybrid. In: *Http://www.hybrid.cz* [online]. 2009 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/slovnicek/seriovy-hybrid>
- [8] HORČÍK, Jan. Paralelní hybrid. In: *Http://www.hybrid.cz* [online]. 2009 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/slovnicek/seriovy-hybrid>
- [9] MIKROHYBRID E-HDI. *Http://www.citroen.cz* [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.citroen.cz/technologie/mikrohybrid-e-hdi.html>
- [10] SOUKUP, Petr. Jak funguje mikrohybridní e-HDi od Citroenu? In: *Http://www.hybrid.cz* [online]. 2011 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/novinky/jak-funguje-mikrohybridni-e-hdi-od-citroenu>
- [11] JUNGSMANN, Aleš. BMW X6 ActiveHybrid - Modrobílý, nikoliv zelený hybrid. In: *Http://www.auto.cz* [online]. 2010 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/test-bmw-x6-activehybrid-51277>
- [12] Hybrid Vehicle. *Http://www.toyota-global.com* [online]. 2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: [http://www.toyota-global.com/innovation/environmental\\_technology/hybrid/](http://www.toyota-global.com/innovation/environmental_technology/hybrid/)
- [13] 3-Phase AC Motor Control with V/Hz Speed Closed Loop Using the 56F800/E. *Freescale Semiconductor* [online]. 2005 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.nxp.com/assets/documents/data/en/application-notes/AN1958.pdf>

- [14] High-performance and power-efficient motor control. *Permanent Magnet Synchronous Motor Control* [online]. 2012 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.nxp.com/assets/documents/data/en/brochures/BBPRMMAGSYNART.pdf>
- [15] Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM): PMSM Control. [Http://www.microchip.com](http://www.microchip.com) [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.microchip.com/design-centers/motor-control-and-drive/motor-types/pmsm>
- [16] *AC Induction Motor Control* [online]. 2012 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.nxp.com/assets/documents/data/en/brochures/BBACINDCTNMCART.pdf>
- [17] AC Induction Motor (ACIM): ACIM Control. [Www.microchip.com](http://www.microchip.com) [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.microchip.com/design-centers/motor-control-and-drive/motor-types/acim>
- [18] SHERMAN, Don. 2015 Tesla Model S P90D. In: [Http://www.caranddriver.com](http://www.caranddriver.com) [online]. 2016 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.caranddriver.com/reviews/2015-tesla-model-s-p90d-test-review>
- [19] ROBINSON, Aaron. 2013 Honda Fit EV. In: [Www.caranddriver.com](http://www.caranddriver.com) [online]. 2014 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.caranddriver.com/honda/fit-ev>
- [20] MURPHY, Jim. What's the Difference Between AC Induction, Permanent Magnet, and Servomotor Technologies? In: [Http://www.machinedesign.com](http://www.machinedesign.com) [online]. 2012 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.machinedesign.com/motorsdrives/whats-difference-between-ac-induction-permanent-magnet-and-servomotor-technologies>
- [21] ANDERSON, Martyn a Damian HARTY. *Unsprung Mass with In-Wheel Motors - Myths and Realities* [online]. In: . [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.proteanelectric.com/wp-content/uploads/2013/07/protean-Services3.pdf>
- [22] BROOKE, Lindsay. 2014 Spark EV pioneers dc quick charging with new SAE Combo Connector. In: [Articles.sae.org](http://articles.sae.org) [online]. 2012 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://articles.sae.org/11606/>
- [23] DRIVE UNIT AND BATTERY AT THE HEART OF CHEVROLET BOLT EV. [Media.chevrolet.com](http://media.chevrolet.com) [online]. 2016 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://media.chevrolet.com/media/us/en/chevrolet/news.detail.html/content/Pages/news/us/en/2016/Jan/naias/chevy/0111-bolt-du.html>
- [24] The e-Golf at a glance.: Engine. [Emobility.volkswagen.com](http://emobility.volkswagen.com) [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://emobility.volkswagen.com/int/en/private/cars/eGolf.html>
- [25] Accumulated Data. [Www.mercedes-amg.com](http://www.mercedes-amg.com) [online]. [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: [http://www.mercedes-amg.com/webspecial/sls\\_e-drive/eng.php](http://www.mercedes-amg.com/webspecial/sls_e-drive/eng.php)
- [26] Baterie v elektromobilech. [Elektromobil.vseznamu.cz](http://elektromobil.vseznamu.cz) [online]. 2010 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://elektromobil.vseznamu.cz/baterie-v-elektromobilech>

- [27] PLASS, Petr. Elektrické akumulátory budoucnosti. In: *Www.abb-conversations.com* [online]. 2016 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <https://www.abb-conversations.com/cs/2016/10/elektricke-akumulatory-budoucnosti/#>
- [28] History of Electric Cars. *Electric Vehicles - Full Size* [online]. Idaho National Laboratory, 2016 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <https://avt.inl.gov/content/pubs-az>
- [29] Karel HOFMANN. *Alternativní pohony*. Brno.
- [30] JUDA, Zdzisław. ADVANCED BATTERIES AND SUPERCAPACITORS FOR ELECTRIC VEHICLE PROPULSION SYSTEMS WITH KINETIC ENERGY RECOVERY. *Journal of KONES: Powertrain and Transport* [online]. Cracow University of Technology, 2011, 18 (4), 165-171 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: [http://ilot.edu.pl/kones/2011/4\\_2011/2011\\_juda\\_advanced\\_batteries.pdf](http://ilot.edu.pl/kones/2011/4_2011/2011_juda_advanced_batteries.pdf)
- [31] KAROLINI, Doya. *2015 Caterham Seven 620 R* [online]. In: *www.designfather.com*. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.designfather.com/2015-caterham-seven-620-r/>
- [32] DODSON, Brian. Inside the Mercedes-Benz SLS AMG E-Cell supercar. In: *Newatlas.com* [online]. 2012 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://newatlas.com/mercedes-sls-amg-e-cell/21778/#p159293>
- [33] Přehled vlastností oceli 20MnCr5. [Http://www.bolzano.cz](http://www.bolzano.cz) [online]. [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-20mncr5>
- [34] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [35] SKF GROUP. *Rolling Bearings: Deep Groove Ball Bearings* [online]. 2016 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [36] GILLESPIE, Thomas. D. *Fundamentals of vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.



## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

$f_t$	[N]	(nominálna) obvodová sila
$\sigma_a, \sigma_m$	[MPa]	amplitúda normálového napätia, stredné normálové napätie
$k_k, k_u$	[-]	bezpečnosť k medznému stavu pružnosti, únavy
$f_{\beta y}$	[ $\mu\text{m}$ ]	celková odchýlka dotykovej krivky
$l_d$	[mm]	činná dĺžka drážkovania
$h_d$	[mm]	činná výška drážkovania
$p_D$	[MPa]	dovolený tlak na bokoch drážok v náboji
$g_a$	[mm]	dráha záberu
$P$	[N]	dynamické radiálne ekvivalentné zaťaženie
$p$	[-]	exponent rovnice trvanlivosti
$c$	[mm]	hlavová vôľa
$s$	[mm]	hrúbka zubu
$\nu$	[ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ]	kinematická viskozita prevádzková, vzťažná, pri $40^\circ$
$K_d$	[-]	koeficient pre jemné drážkovanie
$\sigma_{Cokor}$	[MPa]	korigovaná medza únavy v kritickom mieste
$R_m, R_e$	[MPa]	medza pevnosti, klzu
$\sigma_{Co}$	[MPa]	medza únavy skúšobnej tyče v ohybe za rotácie
$\sigma_{Hlim}$	[MPa]	medza únavy v dotyku referenčného ozubeného koleša
$\sigma_{Hlim}, \sigma_{Flim}$	[MPa]	medza únavy v dotyku, ohybe
$\sigma_{FE}$	[MPa]	medza únavy v ohybe referenčného ozubeného koleša (prepočítaná na hladký vzorec)
$\sigma_{Flim}$	[MPa]	medza únavy v ohybe referenčného ozubeného koleša
$e$	[-]	medzná hodnota pomeru axiálnej a radiálnej sily
$f_{pt}$	[ $\mu\text{m}$ ]	Medzná odchýlka čelného rozstupu
$f_{H\beta}$	[ $\mu\text{m}$ ]	Medzná odchýlka sklonu zubov
$f_{pb}$	[ $\mu\text{m}$ ]	Medzná odchýlka základného rozstupu
$P_u$	[kN]	medzné únavové zaťaženie
$L_{10mh}$	[hod]	modifikovaná rovnica trvanlivosti
$m_t$	[mm]	modul normálový, čelný
$W_o, W_k$	[ $\text{mm}^3$ ]	modul prierezu v ohybe, krute
$E$	[MPa]	modul pružnosti
$M_a, M_b, M_c$	[N·m]	moment na hriadeli a, b, c

$S_{Hmin}$	[-]	najmenšia hodnota súčiniteľa bezpečnosti v dotyku
$S_{Fmin}$	[-]	najmenšia hodnota súčiniteľa bezpečnosti v ohybe
$\sigma_H$	[MPa]	napätie v dotyku
$\sigma_F$	[MPa]	napätie v ohybe v päte zubu
$\sigma_N, \sigma_{Na}, \sigma_{Nm}$	[MPa]	napätie v tlaku, amplitúda, stredné napätie
$\sigma_{H0}$	[MPa]	nominálne napätie v dotyku
$\sigma_{F0}$	[MPa]	nominálne napätie v ohybe v päte zubu
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	obvodová rýchlosť na rozstupovej kružnici
$f_{sh}$	[μm]	Odchýlka dotykovej krivky spôsobená deformáciou hriadeľa a kolies
$f_{sh0}$	[μm·mm·N <sup>-1</sup> ]	Odchýlka dotykovej krivky spôsobená deformáciou hriadeľa a kolies od jednotkového zaťaženia
$\sigma_o, \sigma_{oa}, \sigma_{om}$	[MPa]	ohybové napätie, amplitúda, stredné napätie
$M_{oy}, M_{oz}$	[N·m]	ohybový moment okolo osi y, z
$a, a_w$	[mm]	osová vzdialenosť rozstupová, valivá
$n_e$	[1/min]	otáčky
$z_v$	[-]	počet zubov virtuálneho kolesa
$z$	[-]	počet zubov, počet drážok
$f_{\beta x}$	[μm]	počiatočná celková odchýlka dotykovej krivky
$\mu$	[-]	Poissonovo číslo
$r$	[m]	polomer kolesa, polomer vrubu
$\rho$	[mm]	polomer krivosti
$\rho_f$	[mm]	polomer krivosti prechodovej krivky
$Y_{RrelT}$	[-]	pomerný súčiniteľ drsnosti v oblasti pätného prechodu zubu
$Y_{\delta relT}$	[-]	pomerný súčiniteľ vrubovej citlivosti
$q_a$	[-]	Pomocný súčiniteľ
$u$	[-]	prevodové číslo
$i_{pt}$	[-]	prevodový pomer teoretický, skutočný
$d, d_b, d_a$	[mm]	priemer kružnice rozstupovej, základnej, hlavovej
$R_a, R_f$	[μm]	priemerná aritmetická odchýlka profilu bokov zubov, v oblasti pätného prechodu zubu
$\sigma_{HP}$	[MPa]	prípustné napätie v dotyku
$\sigma_{FP}$	[MPa]	prípustné napätie v ohybe v päte zubu
$\sigma_{ared}, \sigma_{mred}$	[MPa]	redukované napätie – amplitúda, stredné napätie
$\rho_{red}$	[mm]	redukovaný polomer krivosti

$p_n, p_t, p_{bt}$	[mm]	rozstup normálny, čelný, základný
$F_t, F_r, F_a, F_c$	[N]	sila tangenciálna, radiálna, axiálna, celková
$F_{pneu}$	[N]	sila v kontakte kolesa s vozovkou
$f_{tH}$	[N]	smerodatná obvodová sila (v čelnej rovine)
$R_a$	[ $\mu\text{m}$ ]	stredná aritmetická odchýlka profilu
$c_\gamma$	[ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}\cdot\mu\text{m}^{-1}$ ]	Stredná merná tuhosť zubov
$f_m$	[N]	Stredná obvodová sila
$R_{zISO}$	[ $\mu\text{m}$ ]	stredná výška prvkov profilu
$d_s$	[mm]	stredný priemer drážkového profilu
$Q_{ISO}$	[-]	stupeň presnosti podľa ISO
$S_F$	[-]	súčiniteľ bezpečnosti proti vzniku únavného zlomku v päte zubu (súč. bezpečnosti v -ohybe)
$S_H$	[-]	súčiniteľ bezpečnosti proti vzniku únavového poškodenia bokov zubov (súč. bezpečnosti v dotyku)
$Z_R$	[-]	súčiniteľ drsnosti bokov zubov
$Y, X$	[-]	súčiniteľ dynamického zaťaženia axiálneho, radiálneho
$Y_{ST}$	[-]	súčiniteľ koncentrácie napätia pre referenčné ozubené koleso
$Y_{Sa}$	[-]	súčiniteľ koncentrácie napätia pri pôsobení sily na špičku zubu
$Z_L$	[-]	súčiniteľ maziva
$Z_E$	[ $\sqrt{\text{MPa}}$ ]	súčiniteľ mechanických vlastností materiálu
$a_{SKF}$	[-]	súčiniteľ modifikovanej trvanlivosti
$K_{H\beta}, K_{F\beta}$	[-]	súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia zubov po šírke (dotyk, ohyb)
$Z_v$	[-]	súčiniteľ obvodovej rýchlosti
$Y_{NT}$	[-]	súčiniteľ počtu cyklov
$Z_{NT}$	[-]	súčiniteľ počtu cyklov
$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$	[-]	súčiniteľ podielu zaťaženia jednotlivých zubov (pre dotyk, ohyb)
$Y_\beta$	[-]	súčiniteľ sklonu zubu
$Z_\beta$	[-]	súčiniteľ sklonu zubu
$a_1$	[-]	súčiniteľ spoľahlivosti
$Z_\varepsilon$	[-]	súčiniteľ súčtu dĺžky dotykových kriviek bokov zubov
$a, a_\tau, a_t$	[-]	súčiniteľ tvaru pre ohyb, krut, tlak
$Z_H$	[-]	súčiniteľ tvaru spoluzaberajúcich zubov
$Y_{Fa}$	[-]	súčiniteľ tvaru zubu pri pôsobení sily na špičku zubu
$Z_w$	[-]	súčiniteľ tvrdosti

$Y_x$	[-]	súčiniteľ veľkosti
$Z_x$	[-]	súčiniteľ veľkosti
$K_v$	[-]	súčiniteľ vnútorných dynamických síl
$K_A$	[-]	súčiniteľ vonkajších dynamických síl
$k_a, k_b, k_c$	[-]	súčiniteľ vplyvu akosti povrchu, veľkosti telesa, spôsobu zaťažovania
$k_d, k_e, k_f$	[-]	súčiniteľ vplyvu teploty, spoľahlivosti, ďalších vplyvov
$Y_\varepsilon$	[-]	súčiniteľ vplyvu záberu profilu
$\beta, \beta_t, \beta_c$	[-]	súčiniteľ vrubu pre ohyb, krut, tlak
$\varepsilon_\gamma$	[-]	súčiniteľ záberu
$\varepsilon_\beta$	[-]	súčiniteľ záberu kroku
$\varepsilon_a$	[-]	súčiniteľ záberu profilu
$\eta_c$	[-]	súčiniteľ znečistenia
$Z_B, Z_D$	[-]	súčinitele jednopárového záberu pastorku, kola
$b$	[mm]	šírka ozubenia
$\tau, \tau_a, \tau_m$	[MPa]	šmykové napätie v krute, amplitúda, stredné napätie
$M_e$	[m]	točivý moment elektromotora
$f_{p\epsilon}$	[ $\mu\text{m}$ ]	Účinná odchýlka základného rozstupu
$a_n$	[°]	uhol profilu
$\beta, \beta_b$	[°]	uhol sklonu zubu, na základnom valci
$a_{tw}$	[°]	uhol záberu, čelný
$k$	[-]	viskozitný pomer
$P_e$	[kW]	výkon elektromotora
$f_0$	[-]	výpočtový súčiniteľ
$f_{ma}$	[mm]	Výrobná odchýlka dotykovej krivky
$h, h_a, h_f$	[mm]	výška zubu, hlavy, päty
$C_d$	[kN]	základná dynamická únosnosť
$p_0$	[MPa]	základná hodnota tlaku pre náboj
$C_0$	[kN]	základná statická únosnosť
$L_{10h}$	[hod]	základná výpočtová trvanlivosť
$\gamma_\beta$	[ $\mu\text{m}$ ]	Zníženie odchýlky dotykovej krivky opotrebovaním pri zábehu
$\gamma_a$	[ $\mu\text{m}$ ]	Zníženie odchýlky základného rozstupu opotrebovaním pri zábehu

## ZOZNAM PRÍLOH

Príloha A	Pevnostný výpočet ozubenia	strany 2-27
Príloha B	Výpočet hriadeľov	strany 28-43
Príloha C	Výber a kontrola ložísk	strany 44-50
Príloha D	Obrázky	strany 51-67