

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2341 Strojírenství  
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Konstrukční návrh převodového mechanismu pro vozidla

Autor: **Petr VOLTR**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**

Akademický rok 2017/2018

# Prohlášení o autorství

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Doc. Ing. Josefa Formánka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Plzni dne 20. května 2018

.....

Petr Voltr

# Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Doc. Ing. Josefovi Formánkovi, Ph.D. za rady, které mi poskytl při vypracování této práce a své rodině za jejich podporu.

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Voltr	<b>Jméno</b> Petr	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Formánek, Ph. D.	<b>Jméno</b> Josef	
<b>PRACOVISTĚ</b>	ZČU – FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Konstrukční návrh převodového mechanismu pro vozidla		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	55	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	49	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	6
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>	Bakalářská práce obsahuje designérský návrh dvoustupňové převodovky pro použití v elektromobilu. Převodová optimalizace obsahuje 2 varianty dvoustupňová a třístupňová převodovka. Výpočty konstrukčního návrhu pomocí software Inventor.
<b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	převodovky, elektromobily, elektromotory, akumulátory, převodová optimalizace, jízdní odpory, CAD, ozubená kola
<b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Voltr	Name Petr
<b>FIELD OF STUDY</b>	Transport and handling machinery	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek, Ph. D.	Name Josef
<b>INSTITUTION</b>	ZČU – FST – KKS	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b> Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Engineering design of gearbox for a cars	

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	55	<b>TEXT PART</b>	49	<b>GRAPHICAL PART</b>	6
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b> <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The bachelor thesis contains a design of a two-stage gearbox for use in an electric car. Gear optimization includes 2 variants of two-stage and three-stage gearbox. Design calculations are done by Inventor software.
<b>KEY WORDS</b>	transmissions, electromobiles, electric motors, accumulators, gear optimization, driving resistors, CAD, gears

# OBSAH

ÚVOD .....	7
<b>I. PŘEVODOVÉ MECHANISMY .....</b>	<b>8</b>
<b>1. Rozdělení převodovek: .....</b>	<b>8</b>
1.1. Rozdělení dle způsobu zařazení převodového stupně .....	8
Přímé řazení.....	8
Nepřímé řazení .....	8
Samočinné řazení.....	8
1.2. Rozdělení dle plynulosti přechodu převodového stupně .....	9
1.3. Rozdělení převodovek dle druhu převodu.....	9
Planetová převodovka .....	9
Řemenová převodovka .....	11
Předlohová převodovka .....	12
<b>II. ELEKTROMOBILY.....</b>	<b>15</b>
<b>1. Zajímavosti z historie elektromobilů .....</b>	<b>15</b>
<b>2. Elektromobily dnes.....</b>	<b>18</b>
<b>3. Elektromotory .....</b>	<b>19</b>
3.1. Stejnoseměrný motor s cizím buzením .....	19
3.2. Asynchronní (indukční) elektromotor .....	20
3.3. Synchronní třífázový elektromotor.....	20
<b>4. Akumulátory .....</b>	<b>21</b>
4.1. Lithium-Iontová baterie.....	22
<b>III. NÁVRH VÝPOČTOVÉHO MODELU.....</b>	<b>23</b>
<b>1. Karoserie .....</b>	<b>24</b>
<b>2. Elektromotor.....</b>	<b>24</b>
<b>III. PŘEVODOVÁ OPTIMALIZACE.....</b>	<b>26</b>
<b>1. Výpočet jízdních odporů vozidla.....</b>	<b>26</b>
1.1. Valivý odpor .....	27
1.2. Odpor stoupání .....	28
1.3. Vzdušný odpor .....	28
1.4. Shrnutí výpočtů jízdních odporů vozidla .....	29

<b>2. Návrh rozvržení převodových poměrů.....</b>	<b>30</b>
2.1. Celkový převodový poměr .....	31
2.2. Krajní převodová čísla.....	31
Určení minimálního převodového poměru .....	31
Určení maximálního převodového poměru .....	32
Shrnutí výpočtů krajních převodových čísel .....	32
Odstupňování.....	33
2.3. Sestavení dynamické charakteristiky vozidla.....	33
Trakční diagram (2 stupňová převodovka).....	34
Trakční diagram (3 stupňová převodovka).....	34
Zhodnocení variant.....	35
Pilový diagram.....	35
<b>IV. KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘEVODOVKY .....</b>	<b>36</b>
<b>1. Výpočet ozubených kol .....</b>	<b>36</b>
1.1. Rozdělení převodového poměru.....	36
1.2. Volba počtu zubů.....	37
1.3. Výpočet modulu ozubení.....	37
Soukolí 1.....	37
Soukolí 2.....	37
1.4. Pevnostní kontrola.....	38
Zatížení soukolí .....	39
Součinitelé .....	39
Bezpečnostní výpočty v dotyku.....	40
Bezpečnostní výpočty v ohybu.....	41
Výsledné hodnoty .....	41
<b>2. Návrh hřídelů.....</b>	<b>42</b>
Výpočet průměru hřídele .....	42
Výsledné hodnoty .....	42
<b>V. ZÁVĚR.....</b>	<b>43</b>
<b>VI. ZDROJE (CITACE).....</b>	<b>44</b>
<b>1. Knižní .....</b>	<b>44</b>
<b>2. Internetové .....</b>	<b>44</b>

## Úvod

Tato práce je zaměřena na návrh a optimalizaci převodového mechanismu pro vozidla. V automobilovém průmyslu začínají být populární alternativní pohony vozidel. Nejvíce zmiňované jsou dnes hybridy, vozidla na vodík či vozidla na plynná paliva (CNG a LPG) a vozidla s elektrickým pohonem.

U vozidel s elektrickým pohonem se málo využívají vícestupňové převodovky, jelikož tenhle typ vozidla dokáže jezdit i s pouhou jednostupňovou převodovkou. Za pomoci vícestupňové převodovky bych dle mého názoru mohl prodloužit dojezdovou vzdálenost elektromobilu, a proto bylo vybráno vozidlo s elektrickým pohonem.



# I. Převodové mechanismy

## Účel převodových mechanismů

V automobilech se spalovacími motory je vícestupňová převodovka zapotřebí vždy, protože spalovací motory dosahují optimálního výkonu, točivého momentu a spotřeby paliva pouze v omezeném rozsahu otáček. Aby automobil mohl překonat různé stavy terénu, povětrnostních podmínek, zatížení vozidla a mnoho dalších vlivů, musí být u spalovacího motoru vždy vícestupňová převodovka. U elektromobilů vícestupňová převodovka potřeba není, protože elektromotor nemá natolik omezený rozsah otáček. Nicméně je možné za pomoci převodovky zvětšit dojezdovou vzdálenost, nebo výkon elektromobilu.

## Požadavky na převodový mechanismus

- nízká hmotnost
- nízké vibrace a hlukové emise
- minimální požadavky na údržbu
- malé rozměry
- vysoká mechanická účinnost
- vysoká spolehlivost a životnost
- malé ovládací síly u manuálních převodovek

## 1. Rozdělení převodovek:

První „lepší“ manuální převodovky byly vynalezeny v roce 1894. Od té doby došlo ve vývoji ke značnému posunu vpřed ve všech oblastech. V dnešní době se v automobilech používá mnoho různých druhů převodovek, které můžeme rozdělit do těchto tří skupin, a to podle:

- způsobu zařazení převodového stupně
- plynulosti přechodu převodového stupně
- druhu převodu

### 1.1. Rozdělení dle způsobu zařazení převodového stupně

#### Přímé řazení

K přerazení používá řidič vlastní sílu.

Dále se dělí na:

- Kulové
- Kulisové
- Postupné
- Odloučené

#### Nepřímé řazení

Přerazení je vykonáno na pokyn řidiče, ale k samotnému řazení řidič nepoužívá vlastní sílu.

Dále se dělí na:

- S posilovačem – vzduchový nebo kapalinový
- S předvolicem – elektropneumatický nebo hydropneumatický

#### Samočinné řazení

Automatická, nebo automatizovaná převodovka.

Pokyn pro změnu převodu udává řídicí jednotka. Řidič může přeřazení ovlivnit pouze nepřímo tím, jak sešlápne akcelerační, či brzdový pedál.

## 1.2. Rozdělení dle plynulosti přechodu převodového stupně

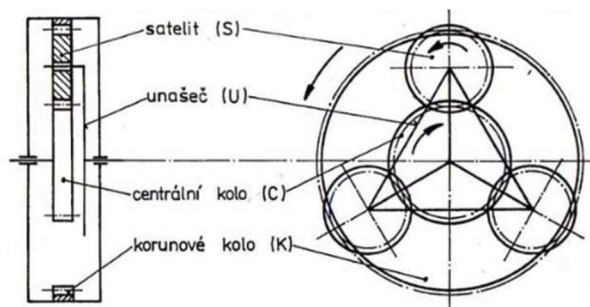
Zde můžeme převodovky rozdělit na **stupňové**, kde se jedná o skokovou změnu převodového poměru, anebo **plynulé**, kde dochází k plynulé změně převodového poměru.

## 1.3. Rozdělení převodovek dle druhu převodu

- Planetová převodovka (s hydrodynamickým měničem)
- Řemenová převodovka
- Předloková převodovka

### Planetová převodovka

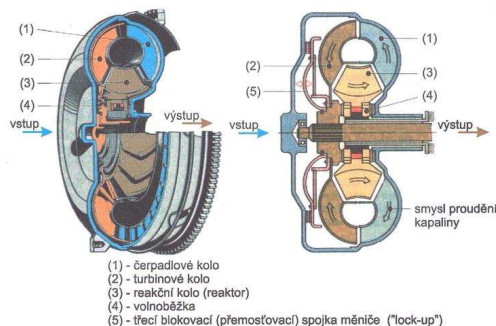
Umožňují řazení rychlostních stupňů pod zatížením, tzn. při přeřazení nedochází k přerušování točivého momentu. Skládá se ze čtyř hlavních částí, a to z centrálního kola, několika satelitů, které jsou propojeny unašečem satelitů, a korunového kola. Centrální kolo, unašeč a korunové kolo mají společnou osu. Satelity jsou propojeny s unašečem a jsou ve stálém záběru s centrálním a korunovým kolem. Pro přenos točivého momentu musí být jedna ze tří částí brzděna. V praxi se používají dvě nebo dokonce tři planetová soukolí místo jednoho. Je to zejména z toho důvodu, že skok mezi prvním a druhým rychlostním stupněm je příliš velký (je to zvláštnost planetových převodovek, která je neměnná). Automatické převodovky, u kterých je planetové soukolí nejvíce využívané, mají tři stupně pro jízdu vpřed, jeden zpětný chod. [1]



Obr. 1. – Schéma planetového soukolí [2]

**Hydrodynamický měnič** – mění přenášený točivý moment úplně samostatně bez zásahu řidiče. Jsou vstupním prvkem automatické převodovky. Skládají se ze tří hlavních částí a to z: [1]

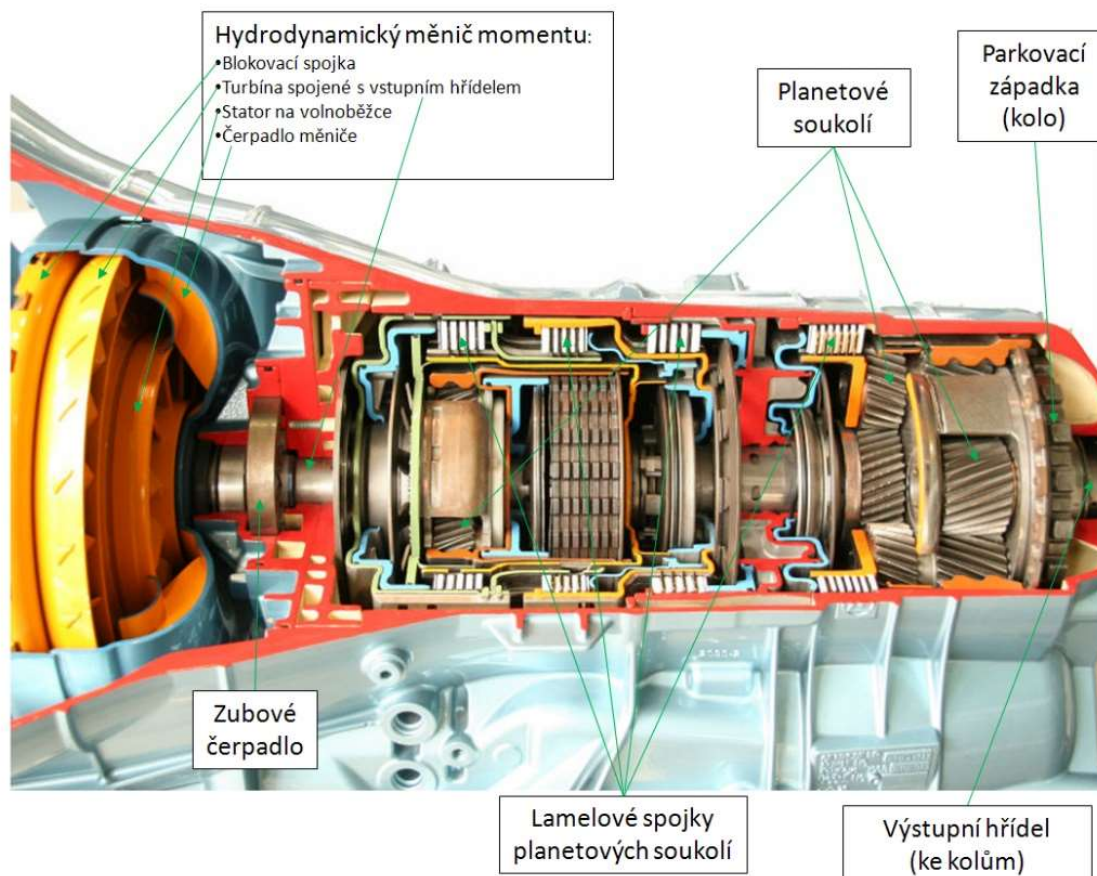
- Čerpadlové kolo – vstupní prvek, pevně spojen s klikovou hřídelí [1]
- Reakční kolo (reaktor) – reakční prvek (násobí momentu) [1]
- Turbíny – výstupní prvek hydraulicky poháněný čerpadlem [1]



Obr. 2. Schéma hydrodynamického měniče [10]

Planetová převodovka se spolu s hydrodynamickým měničem používá v automatické hydrodynamické převodovce:

Nejznámější automatická převodovka, používaná ještě ve starých modelech prvních vozidel s automatickou převodovkou. <sup>[11]</sup> Řazení probíhá pomocí lamelových spojek a brzd, které umožňují kombinací planetových soukolí dosahovat různých převodových poměrů. <sup>[12]</sup>



Obr. 3. – Šestistupňová automatická hydrodynamická převodovka ZF 6HP26 [12]

Výhody Hydrodynamických automatických převodovek:

- Zajišťují plynulý a hladký rozjezd <sup>[12]</sup>
- Přeřazení probíhá bez přerušení toku výkonu (hladká jízda) <sup>[12]</sup>
- Mnohastupňové převodovky, nabízejí menší přeskoky mezi rychlostmi a velký celkový převodový poměr (nižší hlučnost a spotřeba) <sup>[12]</sup>

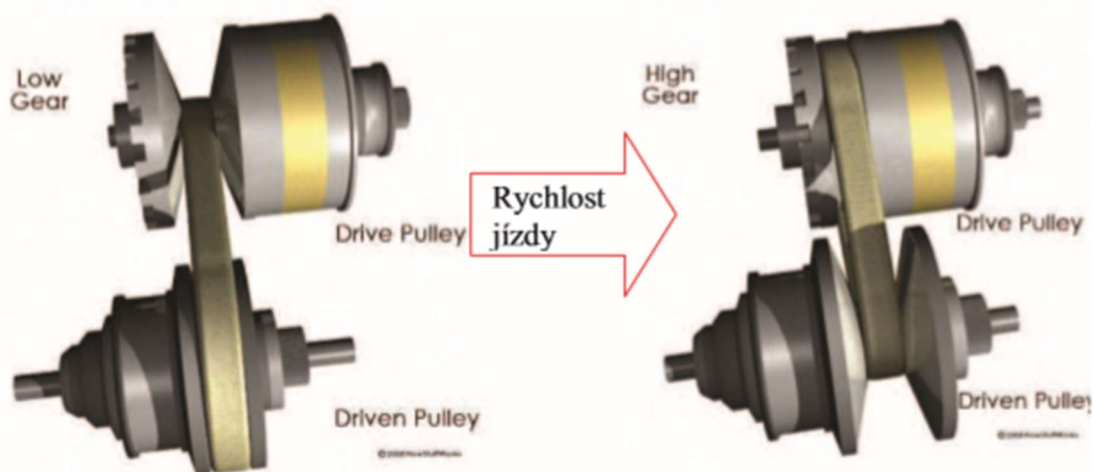
Nevýhody Hydrodynamických automatických převodovek:

- Nižší účinnost a tím pádem vyšší spotřeba, způsobeno: <sup>[12]</sup>
  - Použitím hydrodynamického měniče, který je méně efektivní než manuální spojka <sup>[12]</sup>
  - Nutnosti neustálého pohonu zubového čerpadla k udržení komplikovaného hydraulického systému pod tlakem <sup>[12]</sup>
- Veliká komplikovanost <sup>[12]</sup>
- Nižší spolehlivost <sup>[12]</sup>
- Nutnost chlazení <sup>[12]</sup>

## Řemenová převodovka

Jedná se především o Variátorovou automatickou převodovku (CVT):

Na rozdíl od konvenčních stupňových převodovek nemají převodovky CVT žádné pevně stanovené převodové stupně, pouze zpravidla velmi velké rozpětí od nejlehčího do nejtěžšího převodu. Mezi těmito dvěma extrémy může převodovka měnit převod plynule bez jakýchkoli rázů a trhání. Princip činnosti nejčastěji používaného typu plynulé převodovky CVT, tzv. variátoru, je založen na spojení dvou řemenic (jedna je na vstupním, druhá na výstupním hřídeli) klínovým řemenem, resp. u moderních převodovek ocelovým pásem nebo řetězem složeným z velmi přesných a odolných článků. Změna převodového poměru je realizována koordinovaným axiálním posouváním kuželových kotoučů, čímž se mění průměr řemenic. [13]



Obr. 4. – Řemenová převodovka CVT [1]

Zpočátku používaný pryžový klínový řemen namáhaný tahem byl u moderních konstrukcí nahrazen pásem vyrobených z ohebných ocelových prstenců, na něž jsou navlečeny stovky ocelových článků. Achillovou patou variátorových převodovek CVT, která brání většímu rozšíření v Evropě, je životnost řemenu, resp. řetězu a jeho omezená schopnost přenášet vysoké točivé momenty, neboť se jedná o extrémně namáhanou část převodovky. Na druhé straně jsou převodovky CVT velmi kompaktní, komfortní a hospodárné. [13]

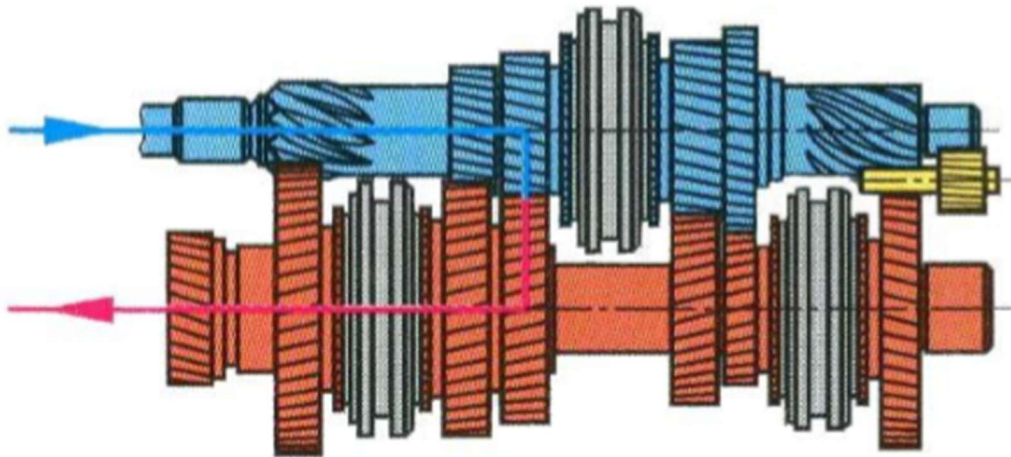


Obr. 5. – Řez variátorovou převodovkou [11]

### Předlohová převodovka

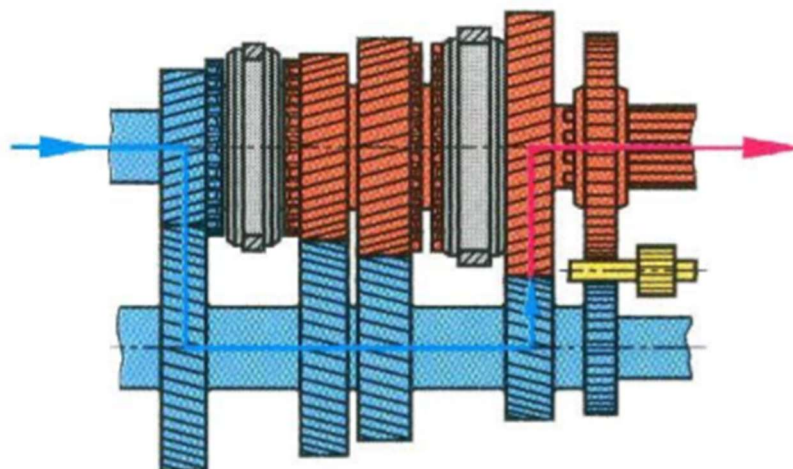
Převody jsou tvořeny čelními ozubenými koly, která jsou uložena na hřídeli. Je známé dvojí možné řešení, a to dvouhřídelové (nesouosé) a tříhřídelové (souosé). [1]

Dvouhřídelové (nesouosé, deaxiální) – jejich hlavní části jsou hnaná (vstupní) a výstupní hřídel nebo také předlohová. Na hnané hřídeli jsou kola uložena buď neotočně (posuvně), nebo na ložiscích a jsou volně otočná (záleží na systému řazení). Na hřídeli předlohové jsou kola nalisována (u menších převodovek jsou součástí předlohové hřídele). Přenos točivého momentu obstarává vždy jen jeden pár ozubených kol. Nevýhodou této převodovky je nemožnost zařazení přímého záběru. Používají se nejčastěji u vozidel s blokovou konstrukcí. [1]



Obr. 6. – Schéma dvouhřídelové převodovky [3]

Tříhřídelové (souosé, koaxiální) – točivý moment se přenáší ze vstupní hřídele na hřídel předlohovou a z ní pak na hřídel výstupní. Největší změna oproti dvouhřídelové převodovce je v tom, že na přenosu točivého momentu se podílejí vždy dva páry ozubených kol. Toto však neplatí při zařazení tzv. přímého záběru, kdy dojde ke spojení vstupní a výstupní hřídele. Tento typ převodovky se používá nejčastěji u vozidel s klasickou koncepcí. [1]



Obr. 7. – Schéma tříhřídelové převodovky [3]

Předlokové převodovky se samočinným řazením:

Automatizovaná převodovka – neboli robotická převodovka je zjednodušená běžná manuální převodovka, kterou neovládá řidič pomocí řadicí páky, ale je ovládaná pomocí servomotorů, nebo hydrauliky a řadicí jednotky. Spojka funguje pomocí elektroniky.



Obr. 8. – Automatizovaná převodovka [14]

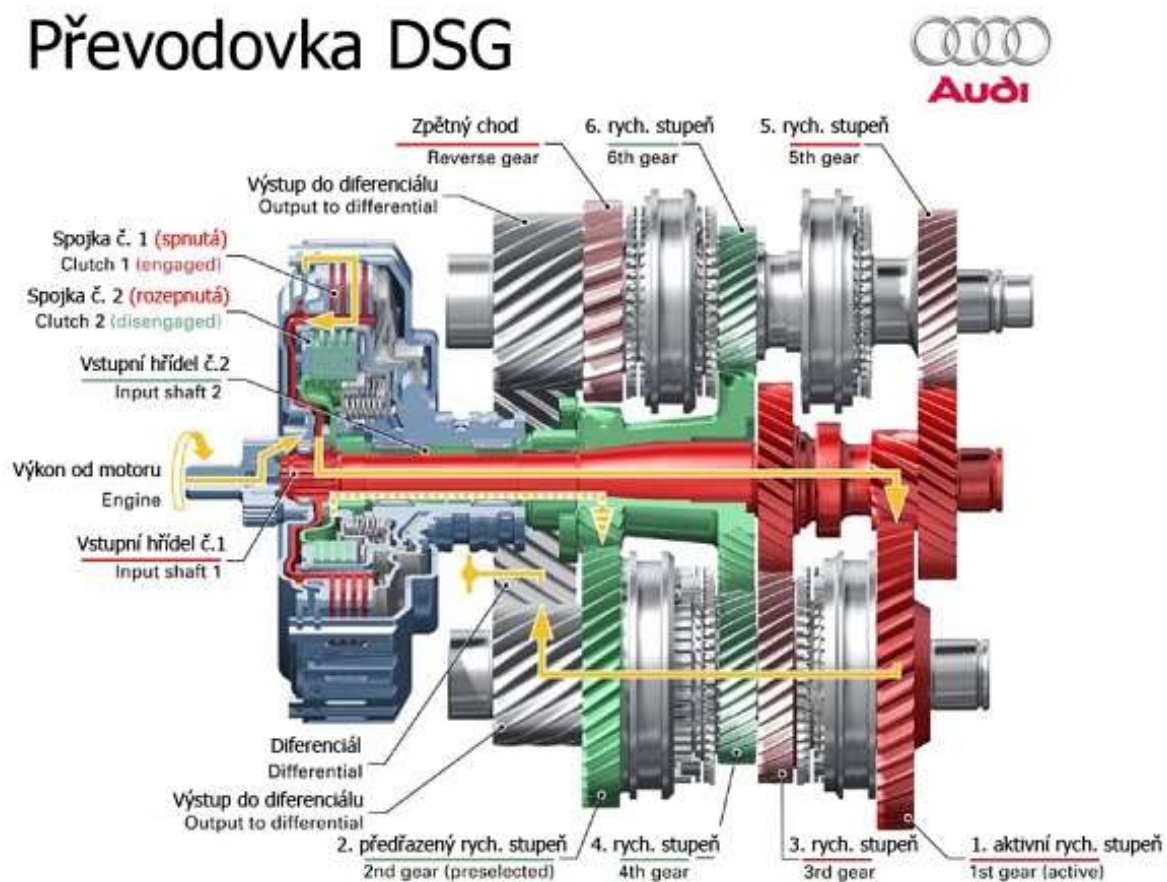
Nevýhody – principiálně je tato převodovka shodná s obyčejnou manuální převodovkou, při řazení musí řídicí jednotka vypnout spojku, přeřadit rychlost a spojku opět spojit. Toto je pocíťováno řidičem jako přerušení pohonu vozidla. U manuální převodovky, kde řidič řazení ovládá, a tudíž toto přerušení samozřejmě očekává, řidiči toto nepocíťují jako problém. U automatizované převodovky je toto však prováděno bez vědomí řidiče, neočekávaně. Tento jev je obvykle řidiči popisován jako nepříjemné cukání, které je pro tento druh převodovek charakteristické. [15]

Výhody – je konstrukčně mnohem jednodušší než hydrodynamická převodovka nebo dvouspojková převodovka DSG. Díky tomu má nižší mechanické ztráty, je levnější, méně náchylná k poruchám a případné opravy jsou jednodušší a levnější. [15]

Dvouspojková převodovka – automatická převodovka se dvěma spojkami, které používá k velmi rychlému řazení, takže se zdá, že převodovka řadí bez ztráty výkonu. Jedná se vlastně o dvě robotické převodovky v jedné převodovce.

Dvouspojkové převodovky jsou velice náročné na software. Elektronika zajišťuje rozjezdy (v závislosti na stlačení pedálu plynu a na rychlosti vozu spojuje a rozpojuje spojky), i samotné řazení (analyzuje jízdní styl řidiče a stav vozidla a podle toho předpřipravuje nejpravděpodobnější budoucí požadovaný rychlostní stupeň). Rozvoj převodovek typu DSG byl umožněn až vyspělou elektronikou, která umožnila ovládat řazení převodovek. [16]

## Převodovka DSG



Obr. 9. – Znárodnění DSG převodovky s popisky [17]

Nevýhodou dvouspojkových převodovek je její komplikovanost a vyšší hmotnost než u obyčejný robotický převodovky.

Výhodou oproti obyčejné robotické převodovce je velmi rychlé řazení, tím pádem plynulejší chod převodovky.

## II. Elektromobily

Elektromobilem je označováno vozidlo, které ke svému pohybu užívá elektromotor namísto klasického motoru na pevná paliva. Využívá tedy výhody elektromotoru, jakými jsou zejména velká účinnost, spolehlivost a životnost. Nevýhodou elektromobilů je kromě vyšší pořizovací ceny také omezený dojezd. Ten je dán omezeními možnostmi kapacity akumulátorů a v České republice také (téměř) nulovou sítí dobíjecích stanic. Tyto nevýhody díky rychlému technologickému vývoji (zejména akumulátorů) začínají pomalu jít do ústraní. Takže dnešní elektromobily se stávají stále více konkurenceschopnými oproti klasickým automobilům poháněným benzínem či naftou. [18]

### 1. Zajímavosti z historie elektromobilů

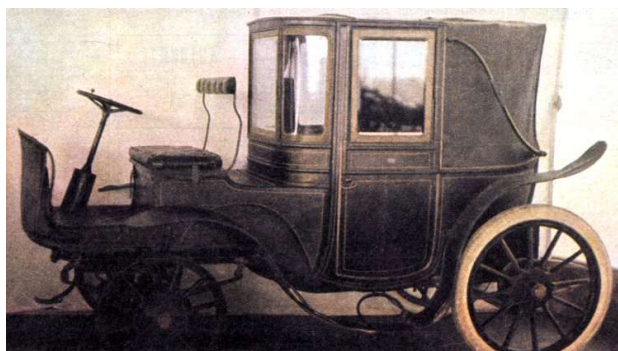
Úplně první elektromobil byl navržen v roce 1835 profesorem Sibrandusem Stratinghem z Holandska s jeho asistentem Christopherem Beckerem, který jej následně úspěšně postavil. První automobil se spalovacím motorem vznikl až o přibližně 50 let později. [19]



Obr. 10. – První elektromobil profesora Stratingha z Holandska z roku 1835 [19]

Mezi první významné konstruktéry elektromobilů patřil v 80. letech 19. století Francouz H. Krieger. Díky němu jezdily v Paříži elektrické drožky. Jeho nejúspěšnější vozy byly vybaveny dvěma elektromotory, které poháněly každé kolo zvlášť. [5]

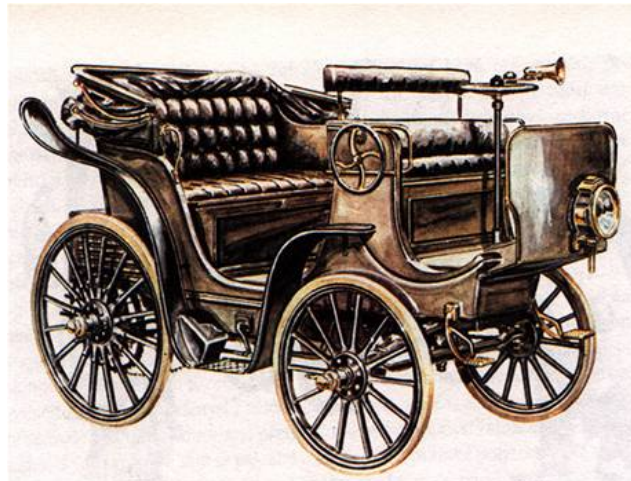
Krieger Landaulet – Dvoudveřový čtyřmístný landaulet, motor vpředu a pohon předních kol. Elektromotory, hmotnost 2000 kg, maximální rychlost 35 km/h. Měl dva elektromotory, které přímo poháněly přední kola a natáčely se s nimi. Akumulátory 40 V měly kapacitu 193 Ah. Řízení chodu elektromotorů zajišťoval mnohostupňový kontrolér, akumulátory byly vpředu i vzadu pod sedadly. Mechanické brzdy na zadních kolech byly ovládány pedálem, přední kola byla brzděna elektromotory, které při brzdění dobíjely akumulátory. Dojezd na jedno nabití byl až 80 km. [21]



Obr. 11. – Krieger Landaulet [21]

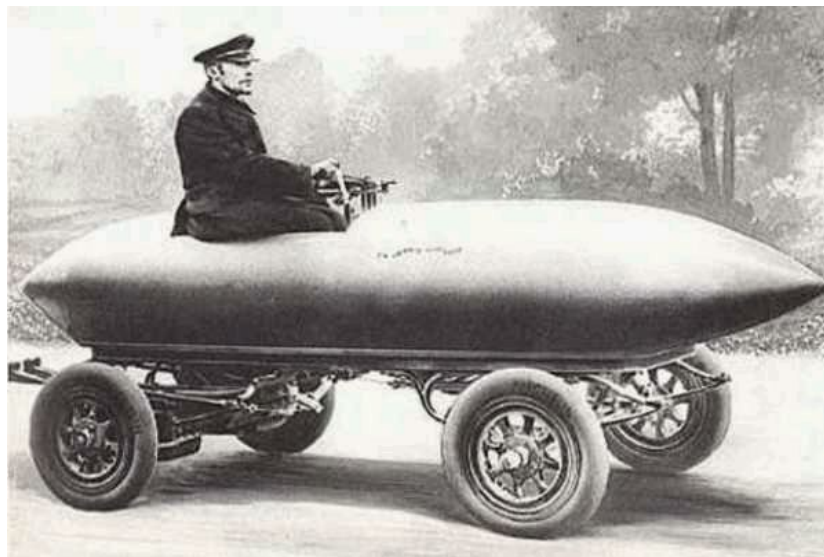


V české republice postavil elektromobil v roce 1895 slavný elektrotechnik Ing. František Křižík. [5] Dohromady zkonstruoval tři prototypy. První prototyp měl stejnosměrný elektromotor s výkonem téměř 5 koní (3,6kW), který poháněl zadní nápravu s diferenciálem pomocí redukčního ozubeného převodu. Tento prototyp měl ovládání pákami. [22] Druhý prototyp měl v každém ze zadních kol umístěný elektromotor s výkonem 3 koní (2,2kW) a už měl automobilové ovládání, tedy pomocí volantu a pedálů. [22] Třetí prototyp je podle některých historiků jeden z prvních hybridních vozů vůbec. Do vozu umístil Křižík spalovací motor, který dobíjel baterie a ty pak dodávaly energii elektromotorům. [22] [5], [22]



Obr. 12. – Vůz Ing Františka Křižíka, podle volantu usuzuji, že se jedná o druhý prototyp [22]

Už před rokem 1900 s podařilo překonat bariery 100 km/h. [18] Rekord byl překonán automobilovým konstruktérem a zároveň závodníkem z Belgie Camille Jentazy. [23] Bariery 100 km/h se mu podařilo překonat 29. dubna 1899 pomocí jeho vozu s názvem „La Jamais Contente“ (v překladu „Věčně nespokojená“) a dosáhl rychlosti 105,3 km/h. [23] Vozidlo mělo pohon zadních kol na každém kole jeden elektromotor o napětí 12 V a celkovém výkonu 49 kW. [24]



Obr. 13. – Camille Jentazy v jeho voze La Jamais Cnontente [24]

Jak bylo zmíněno v odstavci o Ing. Františku Křížíkovi, ještě před nástupem klasického ovládání pomocí volantu a pedálů se využívalo ovládání pomocí klik.



*Obr. 14. – ukázka ovládání elektromobilu pomocí klik [19]*

V roce 1900 v USA jezdilo více elektromobilů než automobilů. Vozidla na elektrický pohon byla velmi oblíbená pro svoji spolehlivost a jednoduché ovládání. Ve svých začátcích měly totiž automobily na benzín (či jiná kapalná paliva) celou řadu nedostatků. Elektrický startér pro spalovací motory byl vynalezen až v roce 1912, do té doby se muselo startovat klikou, což bylo nepohodlné a fyzicky náročné. Objevovaly se také problémy s rážením, vibracemi a hlukem. V této době se vyrábělo o třetinu více elektromobilů než (dnes klasických) automobilů. Dalším konkurentem elektromobilů byla v této době vozidla poháněná párou, která však byla s rostoucím tempem technického pokroku postupně vytlačena. [19]

V USA bylo na přelomu 19. a 20. stol vyrobeno přes 35 tisíc elektromobilů. Obzvláště v městském prostředí byly v té době elektromobily velmi oblíbené. Svůj vrchol však zažívají kolem roku 1912, kdy jim začaly tvrdě konkurovat sériově vyráběné, levné automobily z dílny Henryho Forda. Světově známý model T rychle zaplavil tehdejší trh. Hlavní nedostatky automobilů se spalovacími motory byly v té době již odstraněny, a navíc automobily z Fordových továren byly asi o polovinu levnější než tehdy dostupné elektromobily. Těžba ropy na půdě USA navíc zlevnila benzín, a tak se stal automobil dostupný prakticky většině tamních obyvatel. Elektromobily se tak v USA poměrně rychle přesunuly do ústraní. Kvůli rozšiřování sériové výroby automobilů a intenzivní těžbě ropy čekal elektromobily podobný osud také ve zbytku světa. Ačkoli myšlenka elektromobilu nebyla zcela opuštěna, na podobný úspěch, jaký zažívaly na přelomu 19. a 20. století, zatím stále čekají. [19]

## 2. Elektromobily dnes

V dnešní době je jedním z nejvýznamnějších výrobců elektromobilů firma Tesla Motors. Byla založena v roce 2003 a specializovala se pouze na výrobu vozů s čistě elektrickým pohonem. Samozřejmě dnes vyrábí elektromobily spousta firem známé výrobou automobilů už dávno, než byla firma Tesla Motors založena, jako například BMW, Volkswagen, Ford, Toyota, Mitsubishi a jiné.

Tesla Roadster byl první z větších úspěchů firmy Tesla Motors. Vyráběl se v letech 2008 až 2012 a měl dojezd víc než 350 km na jedno nabití. Původně mělo dvoustupňovou manuální převodovku, ale po modernizaci do něj umístili pouze jednostupňovou převodovku s poměrem 8,27:1. Elektromotory jsou napájeny Li-ion bateriemi.



*Obr. 15. – Tesla Roadster [25]*

Tesla Model S je dnes jeden z nejznámějších elektromobilů firmy Tesla Motors. Začal se prodávat v roce 2012 a stále se prodává. Tento vůz se vyrábí pouze s jednostupňovou převodovkou s poměrem 9,73:1. Elektromotory jsou napájeny Li-ion bateriemi, stejně jako u Roadsteru, ale to se může klidně brzy změnit, protože je dnes nátlak na vývoj lepších a levnějších baterií.



*Obr. 16. – Tesla Model S [26]*

### 3. Elektromotory

Zásadně je možno ve stavbě elektromotorů použít celé řady tradičních principů činnosti, využitelných pro trakční pohony. Trakční elektromotory určuje zejména hodnota momentu, menší význam má hodnota výkonu. Konstrukce musí být spolehlivá a ve velkém rozsahu otáček musí být k dispozici dostatečný výkon. Důležitá je kompaktní stavba, vysoká účinnost při malé hmotnosti, krátkodobá přetížitelnost, nízká hladina hluku, nízké udržovací náklady a výhodná cena. [4]

Druhy elektromotorů:

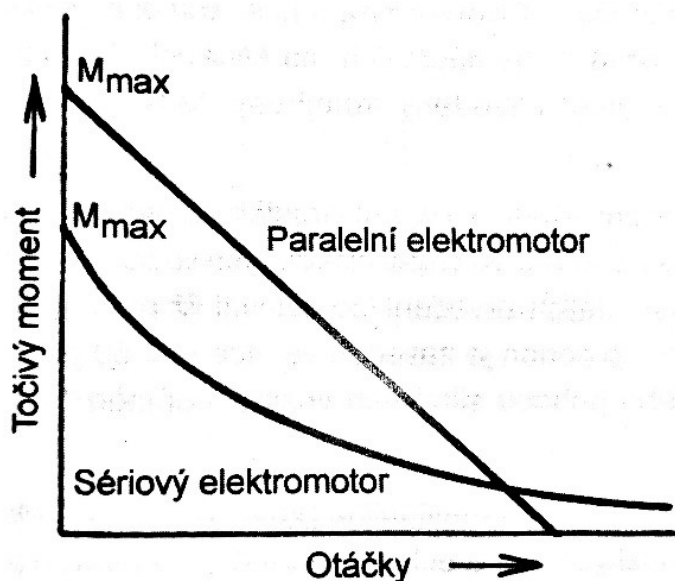
- Stejnoseměrné
  - Sériové
  - Cizí buzení
  - Derivační a kompaundní
- Střídavé
  - Jednofázové
  - Třífázové
  - Synchronní
  - Komutátorové
- Univerzální (fungují na stejnosměrný i střídavý proud)

U elektromobilů se dá využít více druhů elektromotorů, a proto se ne v každém elektromobilu využívá stejný typ elektromotoru. Záleží na tom, co výrobce od daného elektromobilu požaduje a podle toho určí typ elektromotoru. Dlouhou dobu se používá stejnosměrný motor s cizím buzením, ale dnes se už spíše používají střídavé elektromotory, jako například Asynchronní (Indukční) elektromotor, který byl použit například u Tesly Roadster, nebo Synchronní třífázový elektromotor (s permanentním magnetem), který využívá firma Mitsubishi u vozu I-MIEV.

#### 3.1. Stejnoseměrný motor s cizím buzením

Stejnoseměrný motor s cizím buzením vykazuje zvláště výhodné tahové charakteristiky, jednoduchou regulací otáček v širokém rozsahu a kontinuální přechod z jízdy na brždění. [4]

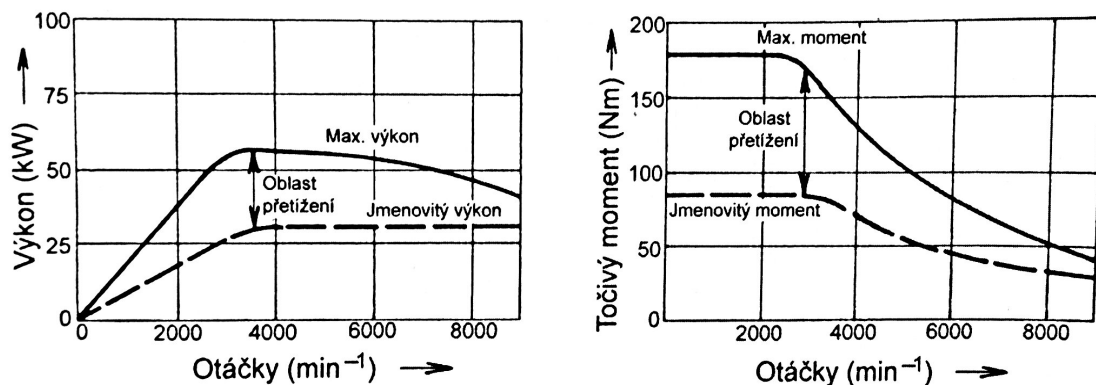
Sériový motor má dobrý počáteční točivý moment, avšak točivý moment rychle klesá se stoupajícími otáčkami. Proto se u elektromobilů prosazuje paralelní elektromotor. Jeho točivý moment klesá pomaleji a sice lineárně s otáčkami. [4]



Obr. 17. – Momentové charakteristiky paralelního a sériového motoru [4]

### 3.2. Asynchronní (indukční) elektromotor

Oproti stejnosměrnému motoru je asynchronní motor při stejném výkonu podstatně menší a lehčí, proto lze počítat s výkonovou hmotností asi 1 kg/kW. Motor je dále jednodušší konstrukce, robustní, bez údržbový a silně přetížitelný, může dosáhnout až 20 000 ot/min. [4]



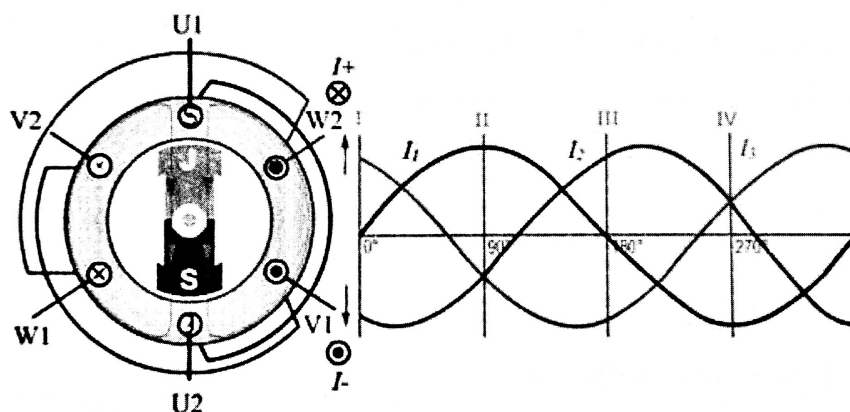
Obr. 18. – Výkonová a momentová charakteristika asynchronního motoru [4]

Zpětné získání energie při brždění je možno realizovat s vysokou účinností. Otáčky asynchronních motorů jsou o něco nižší než magnetického pole. [4]

### 3.3. Synchronní třífázový elektromotor

Po zapnutí elektromotoru se vytvoří ve satoru točivé magnetické pole. Póly rotoru jsou střídavě přitahovány protipóly a odpuzovány souhlasnými póly satoru. Rotor s vzhledem k této změně a své setrvačné hmotě sám neroztočí. [4]

K roztočení je zapotřebí vnější síly  $F$ , která uvede rotor do otáčivého pohybu. Poté je rotor točivým magnetickým pólem uveden do synchronních otáček a pohybuje se dále synchronně. Pozn.: vnější síla  $F$ , která při rozběhu uvede rotor do otáčivého pohybu je v technické praxi realizována pomocným systémem např.: klecovým vynutím. [4]



Obr. 19. – Chod synchronního motoru třífázového [4]

## 4. Akumulátory

Akumulátor (baterie) je zařízení na opakované uchování elektrické energie. Většina baterií je založena na elektrochemickém principu. Proud procházející v elektrochemické baterii vyvolá vratné chemické změny, které se projeví rozdílným elektrochemickým potenciálem na elektrodách. Množství energie v bateriích se měří v ampérhodinách. [20]

U baterií jsou důležité především následující parametry:

**Měrná energie** [ $W \cdot h \cdot kg^{-1}$ ]. Podle dojezdu lze spočítat potřebné množství energie a z té následně požadovaná hmotnost akumulátorů. Nejvýhodnější je samozřejmě použít akumulátory s nejvyšší hodnotou měrné energie. Tato veličina je však velkým nedostatkem elektromobilů. Měrná energie ve vztahu k objemu [ $W \cdot h \cdot dm^{-3}$ ] informuje o prostorové náročnosti akumulátorů. [5]

**Měrný výkon** [ $W \cdot kg^{-1}$ ]. Ovlivňuje maximální rychlost a zrychlení vozu. Velikost hodnoty měrného výkonu určitých akumulátorů plně nahrazuje měrný výkon spalovacího motoru. [5]

**Nabíjecí doba** [ $h$ ]. Pohybuje se v rozmezí několika hodin, dle druhu akumulátoru. Nabíjení metodou Super-Charger, dříve nazývanou Minit-Charger, lze dobu nabíjení výrazně zkrátit. Princip činnosti spočívá v tom, že akumulátor je nabíjen vysokým proudem v krátkých pulsech. Když je akumulátor nabit cca. 80%, klesá nabíjecí proud, neboť nabíjení zbylých 20% kapacity trvá déle. Výhodou je delší životnost akumulátorů. [5]

**Životnost**. Závisí na způsobu nabíjení a vybíjení, údržbě apod. Určuje počet kilometrů, které vůz překoná s použitím jedné sady akumulátorů. [5]

**Cena**. Jedna z důležitých vlastností akumulátorů. Je však úzce spjata s ostatními parametry. [5]

**Údržba**. Správně a pravidelně prováděná údržba značně prodlužuje životnost akumulátorů. [5]

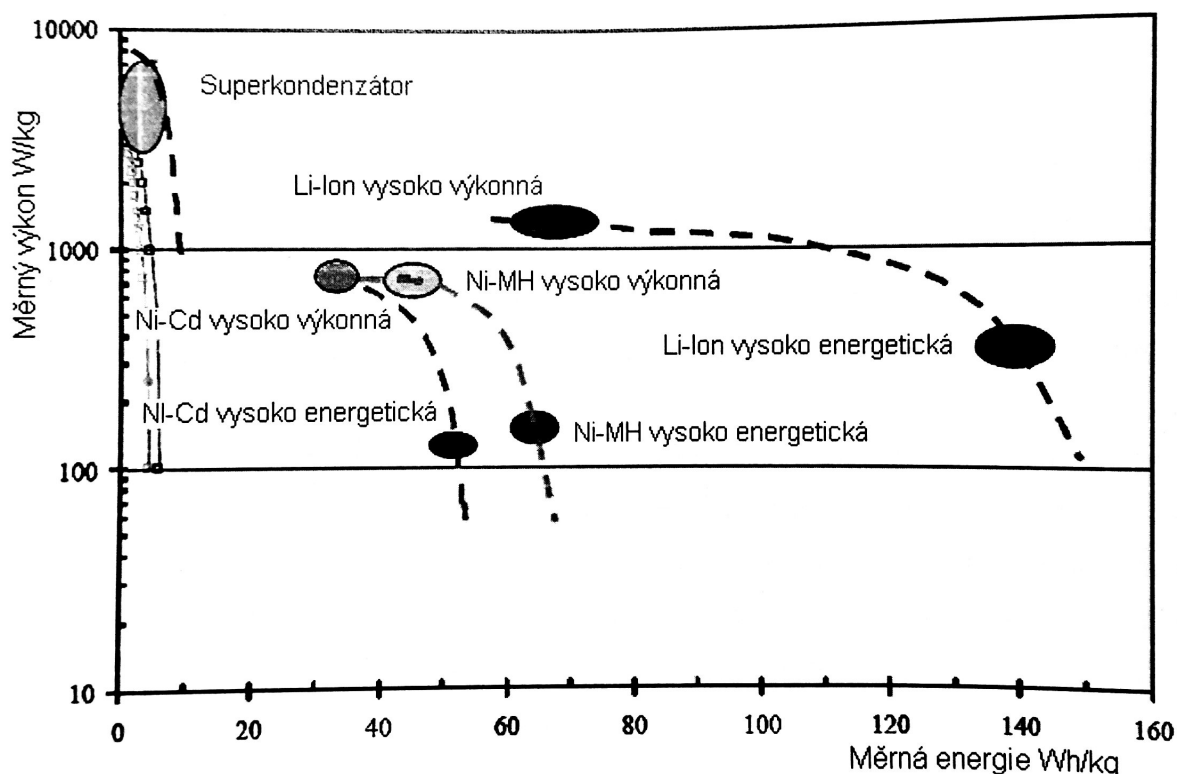
**Recyklace**. Důležitý proces na konci životnosti akumulátorů, které obsahují látky škodící okolnímu prostředí. [5]

Baterie jsou základní stavební částí elektromobilů. Svoji cenou a parametry jsou jedinou limitující součástí elektromobilů, bránící jejich masovému nasazení na našich silnicích. [20]

U elektromobilů budeme hovořit o tzv. trakčních bateriích. Oproti klasickým startovacím bateriím jsou trakční baterie navrženy pro hluboké vybití a mnohem méně podléhají opotřebení elektrod při vybíjení a nabíjení. Používají se tedy na místech, kde se baterie pravidelně vybíjejí a nabíjejí – golfová vozítka, elektrické automobily atd. Tyto baterie mají tlusté elektrody, které nejsou schopny dodat tak velký proud, jako startovací baterie, ale vydrží časté a hluboké vybíjení. [20]

Baterie využívané u elektromobilů:

- Olověný (Využívaný dříve, dnes se už nepoužívá)
- Alkalické (Ni-HM, Ni-Cd)
- Li-Ion (Lithium-Iontový)
- Lithium polymerový (LiFePO<sub>4</sub>)



Obr. 20. – Graf porovnání typů baterií [4]

Nejvíce používaný typ baterie je Lithium-Iontový, jak lze vidět na grafu má neoptimálnější vlastnosti. Jelikož se na vývoj baterií dnes velmi dbá, tak se může klidně brzy objevit lepší, bezpečnější, šetrnější k přírodě a levnější baterie, která by Li-Ion nahradila.

#### 4.1. Lithium-Iontová baterie

Lithium-iontová baterie (zkráceně Li-Ion baterie) je typ nabíjecí baterie, ve které se lithium-ionty pohybují mezi anodou a katodou. Vysoká hustota energie vzhledem k objemu se výborně hodí pro přenosná zařízení. Používá se například v elektromobilech Tesla. [27]

Li-Ion baterie mají výbornou hustotu energie. Oproti Ni-MH bateriím přibližně dvojnásobnou. Li-Ion také moc netrpí samovybíjením. Při pokojové teplotě za měsíc přijde o 8% své kapacity, při 60°C je to však již 31%. Další výhodou je podstatně vyšší nominální napětí článku (3,7 V ve skutečnosti se mírně liší dle chemického složení článku) a také relativní volnost ve tvarech a tloušťkách, ve kterých lze Li-Ion baterie vyrobit. [27]

Li-Ion baterie má i své nevýhody, a to její stárnutí, ať je, nebo není používána. S věkem se neustále postupně snižuje její kapacita. Stárnutí se s rostoucí teplotou zhoršuje, ale mráz mu také nesvědčí. Dalším problémem je, že Li-ion baterie se nesmí vybit pod určité napětí (uvádí se okolo 2,8 V), jinak se už může stát, že jí znovu nenabijete. Dlouho odstavená Tesla mimo nabíječku by tak nebyl dobrý nápad. Poslední a největší nevýhodou je, že uvnitř baterie je využita vysoce hořlavá a výbušná směs. Nebezpečí požáru až výbuchu hrozí zejména při mechanickém poškození, přebíjení či přehřátí. [27]

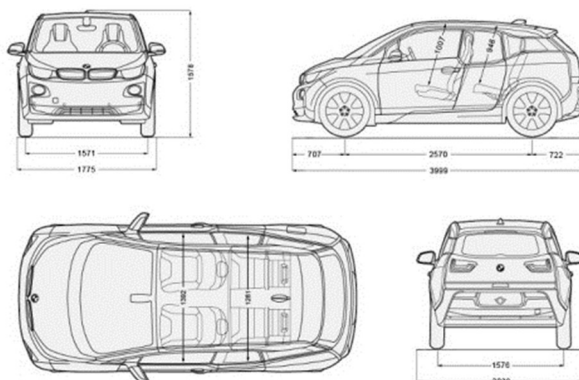
### III. Návrh výpočtového modelu

Pro výpočtový model využiji určitý typ elektromobilu a tím je BMW i3. Budu počítat se stejnými technickými parametry, který uvádí výrobce. Měnit budu pouze elektromotor, pro který budu navrhovat převodovku.

Tab. 1.: Technický parametry BMW i3:

BMW i3 – Technické údaje		
Spotřeba/Dojezd		
Spotřeba energie	12,6	kWh/100 km
Dojezd teoretický	300	km
Dojezd reálný	200	km
Kapacita Li-Ion baterie	27,2	kWh/100 km
Hmotnost		
Pohotovostní hmotnost	1280	kg
Max. povolená hmotnost	1630	kg
Provozní teor. Hmotnost	1500	kg
Rozložení hmotnosti	50:50	
Pohon (Elektromotor)		
Výkon	125	kW
Točivý moment	250	N.m
Jízdní výkony		
Maximální rychlost	150	km/h
Zrychlení 0-100 km/h	7,3	s
Rozměry		
Rozchod předních kol	1571	mm
Rozchod zadních kol	1576	mm
Výška od vozovky	1578	mm
Šířka na zrcátkách	2039	mm
šířka na kolech	1775	mm

Zdroj: [28]



Obr. 21. - Rozměry elektromobilu BMW i3[28]



## 1. Karoserie

BMW i3 má karosérii typu hatchback (malý rodinný vůz). Bývá obvykle třídvéřová nebo pětídveřová, dvouprostorová s výklopnou zadní částí karoserie a splývající zádí. [29] Do této karosérie se dále řadí například Nissan Leaf, Volkswagen e-Golf a jiné.

Kola:

Ráfky – 19“ (48,26 cm → 04826 m)

Pneumatiky – 155/70 (výška pneumatiky je  $155 \cdot 0,7 = 108,5 \text{ mm} \rightarrow 0,1085 \text{ m}$ )

- Z rozměrů kola vypočítám dynamický poloměr kola:

$$r_d = \frac{0,4826}{2} + 0,1085 = 0,3498 \text{ m}$$



Obr. 22. – BMW i3 (elektromobil s karosérii hatchback) [30]

## 2. Elektromotor

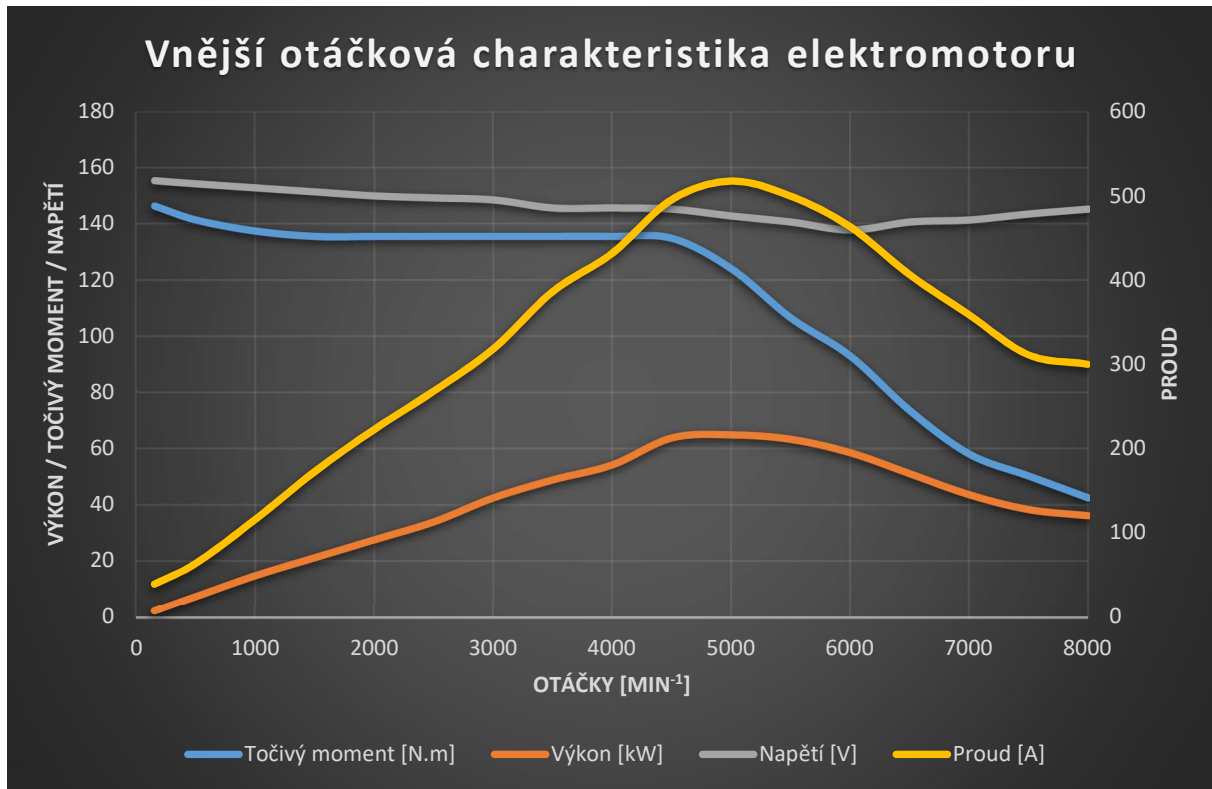
U elektromotorů je dobré zmínit, že se mohou přetěžovat. Střídavý elektromotor může být přetěžován až pětinasobně, ale čím více bude přetěžován, tím mohu zkrátit jeho životnost.

Pro svůj návrh jsem si vybral elektromotor Curtis 1239e-8521 HPEVS AC-51:

- Asynchronní třífázový střídavý motor, který pracuje s vyšším napětím 144 - 170 V. Může čerpat proud až 500A, produkovat výkon až 66kW a točivý moment 146N.m. [31]
- Je vybaven funkcí rekuperačního brždění i volnoběhu. [31]



Obr. 23. – elektromotor Curtis 1239e-8521 HPEVS AC-51[31]



Obr. 24. – Vnější charakteristika elektromotoru Curtis 1239e-8521 HPEVS AC-51

Zdroj: [31]

### III. Převodová optimalizace

Volba jednotlivých převodů se hodně odvíjí od toho, jak se bude elektromobil využívat. Já elektromobil navrhuji pro běžný provoz na pozemních komunikacích. Jelikož jsou dnes už hodně rozšířené dálnice a potřebuji, aby byl elektromobil po ní schopen jet, tak budu výpočty situovat pro jízdu na dálnici.

Tab. 3.: Parametry potřebné k výpočtům situující jízdu po dálnici:

Dálnice rovinatá nebo mírně zvlněná		
Maximální rychlost	130	km/h
Maximální stoupání	6,5	%
Průměrné stoupání	4,5	%

Maximální rychlost na českých dálnicích je sice 130 km/h, ale já budu převodovku navrhovat tak, aby vozidlo bylo schopno jet alespoň 150 km/h, protože například v Německu je na dálnicích rychlostní limit pouze doporučený.

#### 1. Výpočet jízdních odporů vozidla

Hodnoty pro výpočty беру z předešlé kapitoly „Návrh výpočtového modelu“.

Celkový jízdní odpor se skládá ze 4 složek (valivý odpor, odpor stoupání, vzdušný odpor a odpor zrychlení), pokud auto netáhne přívěs. Kdyby vozidlo táhlo přívěs musel bych ještě počítat odpor přívěsu.

$$O_c = O_f + O_s + O_v + O_z [N] \quad (1)$$

$$O_c = F_H$$

Kde:  $O_f$  - valivý odpor

$O_s$  - odpor stoupání

$O_v$  - vzdušný odpor

$O_z$  - odpor zrychlení

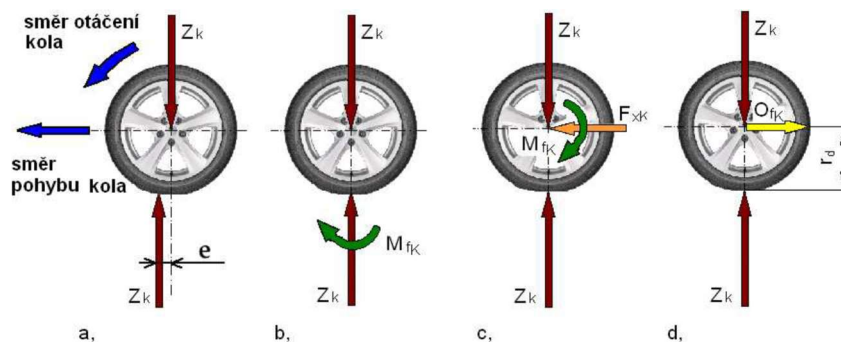
$O_c$  - celkový jízdní odpor

$F_H$  - potřebná hnací síla na kolech vozidla

Protože výpočty situuji pro jízdu na dálnici a po dálnici jezdíme převážně konstantní rychlostí tak budu ve výpočtech zanedbávat odpor zrychlení.

### 1.1.Valivý odpor

Jedná se o odpor, který vzniká při styku kola, respektive pneumatiky s vozovkou. Valivý odpor působí proti směru pohybu vozidla. Počítáme ho pro každé kolo zvlášť z reakce na zatížení pneumatiky od tíhy vozidla. Jelikož mám rozložení tíhy vozidla 50:50, pak bude na každé kolo stejně zatížené, a proto mohu valivý odpor počítat pouze přes vzorec pro celkovou tíhu vozidla.



Obr. 25. – Moment valivého odporu kola a valivý odpor kola na volně se valícím kole [6]

$$O_f = G \cdot f \cdot \cos(\alpha) [N] \quad (2)$$

Kde:  $G$  - celková tíha vozidla (vypočte se -  $G = m \cdot g$ )

$m$  – provozní hmotnost vozidla

$g$  - tíhové zrychlení (počítám s hodnotou  $g = 9,81m \cdot s^{-2}$ )

$f$  - součinitel adheze (pro suchý asfalt  $f = 0,015$ )

$\alpha$  - úhel sklonu vozovky

Tab. 4.: Součinitelé valivého odporu pneumatiky a vozovky:

Druh povrchu	Součinitel valivého odporu $f$ [-]
beton	0,015 – 0,025
asfalt	0,01 – 0,02
dlažba	0,02 – 0,03
čerstvý sníh	0,2 – 0,3
náledí	0,1

Zdroj: [7]

Výpočet úhlu sklonu vozovky:

$$\alpha = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{s}{100} \right) \quad (3)$$

Při stoupání 0% odpovídá vzorec pro výpočet valivého odporu tvaru:

$$O_f = G \cdot f [N] \quad (4)$$

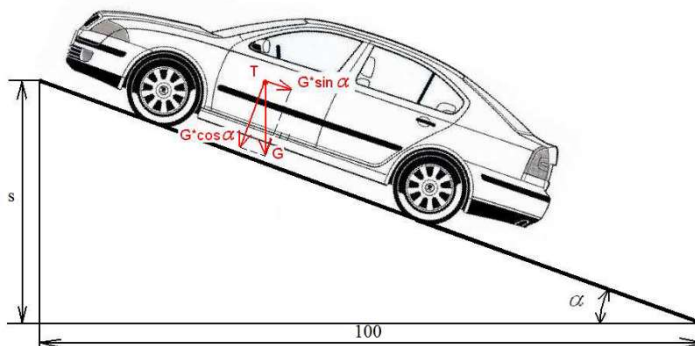
## 1.2. Odpor stoupání

Vzniká pouze pokud vozidlo jede po podélném svahu. Jeho velikost se určí ze sinusové složky tíhy vozidla. Odpor stoupání se vypočte pomocí vztahu:

$$O_s = \pm G \cdot \sin(\alpha) [N] \quad (5)$$

Znaménko určuje, zda vozidlo jede do svahu, anebo ze svahu, a tím se celkový odpor, buď zvětšuje, nebo zmenšuje.

Úhel stoupání  $\alpha$  se počítá stejně, jako u valivého odporu ze vztahu (3).



Obr. 26. – Vznik odporu stoupání [6]

Odpor stoupání působí v těžišti T. Při výpočtech pro malé úhly (kde  $\sin(\alpha) \cong \tan(\alpha)$ ) může být pro výpočet použit vztah: [6]

$$O_s = \pm G \cdot s [N] \quad (6)$$

## 1.3. Vzdušný odpor

Vzdušný odpor závisí na několika faktorech. Těmi faktory jsou povětrnostní podmínky (pro zjednodušení výpočtů uvažují bezvětří), rychlost vozidla, měrná hmotnost vzduch (hustota vzduchu) a na aerodynamickém odporu vozidla. Vzdušný odpor se vypočte pomocí vztahu:

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_x \cdot S_x \cdot v_r^2 [N] \quad (7)$$

Kde:  $c_x$  - koeficient odporu vzduch

$\rho$  - hustota vzduchu

$S_x$  - čelní plocha vozu

$v_r$  - rychlost proudění vzduchu podél vozidla

Uvažují rychlost větru 12,6 km/h, což je přibližně průměrná rychlost větru v ČR. Při uvažování protivětru bude výpočet  $v_r$ :

$$v_r = v_{auta} + v_{větru} [m \cdot s^{-1}] \quad (8)$$

Pro BMW i3 je koeficient odporu vzduchu  $c_x = 0,29$ .

Pokud nemohu změřit čelní plochu vozidla, potom mohu vypočítat pomocí zjednodušeného vztahu:

$$S_x = b \cdot h [m^2] \quad (9)$$

Kde:  $h$  - výška vozidla od vozovky

$b$  - rozchod kol měřený od středů pneumatik

### 1.4. Shrnutí výpočtů jízdních odporů vozidla

Výpočty jsem prováděl v excelu, proto mám shrnutí v tabulkové podobě.

#### Valivý odpor pro 100 %, 5 % a 0 % stoupání:

Tab. 5: Výsledné hodnoty valivého odporu

Valivý odpor při stoupání	s = 100 %
$O_f = G \cdot f \cdot \cos(\alpha) = 156,1 \text{ N}$	
Valivý odpor při stoupání	s = 5 %
$O_f = G \cdot f \cdot \cos(\alpha) = 220,5 \text{ N}$	
Valivý odpor při stoupání	s = 0 %
$O_f = G \cdot f = 220,7 \text{ N}$	

#### Odpor stoupání pro 100 %, 5 % a 0 % stoupání:

Tab. 6: Výsledné hodnoty odporu stoupání

Odpor stoupání při	s = 100 %
$O_f = G \cdot \sin(\alpha) = 10\,405,1 \text{ N}$	
Valivý odpor při stoupání	s = 5 %
$O_f = G \cdot \sin(\alpha) = 661,5 \text{ N}$	
Valivý odpor při stoupání	s = 0 %
$O_f = G \cdot s = 0 \text{ N}$	

#### Vzdušný odpor pro různé rychlosti při průměrném proti větru:

Tab. 7: Výsledné hodnoty vzdušného odporu

Rychlost vozidla [km/h]	Rychlost větru [km/h]	Vzdušný odpor [N]
5	12,6	10,48
16	12,6	27,68
27	12,6	53,06
38	12,6	86,64
49	12,6	128,4
60	12,6	178,35
71	12,6	236,49
82	12,6	302,82
93	12,6	377,34
104	12,6	460,05
115	12,6	550,94
126	12,6	650,03
137	12,6	757,3
150	12,6	894,64
160	12,6	1008,06
170	12,6	1128,26

### Celkový odpor pro různé rychlosti při stoupání 100 %, 5 % a 0 %:

Tab. 8: Výsledné hodnoty celkového odporu

Rychlost vozidla [km/h]	Celkový odpor [N]		
	s = 100 %	s = 5 %	s = 0 %
5	10571,6	892,5	231,2
16	10588,8	909,7	248,4
27	10614,2	935,1	273,8
38	10647,8	968,7	307,4
49	10689,6	1010,4	349,1
60	10739,5	1060,4	399,1
71	10797,7	1118,5	457,2
82	10864	1184,8	523,5
93	10938,5	1259,4	598,1
104	11021,2	1342,1	680,8
115	11112,1	1433	771,7
126	11211,2	1532	870,8
137	11318,5	1639,3	978
150	11455,8	1776,7	1115,4
160	11569,2	1890,1	1228,8
170	11689,4	2010,3	1349

## 2. Návrh rozvržení převodových poměrů

Převod umožňuje přenos pohybu a silového momentu mezi dvěma členy, vstupním a výstupním. Převod přenáší nejen pohyb rotační, ale i přímočarý vratný a kývavý výjimečně může být druh pohybu na výstupu jiný než na vstupu (např. u ozubeného kola a ozubené tyče je vstupní pohyb rotační a výstupní posuvný, případně obráceně). [8]

U návrhu převodů pro převodovku do elektromobilu se budu zabývat přenosem pohybu rotačního pomocí ozubených kol.

Pro výpočet převodovky musím použít křivku konstantního výkonu, kterou vynesu v diagramu F-v (silová charakteristika), který udává závislost rychlosti vozidla na hnací sílu nápravy vozidla. Použiji vztah pro výpočet výkonu:

$$F_H \cdot v = P_{n \max} \cdot \eta_m \quad (10)$$

Kde:  $F_H$  – hnací síla na nápravě vozidla

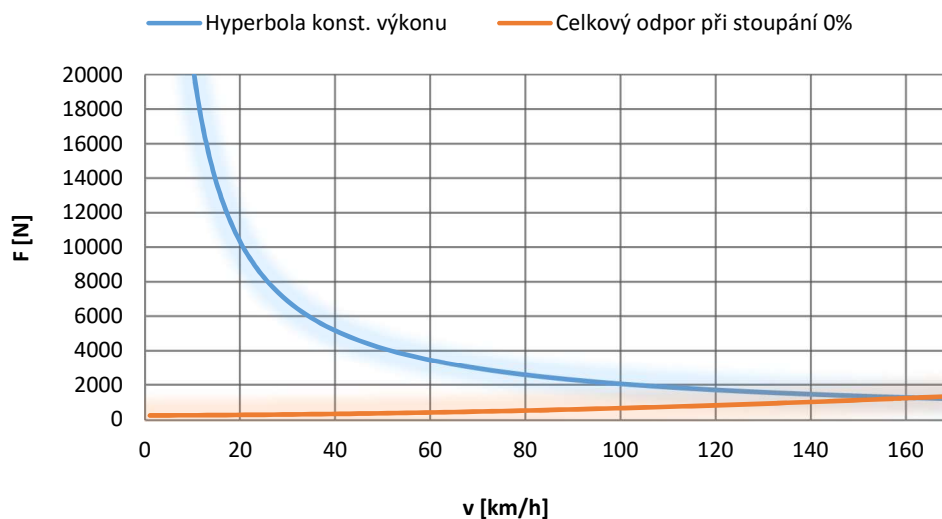
$v$  – rychlost vozidla

$\eta_m$  – účinnost elektromotoru ( $\eta_m = 88\%$ )

$P_{n \max}$  – výkon při maximálních otáčkách

Maximální otáčky jsem odvodil z počátku klesání účinnosti elektromotoru, které začalo přibližně na otáčkách  $5000 \text{ min}^{-1}$ , kde je maximální výkon a začal se zmenšovat kroutící moment.

## F-v diagram



Na grafu je vynesena hyperbola (křivka) konstantního výkonu a celkový odpor při stoupání 0%. V místě, kde se tyto dvě křivky protínají, lze odečíst maximální rychlost vozidla. Maximální rychlost vozidla je  $v_{max} = 159,3$  km/h.

### 2.1. Celkový převodový poměr

Celkový převodový poměr je součin stálého převodu  $i_s$  s měnitelným převodem  $i_p$ :

$$i_c = i_s \cdot i_p \quad (11)$$

Stálý převod napomáhá ke zmenšení rozměrů převodovky a snížení hmotnosti. Umístíme ho do rozvodovky, kde přenáší síly hnaného hřídele na klec diferenciálu.

### 2.2. Krajiní převodová čísla

Pro správné určení převodů musím vypočítat maximální a minimální převod. Mezi těmito veličinami platí vztah, který se nazývá rozsah převodových stupňů:

$$R_i = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}} \quad (12)$$

Kde:  $i_{c \max}$  – maximální celkový převod

$i_{c \min}$  – minimální celkový převod (neboli základní převod)

#### Určení minimálního převodového poměru

Na minimálním převodu automobil dosahuje své maximální rychlosti, je to tedy nejvyšší převodový stupeň.

Nejprve musím určit hnací sílu při maximálních otáčkách motoru:

$$F_{n \max} = \frac{M_{n \max} \cdot \eta_m}{r_d} \quad (13)$$

Kde:  $M_{n \max}$  – hnací moment při maximálních otáčkách motoru

$r_d$  – dynamický poloměr kola

$\eta_m$  – účinnost elektromotoru ( $\eta_m = 88\%$ )



Hnací sílu při maximálních otáčkách určuji na rovině, a proto zanedbávám odpor stoupání. Pro výpočet minimálního převodu použiji vztah:

$$i_{c \min} = \frac{O_c}{F_{n \max}} \quad (14)$$

Kde celkový odpor  $O_c$  je součtem vzdušného a valivého odporu při maximální rychlosti a nulovém stoupání.

#### Určení maximálního převodového poměru

Jedná se o převod při, kterém se vozidlo rozjíždí. Slouží tedy pro pomalou jízdu a jízdu do prudkého stoupání. Vozidlo musí být schopno vyjet největší stoupání, k čemuž je potřeba maximální točivý moment motoru.

Nejprve musím určit maximální hnací sílu, kterou vozidlo vyvine při maximálním točivém momentu:

$$F_{M \max} = \frac{M_{\max} \cdot \eta_m}{r_d} \quad (15)$$

Kde:  $M_{\max}$  – maximální točivý moment motoru

$r_d$  – dynamický poloměr kola

$\eta_m$  – účinnost elektromotoru ( $\eta_m = 88\%$ )

Při rozjíždění jede vozidlo relativně pomalu, a proto mohu zanedbat vzdušný odpor. Pro výpočet maximálního převodu použiji vztah:

$$i_{c \max} = \frac{O_c}{F_{M \max}} \quad (16)$$

Kde celkový odpor  $O_c$  je součtem odporu stoupání a valivého odporu při maximálním stoupání.

#### Shrnutí výpočtů krajních převodových čísel

Po výpočtu krajní převodových čísel jsem zvolil stálý převod  $i_s = 3,9$ , abych mohl případně využít přímého záběru.

Minimální převodový poměr:

$$F_{n \max} = 312,1 \text{ N}$$

$$i_{c \min} = 3,9 \Rightarrow i_{p \min} = 1$$

Maximální převodový poměr:

$$F_{M \max} = 368,3 \text{ N}$$

$$i_{c \max} = 28,7 \Rightarrow i_{p \max} = 7,4$$

Rozsah převodových stupňů:

$$R_i = 7,4$$

### Odstupňování

Pro výpočet jsem použil geometrické odstupňování, které je charakteristické tím, že poměry dvou po sobě jdoucích převodů jsou totožné:

$$q = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{z-1}}{i_z} \quad (17)$$

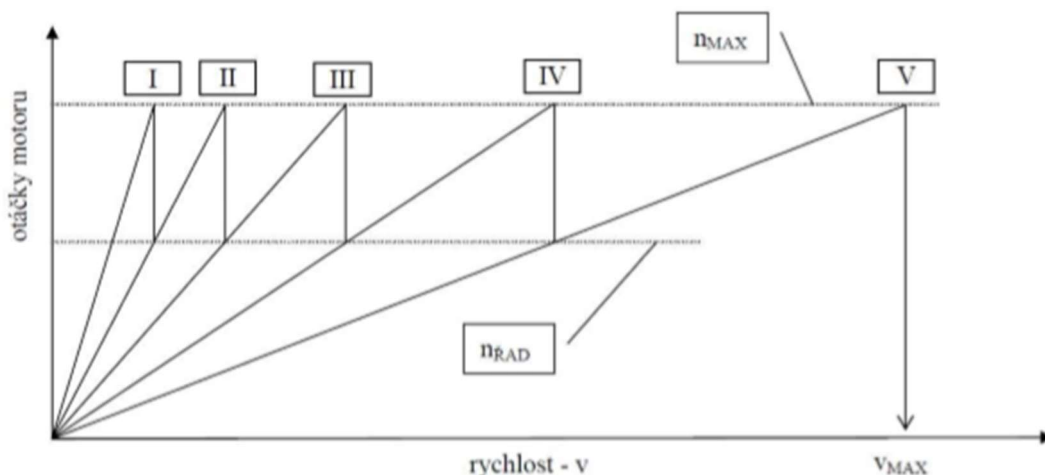
, neboli:

$$i_1 = i_2 \cdot q = i_3 \cdot q^2 = \dots = i_z \cdot q^{z-1} \quad (18)$$

Kde  $z$  je počet rychlostních stupňů.

Poměr mezi dvěma po sobě jdoucích převodech mohou spočítat ze vztahu:

$$q = \sqrt[z-1]{R_i} \quad (19)$$



Obr. 27. – Pilový diagram geometrického odstupňování [3]

Pro třístupňovou převodovku mi odstupňování vyšlo:

$$q = 2,71$$

$$i_1 = 28,7 \rightarrow i_2 = 10,6 \rightarrow i_3 = 3,9$$

Pro více stupňů jsem odstupňování počítat nemusel, což vyplývá z dynamické charakteristiky vozidla.

### 2.3. Sestavení dynamické charakteristiky vozidla

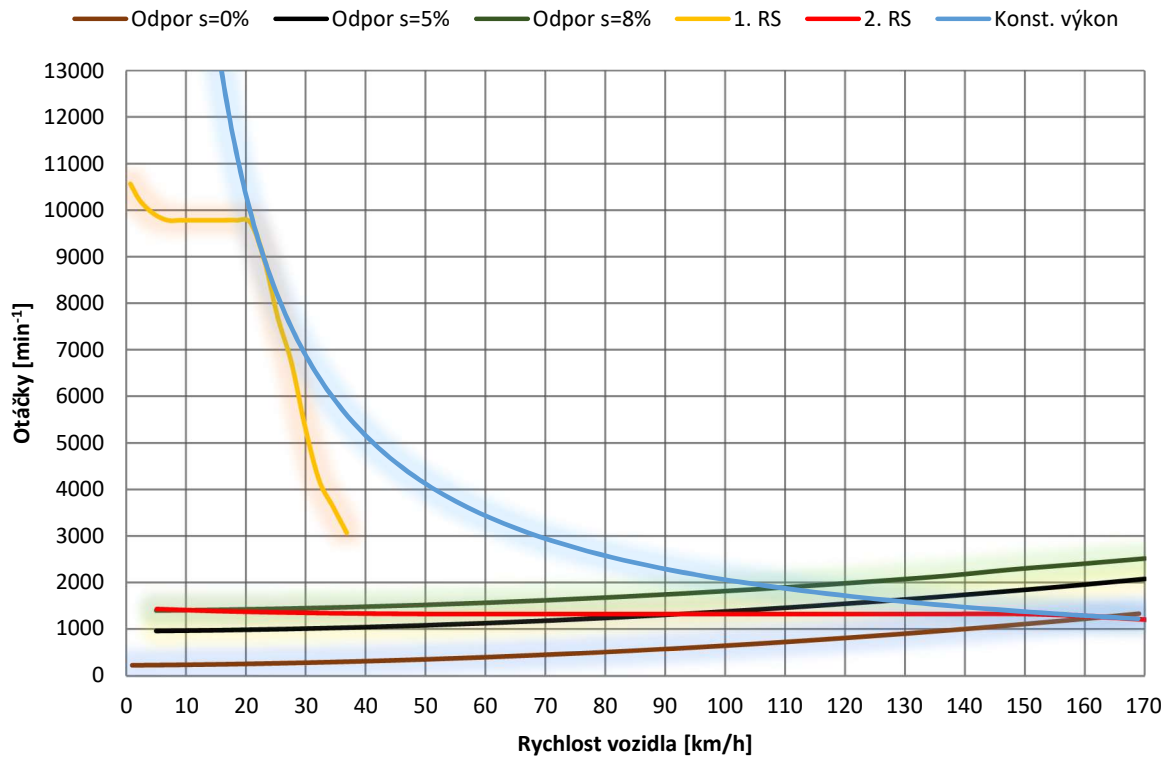
Při sestavování dynamické charakteristiky (trakčních diagramů) vozidla jsem vycházel z vnější charakteristiky elektromotoru (ze závislosti výkonu nebo točivého momentu na otáčkách), bilance hnací síly a jízdních odporů.

Pro sestavení trakčních diagramů musím znát vztahy:

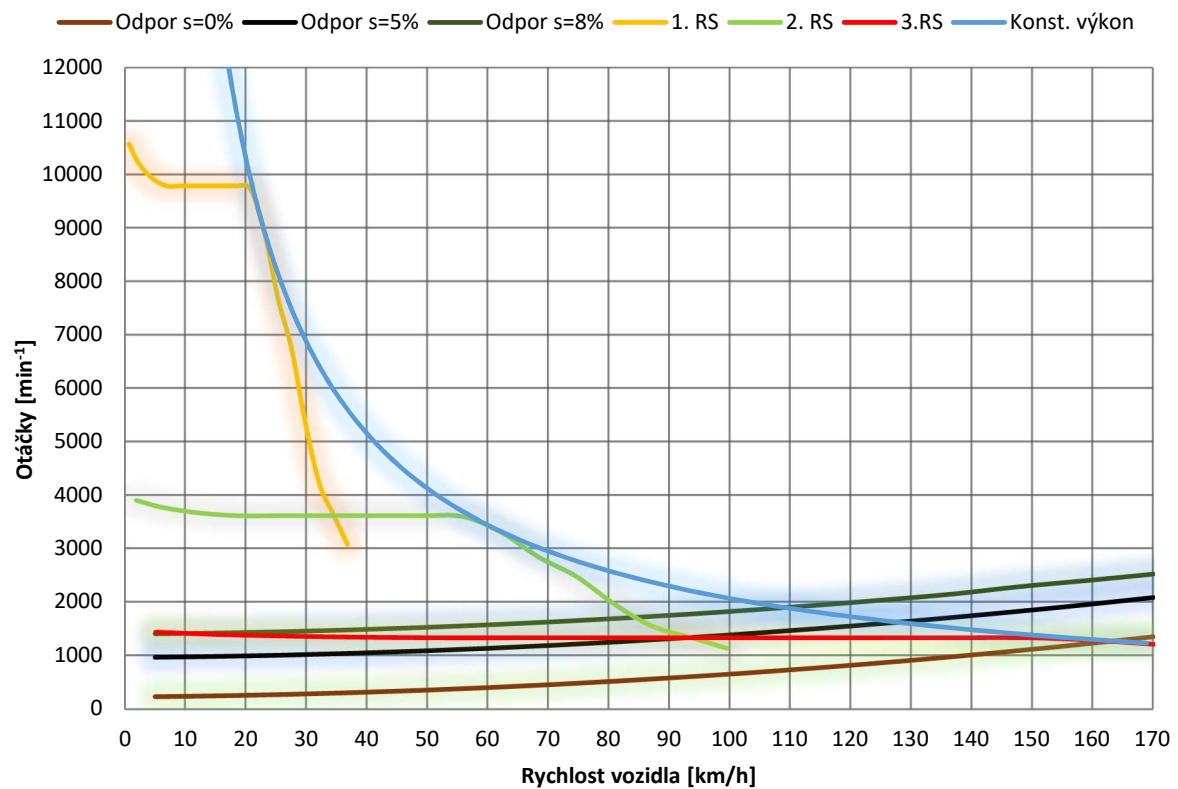
- Hnací síla ze vztahu (10) –  $F_H = \frac{P_n \cdot \max \cdot \eta_m}{v}$
- Vztah mezi hnací silou a kroutícím momentem motoru –  $F_H = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \eta_m}{r_d} \quad (20)$
- Výpočet rychlosti pomocí převodu –  $v = 0,377 \cdot \frac{n_m \cdot r_d}{i_c} \quad (21)$

Za pomoci těchto vztahů jsem v Excelu vytvořil trakční diagramy pro třístupňovou a dvoustupňovou převodovku, abych zhodnotil, která varianta bude lepší.

### Trakční diagram (2 stupňová převodovka)



### Trakční diagram (3 stupňová převodovka)



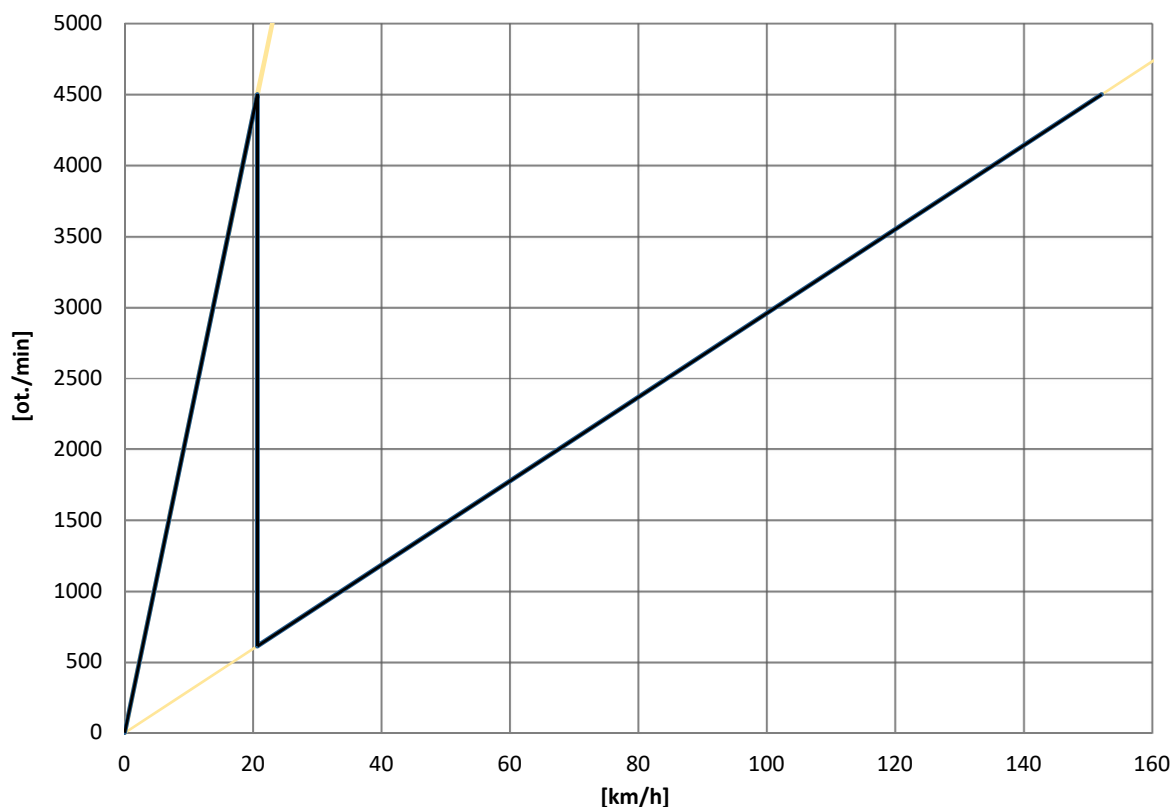
### Zhodnocení variant

Z trakčních diagramů je vidět, že se dají použít obě varianty, ale při vybírání se musí brát ohled na to, jak se vozidlo bude využívat. Pokud by se s vozidlem jezdilo hlavně po dálnicích a běžných silničních komunikacích a nejezdilo by se s ním do hor, kam by vozidlo jelo plynule do stoupání například 8 %, a tím pádem by se musel motor přetěžovat a mohlo by to mít vliv na jeho životnost, tak mohu použít dvoustupňovou převodovku. Naopak pokud by šlo o vozidlo, se kterým by se jezdilo často do hor musel bych použít třístupňovou převodovku, protože by elektromotor mohlo poškodit hodně časté a dlouhé přetěžování.

Převodovku navrhuji pro malé vozidlo, který předpokládám si nebude kupovat někdo na cestování do hor rozhodl jsem se použít dvoustupňovou převodovku, která se může případně doplnit o redukční převod.

### Pilový diagram

Pilový diagram je grafické vyjádření závislosti mezi rychlostí motorového vozidla a otáčkami motoru při jednotlivých rychlostních stupních. Tato závislost je dána vztahem (9) a je vyjádřena přímkami procházejícími počátkem souřadnic. [8]



## IV. Konstrukční návrh převodovky

Pro konstrukční návrh převodovky potřebuji spočítat rozměry ozubených kol a rozměry hřídelů. Pro většinu výpočtů použiji CAD systém Inventor, tím pádem potřebuji vypočítat základní rozměry.

### 1. Výpočet ozubených kol

Ozubená kola jsou základním prvkem, pomocí kterého je realizován přenos mechanické energie. Řadí se mezi nejrozšířenější strojní součásti.

Navrhuji tříhřídelovou předlohovou převodovku, proto jsem zvolil stálý převod  $i_s = 3,9$ , abych mohl využít přímého záběru.

Pro všechna ozubená kola volím konstrukční slitinovou ocel ČSN 16 526 cementovanou kalenou:

Tab. 9: Vlastnosti materiálu ozubených kol

Mez pevnosti v tahu	Mez kluzu v tahu	Tvrdost		Mez únavy	
		v jádře zubu	na boku zubu	v dotyku	v ohybu
$R_m [MPa]$	$R_e [MPa]$	$J_{HV} [-]$	$V_{HV} [-]$	$\sigma_{Hlim}^0 [MPa]$	$\sigma_{Flim}^0 [MPa]$
1130	885	210	650	1330	740

Zdroj: [9]

Podmínky pro správnou funkci ozubených kol:

- Boky zubů spolu zabírajících kol musí mít neustále společnou normálu, která prochází valivým bodem a je tečnou k základní kružnici
- Obě spolu zabírající kola musí mít stejný uhel sklonu zubů, ale opačně orientovaný
- Spolu zabírající kola musí mít stejné rozteče na valivých a základních kružnicích
- Valivé kružnice se musí dotýkat a součet jejich poloměrů je roven provozní osové vzdálenosti

#### 1.1. Rozdělení převodového poměru

Měnitelné převody:

$$i_{p1RS} = \frac{i_c \max}{i_s} = 7,36$$

$$i_{p2RS} = \frac{i_c \min}{i_s} = 1$$

Převodový poměr 1. rychlostního stupně musím rozdělit, jelikož navrhuji tříhřídelovou převodovku.

$$i'_{p1} = \sqrt{2 \cdot (i_{p1RS} - 4)} = 2,59$$

$$i'_{p2} = \frac{i_{p1RS}}{i_{p1}} = 2,84$$

## 1.2. Volba počtu zubů

Volím  $z_{11} = 32$

$$z'_{12} = i'_{p1} \cdot z_{11} = 82,94 \rightarrow z_{12} = 83$$

$$i_{p1} = \frac{z_{12}}{z_{11}} = 2,59$$

Volím  $z_{21} = 14$

$$z'_{22} = i'_{p2} \cdot z_{21} = 39,74 \rightarrow z_{22} = 40$$

$$i_{p2} = \frac{z_{22}}{z_{21}} = 2,857$$

## 1.3. Výpočet modulu ozubení

Pro výpočet modulu jsem použil vzorec, který jsme používali při výpočtech v CMS2.

$$m_n = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot \cos(\beta)}{c \cdot \Psi_m \cdot z_{11}}}$$

Kde:  $T_1$  – Kroutící moment na pastorku

$\beta$  – Úhel sklonu zubů – volím  $\beta = 15^\circ$

$c$  – Materiálová konstanta -  $c = \sigma_{FP} \cdot 0,04 = 17,76 \text{ MPa} \leftarrow \sigma_{FP} = \sigma_{Flim}^0 \cdot 0,6$

$\Psi_m$  – Pracovní šířka ozubení pro výpočet ohyb/normální modul

$z_{11}$  – Počet zubů pastorku

### Soukolí 1

$$T_1 = 110 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Psi_{m1} = 4$$

$$\beta = 15^\circ$$

$$z_{11} = 32$$

$$c = 17,76 \text{ MPa}$$

$$m_{n1} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{110 \cdot \cos(15)}{17,76 \cdot 4 \cdot 32}} = 2,7 \rightarrow m_n = 3 \text{ mm}$$

### Soukolí 2

$$T_2 = 270 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\Psi_{m2} = 2$$

$$\beta = 8^\circ$$

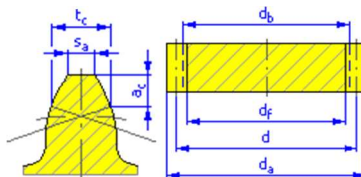
$$z_{21} = 14$$

$$c = 17,76 \text{ MPa}$$

$$m_{n2} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{285,1 \cdot \cos(8)}{17,76 \cdot 2 \cdot 14}} = 6,16 \rightarrow m_n = 6,5 \text{ mm}$$

### 1.4. Pevnostní kontrola

Rozměry soukolí vyšli pomocí Inventoru takto (zeleně označené vstupní hodnoty):



Obr. 28. – Rozměry ozubení

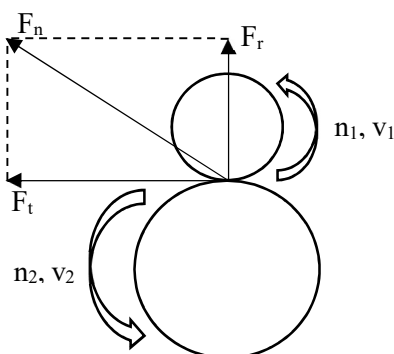
Tab. 10: Rozměry ozubených kol vypočtený pomocí Inventoru

Soukolí 1						
Společné parametry					Kolo 1	Kolo 2
Modul	$m$	3 mm	Počet zubů	$z$	32	83
Úhel sklonu	$\beta$	15°	Jednotkové posunutí	$x$	0,1348	0,3496
Úhel profilu	$\alpha$	20°	Průměr roztečné kružnice	$d$	99,387 mm	257,784 mm
Vzdálenost os	$a_w$	180 mm	Průměr hlavové kružnice	$d_a$	106,118 mm	265,805 mm
Roztečná vzdálenost os	$a$	178,585 mm	Průměr patní kružnice	$d_f$	92,695 mm	252,382 mm
Celková jednotková korekce	$\Sigma x$	0,4844	Průměr základní kružnice	$d_b$	93,003 mm	241,227 mm
Rozteč zubů	$p$	9,425 mm	Šířka ozubení	$b$	8 mm	8 mm
Základní rozteč	$p_{tb}$	9,131 mm	Tloušťka zubu	$s$	5,007 mm	5,476 mm
Provozní úhel záběru	$\alpha_w$	21,2404°	Čelní tloušťka zubu	$s_t$	5,183 mm	5,669 mm
Čelní úhel profilu	$\alpha_t$	20,6469°	Tloušťka zubu na tětivě	$t_c$	4,421 mm	4,835 mm
Čelní provozní úhel záběru	$\alpha_{tw}$	21,8108°	Výška hlavy zubu nad tětivou	$a_c$	2,561 mm	3,130 mm
Základní úhel sklonu	$\beta_b$	14,0761°	Rozměr přes zuby	$W$	41,615 mm	97,559 mm
Čelní modul	$m_t$	3,106 mm	Rozměr přes válečky (kuličky)	$M$	110,103 mm	269,989 mm
Čelní rozteč	$p_t$	9,757 mm	Průměr válečku (kuličky)	$d_M$	6,000 mm	6,000 mm
Součinitel trvání záběru	$\varepsilon$	1,8067	Mezní obvodové házení ozubení	$F_r$	0,0210 mm	0,0280 mm
Součinitel záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	1,5870	Mezní úchyłka čelní rozteče	$f_{pt}$	0,0085 mm	0,0090 mm
Součinitel záběru kroku	$\varepsilon_\beta$	0,2197	Mezní úchyłka základní rozteče	$f_{pb}$	0,0080 mm	0,0085 mm
			Snížení hlavy zubu	$k$	0,0128	0,0128
			Jednotková šířka hlavy zubu	$s_a$	0,7259	0,7718
			Hlavový úhel profilu	$\alpha_a$	28,3479°	24,3093°

Soukolí 2						
Společné parametry					Kolo 1	Kolo 2
Modul	$m$	6,5 mm	Počet zubů	$z$	14	40
Úhel sklonu	$\beta$	8°	Jednotkové posunutí	$x$	0,5452	-0,0948
Úhel profilu	$\alpha$	20°	Průměr roztečné kružnice	$d$	91,894 mm	262,555 mm
Vzdálenost os	$a_w$	180 mm	Průměr hlavové kružnice	$d_a$	111,677 mm	274,018 mm
Roztečná vzdálenost os	$a$	177,225 mm	Průměr patní kružnice	$d_f$	82,732 mm	245,073 mm
Celková jednotková korekce	$\Sigma x$	0,4505	Průměr základní kružnice	$d_b$	86,253 mm	246,437 mm
Rozteč zubů	$p$	20,420 mm	Šířka ozubení	$b$	18 mm	18 mm
Základní rozteč	$p_{tb}$	19,355 mm	Tloušťka zubu	$s$	12,790 mm	9,762 mm
Provozní úhel záběru	$\alpha_w$	22,3189°	Čelní tloušťka zubu	$s_t$	12,916 mm	9,858 mm
Čelní úhel profilu	$\alpha_t$	20,1808°	Tloušťka zubu na tětivě	$t_c$	11,294 mm	8,620 mm
Čelní provozní úhel záběru	$\alpha_{tw}$	22,4614°	Výška hlavy zubu nad tětivou	$a_c$	7,836 mm	4,163 mm
Základní úhel sklonu	$\beta_b$	7,5147°	Rozměr přes zuby	$W$	32,518 mm	89,673 mm
Čelní modul	$m_t$	6,564 mm	Rozměr přes válečky (kuličky)	$M$	114,584 mm	279,970 mm
Čelní rozteč	$p_t$	20,621 mm	Průměr válečku (kuličky)	$d_M$	12 mm	12 mm
Součinitel trvání záběru	$\varepsilon$	1,4972	Mezní obvodové házení ozubení	$F_r$	0,0230 mm	0,0300 mm
Součinitel záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	1,3745	Mezní úchyłka čelní rozteče	$f_{pt}$	0,0100 mm	0,0110 mm
Součinitel záběru kroku	$\varepsilon_\beta$	0,1227	Mezní úchyłka základní rozteče	$f_{pb}$	0,0095 mm	0,0100 mm
			Snížení hlavy zubu	$k$	0,0235	0,0235
			Jednotková šířka hlavy zubu	$s_a$	0,3586	0,8008
			Hlavový úhel profilu	$\alpha_a$	39,3547°	25,7914°

### Zatížení soukolí



Obr. 29. – Silové poměry ozubení

Tab. 11: Hodnoty zatížení ozubených kol

Soukolí 1				Soukolí 2			
		Kolo 1	Kolo 2			Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	57,2 kW	54,34 kW	Výkon	P	54,34 kW	51,623 kW
Otáčky	n	5000 min <sup>-1</sup>	1927,71 min <sup>-1</sup>	Otáčky	n	1927,71 min <sup>-1</sup>	674,70 min <sup>-1</sup>
Krouticí moment	T	109,244 N.m	269,184 N.m	Krouticí moment	T	269,184 N.m	730,642 N.m
Účinnost	η	95 %		Účinnost	η	95 %	
Radiální síla	F <sub>r</sub>	872,849 N		Radiální síla	F <sub>r</sub>	2384,724 N	
Obvodová síla	F <sub>t</sub>	2181,086 N		Obvodová síla	F <sub>t</sub>	5768,230 N	
Axiální síla	F <sub>a</sub>	584,420 N		Axiální síla	F <sub>a</sub>	810,672 N	
Normální síla	F <sub>n</sub>	2422,596 N		Normální síla	F <sub>n</sub>	6296,632 N	
Obvodová rychlost	v	26,019 m.s <sup>-1</sup>		Obvodová rychlost	v	9,275 m.s <sup>-1</sup>	

### Součinitelé

Součinitelé potřebné k pevnostnímu výpočtu jsem zjistil pomocí CAD systému Inventor, který většinu z nich vypočítal. Zbylé součinitele, které jsou žlutě označené, jsem musel volit sám a k tomu jsem použil strojnické tabulky.

Tab. 12: Součinitelé přidavných zatížení

		Soukolí 1		Soukolí 2	
		Kolo 1	Kolo 2	Kolo 1	Kolo 2
Součinitel vnějších dynamických sil	K <sub>A</sub>	1,25			
Součinitel vnitřních dynamických sil	K <sub>v</sub>	1,464	1,464	1,067	1,067
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce	K <sub>β</sub>	1,123	1,051	1,138	1,059
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K <sub>α</sub>	1			
Součinitel jednorázového přetížení	K <sub>AS</sub>	1			

Součinitel vnějších dynamických sil K<sub>A</sub> jsem zvolil z tabulky, kde elektromotor plynule zatěžuje převodovku a usoudil jsem, že vozidlo může převodovku zatěžovat s malou nerovnoměrností.

Zatěžování převodovky hnacím strojem <sup>1)</sup>	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem <sup>2)</sup>			
	Plynulé	S malou nerovnoměrností	Se střední nerovnoměrností	S velkou nerovnoměrností
Plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
S malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
Se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,675	2,0
S velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

Obr. 30. – Orientační hodnoty součinitele vnějších dynamických sil K<sub>A</sub> [9]



Součinitel jednorázového přetížení  $K_{AS}$  jsem zvolil takto, protože počítám s tím, že 1. rychlostní stupeň nebude potřeba přetěžovat.

Tab. 13: Součinitelé pro dotyk

		Soukolí 1		Soukolí 2	
		Kolo 1	Kolo 2	Kolo 1	Kolo 2
Součinitel mechanických vlastností	$Z_E$	189,812			
Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	$Z_H$	2,353		2,333	
Součinitel délky dotyku	$Z_\epsilon$	0,875		0,926	
Součinitel jedno párového záběru	$Z_B$	1,032	1	1,3	1
Součinitel životnosti	$Z_N$	1			
Součinitel maziva	$Z_L$	0,967		0,967	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	$Z_R$	1		1	
Součinitel obvodové rychlosti	$Z_v$	1,063		1,027	
Součinitel sklonu zubu	$Z_\beta$	0,983		0,983	
Součinitel velikosti	$Z_X$	1			
Součinitel párování materiálu	$Z_W$	1			

Tab. 14: Součinitelé pro ohyb

		Soukolí 1		Soukolí 2	
		Kolo 1	Kolo 2	Kolo 1	Kolo 2
Součinitel tvaru zubu	$Y_{Fa}$	2,323	2,081	2,191	2,452
Součinitel koncentrace napětí	$Y_{Sa}$	1,543	1,572	1,442	1,601
Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	$Y_{Sag}$	1			
Součinitel sklonu zubu	$Y_\beta$	0,973		0,992	
Součinitel délky dotyku	$Y_\epsilon$	0,704		0,782	
Součinitel střídavého zatížení	$Y_A$	1			
Součinitel technologie výroby	$Y_T$	1			
Součinitel životnosti	$Y_N$	1			
Součinitel vrubové citlivosti	$Y_\delta$	1,250	1,282	1,182	1,153
Součinitel velikosti	$Y_X$	1			
Součinitel drsnosti povrchu	$Y_R$	1			

### Bezpečnostní výpočty v dotyku

Nominální napětí ve valivém bodě podle Hertze při ideálním zatížení:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{i+1}{i}}$$

Napětí ve valivém bodě:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_\beta \cdot K_\alpha \cdot K_v}$$

Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku  $S_H \geq 1,2$ :

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V$$

Přípustné napětí v dotyku:

Pro cementované a kalené materiály se podle tabulek vypočte takto.

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV}$$

Koeficient bezpečnosti v dotyku při jednorázovém zatížení:

$$S_{HS} = \frac{\sigma_{HPmax}}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_B \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_v \cdot K_\beta \cdot K_\alpha \cdot K_v \cdot K_{AS} \cdot i + 1}{b \cdot d_1 \cdot i}}}$$

### Bezpečnostní výpočty v ohybu

Nominální napětí v ohybu v patě zubu při ideálním zatížení:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{Sag} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

Napětí ve valivém bodě:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_\alpha \cdot K_v$$

Kde -  $K_{F\beta} = (K_\beta)^{NF}$

$$NF = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{\left(\frac{b}{h}\right)^2 + \left(\frac{b}{h}\right) + 1} \text{ kde pro šikmé ozubení je } h = 2 \cdot m$$

Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu  $S_F \geq 1,7$ :

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \cdot Y_N \cdot Y_A \cdot Y_\delta \cdot Y_X$$

Přípustné napětí v ohybu:

Pro cementované a kalené materiály se podle tabulek vypočte takto.

$$\sigma_{FPmax} \approx 2,5 \cdot \sigma_{Flim}$$

Koeficient bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení:

$$S_{FS} = \frac{\sigma_{FPmax}}{Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{Sag} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_\alpha \cdot K_v \cdot K_{AS}}{b \cdot m}}$$

### Výsledné hodnoty

Tab.15: Výsledné hodnoty pevnostní kontroly ozubených kol

	Soukolí 1		Soukolí 2			Soukolí 1		Soukolí 2	
	Kolo 1	Kolo 2	Kolo 1	Kolo 2		Kolo 1	Kolo 2	Kolo 1	Kolo 2
$\sigma_{H0}$ [MPa]	761,88		889,73		$\sigma_{F0}$ [MPa]	223,13	203,64	120,83	150,14
$\sigma_H$ [MPa]	1092,21	1056,61	1096,14	1057,41	$\sigma_F$ [MPa]	429,34	380,77	170,72	205,43
$S_H$ [-]	1,252	1,294	1,205	1,249	$S_F$ [-]	2,154	2,491	5,124	4,153
$\sigma_{HP}$ [MPa]	2600				$\sigma_{FP}$ [MPa]	1850			
$S_{HS}$ [-]	2,307	3,963	1,825	4,156	$S_{FS}$ [-]	4,309	4,858	10,837	9,006
Pevnostní kontrola vyhovuje.									

## 2. Návrh hřídelů

Pro výpočet průměrů hřídelů jsem použil pevnostní rovnici v krutu. Pro určení dovoleného napětí v krutu jsem použil tabulku ze strojnických tabulek.

Mez pevnosti $R_m$ (MPa)	Tvrdość hřídele HV	Způsob zatížení <sup>1)</sup>	Namáhání hřídele		
			čistý krut	krut + ohyb od radiální síly <sup>2)</sup>	
				$F_r \leq 250\sqrt{M_k}$	$F_r > 250\sqrt{M_k}$
$\geq 500$ $\leq 850$	$\geq 145$ $\leq 250$	a	40	28	14
		b	28	20	10
		c	20	–	–
$> 850$ $\leq 1\,200$	$> 250$ $\leq 350$	a	56	40	20
		b	40	28	14
		c	28	–	–
$> 1\,200$	$> 350$	a	80 až 112	56	28
		b	56	40	20
		c	40	–	–

<sup>1)</sup> Způsob zatížení: a – o stálé velikosti,  
b – o proměnlivé velikosti, jejíž maximum dosahuje dvojnásobné jmenovité hodnoty,  
c – čistý krut proměnlivého smyslu; radiální síla  $F_r$  působí uprostřed konce hřídele.  
<sup>2)</sup>  $F_r$  (N),  $M_k$  (N · m)

Obr. 31. – Dovolená napětí v krutu  $\tau_{Dk}$  [9]

Dovolené napětí jsem zvolil takto, jelikož budu počítat s maximálním zatížením co musí hřídel vydržet. Pro hnací hřídel jsem kroučící moment navýšil, protože při přímém záběru počítám s občasným přetížením.

Pro všechna ozubená kola volím konstrukční slitinovou ocel ČSN 13 240.6:

Tab. 16: Vlastnosti materiálu hřídelů

Mez pevnosti v tahu	Mez kluzu v tahu	Mez kluzu ve smyku	Mez únavy		
			tah – tlak	v ohybu	v krutu
$R_m$ [MPa]	$R_e$ [MPa]	$R_{es}$ [MPa]	$\sigma_C$ [MPa]	$\sigma_{Co}$ [MPa]	$\sigma_{Ck}$ [MPa]
880	550	355	300	390	230

Zdroj: [9]

### Výpočet průměru hřídele

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{Dk}}}$$

### Výsledné hodnoty

K výpočtům jsem použil Excel.

Tab. 17: Výsledné hodnoty výpočtu průměru hřídelů

		Hnací hřídel	Předlohová hřídel	Hnaná hřídel
Kroučící moment	$T$ [N · m]	165	270	730
Dovolené napětí v krutu	$\tau_{Dk}$ [MPa]	40		
Vypočtený průměr	$d'$ [mm]	27,593	32,516	45,298
Zvolený průměr	$d$ [mm]	30	35	48

## V. Závěr

Účelem této práce bylo udělat konstrukční návrh vícestupňové převodovky pro možné budoucí použití, proto jsem se rozhodl navrhnout převodovku pro elektromobil. O elektromobilu se ví, že nepotřebuje vícestupňovou převodovku, aby byl schopen jezdit jako klasický automobil, ale při použití jednostupňové převodovky je potřeba použít velmi silný elektromotor, nebo více elektromotorů najednou, což samozřejmě hodně ovlivní cenu elektromobilu.

Za pomoci dvoustupňové převodovky mohou použít slabší elektromotor, který pro to, aby se mohl rozjet i do kopce, potřebuje 1. rychlostní stupeň s větším celkovým převodem, a aby mohl elektromobil jezdit větší rychlostí je zapotřebí 2. rychlostního stupně, který v mém případě dovolí elektromobilu jet po rovině až 159 km/h, aniž by se elektromotor přetížil. Silnice ovšem nejsou pouze rovné, proto musím uvažovat, že elektromotor bude občasně přetěžován, tím pádem by měl být dobře chlazen, aby se jeho životnost rapidně nezkracovala. Pokud by se jednalo o elektromobil navržený pro cestování do hor či terénu, bylo by zapotřebí buď třístupňové převodovky, nebo redukčního převodu. Já jsem můj případ situoval pro obyčejné ježdění ve městech, nebo na dálnicích, což je v dnešní době asi nejvíc rozšířený způsob využití vozidel, a proto jsem zvolil možnost dvoustupňové převodovky.

Pro výpočet převodů jsem si vytvořil excel, pomocí kterého jsem si mohl počítat víc variant a vybrat si tu pro mě nejlepší a vytvořit diagramy a grafy použité v mé práci.

Konstrukční návrh převodovky jsem počítal pomocí Inventoru, který má funkci pro návrh ozubených kol, hřídelů, ložisek, drážkování apod. U výpočtu ozubených kol jsem nejprve musel vypočítat počet zubů a modul, jelikož jsem použil koncepci tříhřídelové převodovky, abych mohl využít přímého záběru elektromotoru, musel jsem ještě rozdělit měnitelný převod 1. rychlostního stupně. Soukolí přenášející kroučící moment z předlokové na hnanou hřídel je zatěžováno více a soukolí přenášející kroučící moment z hnacího hřídele na předlokový, je zatížený méně, a proto jsem ho musel upravit tak, aby seděly osově vzdálenosti obou soukolí. Úprava spočívala ve zvýšení volených počtu zubů pastorku. U hřídelů jsem si vypočítal nejmenší možný průměr pomocí pevnostní rovnice. Zbylé komponenty (drážkování, ložiska a pera) jsem navrhl pouze pomocí Inventoru.

Modely navržené dvoustupňové převodovce jsou v příloze č. 1. Pomocí těchto modelů jsem udělal výkres sestavy (převodovky) a výrobní výkres pastorku na předlokové hřídeli.

Elektromobily jsou v dnešní době stále velmi drahé. Můžou za to samozřejmě baterie, ale má na tom svůj podíl už zmiňovaný velmi silný elektromotor či více elektromotorů najednou. Myslím si, že použití dvoustupňové převodovky by mohlo pomoci ke snížení ceny elektromobilu a tím umožnit více lidem si ho pořídit.

## VI. Zdroje (Citace)

### 1. Knižní

- [1] POKORNÝ, Lukáš. *NÁVRH BEZSYNCHRONNÍ PŘEVODOVKY ZÁVODNÍHO AUTOMOBILU*. Brno, 2011. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Ing. MARTIN BERAN.
- [2] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] SKULA, Libor. *MANUÁLNÍ PŘEVODOVKY MOTOROVÝCH VOZIDEL*. Brno, 2011. Bakalářská práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Ing. Petr Hejtmánek.
- [4] KAMEŠ, Josef. *Hybridní a elektrický pohon automobilů*. Praha: Kameš Josef, 2015. ISBN 2013-11-14-1.
- [5] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1602-5.
- [6] PRACHAŘ, Roman. *Jízdní odpory vozidel*. Brno, 2010. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Tomáš Rochla.
- [7] VALA, M., TESAŘ, M., *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice, Univerzita Pardubice, First edition. Pardubice, 2002. 202 s. ISBN 80-7194-503-X.
- [8] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *AUTOMOBILY: Převody*. 2. dopl. vyd. ISBN 978-80-87143-04-9.
- [9] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.

### 2. Internetové

- [10] ELUC. *ELUC* [online]. [cit. 2018-02-08]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1474>
- [11] Automatické převodovky – typy automatických převodovek. *Suvik – Auto Servis, Praha* [online]. [cit. 2018-05-08]. Dostupné z: <http://suvik.cz/clanky/automaticke-prevodovky.html>
- [12] Hydrodynamická převodovka. *Wikipedie* [online]. [cit. 2018-02-08]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Hydrodynamická\\_převodovka#Druhy](https://cs.wikipedia.org/wiki/Hydrodynamická_převodovka#Druhy)
- [13] Převodovky CVT: nekonečně převodů – *AutoRevue.cz*. *AutoRevue.cz* [online]. [cit. 2018-02-11]. Dostupné z: [https://www.autorevue.cz/prevodovky-cvt-nekonecne-prevodu\\_1](https://www.autorevue.cz/prevodovky-cvt-nekonecne-prevodu_1)
- [14] Porovnání tří automatů: Dobrý sluha musí být diskretní a skromný. *AUTO.CZ* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/porovnani-tri-automatu-dobry-sluha-musi-byt-diskretni-skromny-77209>
- [15] Automatizovaná převodovka. *Wikipedie* [online]. [cit. 2018-02-12]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatizovan%C3%A1\\_p%C5%99evodovka](https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatizovan%C3%A1_p%C5%99evodovka)
- [16] DSG (převodovka). *Wikipedie* [online]. [cit. 2018-02-13]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatická\\_převodovka\\_DSG](https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatická_převodovka_DSG)

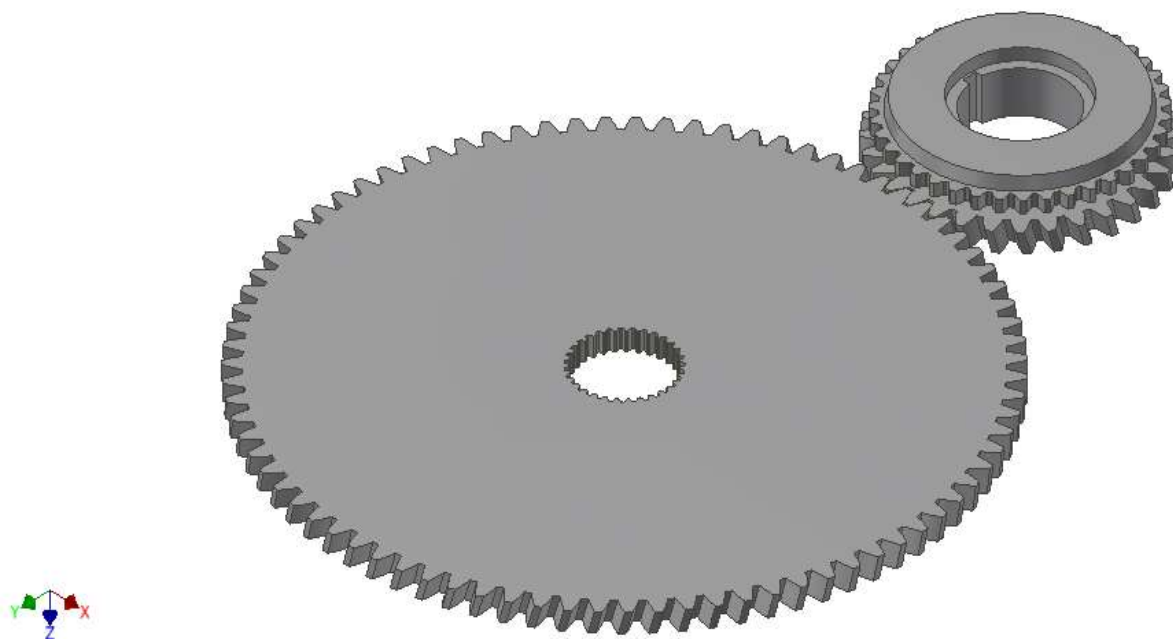
- [17] Převodovka DSG. *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2018-02-15]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/prevodovka-dsg/>
- [18] Co je to elektromobil. *Elektromobily* [online]. [cit. 2018-03-01]. Dostupné z: <http://elektromobil.vseznamu.cz/co-je-to-elektromobil>
- [19] Historie elektromobilů a automobilů na CNG v osobní dopravě. *EkoBonus* [online]. [cit. 2018-03-01]. Dostupné z: <https://www.ekobonus.cz/historie-elektromobilu-a-automobilu-na-cng-v-osobni-doprave>
- [20] Baterie v elektromobilech. *Elektromobily* [online]. [cit. 2018-03-01]. Dostupné z: <http://elektromobil.vseznamu.cz/baterie-v-elektromobilech>
- [21] Krieger Landaulet. *AUTA 5P* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: [http://auta5p.eu/katalog/krieger/landaulet\\_02.php](http://auta5p.eu/katalog/krieger/landaulet_02.php)
- [22] První hybridní vůz postavil Čech. *Auto.idNES.cz* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: [https://auto.idnes.cz/prvni-hybridni-vuz-postavil-cech-bud-krizik-nebo-porsche-pey-/automoto.aspx?c=A091023\\_002851\\_automoto\\_yok](https://auto.idnes.cz/prvni-hybridni-vuz-postavil-cech-bud-krizik-nebo-porsche-pey-/automoto.aspx?c=A091023_002851_automoto_yok)
- [23] Camille Jenatzy. *Wikipedie* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Camille\\_Jenatzy](https://cs.wikipedia.org/wiki/Camille_Jenatzy)
- [24] Jenatzy Jamais Contente. *AUTA 5P* [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: [http://auta5p.eu/katalog/jenatzy/jamais\\_1899\\_02.php](http://auta5p.eu/katalog/jenatzy/jamais_1899_02.php)
- [25] Tesla Roadster gets a range increase to a truly crazy 400 miles maximum. *Ars Technica* [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z: <https://arstechnica.com/cars/2014/12/tesla-roadster-gets-a-range-increase-to-a-truly-crazy-400-miles-maximum/>
- [26] Tesla Model S. *CAR and DRIVER* [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z: <http://www.caranddriver.com/tesla/model-s>
- [27] Li-ion akumulátory aneb co pohání Teslu. *TESLA FAN* [online]. [cit. 2018-03-14]. Dostupné z: <https://www.teslafan.cz/clanky/li-ion-akumulatory-aneb-co-pohani-teslu>
- [28] BMW: BMW i3 Technické údaje [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <http://www.bmw.cz/cs/all-models/bmw-i/i3/2016/technicke-udaje.html#tab-1>
- [29] Hatchback. *Wikipedie* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Hatchback>
- [30] Another take on the updated 2017 BMW i3. *BMW BLOG* [online]. [cit. 2018-04-14]. Dostupné z: <http://www.bmwblog.com/2016/05/03/another-take-updated-2017-bmw-i3/>
- [31] Curtis 1239e-8521 HPEVS AC-51. *EV West* [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: [http://www.evwest.com/catalog/product\\_info.php?cPath=8&products\\_id=172&osCsid=cag6a8b9ef1rq8l16go9iko24](http://www.evwest.com/catalog/product_info.php?cPath=8&products_id=172&osCsid=cag6a8b9ef1rq8l16go9iko24)

## **PŘÍLOHA č. 1**

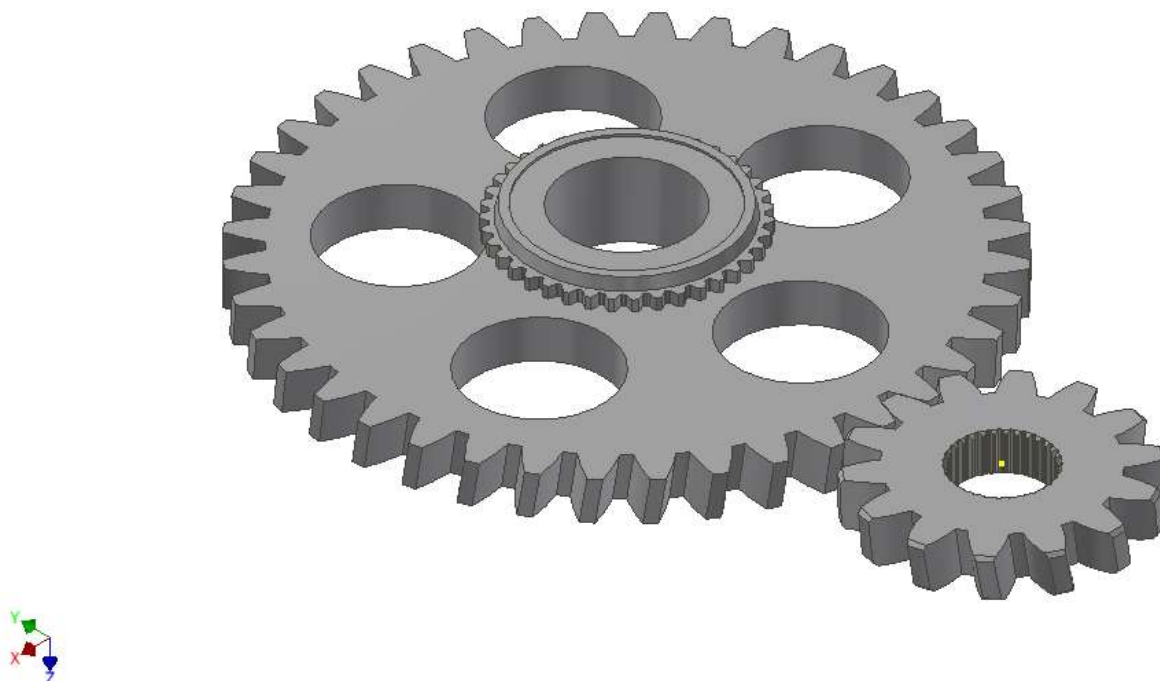
### **CAD modely navržené dvoustupňové převodovky**

### Modely ozubených kol

Model hnacího soukolí:



Model hnaného soukolí:





### Modely hřídelů

Model hnací hřídele:



Model předlokové hřídele:



Model hnané hřídele:



### Model převodovky

