VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH ČÁSTI POHONU ELEKTROMOBILU PRO SMÍŠENÝ PROVOZ

DESIGN OF PART ELECTRIC VEHICLE DRIVING UNIT FOR MIXED TRAFFIC

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. PETR MATELA

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. RADEK KNOFLÍČEK, Dr.

SUPERVISOR

BRNO 2013

Bibliografická citace

MATELA, P. *Návrh části pohonu elektromobilu pro smíšený provoz.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 97 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr..

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Matela

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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:

Návrh části pohonu elektromobilu pro smíšený provoz

v anglickém jazyce:

Design of part electric vehicle driving unit for mixed traffic

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Úvod do problematiky, shrnutí současného stavu z oblasti měření spotřeby automobilů na pohon spalovacími motory
2. Proveďte rozbor a popis elektropohonu v současném provedení
3. Navrhněte nejméně dvě možné nové koncepce řešení elektropohonu
4. Proveďte výpočet spotřeby energie původního elektropohonu
5. Proveďte technicko-ekonomické zhodnocení variant pomocí metody multikriteriálního hodnocení
6. Proveďte výpočet spotřeby u zvolené varianty navrženého pohonu
7. Vytvořte technicko ekonomické porovnání původního a nově navrženého pohonu z hlediska požadovaných vlastností
7. Vytvořte sestavní výkres zvolené varianty (3D model uchycení pohonu v automobilu)
8. Vytvořte detailní výkres vybraného konstrukčního prvku

Cíle diplomové práce:

Návrh řešení části pohonu elektromobilu užitkového automobilu Citroen Jumper z produkce společnosti EVC Group s. r. o. v Hulíně. Navrhované řešení musí vykazovat lepší technicko ekonomické vlastnosti než je současné řešení stávajícího provedení a typu elektromobilu, zejména co se týká hmotnosti a účinnosti pohonné jednotky, s cílem zvýšení dojezdu elektromobilu s trakčními AKB. Pohon musí být vestavitelný na stávající zavěšení v karoserii vozidla. Práce bude obsahovat zjednodušený výpočet spotřeby energie původního a nově navrženého pohonu a výpočet prodloužení kilometrického dojezdu nového pohonu.
Poznámka:
Mapy účinností motorů, účinnosti převodovek budou poskytnuty firmou EVC Group s. r. o.

Jedná se o návrh pohonu se synchronním motorem a konstantním převodem elektrododávky, která bude realizovaná na přelomu let 2012/2013.

Seznam odborné literatury:

- www.infozdroje.cz
- Marek, Jiří. MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW:< www.mmspektrum.com>. ISSN1212-2572.
- VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 1. vydání. Brno : Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. Dostupný z <knihovna FSI VUT Brno>. ISBN 80-238-5273-6

Firemní literatura:

- Technické materiály poskytnuty firmou EVC Group s.r.o.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 23.11.2012

L.S.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ DĚKANÁT

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

Abstrakt

Předmětem diplomové práce je návrh části pohonu elektromobilu pro smíšený provoz. Jedná se o elektropohon, který slouží jako hlavní pohon užitkového vozidla. První část diplomové práce obsahuje rozbor metodiky určování spotřeb vozidel. Další část diplomové práce obsahuje rozbor současného elektropohonu, návrh nové koncepce řešení elektropohonu, výběr nejvhodnější varianty podle požadavků firmy, výpočet spotřeby energie, konstrukci držáků elektropohonu a závěrečné zhodnocení současného a nově navrženého elektropohonu.

Klíčová slova

Motor, elektropohon, převodovka, vozidlo, spotřeba, elektromobil

Abstract

Main goal of this master thesis is designing of a part of electric vehicle driving unit for mixed traffic. The drive purpose is to replace main drive of a utility van. First part of the thesis contains description of methodology used for energy consumption evaluation. In the next part there is description of current electric drive used in the van, design of a new one, best variant selection to suit company needs, energy consumption calculation, design and realization of the drive holder and final comparison of current and new drive design.

Key words

Motor, electric drive, gearbox, vehicle, consumption, elektromobile

Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy a poučeními pro vypracování diplomové práce a že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem použil v této práci jsou uvedeny v seznamu použité literatury. Jsem si vědom toho, že v případě nedodržení předpisů a ustanovení nebude vedoucím diplomové práce moje práce přijata.

V Brusném dne 20. 5. 2013 ……

Petr Matela

Poděkování

Děkuji své rodině a zejména mým rodičům za projevenou morální a finanční podporu, pochopení v době mého studia.

Dále děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Radku Knoflíčkovi, Dr. za zadání témata diplomové práce a odborné konzultace, rady a připomínky, týkající se obsahové a formální úpravy práce. Děkuji také vývojovému týmu firmy EVC Group s.r.o., který mi poskytl podklady, cenné rady a podělil se se mnou o své zkušenosti při řešení problémů týkající se diplomové práce.

V neposlední řadě děkuji firmě EVC Group s.r.o. za poskytnutí technických podkladů.

OBSAH

Abstrakt 7
Místopřísežné prohlášení 8
Poděkování 9

1. ÚVOD 13
1.1 CÍL PRÁCE 13

2. SPOTŘEBA PALIVA 14
2.1 MĚŘENÍ SPOTŘEBY PALIVA Z EMISÍ 14
2.2 UDÁVÁNÍ SPOTŘEBY 15

3. KATEGORIE VOZIDEL 16
3.1 KATEGORIE SILNIČNÍCH VOZIDEL PODLE EHK 16
3.2 KATEGORIE SILNIČNÍCH VOZIDEL PODLE ČSN 30 0024 17
3.3 VOZIDLA KATEGORIE M 17
3.4 VOZIDLA KATEGORIE N 18

4. VOZIDLA KATEGORIE M1 A N1 19
4.1 EVROPSKÝ JÍZDNÍ CYKLUS 19
4.1.1 Základní městský cyklus (část 1) 20
4.1.2 Cyklus mimo město (část 2) 21

5. VOZIDLA KATEGORIE M2 a M3 22
5.1 OBECNÁ PREZENTACE PROJEKTU SORT 22
5.1.1 Modulární řešení SORT cyklů 22
5.1.2 Potvrzení platnosti měření 23
5.2 KLÍČOVÝ PARAMETR 23
5.3 PROVEDENÍ CYKLU 24
5.3.1 Navrhované cykly (na základě získaných standardních rychlostí) 25
5.3.2 Počet nutných různých základních cyklů 26
5.4 PRAKTICKÁ KONSTRUKCE CYKLU 26
5.4.1 Návrh 5 SORT-Lichoběžníků 26
5.4.2 Porovnání tří SORT-cyklů (14,3 t) 27
5.4.3 Cyklus SORT 1: Městský 28
5.4.4 Cyklus SORT 2: Smíšený 29
5.4.5 Cyklus SORT 3: Předměstský 30

6. PROJEKT WLTP 31
6.1 PROJEKT A CÍL 31
6.2 PLÁN PROJEKTU 31

6.3 PODSKUPINY PRACUJÍCÍ NA PROJEKTU 31
6.3.1 DHC 31
5.4.2 DTP 32
7. PRAKTICKÁ ČÁST ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY 34
7.1 ROZBOR ELEKTROPOHONU V SOUČASNÉM PROVEDENÍ 34
7.1.1 Výpočet dynamiky elektromotoru EVC 36
7.1.1.1 Výpočet odporových sil elektrododávky 36
7.1.1.2 Výpočet hnací síly elektrododávky současného provedení 37
7.1.1.3 Výpočet zrychlení elektrododávky současného provedení 38
7.1.1.4 Výpočet zrychlení elektrododávky do kopce 39
7.1.1.5 Časový průběh rychlosti současné elektrododávky 0 – 100 km/h 40
7.2 NÁVRH NOVÉ KONCEPCE ŘEŠENÍ ELEKTROPOHONU 42
7.2.1 Volba elektromotoru 42
7.2.2 Volba převodovky 44
7.2.3 Výpočet dynamiky synchronního motoru 45
7.2.3.1 Výpočet odporových sil elektrododávky 45
7.2.3.2 Výpočet hnací síly elektrododávky navrhovaného řešení 47
7.2.3.3 Výpočet zrychlení elektrododávky navrhovaného řešení 48
7.2.3.4 Výpočet zrychlení elektrododávky do kopce navrhovaného řešení 50
7.2.3.5 Časový průběh rychlosti navrh. řešení elektrododávky 0 – 100 km/h 52
7.2.3.6 Vyvození zpětného pohybu elektrododávky 53
7.2.4 Posouzení možnosti využití elektromotoru EVC 53
7.2.4.1 Hnací síla elektordodávky s elektromotorem EVC a jednostup. převod. 54
7.2.5 Posouzení možnosti využití jiného asynchronního motoru 56
7.3 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ VARIANT POHONŮ 57
7.3.1 Zhodnocení variant pohonů 57
7.3.2 Zhodnocení variant převodového poměru 59
7.4 VÝPOČET SPOTŘEBY ENERGIE ELEKTRODODÁVKY 60
7.4.1 Výpočet spotřeby energie současného řešení 60
7.4.2 Výpočet spotřeby energie nově navrhovaného řešení 66
7.5 KONSTRUKCE UCHYCENÍ ELEKTROPOHONU VE VOZIDLE 70
7.5.1 Natočení elektropohonu 70
7.5.2 Konstrukce držáku elektromotoru 75
7.5.3 Konstrukce držáků převodovky 78
7.5.3.1 Konstrukce levého držáku převodovky 79
7.5.3.2 Konstrukce prostředního držáku převodovky 81

7.6 MONTÁŽ ELEKTROPOHONU A DRŽÁKŮ 84
7.7 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ SOUČASNÉHO A NOVĚ NAVRHOVANÉHO ELEKTROPOHONU 85
8. ZÁVĚR 87
9. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY 89
10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ 91
11. SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ 95
12. SEZNAM PŘÍLOH 97

1. ÚVOD

Úvodem bych chtěl položit opět tu samou otázku, kterou jsem začínal v mé bakalářské práci a to co je to vlastně elektromobil? Elektromobil je druh vozidla, které je poháněno čistě elektrickou energií. Produkce elektromobilů ať už u nás v České republice nebo v zahraničí se začíná pomalu zvyšovat. Podíl na tomto zvýšení je z velké části zapříčiněno vývojem nových akumulátorů (baterií) s lepší kapacitou, kterým byl zvýšen dojezd elektromobilů. A právě dojezd vozidla na elektrický pohon je první otázka zákazníků, kteří uvažují o koupi elektromobilu. [14]

V současné době každá velká automobilka má vyvinuté vozidlo nebo se o to stále pokouší, které je poháněno čistě elektrickou energií pomocí elektromotoru nebo je poháněno jak spalovacím motorem, tak elektromotorem. Slangově se těmto vozidlům říká hybridy, jelikož tyto dva pohony jsou schopny navzájem se ovlivňovat.

Dnes už také není pravidlem, když se řekne elektromobil, že se jedná o nějaké malé vozidlo, které je využíváno převážně pro městský provoz, jak si někteří stále myslí. Příkladem může být elektrický SUPERB EL, na jehož přestavbě na elektromobil se podílelo VUT v Brně. Ale nejsou to jenom osobní automobily, které mohou být poháněny čistě elektrickou energií. Již dnes existují vozidla jako autobusy, trolejbusy, menší užitková vozidla, které mají místo spalovacího motoru elektromotor. Je ovšem nutné podotknout, že pořizovací náklady jsou stále vyšší, než je tomu u vozidel se spalovacím motorem, které se ale do několika let vrátí.

Je na škodu, že stát stále nijak nepodporuje případnými dotacemi buď přímo koupi, úpravu nebo alespoň provoz tohoto typu vozidla, tak jak je tomu v západních zemích. Můžeme opět jenom doufat, že se tento stav v budoucích letech změní. [14]

1.1 CÍL PRÁCE

Cílem diplomové práce je zmapovat metodiku určování spotřeb vozidel s cílem popsat různé druhy cyklů, podle kterých se provádí měření spotřeby paliva nebo energie ve vozidlech.

Elektrododávka Citroen Jumper firmy EVC Group s.r.o. je poháněna elektromotorem EVC a manuální šestistupňovou převodovkou. Cílem praktické části diplomové práce je navržení nového způsobu elektropohonu užitkového automobilu Citroen Jumper podle požadavků firmy EVC Group s.r.o. a zákazníka, pro kterého je vozidlo přestavováno. Navrhované řešení by mělo vykazovat lepší účinnost pohonné jednotky a menší hmotnost než je tomu u současného provedení elektrododávky za účelem zvýšení dojezdu elektrododávky při nezměněném počtu trakčních baterií umístěných v elektrododávce. Nově navržený elektropohon musí být vestavitelný na stávající zavěšení v karoserii vozidla.

2. SPOTŘEBA PALIVA

Spotřeba paliva je důležitým ukazatelem hospodárnosti provozu každého vozidla. Lze ji zjišťovat při jízdních zkouškách na silnici nebo v laboratorních podmínkách na válcových stanicích. Nejčastěji se udává ve spotřebě paliva na 100 ujetých kilometrů. [1]

Měření spotřeby paliva se může provádět: [1]

1. Jednorázovým měřením množství dotankovaného paliva po jízdě pokud byla nádrž před jízdou plně naplněna
2. Dlouhodobým sledováním spotřeby paliva
3. Měření pomocí průtokoměrů
4. Měření spotřeby paliva z emisí
5. Vyčtením skutečných hodnot udávaných řídící jednotkou motoru
6. Elektromobil – pomocí přesného elektroměru

Pro praxi je asi nejvíce vhodný a jednoduchý způsob měření spotřeby paliva z emisí, který ovšem platí pouze pro spalovací motory. Pro elektromobily žádné měření spotřeby paliva podle emisních látek neplatí, jelikož neprodukují žádné emise.

2.1 MĚŘENÍ SPOTŘEBY PALIVA Z EMISÍ [2]

Vychází se z produkce:

- CO – oxidu uhelnatého [$g \cdot km^{-1}$]
- CO_2 – oxidu uhličitého [$g \cdot km^{-1}$]
- HC – uhlovodíku [$g \cdot km^{-1}$]

Pro zážehové motory:

$$F_L = \frac{0{,}1154}{D_h} \cdot \left[(0{,}866 \cdot HC) + (0{,}429 \cdot CO) + (0{,}273 \cdot CO_2) \right] \quad (1)$$

Pro vznětové motory:

$$F_L = \frac{0{,}1155}{D_h} \cdot \left[(0{,}866 \cdot HC) + (0{,}429 \cdot CO) + (0{,}273 \cdot CO_2) \right] \quad (2)$$

F_L – spotřeba paliva v litrech na 100 km

D_h – hustota zkušebního paliva

Výhody:

- není nutné zasahovat do palivové soustavy vozidla (není třeba eliminovat přepad zpátky do nádrže, není třeba dávat pozor na ovlivnění podmínek provozu (vstřikovací tlaky)
- měření na válcové zkušebně při konstantním zatížení je bezproblémové
- měření spotřeby paliva během jízdního městského nebo mimoměstského cyklu je možné pouze za celý cyklus (jímání produkce emisních složek do vaků)

Nevýhody:

- nelze měřit během akcelerace spalovacího motoru
- zpoždění jednotlivých analyzátorů
- při měření ředěných plynů jsou potřeba jiné rozsahy měřících analyzátorů

2.2 UDÁVÁNÍ SPOTŘEBY [1]

Donedávna se udávala spotřeba paliva osobních automobilů stanovená podle předpisu EHK č. 84 (směrnice ES 89/491). Jsou to tři údaje při třech režimech jízdy:

1. Při stálé rychlosti 90 km/h
2. Při stálé rychlosti 120 km/h
3. V městském provozu, simulovaném předepsaným jízdním cyklem na válcovém dynamometru

Pro měření spotřeb jsou stanoveny přesné podmínky, a proto jsou tato měření opakovatelná a porovnatelná (spotřeba se měří objemově nebo hmotnostně, vozidlo je zahřáto na provozní teplotu). Uvedené tři údaje spotřeby, při třech různých režimech, lépe charakterizují spotřebu vozidla než dosavadní jediný údaj.

V současnosti se vyjadřuje spotřeba paliva opět novým způsobem. Jsou to opět tři čísla, ale zjištěná při jiných provozních režimech:

1. V městském provozu, simulovaném jako dosud, ale zahájeném se studeným motorem
2. Mimo město, podle unifikovaného testu rovněž na válcovém dynamometru
3. Ve smíšeném provozu, spotřeba je vypočtena z obou předchozích cyklů

Podle této metodiky se spotřeba již neměří, ale vypočítává z naměřených emisí.

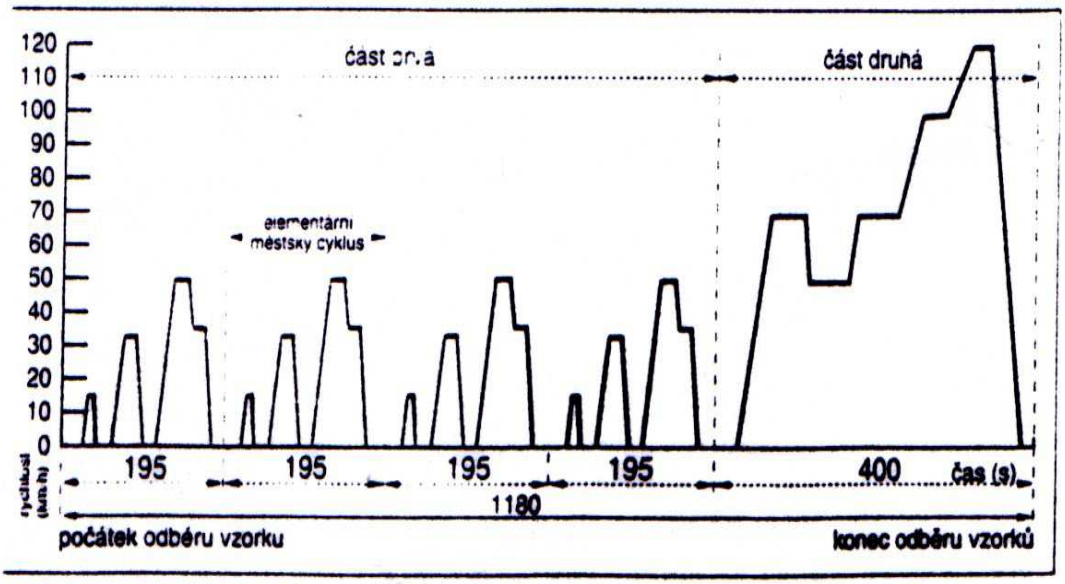


Schéma rychlostního profilu zkušebního cyklu měření spotřeby paliva ukazuje jak část městskou (780 s), tak mimoměstskou (400 s).

Obr. 1 Průběh spotřeby paliva [1]

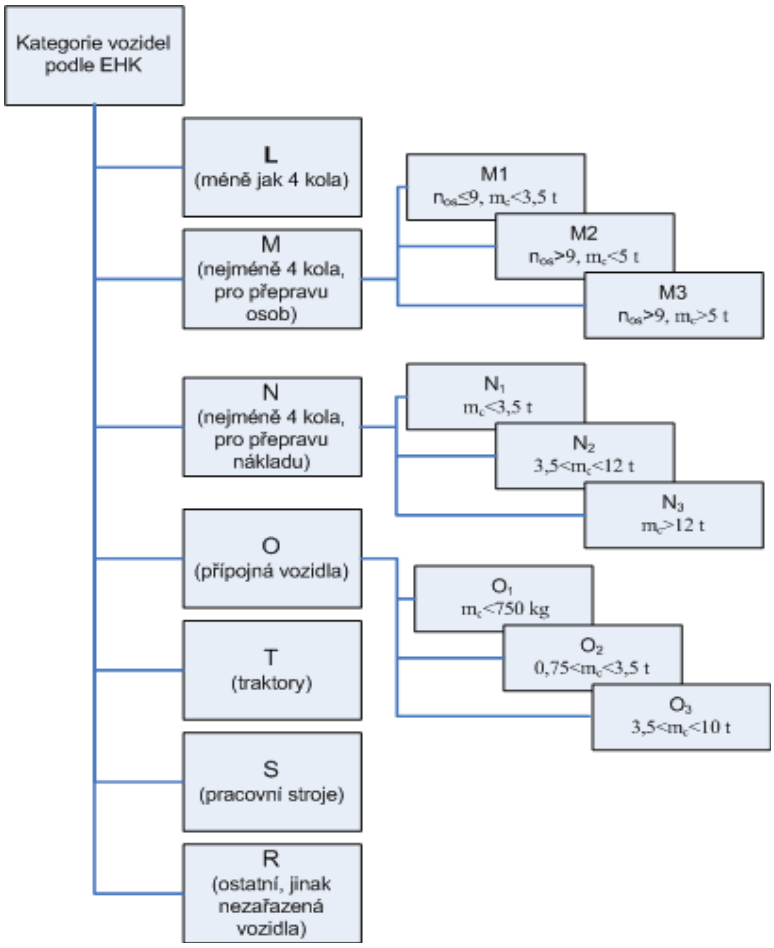
3. KATEGORIE VOZIDEL

Kategorie vozidel je v evropských podmínkách označení pro skupiny silničních a zvláštních vozidel připuštěných k provozu na pozemních komunikacích, pro která platí shodné technické podmínky.

Rámcovou kategorizaci pro Evropskou unii stanoví směrnice 2007/46/ES (jež nahrazuje dřívější 70/156/EHS) v příloze II. V České republice stanoví kategorizaci zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, v příloze. Některá upřesnění obsahuje vyhláška č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti vozidel. [3]

3.1 KATEGORIE SILNIČNÍCH VOZIDEL PODLE EHK [4]

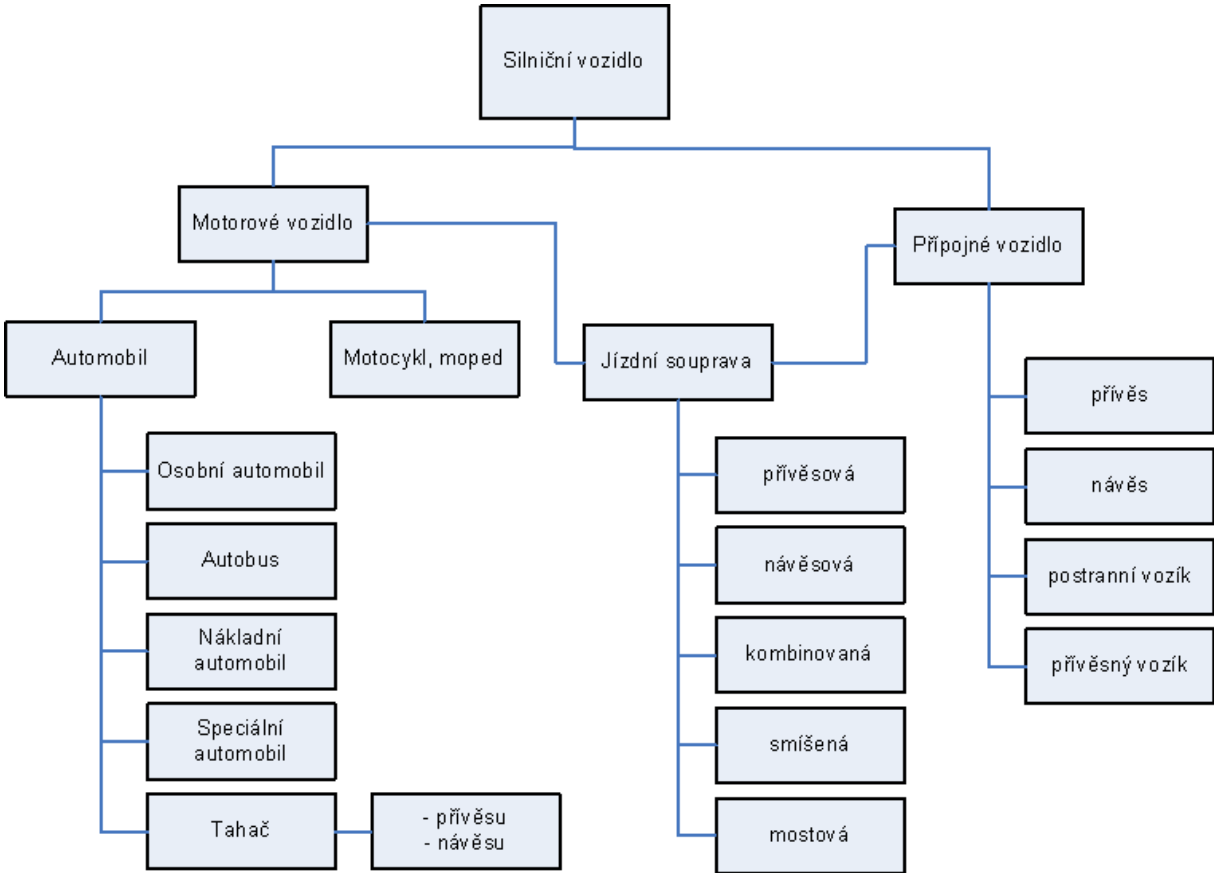
- ***Kategorie L*** - motorová vozidla zpravidla s méně než čtyřmi koly
- ***Kategorie M*** - motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu osob
- ***Kategorie N*** - motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu nákladů
- ***Kategorie O*** - přípojná vozidla
- ***Kategorie T*** - traktory zemědělské nebo lesnické
- ***Kategorie S*** - pracovní stroje
- ***Kategorie R*** - ostatní vozidla, která nelze zařadit do výše uvedených kategorií



Obr. 2 Kategorie silničních vozidel podle EHK [4]

3.2 DRUHY SILNIČNÍCH VOZIDEL PODLE ČSN 30 0024

Rozdělení silničních vozidel podle ČSN lze graficky znázornit podle přiloženého obrázku.



Obr. 3 Základní rozdělení silničních vozidel podle ČSN 30 0024 [4]

Pro tuto práci bude dostačující popsat pouze dvě kategorie M, N, jimiž se budeme zabývat.

3.3 VOZIDLA KATEGORIE M [5]

Tato kategorie vozidel se dále dělí na:

a) ***M1*** - vozidla, která mají nejvýše osm míst k přepravě osob, kromě místa řidiče, nebo víceúčelová vozidla

b) ***M2*** - vozidla, která mají více než osm míst k přepravě osob, kromě místa řidiče, a jejichž nejvyšší přípustná hmotnost nepřevyšuje 5000 kg

c) ***M3*** - vozidla, která mají více než osm míst k přepravě osob, kromě místa řidiče, a jejichž nejvyšší přípustná hmotnost převyšuje 5000 kg

3.4 VOZIDLA KATEGORIE N [5]

Tato kategorie vozidel se dále dělí na:

a) ***N1*** - vozidlo, jehož největší přípustná hmotnost nepřevyšuje 3500 kg
b) ***N2*** - vozidlo, jehož největší přípustná hmotnost převyšuje 3500 kg, avšak nepřevyšuje 12 000 kg
c) ***N3*** - vozidlo, jehož největší přípustná hmotnost převyšuje 12 000 kg

Minimální emisní limity EURO pro jednotlivé kategorie vozidel

Kategorie vozidel	Minimální emisní limity
N1	EURO 5
N2	EURO 4
N3	EURO 4
M1	EURO 5
M2	EURO 4
M3	EURO 4

4. VOZIDLA KATEGORIE M1 a N1

Víceúčelové vozidlo je vozidlo typem karoserie určené k přepravě osob a nákladu v jediném oddělení vozidla. Rozdělení vozidel podle typu karoserie a podmínky pro zařazení víceúčelového vozidla do kategorie vozidel M1 nebo N1 stanoví prováděcí právní předpis.

Při rozhodování o zařazení vozidla do kategorie M a N se považuje za místo k přepravě osob místo pro osobu sedící, ležící, stojící nebo místo s trvalými úchyty ukotvení sedadla, přičemž není rozhodující, zda sedadlo na tomto místě je nebo není umístěno.

Vozidla kategorie M1 a N1 jsou předepsány předpisy evropské hospodářské komory EHK č. 83 a EHK č.101 a patří do skupiny, u kterých pro účely hodnocení emisí CO_2 a spotřeby paliva se užívá tzv. Evropský jízdní cyklus.

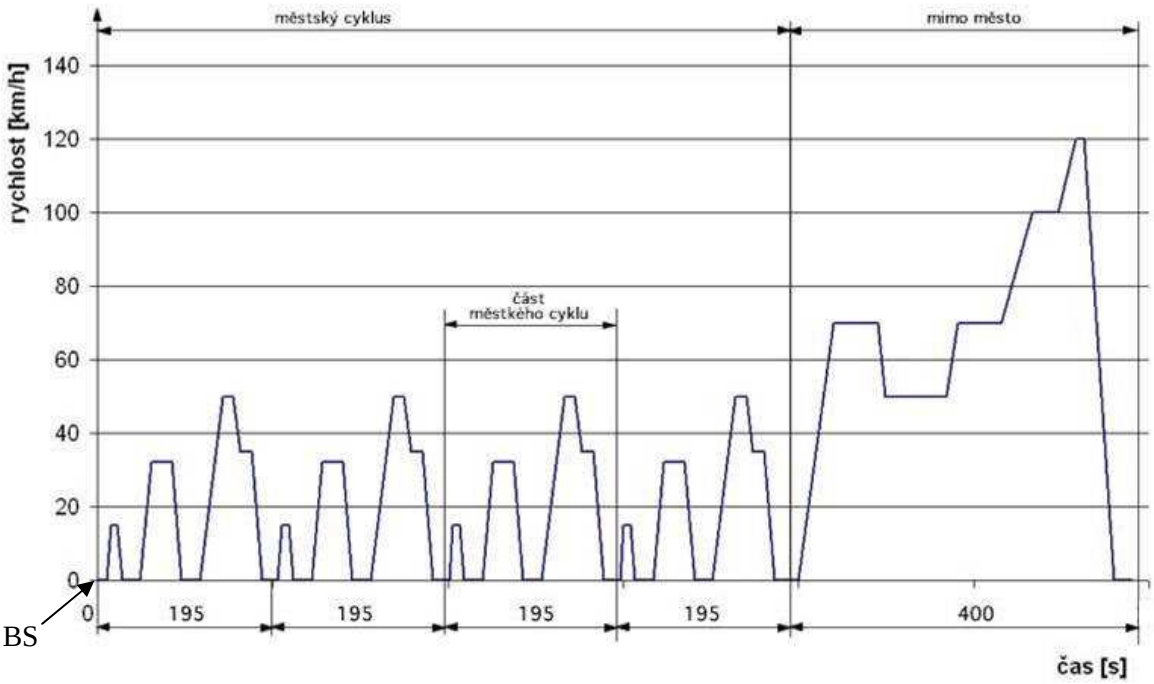
4.1 EVROPSKÝ JÍZDNÍ CYKLUS

Spotřeba paliva se neměří přímo, ale počítá se metodou uhlíkové bilance s užitím naměřených emisí CO_2 a ostatních emisí, které jsou sloučeninami uhlíku. Při zkoušce je vozidlo umístěno na vozidlovém (válcovém) dynamometru, který dokáže simulovat silniční podmínky provozu. Emise se odebírají z výfuku vozidla po startu za studena. [6]

Evropský jízdní cyklus se skládá z částí: [6]

- Část 1 (městský cyklus), která simuluje městský provoz
- Část 2 (cyklus mimo město) simulující silniční provoz mimo město

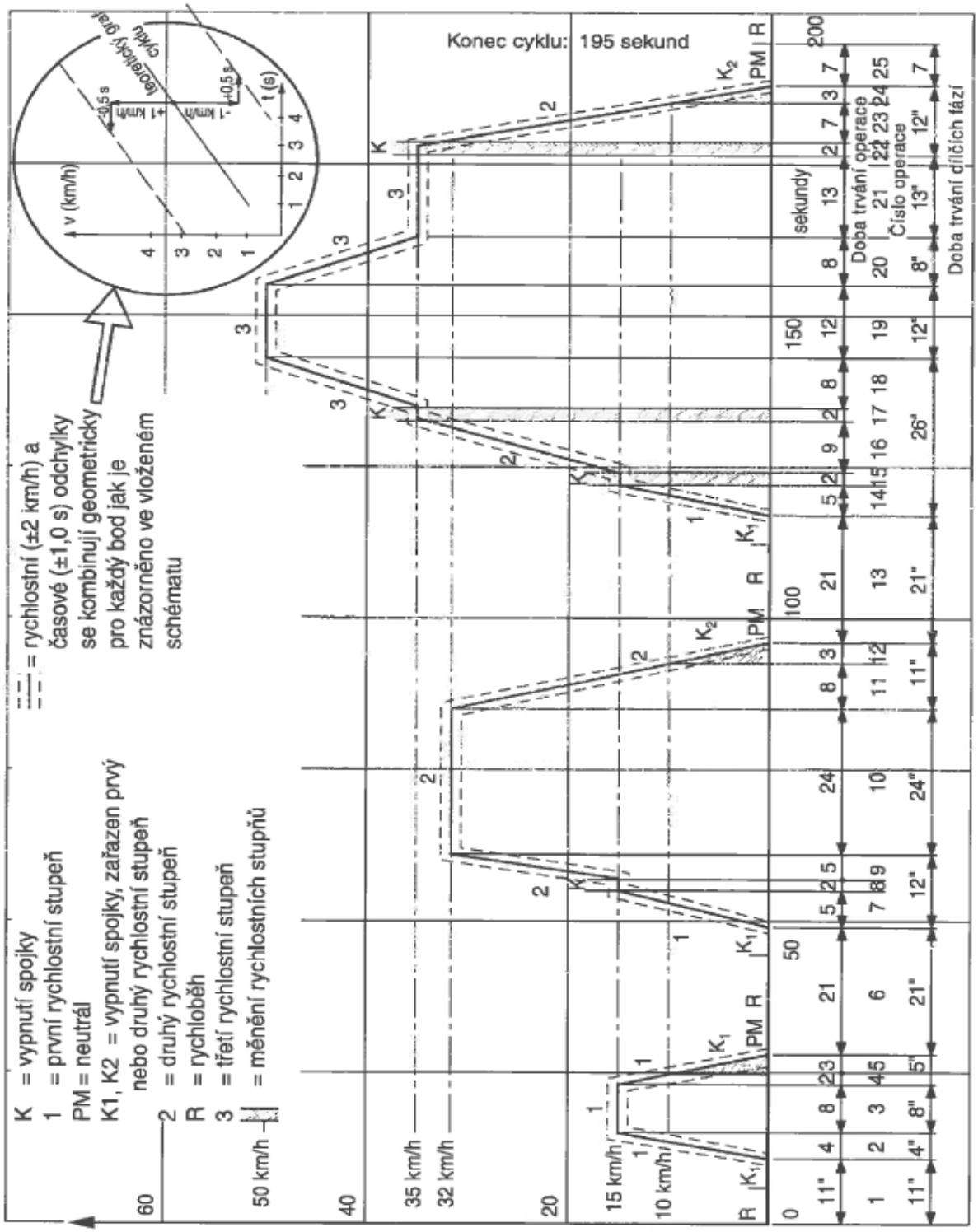
je znázorněn na tomto přiloženém obrázku. Zkouška se provádí bez přerušení a trvá celkem 19 minut a 40 sekund.



Obr. 4 Evropský jízdní cyklus [13]

4.1.1 Základní městský cyklus (část 1)

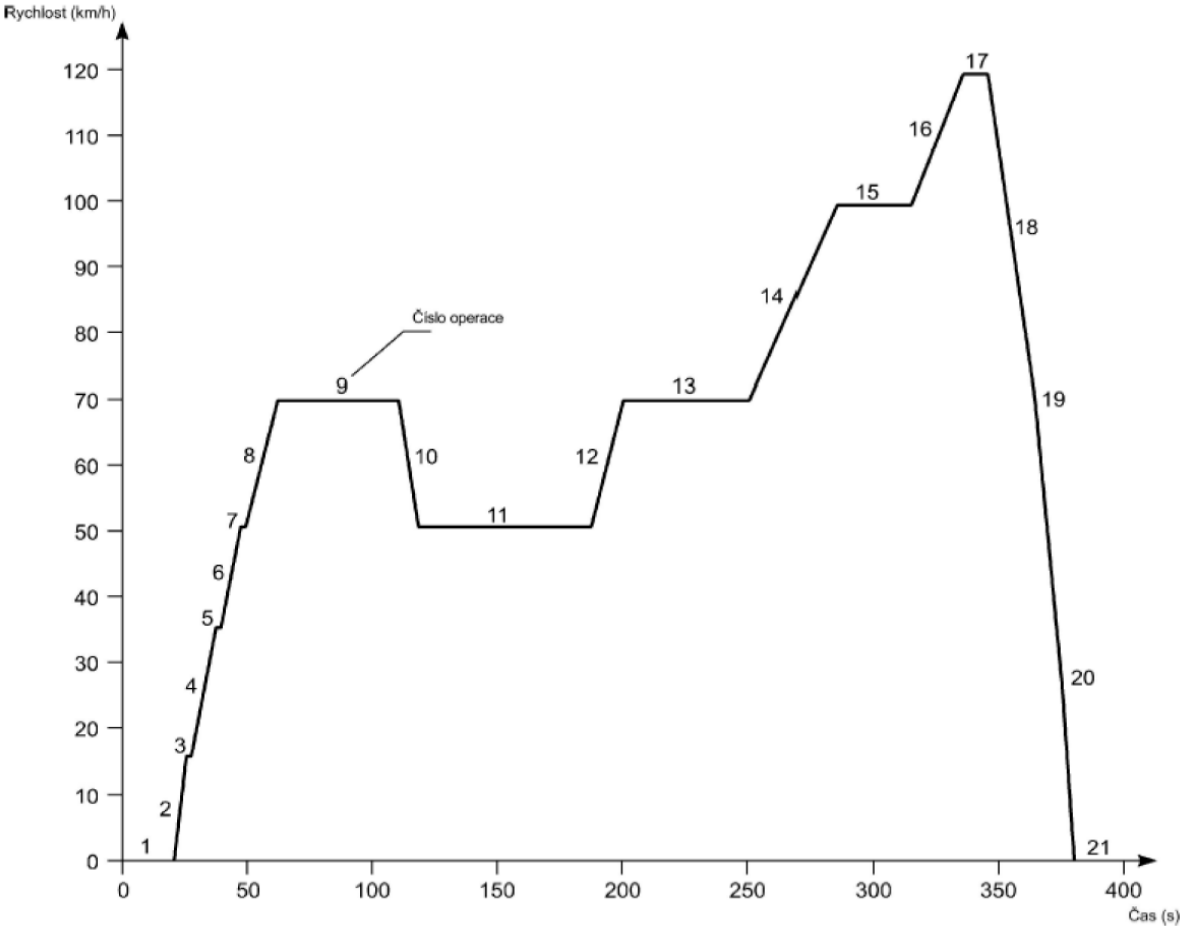
Městská část se skládá ze čtyř opakujících se dílčích městských cyklů. Každý dílčí městský cyklus obsahuje 15 fázi (volnoběh, zrychlení, stálá rychlost, zpomalení atd.). Maximální stanovená rychlost v městské části je 50 km/h a teoreticky ujetá vzdálenost v městské části je pro jeden cyklus 1,013 km, a tedy pro čtyři cykly to činní 4,052 km. Průměrná rychlost během zkoušky je 19 km/h a skutečná doba jízdy je 195 sekund. [6]



Obr. 5 Základní městský cyklus [7]

4.1.2 Cyklus mimo město (část 2)

Mimoměstská část se skládá z jednoho mimoměstského cyklu. Maximální stanovená rychlost v mimoměstské části je 120 km/h. Teoreticky ujetá vzdálenost mimoměstské části je 6,955 km. Průměrná rychlost během zkoušky činní 62,6 km/h a maximální zrychlení je 0,833 m·s^{-2}. Maximální zpomalení tohoto cyklu je -1,386 m·s^{-2}. [6]



Obr. 6 Cyklus mimo město [8]

Požadavky na způsob řazení převodových stupňů u vozidel s mechanickou převodovkou nebo automatickou převodovkou jsou dány předpisem. Podle pokynů od výrobce, vozidlo musí být zajeté a musí mít před zkouškou najeto minimálně 3 000 km. Dále je vozidlo temperováno na teplotu mezi 20 – 30 °C. Zkouška začíná v čase 0 (bod BS, který je vidět na obr. 4) nastartováním motoru a musí být také použito příslušné referenční palivo. Pod názvem referenční palivo se v zásadě skrývá běžné palivo jako je nafta nebo benzín, avšak jeho složení je přesně určeno. Nakonec při zkoušce je nutno dodržet rychlostní toleranci ± 2 km/h a časovou toleranci ± 1,0 s ve vztahu k cyklu na obr. 4. [7]

5. VOZIDLA KATEGORIE M2 a M3

Podle přílohy 18 vyhlášky č. 341/2002 Sb. se vozidla kategorií M2 a M3 označují jako autobus.

Pro autobus se původně používal stejný termín jako pro dřívější koněspřežný prostředek nekolejové hromadné dopravy, tedy **omnibus**. Pro odlišení se začalo používat označení **automobilní omnibus**, z čehož pak zkrácením vznikl současný termín **autobus.** [9]

První autobus (tehdy ještě pod názvem omnibus) se spalovacím motorem představil Karl Benz v roce 1895, do pravidelného linkového provozu se dostal v říjnu roku 1899 v **Londýně**. [9]

Obr. 7 Jeden z prvních autobusů v muzeu Mercedes-Benz [9]

Vozidla této kategorie jsou měřeny podle metodiky SORT (Standardised on-road test cycles), která bude popsána v další kapitole. Jak již bylo zmíněno, jedná se o metodiku, která řeší problematiku vozidel kategorie M2 a M3.

5.1 OBECNÁ PREZENTACE PROJEKTU SORT [7]

Projekt SORT vznikl jako iniciativa výboru UITP (francouzsky **L'Union internationale des transports publics** neboli Mezinárodní svaz veřejné dopravy) pro autobusy, ale rychle se začal rozšiřovat daleko nad rámec pracovního programu výboru UITP.

Tento projekt je výsledkem spolupráce založené mezi UITP, VDV (svaz německých dopravních společností) a evropští výrobci vozidel a převodovek.

Hlavním cílem tohoto projektu je navržení opakovatelného testovacího cyklu pro silniční testy autobusů, aby mohla být změřena jejich spotřeba paliva.

5.1.1 Modulární řešení SORT cyklů [7]

Silniční testovací (zkušební) cykly byly vynalezeny pro městské oblasti. Cyklus je složený z tzv. ˝modulů˝ (základních cyklů), které se opakují tolikrát, kolikrát je to nezbytné pro dosažení dostatečné přesnosti. Každý ˝modul˝ je složený ze třech individuálních částí (lichoběžníků). Každá z ˝částí˝ je charakterizována procesem zrychlení, dále pak cestování konstantní (stálou) rychlostí a zpomalením (brzděním). Na konci každé ˝časti˝ je doba doběhu, která je prováděna tak, aby zobrazovala provoz závislých zastávek. Každý ˝modul˝ je zakončený se zajištěním ˝doby doběhu˝, která reprezentuje nastupování a vystupování pasažérů.

Typické, ideální pracovní cykly (základní cykly) jsou v každém případě s ustálenou charakteristickou průměrnou cestovní rychlostí, která odpovídá typickým hodnotám, zjištěnými na základě skutečných provozních podmínek a byly tedy definovány pro 3 typy provozních modelů. Jedná se o tyto tři typy:

- ˝urban˝ (městský) = SORT Cyklus 1
- ˝mixed˝ (smíšený) = SORT Cyklus 2

- ˝suburbam˝ (předměstský) = SORT Cyklus 3

5.1.2 Potvrzení platnosti měření [7]

Výsledky získané ze zkoušek použitých cyklů 1, 2 a 3 odpovídají třem specifickým situacím. Je proto logické, že naměřená spotřeba paliva se ve skutečném provozním životě liší od navržené spotřeby.

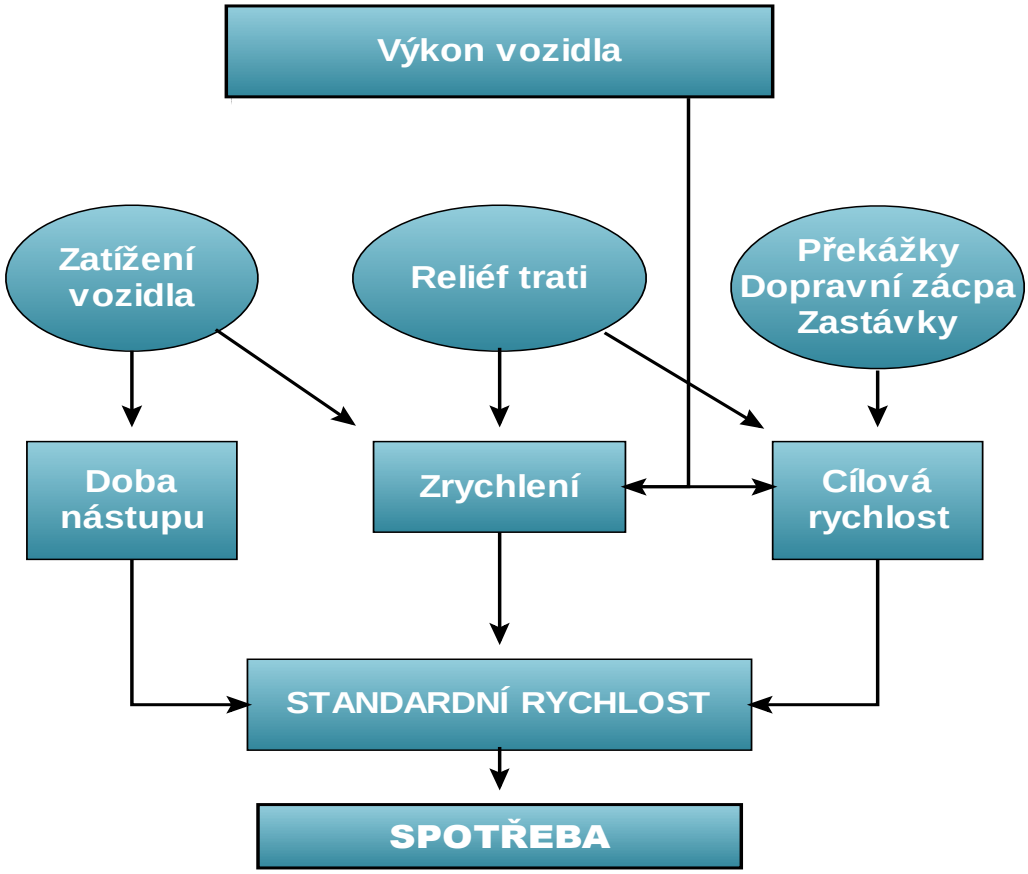
Údaje o SORT spotřebě paliva poskytnuté výrobci vozidel umožňují porovnání rozdílů mezi různými výrobci autobusů. Je proto na provozovateli, aby postavil tváří v tvář tři cykly s tím, že každý z nich má určitou váhu. A to může být prováděno pouze uživatelem.

Je proto patrné, že stanovené zrychlení a další faktory, které zvýší standardní rychlost má pozitivní vliv na spotřebu. Zrychlení je však méně významné než další faktory jako je pevně omezeno pohodlí cestujících.

Jako výchozí předpoklad je rozumné připustit, že trasa je definována standardní rychlostí dostatečně podobně a smí být proto vzata jako ˝typický parametr˝ SORT zkušebních cyklů.

5.2 KLÍČOVÝ PARAMETR [7]

Klíčovým parametrem tohoto projektu je standardní (komerční) rychlost. Za účelem popisu trasy je nutné vzít v úvahu řadu typických parametrů jako například hustota provozu, počet zastávek (buď pro nastupování a vystupování pasažérů nebo prostě to vyžaduje životní prostředí), topografická trasa, zatížení vozidla a standardní rychlost. Je na místě prozkoumat, které prvky jsou charakteristické pro každé město a mají dopad na spotřebu.



Obr. 8 Dopady ovlivňující spotřebu [7]

Standardní rychlost může být viděna jako klíčový parametr, který rozlišuje různé provozní modely. Z výše uvedeného obr. 8 však opravdu vyplývá to, že jakákoliv změna trasy má vážný dopad na standardní rychlost a tím i na spotřebu paliva nebo u elektromobilu spotřebu elektrické energie z akumulátorů (je nepřímo úměrná).

Jednotlivé parametry ovlivňující spotřebu

Parametry		Standardní rychlost	Spotřeba
Zrychlení	↗	↗	↗
Čas strávený na zastávce	↘	↗	↘
Zatížení	↘	↗	↘
Počet zastávek	↘	↗	↘
Standardní rychlost	↗	↗	↘

5.3 PROVEDENÍ CYKLU [7]

Cykly jako takové nejsou reprezentativní, ale jejich kombinace ano. Každá společnost musí posoudit navrhované cykly a definovat vlastní váhové koeficienty, kterých může být tolik, kolik místní situace vyžaduje. Zvolené váhové koeficienty mohou být uvedeny ve speciální zaváděcí fázi a slouží k definování teoretické spotřeby.

Mimo tohoto konceptu **relativní reprezentativnosti**, je často důležitější, který z cyklů bude snadno **opakovatelný** (pro dostatečnou jistotu), **jednoduchý** (pro snadné a levné postupy), **přesný** (aby se zabránilo jakémukoliv narušení výsledků) a uskutečnění na ˝**standardizovaných**˝ vozidlech (dopad na nadstandardní zařízení jako například klimatizace, nicméně spotřeba může být vyhodnocena odděleně).

Kompletní cyklus se skládá z opakování základního cyklu. Navržený cyklus je tedy tvořen opakováním identického základního cyklu, který je vytvářen průměrnou rychlostí a vzdáleností a pohonem se simulovanou zátěží. Potřebného výsledku jistoty lze pak dosáhnout zvýšením počtu opakování v celém cyklu, dokud by celkové výsledky neleželi v dané směrodatné odchylce.

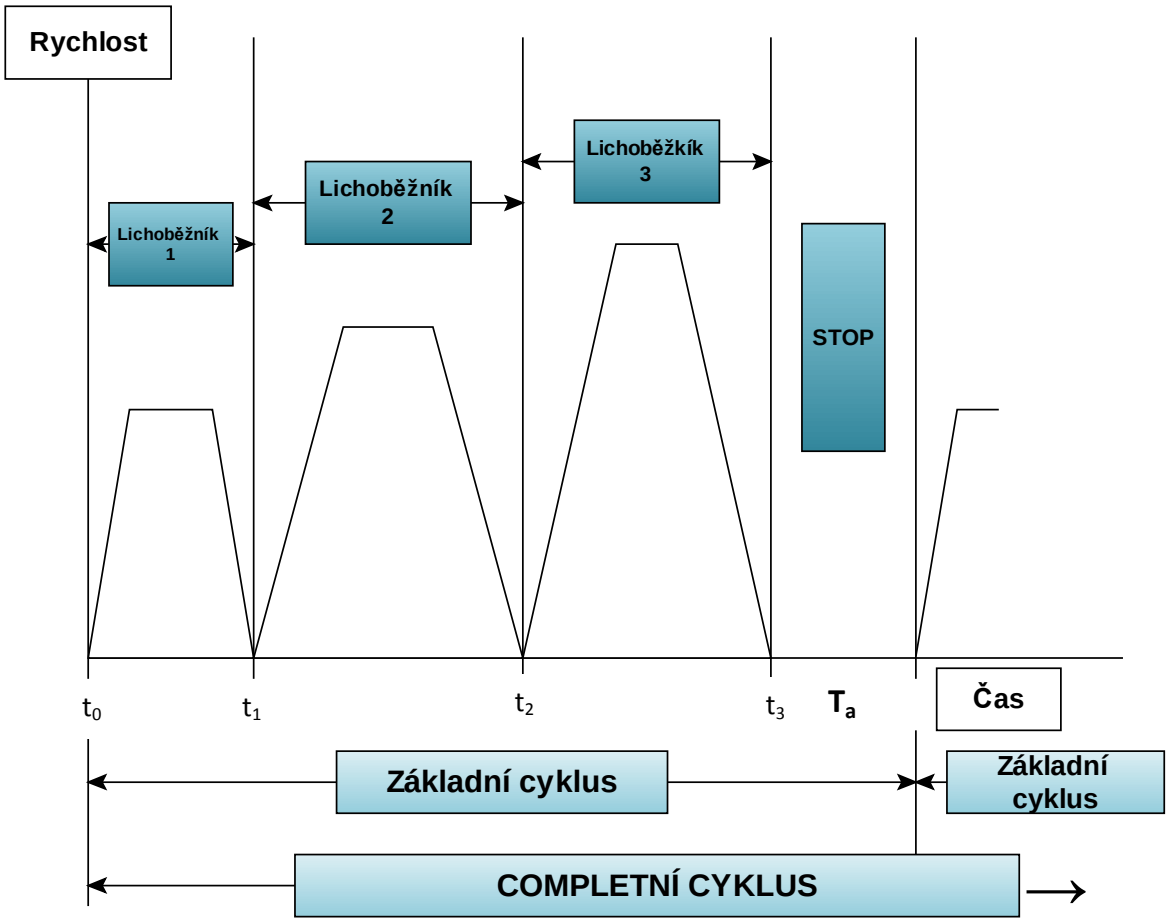
Základní cyklus je tvořen několika lichoběžníky, které jsou přerušeny zastávkami. Lichoběžníky jsou určeny na zobrazení jízdních podmínek vozidel veřejné dopravy: časté zastávky (a to je buď otevírání dveří pro nastupování a vystupování nebo kvůli dopravním podmínkám (semafory, dopravní zácpa)). Celková doba nečinnosti v rámci lichoběžníku je definována stejně jako celková doba trvání základního cyklu modulu s cílem dosáhnutí předem stanovené průměrné rychlosti.

5.3.1 Navrhované cykly (na základě získaných standardních rychlostí) [7]

Urbanizace a dopravní úroveň je v každém městě jiná. Neboli každé město má své specifické provozní prostředí a bylo by příliš jednoduché, pokud by byl pouze jeden městský cyklus. Navíc většina společností, která se zabývá přepravou cestujících po městě často operuje i v příměstských lokalitách.

Z tohoto důsledku jsou navrženy tři typické základní cykly, z nichž každý vyznačuje střední ˝standardní rychlost˝, které jsou uvedeny ve výročních zprávách každého výrobního podniku.

Struktura cyklů může být načrtnuta takto:



Obr. 9 Struktura cyklů [7]

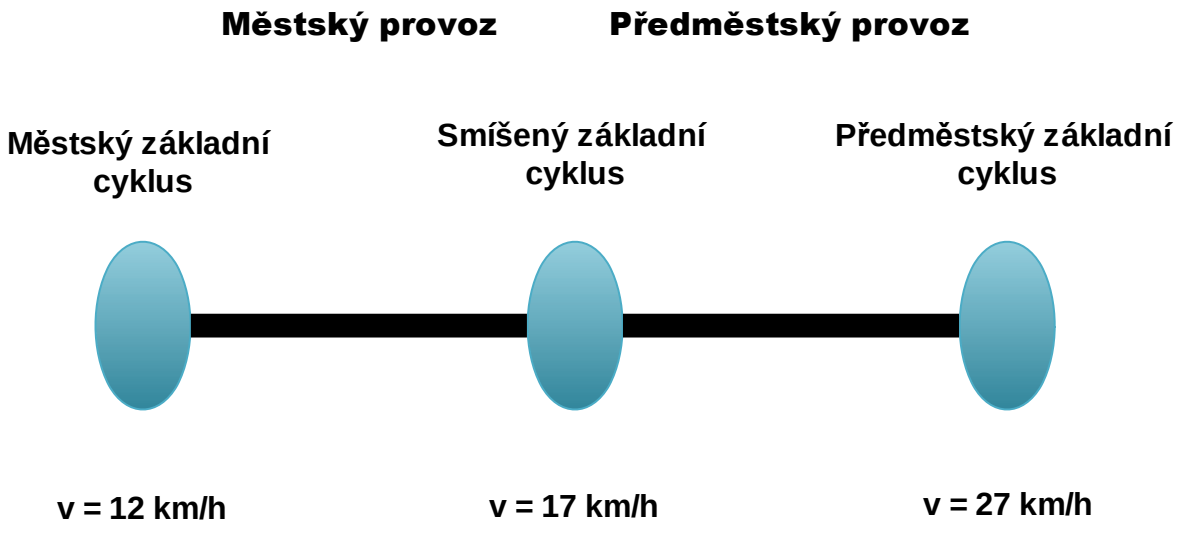
Následně je třeba určit:

- Počet lichoběžníků
- Počet základních cyklů
- Hodnoty zrychlení
- Cílové rychlosti
- Brzdové hodnoty
- Prostoje na zastávkách

5.3.2 Počet nutných různých základních cyklů [7]

Absolutní přesnost by vyžadovala nekonečný počet cyklů. Z principu relativní reprezentativnosti, jak už bylo popsáno výše, umožňuje omezit počet cyklů.

Po dlouhé diskuzi vznikly tři základní cykly, které nabídly rozumné řešení:



Obr.10 Tři základní cykly [7]

V této souvislosti by každé vozidlo mělo být definováno podle 2. cyklu (smíšený základní cyklus) z výše uvedených zkušebních cyklů vyobrazených na obr. 10 v závislosti na jeho primárním využití na městských/předměstských cestách.

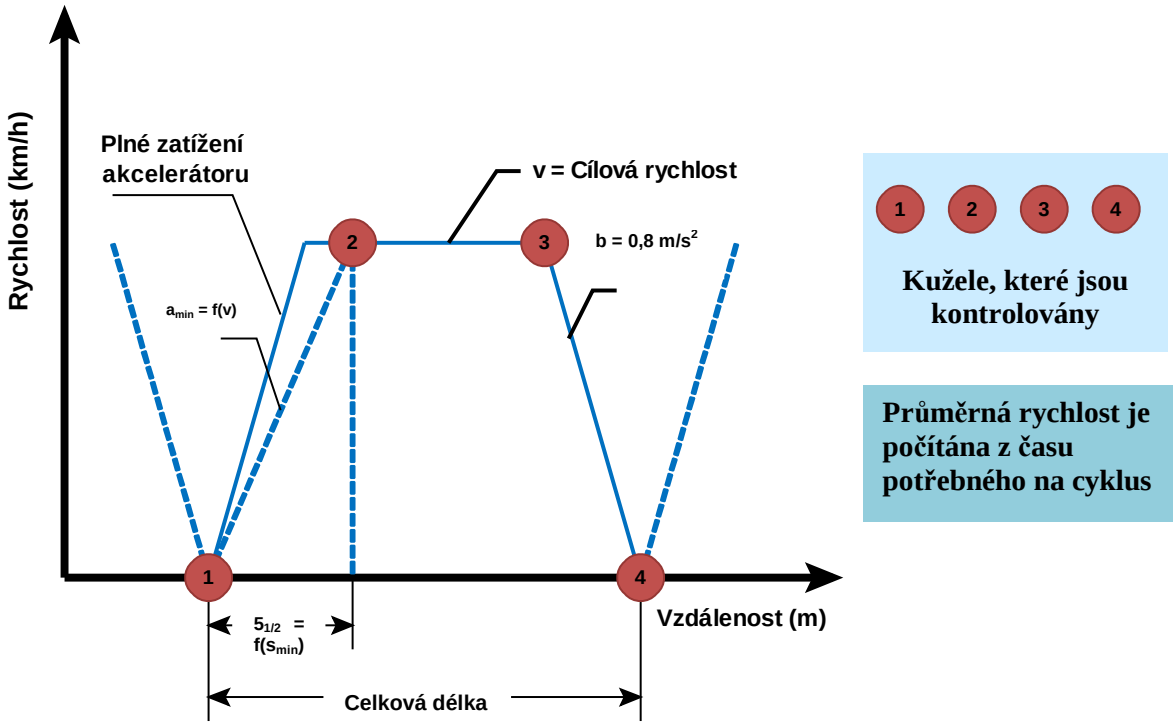
5.4 PRAKTICKÁ KONSTRUKCE CYKLU

5.4.1 Návrh 5 SORT-Lichoběžníků [7]

Základní provedení cyklu bylo definováno jako kombinace tří lichoběžníků nebo úseků, z nichž každý disponuje zrychlením, stálou (cílovou) rychlostí a zpomalením (brzděním).

Podle pěti základních lichoběžníků a třech různých základních cyklů byly stanoveny zástupci pro městkou dopravu (SORT 1), smíšenou dopravu (SORT 2) a pro předměstskou dopravu (SORT 3). Každý cyklus disponuje určitým časem, kdy je v nečinnosti. Čas nečinnosti byl přizpůsoben na průměrnou rychlost každého cyklu (např. vzdálenost proti času včetně zastávek). Na dobu nečinnosti má však velký podíl až praxe.

Konst. Rych. [km/h]	Celková délka (m) Vzdálenost kužele	Poloha kužele 2 (m) [sort= v·v/2s]	Poloha kužele 3 (m) [Brzdná dráha]	Vzdálenost konstantní rychlosti (m) Kužel 2 a 3
20	100	15 [1,03 m/s^2]	80,7 [19,3]	65,7
30	200	45 [0,77 m/s^2]	156,6 [43,4]	111,6
40	220	100 [0,62 m/s^2]	142,8 [77,2]	42,8
50	600	170 [0,57 m/s^2]	479,4 [120,6]	309,4
60	650	300 [0,46 m/s^2]	476,4 [173,6]	176,4



Obr. 11 Návrh pěti SORT-Lichoběžníků [7]

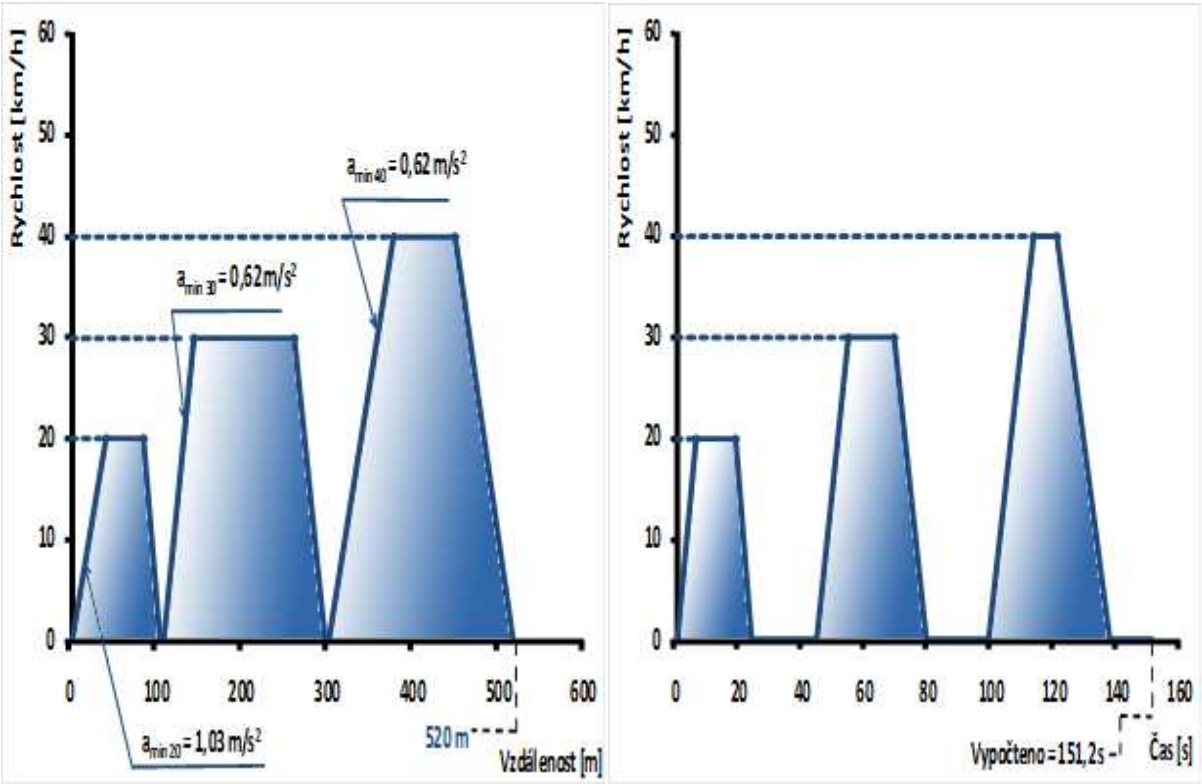
5.4.2 Porovnání tří SORT-cyklů (14,3 t) [7]

	SORT 1	SORT 2	SORT 3
Jmenovitá průměrná rychlost	**12,6**	**18,6**	**26,3**
Zastávky/km	**5,8**	**3,3**	**2,1**
Doba doběhu (%)	**39,7**	**33,4**	**20,1**
Lichoběžník 1 konst. rych. (km/h) /zvdálenost (m)	**20 / 100**	**20 / 100**	**30 / 100**
Zrychlení (m/s^2)	**1,03**	**1,03**	**0,77**
Lichoběžník 2 konst. rych. (km/h) /zvdálenost (m)	**30 / 200**	**40 / 220**	**60 / 600**
Zrychlení (m/s^2)	**0,77**	**0,62**	**0,57**
Lichoběžník 3 konst. rych. (km/h) /zvdálenost (m)	**40 / 220**	**50 / 600**	**60 / 650**
Zrychlení (m/s^2)	**0,62**	**0,57**	**0,46**
Délka zastávek (s)	**20 / 20 / 20**	**20 / 20 / 20**	**20 / 20 /10**
Celková vzdálenost (m)	**520**	**920**	**1450**
Zpomalení (m/s^2)	**0,8**	**0,8**	**0,8**
Spotřeba paliva (l/100 km)	**ca 50**	**ca 42**	**ca 39**

5.4.3 Cyklus SORT 1: Městský

Tento cyklus se skládá ze třech lichoběžníků, z nichž každý je charakterizován svojí cílovou konstatní rychlostí. První lichoběžník disponuje konstantní cílovou rychlostí 20 km/h se zrychlením $a_{\min 20} = 1{,}03\ m/s^2$, druhý lichoběžník 30 km/h konstantní cílovou rychlostí se zrychlením $a_{\min 30} = 0{,}62\ m/s^2$ a třetí lichoběžník 40 km/h konstantní cílovou rychlostí taktéž se zrychlením $a_{\min 40} = 0{,}62\ m/s^2$. Za každým lichoběžníkem je doba doběhu přibližně 20 sekund. Průměrná rychlost (standardní rychlost) tohoto cyklu se pohybuje kolem 12 km/h.

Zrychlení $a_{\min} = f(v)$ **Průměrná rychlost** $v_m = 12{,}6\ km/h$ **Zpomalení** $b = 0{,}8\ m/s^2$

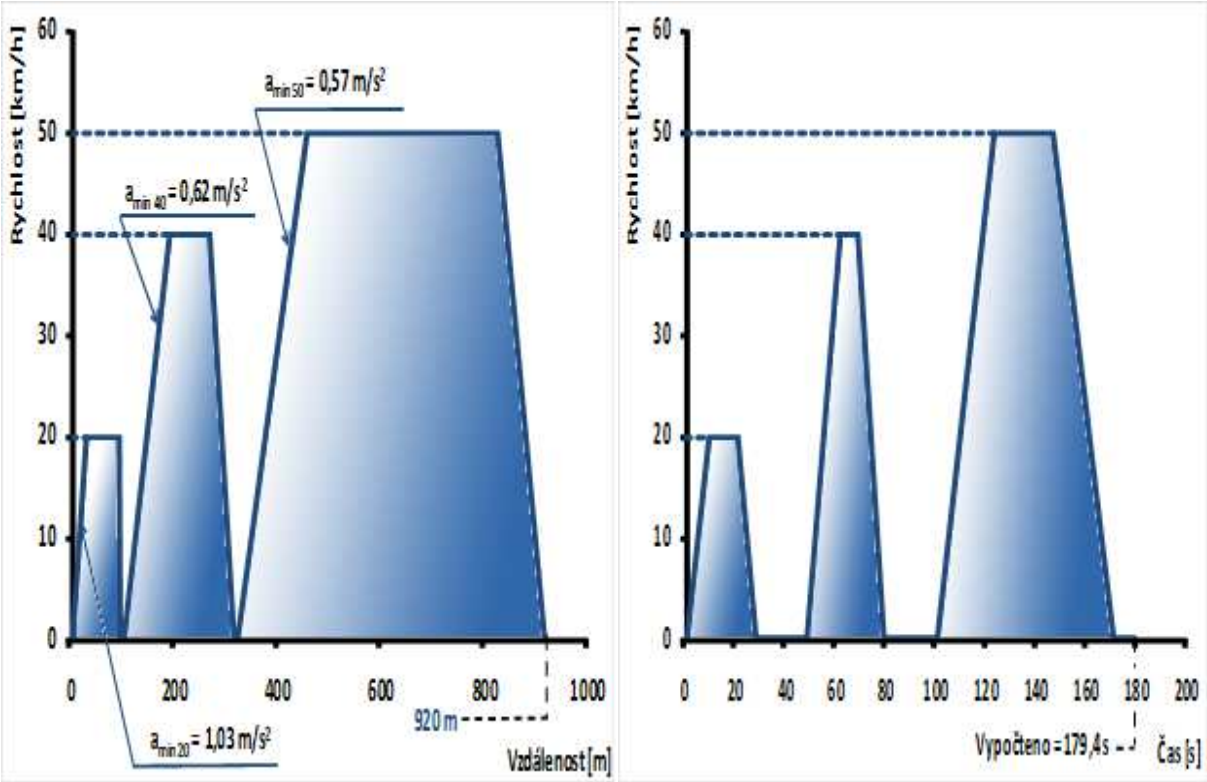


Obr. 12 Průběh cyklu SORT 1 – Městský [7]

5.4.4 Cyklus SORT 2: Smíšený [7]

Tento cyklus se taktéž skládá ze tří lichoběžníků, tak jako předcházející cyklus, jenom s tím rozdílem, že třetí lichoběžník disponuje jiným zrychlením a to $a_{\min 50} = 0{,}57\ m/s^2$ při konstantní cílové rychlosti 50 km/h než tomu bylo u minulého cyklu. Čas doběhu je stejný jako tomu bylo u minulého cyklu a to kolem 20 sekund. Průměrná rychlost (standardní rychlost) se pohybuje kolem 18 km/h.

Zrychlení $a_{\min} = f(v)$ **Průměrná rychlost** $v_m = 18{,}6\ km/h$ **Zpomalení** $b = 0{,}8\ m/s^2$

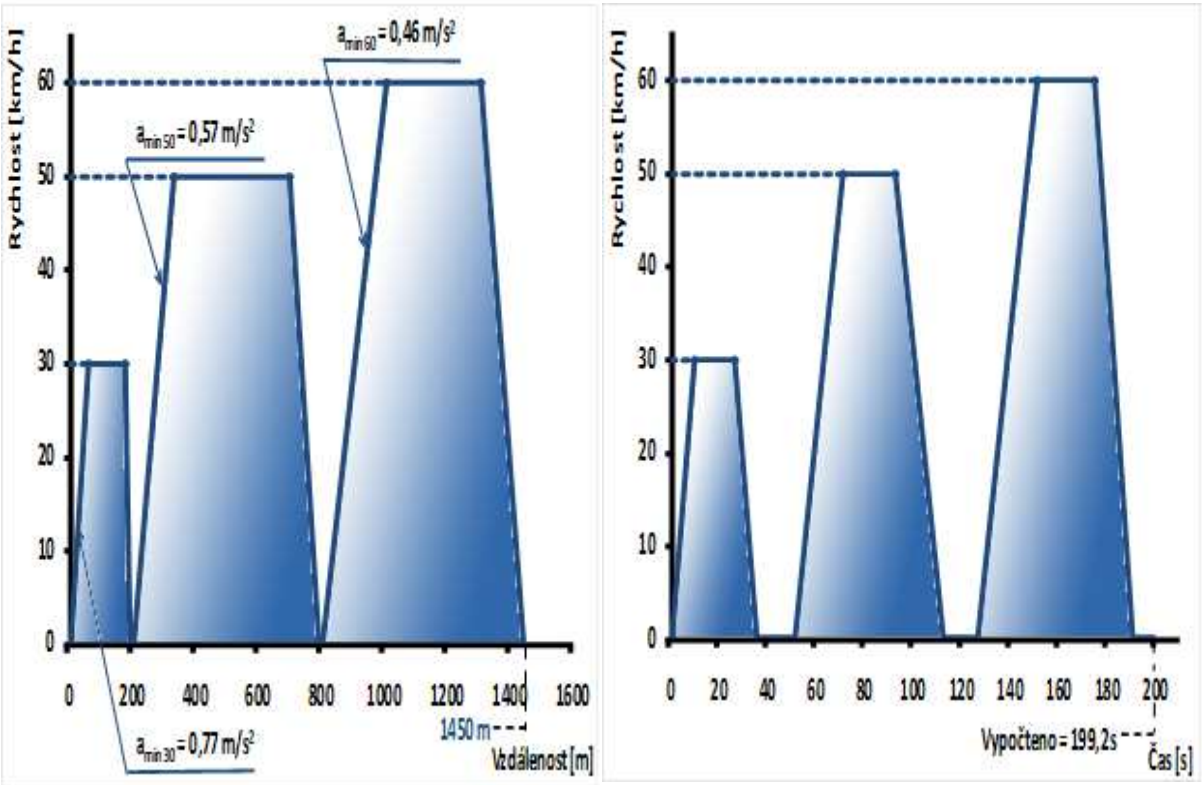


Obr. 13 Průběh cyklu SORT 2 – Smíšený [7]

5.4.5 Cyklus SORT 3: Předměstský [7]

Tak jako dva předcházející cykly, tak i tento cyklus se skládá ze tří lichoběžníků, které se od předchozích dvou cyklů liší asi nejvíce. Tento cyklus disponuje třemi zrychleními, které se liší od předchozích dvou cyklů. První lichoběžník disponuje zrychlením $a_{\min 30} = 0{,}77\ m/s^2$ a konstantní cílovou rychlostí 30 km/h, druhý lichoběžník disponuje zrychlením $a_{\min 50} = 0{,}57\ m/s^2$ s konstantní cílovou rychlostí 50 km/h a nakonec poslední lichoběžník disponuje zrychlením $a_{\min 60} = 0{,}46\ m/s^2$ s konstantní cílovou rychlostí 60 km/h. Všechny tyto lichoběžníky mají stejné zpomalení $b = 0{,}8\ m/s^2$. Průměrná rychlost (standardní rychlost) se pohybuje kolem 27 km/h.

Zrychlení $a_{\min} = f(v)$ **Průměrná rychlost** $v_m = 26{,}3\ km/h$ **Zpomalení** $b = 0{,}8\ m/s^2$



Obr. 14 Průběh cyklu SORT 3 – Předměstský [7]

6. PROJEKT WLTP

Tento projekt se rozběhl v roce 1998 a je podporován a schválen světovou ekonomickou komisí EHK OSN. Je sponzorován Evropskou unií, Japonskem a do června 2010 byl taktéž sponzorován Spojenými Státy Americkými. Tento projekt je dále ve formě různých příprav a testů a měl by být dokončen kolem roku 2014 až 2015. Cílem projektu je poskytnou zkušební cyklus, který bude uznáván na celém světě a taktéž pro zvýšení harmonizace automobilového průmyslu na celém světě. [10]

Projekt je tvořen za pomocí těchto norem:

- Evropská norma EHK
- Americká norma FTP-15
- Japonská norma

6.1 PROJEKT A CÍL [10]

- DHC: Vývoj jízdního cyklu – je tvořen z průměrného celosvětového chování řidiče
- DTP: Vývoj zkušebních postupů (definiční parametry, vybavení, specifikace, palivo,…) pro lepší reprodukovatelnost a reprezentativnost
- Cílem bude celosvětový technický předpis, podle něhož se budou testovat emise
- Projekt nebude definovat, které limity budou omezené a jaké budou mezní hodnoty

6.2 PLÁN PROJEKTU [11]

- **1. Fáze**
  - Vývoj jízdního cyklu
  - Vývoj zkušebního postupu
- **2. Fáze**
  - Off-cyklus – provoz motoru mimo oblast řízení cyklu
  - MAC – Charakterizování testovacího cyklu a testovací procedury
  - Nízká okolní teplota
  - Vysoká nadmořská výška
  - Životnost
  - Provozní shodnost

6.3 PODSKUPINY PRACUJÍCÍ NA PROJEKTU

6.3.1 DHC [11]

Tato podskupina se v projektu zabývá:

- Sběrem dat z provozu
- Metodikou analýzy dat
  - Váhový faktor (městský, venkovský, dálnice)
  - Váhový faktor (kraje)
  - Krátký profil cesty
  - Profil jízdy při zařazeném stupni / volnoběhu
  - Zařazený stupeň
  - Studený / teplý start
- Vývojem nového cyklu
  - Ověření platnosti testů
  - Schválení testů

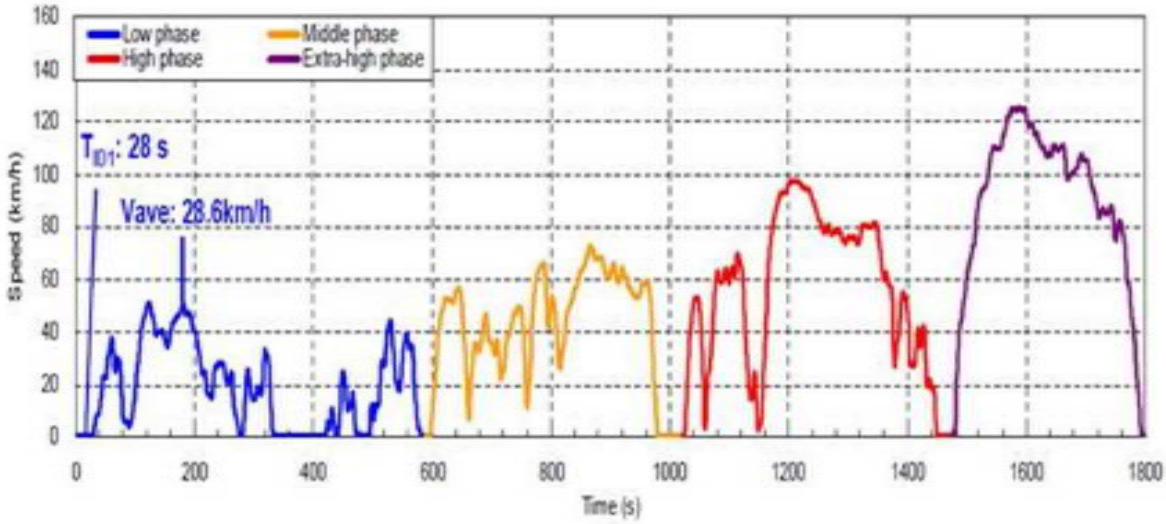
6.3.2 DTP [11]

Tato podskupina se v projektu zabývá:

- Měření procedur
- Nové škodlivé látky
  - Plyny, které by mohly být vzaty v úvahu (NO_2, VOC, čpavek,…)
  - Definování úprav postupu měření
- Laboratorní postupy
  - Stanovení parametrů: přesnosti (čas, rychlost vozidla, rychlost větru, teplota…), rychlost větru, vlhkost vzduchu, atmosférický tlak
  - Rozhodnutí o: možné přizpůsobení CVS, vážení znečisťujících látek v nasávaném vzduchu
- HEV/PHEV/EV/FCV: Pod těmito zkratkami se skrývá příprava vozidla, sestava vozidla, měřící zařízení, vzorce pro znečisťující látky a spotřeba paliva
- Standardní paliva

První verze WLTP cyklu se skládá ze čtyř částí: [10]

- Nízká fáze (Low Phase —)
- Střední fáze (Middle Phase —)
- Vysoká fáze (High Phase —)
- Extra vysoká fáze (Extra-High Phase —)



Obr.15 Průběh WLTP cyklu [10]

- čtyři fáze
- čas celého cyklu 1800 sekund neboli 30 minut
- průměrná rychlost 45 km/h
- maximální rychlost 125 km/h

Součástí WLTP cyklu jsou čtyři části, které mají reprezentovat to, jak jsou vozy opravdu využívány, jednotlivé části jsou dlouhé kolem tři, pět, sedm a 7,7 kilometru. Tyto jednotlivé vzdálenosti tohoto cyklu nejsou však ještě úplně definitivní a mohou se v průběhu testování změnit.

7. PRAKTICKÁ ČÁST ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Cílem praktické a výpočtové části je navržení nové koncepce řešení elektropohonu užitkového automobilu Citroen Jumper z produkce společnosti EVC Group s.r.o. a porovnání nové koncepce elektropohonu s původní koncepcí elektropohonu co se týče jejich dynamických vlastností a spotřeby elektrické energie z baterií. Dále tato část práce bude zaměřena na konstrukci držáků nově zvoleného motoru a převodovky na stávající zavěšení v karoserii vozidla. Výpočty jsou provedeny v programu MathCad a konstrukce držáku a pevnostní analýza je provedena ve 3D programu Autodesk Inventor Professional. V této praktické části diplomové práce je rovněž využíváno také poznatků, vzorců a výpočtů, které jsem provedl v bakalářské práci, jejíž téma bylo Studie pohonu elektromobilu, a proto jsou použity jako základ pro mou diplomovou práci. Práce bude také obsahovat zjednodušený výpočet spotřeby energie.

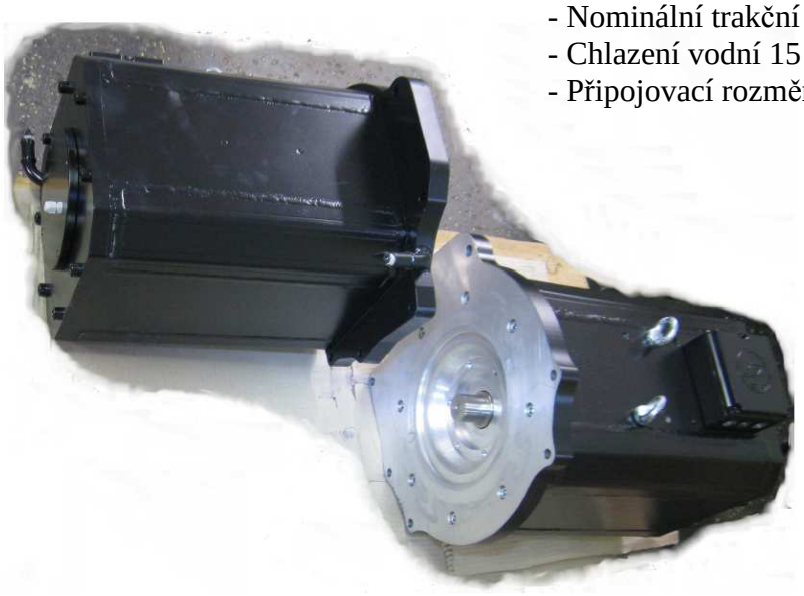
7.1 ROZBOR ELEKTROPOHONU V SOUČASNÉM PROVEDENÍ

Současné provedení elektromobilu užitkového automobilu Citroen Jumper je vybaveno vodou chlazeným asynchronním motorem o maximálním výkonu 100 kW z produkce firmy EVC Group s.r.o. Dále součásti elektropohonu je rovněž převodovka. Převodovka použitá u současného provedení byla ponechána původní od výrobce vozů Citroen a to manuální šestistupňovou převodovka.

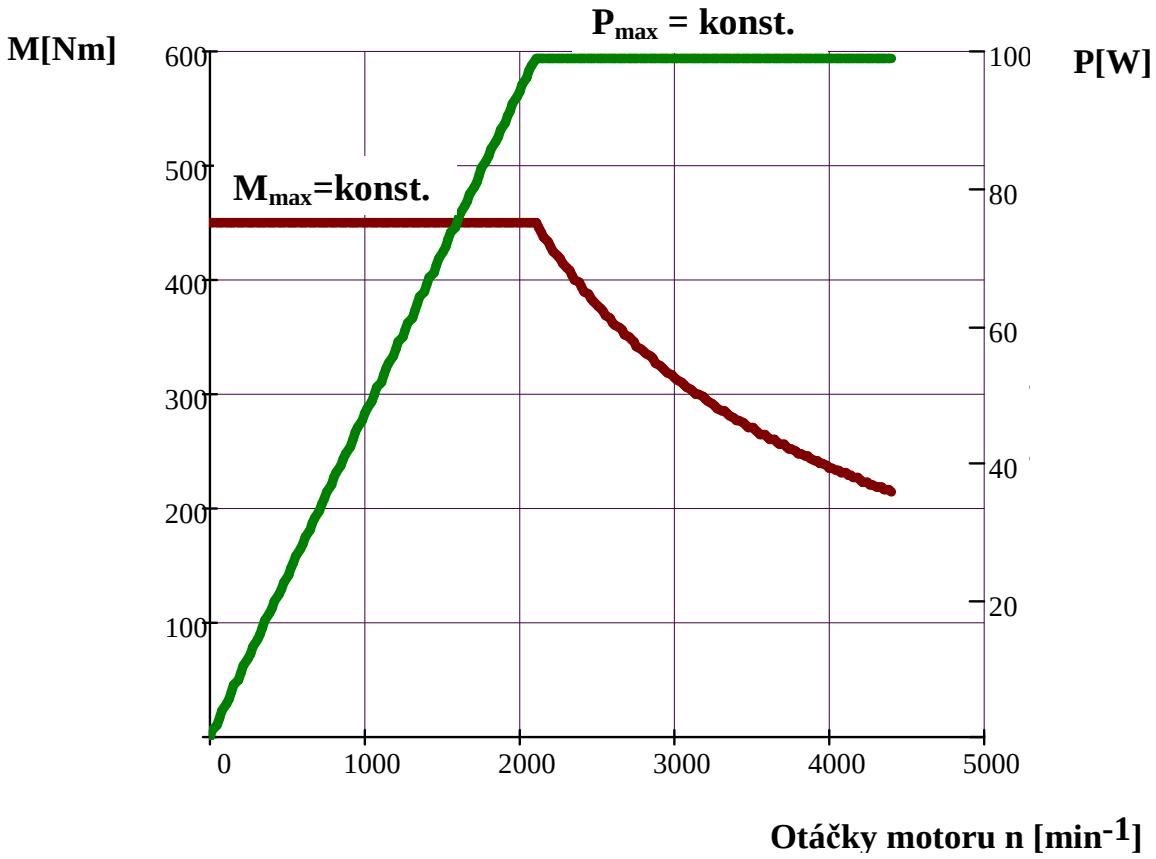
Elektromotor EVC

Jak již bylo zmíněno jedná se o asynchronní motor s vodním chlazením, který disponuje maximálním výkonem 100 kW od 2100 ot/ min až po 4400 ot./ min a maximálním kroutícím momentem 450 Nm při 0 – 2100 ot/min. Hmotnost tohoto motoru je 140 kg.

Technické parametry:
- Max / nominální výkon 100 / 51 kW
- Max / nominální moment 450 / 230 Nm
- Max / nominální otáčky 4400 / 2100 min^{-1}
- Nominální trakční napětí 520-600 V DC
- Chlazení vodní 15 l/min
- Připojovací rozměr hadice Ø19 mm



Obr.16 Vodou chlazený asynchronní motor EVC [7]



Obr.17 Momentová a výkonová charakteristika elektromotoru EVC

Z přiloženého obrázku 17 momentové a výkonové charakteristiky je patrné, v čem je největší výhoda vozů vybavené elektromotorem. Vozidla vybavené elektromotorem mohou využívat ihned po sešlápnutí akcelerátoru maximálního krouticího momentu po určitou dobu a to znamená, že elektromotor dává automobilu lepší počáteční rozjezd, než je tomu u spalovacích motorů s tímto výkonem.

Převodovka

V úvodu této kapitoly byly zmíněny již počáteční informace o zvolené převodovce. Jedná se tedy o původní převodovku od společnosti Citroen, která byla součástí spalovacího motoru. Typ převodovky je manuální šestistupňová převodovka + zpátečka.

Otáčková řada převodovky:

- převodový poměr I p_{p1} = 3,725
- převodový poměr II p_{p2} = 1,952
- převodový poměr III p_{p3} = 1,290
- převodový poměr IV p_{p4} = 0,875
- převodový poměr V p_{p5} = 0,673
- převodový poměr VI p_{p6} = 0,585
- převodový poměr Z p_{pz} = 3,154
- převod diferenciálu P_d = 5,231
- průměr kola d = 0,675 m
- poloměr kola r = 0,338 m

Obr.18 Manuální šestistupňová převodovka od firmy Citroen [7]

7.1.1 Výpočet dynamiky elektromotoru EVC

7.1.1.1 Výpočet odporových sil elektrododávky [14]

Tento bod se zabývá výpočtem valivého a vzdušného odporu. Hodnoty pro výpočet valivého, vzdušného a odporu při stoupání jsou stejné, kromě hmotnosti automobilu m, která se bude měnit podle různých typů navrhovaných elektropohonů. Odporové síly jsou vypočítány v závislosti na rychlosti automobilu. Z grafu je patrné, že valivý odpor se v závislosti na rychlosti nemění a je tedy konstantní. Jiné to je však u vzdušného odporu, kde při nízké rychlosti není vzdušný odpor tak vysoký. Naopak se zvyšující se rychlostí přesahující 100 km/h odpor razantně stoupá. Výsledné grafy, které jsou zde prezentovány jsou provedeny ve výpočtovém programu MathCad a jsou vlastní konstrukce.

Zadané Hodnoty:

- Pohotovostní hmotnost vozidla s řidičem $m = 2500$ kg
- Součinitel odporu valení $\mu_v = 0{,}015$
- Součinitel aerodynamického odporu $\mu_a = 0{,}6$
- Tíhové zrychlení $g = 9{,}81\ m/s^2$
- Čelní průřez automobilu $S_a = 5{,}174\ m^2$
- Hustota vzduchu $\rho_{vz} = 1{,}2\ kg/m^3$
- Vymezení rychlosti $v = 0{,}1..140$ km/h

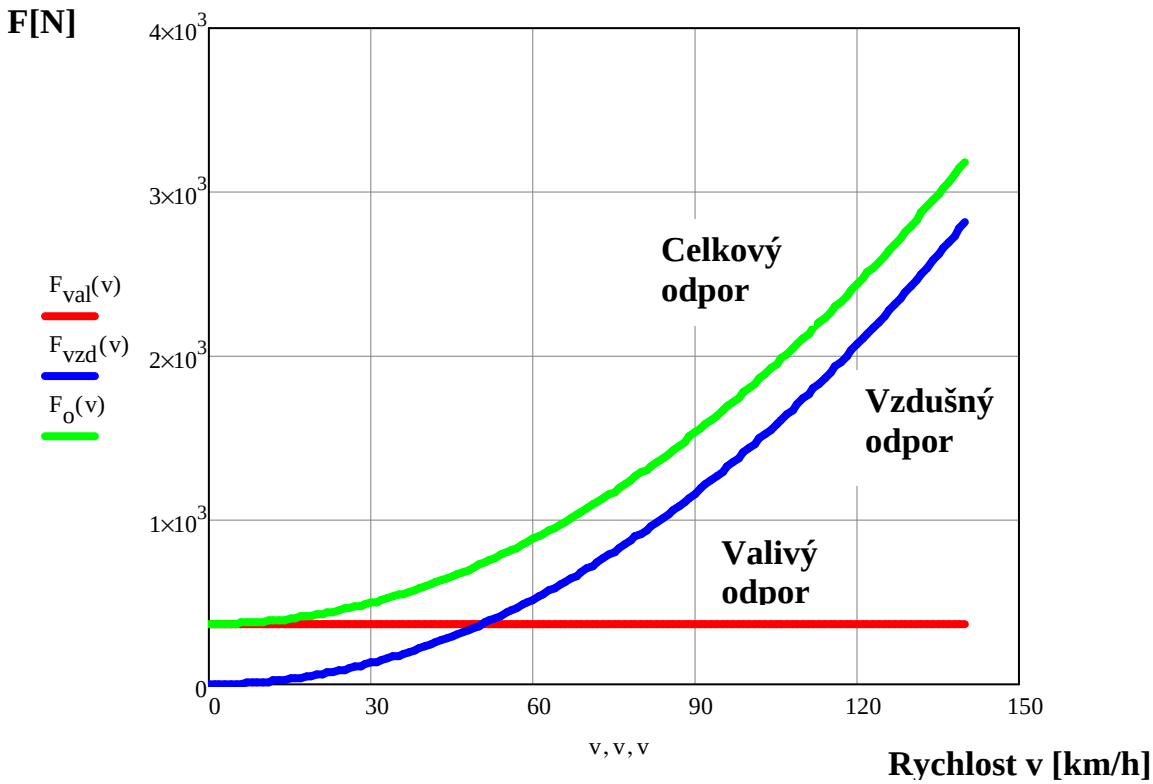
Odpor valení

$$F_{val}(v) = G \cdot \mu_v = m \cdot g \cdot \mu_v \tag{3}$$

Odpor vzdušný

$$F_{vzd}(v) = \left[\frac{1}{2} S_a \cdot \left(\frac{v}{3{,}6} \right)^2 \cdot \rho_{vz} \cdot \mu_a \right] \tag{4}$$

Výsledný odpor: $\rightarrow F_O(v) = F_{val}(v) + F_{vzd}(v)$ (5)



Obr.19 Odporová charakteristika elektrododávky Citroen Jumper s elektromotorem EVC

7.1.1.2 Výpočet hnací síly elektrododávky současného provedení [14]

Hnací síly motoru jsou vypočítány z vnější rychlostní charakteristiky momentu motoru, tzn., že jsou to průběhy maximálních hnacích sil („plný plyn“) pro jednotlivé rychlostní stupně. [12]

Zadané hodnoty:

- účinnost hřídele uložené ve dvou kuličkových ložiscích $\eta_L = 0{,}96$

- účinnost ozubeného převodu $\eta_P = 0{,}96$

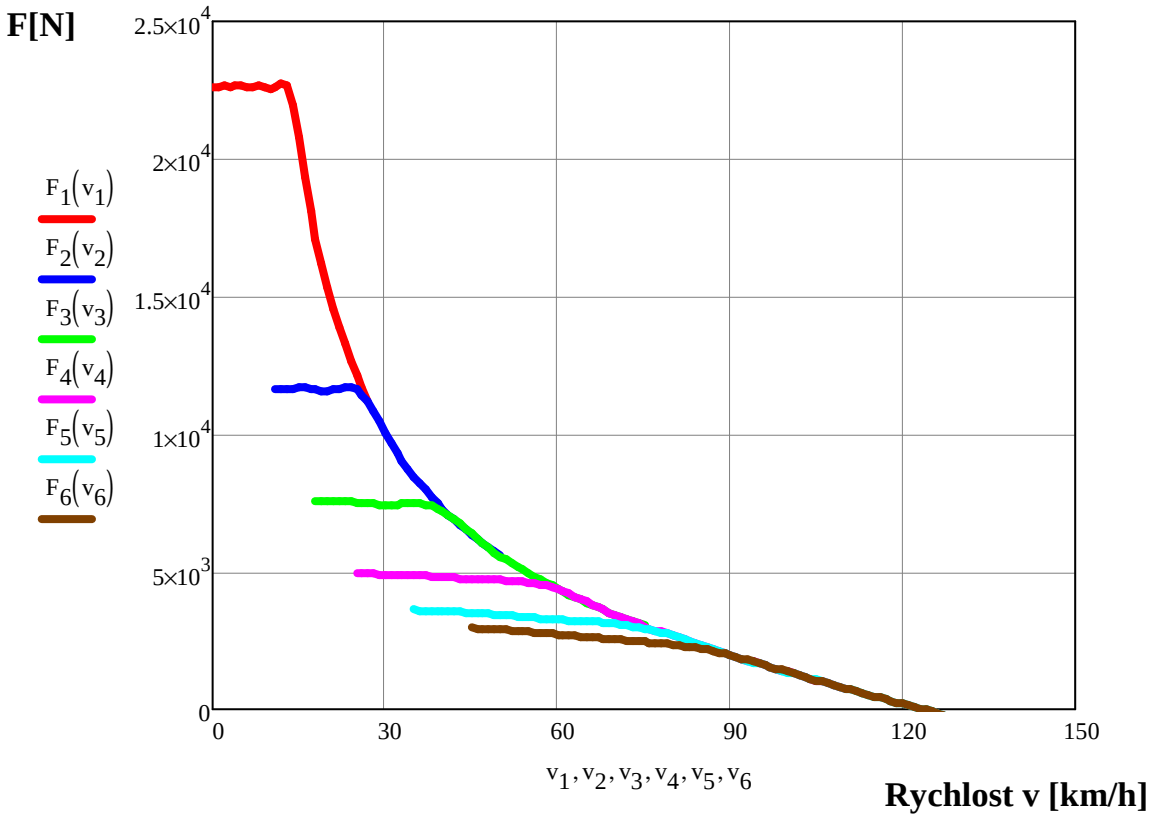
Potom výpočet celkové účinnosti je: $\eta_C = \eta_L \cdot \eta_P = 0{,}96 \cdot 0{,}96 = 0{,}9216$ (6)

Při výpočtu se vycházelo ze základního vzorce pro výpočet hnací síly z momentové charakteristiky motoru $F_K = \frac{M_K}{r}$ [12], kde K je stupeň zařazené rychlosti. Pak $F_{tK}(v_K) = \frac{M_{mK}(v_K) \cdot p_{pK} \cdot P_d \cdot \eta_C}{r}$ (7) , přičemž $M_{mK}(v_K)$ je kroutící moment motoru v závislosti na rychlosti, p_{pK} je převod právě zařazený v převodovce, P_d je převod diferenciálu a η_C je celková mechanická účinnost soustavy.

Pomocí tohoto vzorce jsou následně vypočítány všechny jednotlivé stupně převodovky v závislosti na $F_{tK} = f(v_K)$ (8). Po tomto kroku musí nastat odečtení odporových sil vznikající při jízdě automobilem od hnací síly motoru. Výpočet je proveden dle následujícího vzorce.

Výpočet celkové hnací síly:

$$F_K(v_K) = F_{tK}(v_K) - F_O(v_K) \qquad (9)$$



Obr.20 Rychlostní charakteristika sil elektromotoru EVC

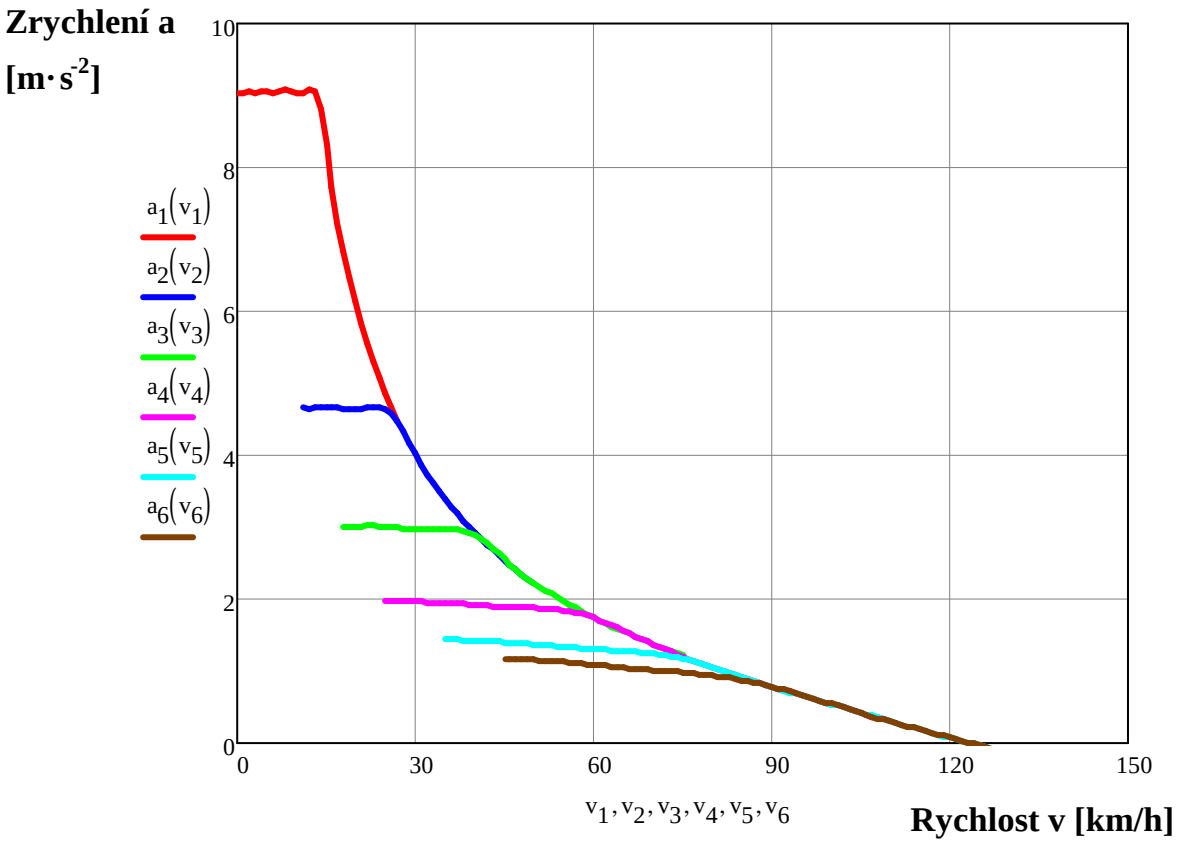
7.1.1.3 Výpočet zrychlení elektrododávky současného provedení [14]

Při výpočtu je vycházeno ze základního vzorce pro výpočet síly $F = m \cdot a$ [18]. Tažná síla F, která se nám mění v závislosti na rychlosti vozu je vypočtena v minulém bodu. Hmotnost automobilu je zadána a činí 2500 kg. Proto je využit tento vzorec k výpočtu zrychlení pro jednotlivé převodové stupně manuální převodovky.

Zrychlení automobilu:

$$F = m \cdot a \Rightarrow a_K(\mathrm{v_K}) = \frac{\mathrm{F_K}(\mathrm{v_K})}{\mathrm{m}}$$ (10) , kde K je stupeň zařazené rychlosti

Výsledné hodnoty zrychlení pro jednotlivé převodové stupně manuální převodovky byly následně zaneseny do grafu rychlostní charakteristiky zrychlení. Tvar jednotlivých křivek v tomto grafu odpovídá grafu rychlostní charakteristiky sil motoru, jelikož síla je podělena pouze hmotností vozidla m, která se v závislosti na rychlosti nemění a je tedy konstantní. Tento výpočet zrychlení je pouze uvažován při jízdě vozidla po rovině.



Obr.21 Rychlostní charakteristika zrychlení elektrododávky s elektromotorem EVC

7.1.1.4 Výpočet zrychlení elektrododávky do kopce

U tohoto typu motoru a převodovky bylo také potřeba zjistit, zda tento elektropohon bude mít dostatečnou sílu (zrychlení) pro to, aby se elektrododávka rozjela při svém maximálním zatížení 3500 kg do kopce, jehož stoupání činí 12% a to z počáteční nulové rychlosti. Proto byl proveden výpočet odporové síly při stoupání vozidla.

Zadané Hodnoty:

- Stoupání vozovky	s_a	= 0,12
- max. hmotnost vozidla	m_b	= 3500 kg
- tíhové zrychlení	g	= 9,81 m/s^2

Odporová síla při stoupání:

$$F_s(\mathrm{v_K}) = m_b \cdot g \cdot s_a \qquad (11)$$

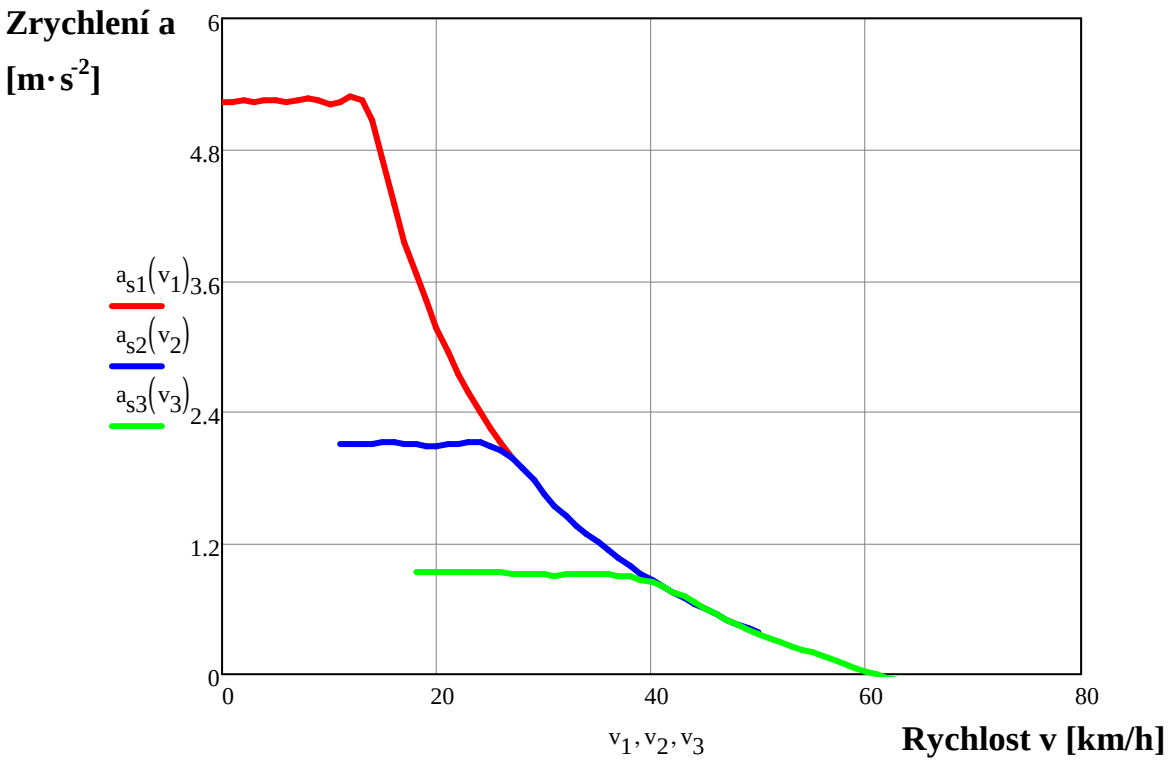
Výpočet celkové odporové síly při stoupání:

$F_{CK}(\mathrm{v_K}) = F_K(v_K) - F_S(v_K)$ (12) , kde K představuje stupeň zařazené rychlosti

Zrychlení vozidla:

$$F = m \cdot a \Rightarrow a_{sK}(\mathrm{v_K}) = \frac{\mathrm{F_{CK}(v_K)}}{\mathrm{m_b}} \qquad (13)$$

Po tomto výpočtu je následně proveden výpočet celkové hnací síly a to odečtením odporové síly při stoupání od celkové tažné síly při jízdě po rovině, která byla vypočtena v bodu 7.1.1.2. Z přiloženého grafu je patrné, že elektrododávka s tímto elektropohonem je schopna se snadno rozjet i při stoupání 12%, jelikož zrychlení této elektrododávky se pohybuje kolem 5 m/s^2. Tento výsledek odpovídá rovněž skutečnosti, jelikož vozidlo bylo testováno při zvoleném stoupání 12% a tato zkouška dopadla úspěšně.



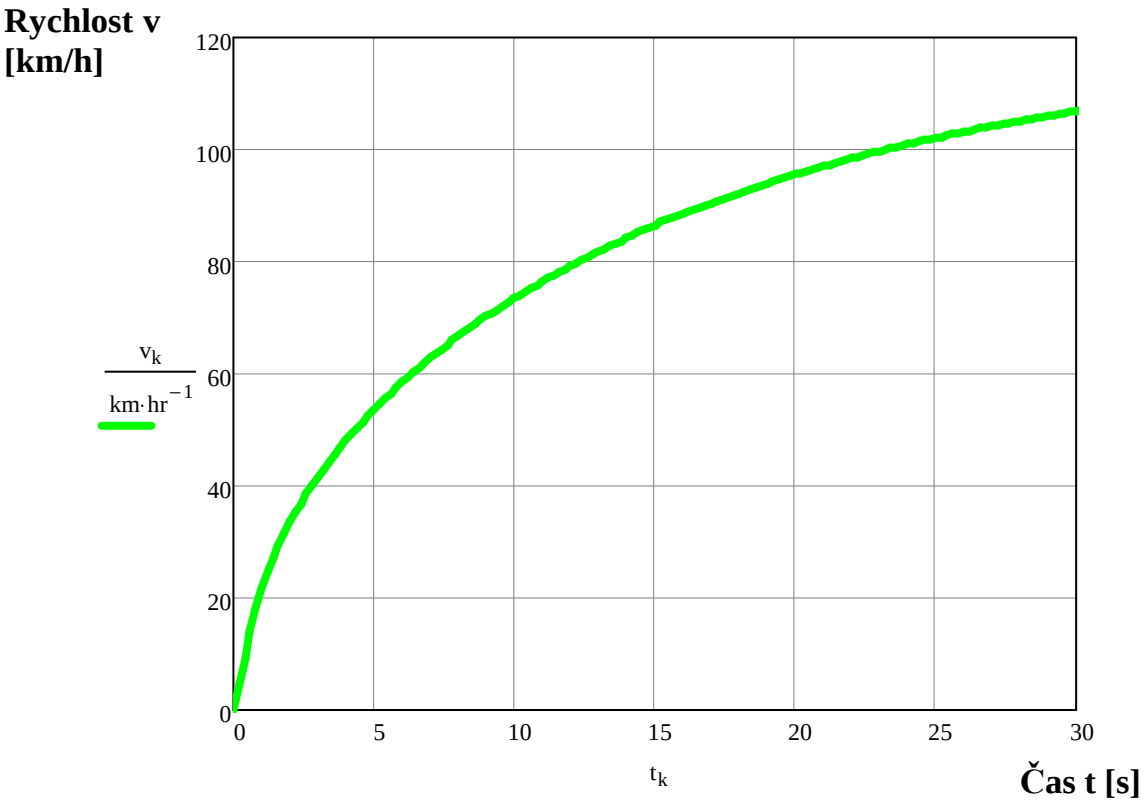
Obr.22 Rychlostní charakteristika zrychlení elektrododávky s elektromotorem EVC do kopce

7.1.1.5 Časový průběh rychlosti současné elektrododávky 0 – 100 km/h [14]

Na obr. 23 je vynesen časový průběh rychlosti vozidla při rozjezdu. Z grafu je patrné, že křivka plynule stoupá, jelikož při výpočtu byl zanedbán vliv poklesu rychlosti jízdy Δv při řazení jednotlivých převodových stupňů. Zahrnutí prodlevy by bylo softwarově náročné a pro náš účel vývoje respektive návrhu zcela postačuje výpočet bez zahrnutí prodlevy. Pokud by byl uvažován vliv poklesu rychlosti jízdy Δv ,bylo by v grafu vidět určitý pokles u každého převodového stupně, protože během vypnutí spojky dojde k přerušení tažné síly.

Z grafu je také patrné, že zrychlení elektrododávky v současném provedení z 0 – 100 km/h a při maximální možné přípustné hmotnosti 3500 kg se pohybuje kolem 22 až 23

sekund. Tato hodnota odpovídá rovněž i skutečnosti, jelikož zákazník, pro kterého byla elektrododávka vyvinuta se rozhodl na vlastní náklady provést tuto zkoušku. Z výsledků dosažených při zkoušce bylo zcela patrné, že zrychlení elektododávky 0 -100 km/h je stejné nebo velice podobné dosaženým výpočtům, které jsou provedeny v programu MathCad a který zobrazuje následující graf časového průběhu rychlosti elektrododávky současného provedení.



Obr.23 Časový průběh rychlosti automobilu při rozjezdu s elektromotorem EVC 0 - 100 km/h

7.2 NÁVRH NOVÉ KONCEPCE ŘEŠENÍ ELEKTROPOHONU

Při návrhu nové koncepce řešení elektropohonu bylo nutné především uspokojit přání a požadavky zákazníka, pro kterého je vozidlo přestavováno. Zákazník požaduje vytvoření elektrododávky, která bude poháněna elektromotorem s pevnou převodovkou tzn. s konstantním převodovým stupněm. Vzniklý elektropohon by měl vykazovat lepší technicko-ekonomické vlastnosti než současné provedení elektropohonu a to zejména jeho hmotností a účinností s cílem zvýšení dojezdu elektrododávky při nezměněném počtu trakčních baterií umístěných v elektrododávce. Po výběru vhodného elektropohonu bude následovat namodelování a vytvoření držáků elektropohonu na stávající zavěšení v karoserii vozidla.

7.2.1 Volba elektromotoru

Jak je uvedeno již v zadání, jedná se tu o volbu vhodného elektromotoru. Zvoleným elektromotorem je synchronní motor. Důvodem volby synchronního motoru je to, že tento typ elektromotoru disponuje kroutícím momentem, který je konstantní při mnohem vyšších otáčkách než je tomu u asynchronního motoru EVC a tedy při požadavku elektropohonu s jedním převodovým stupněm je lepší volbou synchronní motor, kde můžeme využít větší rozsah otáček. Z tohoto důvodu byl zvolen synchronní motor. Je otázkou, zda by asynchronní motor EVC byl schopen ve spojení s jednostupňovou převodovkou dosáhnout požadované rychlosti, která činí 130 km/h podle požadavků zákazníka. Proto i na tuto otázku bude brán zřetel a bude sepsána v některé z dalších kapitol.

Navrhovaný elektromotor

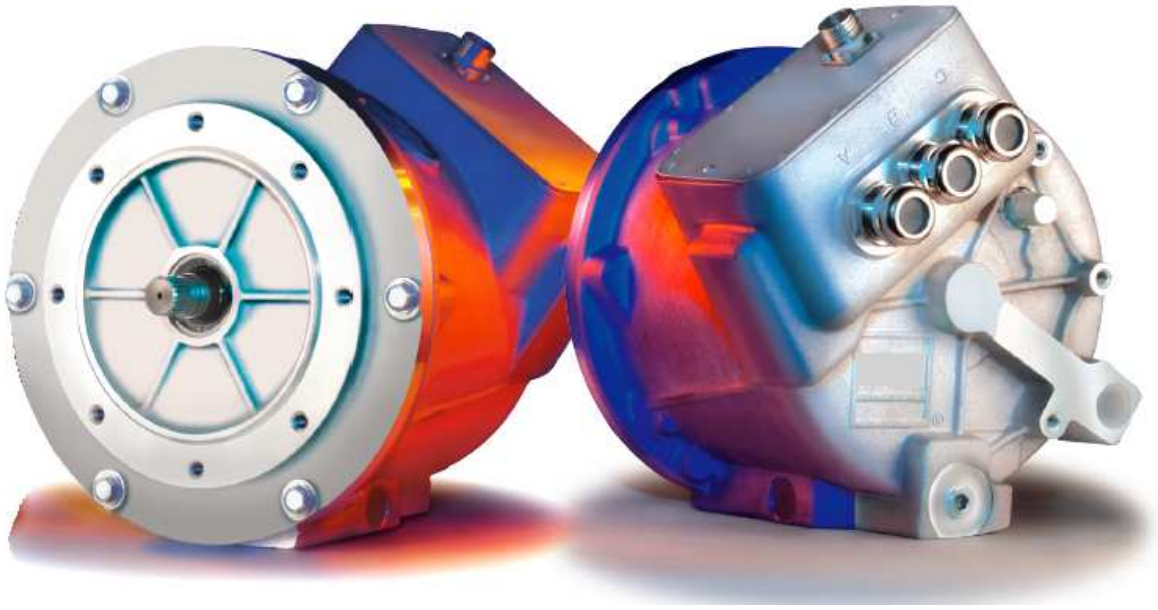
Jedná se o vysokootáčkový motor (synchronní), kde vinutí je přímo chlazené olejem a proto dosahuje takových výborných vlastností jako je velký výkon a to při nízké hmotnosti a malých rozměrech. Tento motor disponuje maximálním výkonem 162 kW a to od 5000 ot./ min až po 10000 ot./ min a maximálním kroutícím momentem 310 Nm při 0 – 5000 ot./ min. Doba, kdy může být tento synchronní motor maximálně zatížen se pohybuje okolo 1 minuty. Motor je vhodný pro použití jak k pohonu osobních vozidel, tak i jako pohon nákladních a užitkových vozidel. Hmotnost synchronního motoru je 37 kg. To znamená, že bylo ušetřeno více jak 100 kg hmotnosti, než je tomu u současného provedení elektrododávky a to zatím pouze na motoru.

Pokud bychom chtěli použít asynchronní motor pro převodovku s jedním převodovým stupněm, tak by to znamenalo, že tento asynchronní motor by musel disponovat velkým kroutícím momentem, který by dokázal udělit vozidlu dostatečnou sílu pro to, aby vozidlo bylo schopno jet požadovanou rychlostí okolo 130 km/h, oproti tomu než je to u synchronnímu motoru. To by také znamenalo, že asynchronní motor by disponoval velkými rozměry (možná nemožnost ustavení na stávající zavěšení v karoserii vozidla) a také hmotností (nadměrné zatížení přední nápravy). Jak už bylo zmíněno bude pro kontrolu proveden výpočet i pro asynchronní motor EVC s jednostupňovou převodovkou.

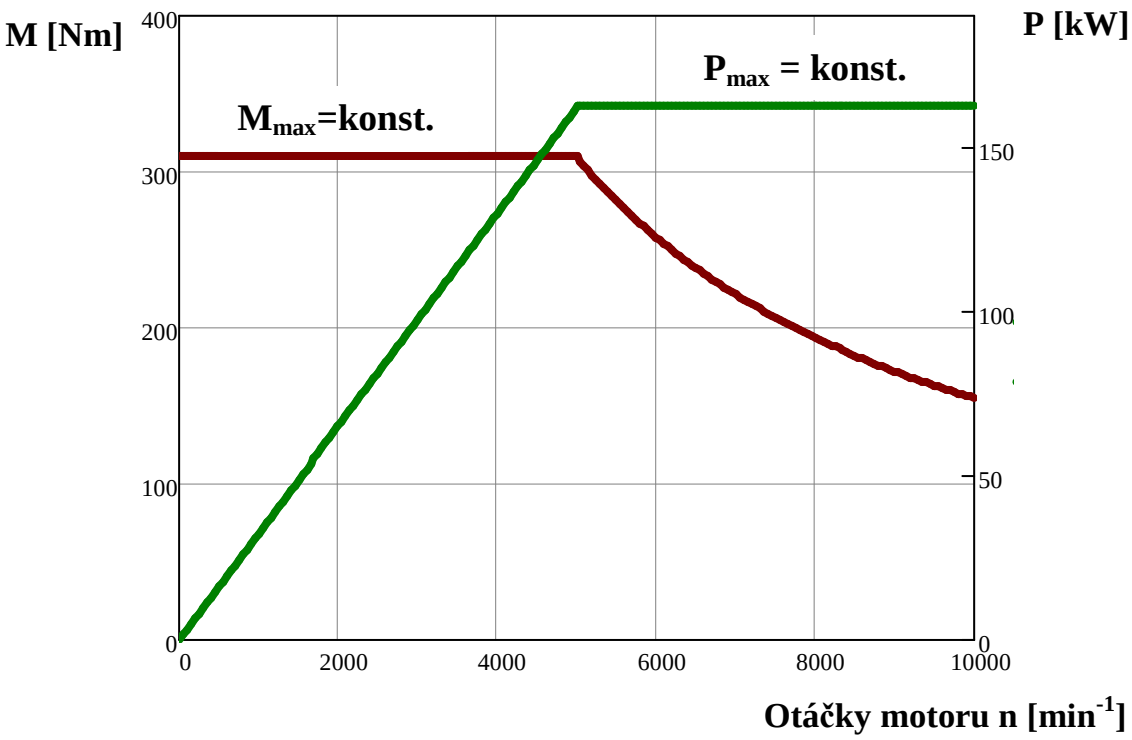
Technické parametry:

- Max / nominální výkon 162 / 120 kW
- Max / nominální moment 310 / 208 Nm
- Max / nominální otáčky 10000 / 5000 min-1
- Nominální trakční napětí 650 V DC
- Hmotnost 37 kg

- Vnitřní olejové chlazení
- Doba maximálního zatížení motoru – 60 sekund



Obr.24 Olejem chlazený synchronní motor [7]



Obr.25 Momentová a výkonová charakteristika synchronní motoru

7.2.2 Volba převodovky

Při volbě převodovky bylo potřeba se řídit zadáním zákazníka a to, že se má jednat o převodovku s pevným převodem tzn. s konstantním převodovým stupněm. Z tohoto důvodu začalo hledání převodovky, která by byla vhodná pro tento koncept.

Jelikož výrobce námi zvoleného synchronního motoru spolupracuje s americkou firmou, která se zabývá výrobou převodovek, byla přímo pro tento motor vyvinuta jednostupňová převodovka, která je zobrazena na obr. 26. Tato převodovka je určená pro pohon vozidel s hybridním nebo čistě elektrickým pohonem ať už se jedná o osobní automobily nebo menší i větší nákladní automobily. Jednou z jejich výhod je, že disponuje velmi vysokou účinností a to až 97 %. Hodnota maximálního vstupního momentu, kterou je schopna převodovka přenést od motoru je 312 Nm.

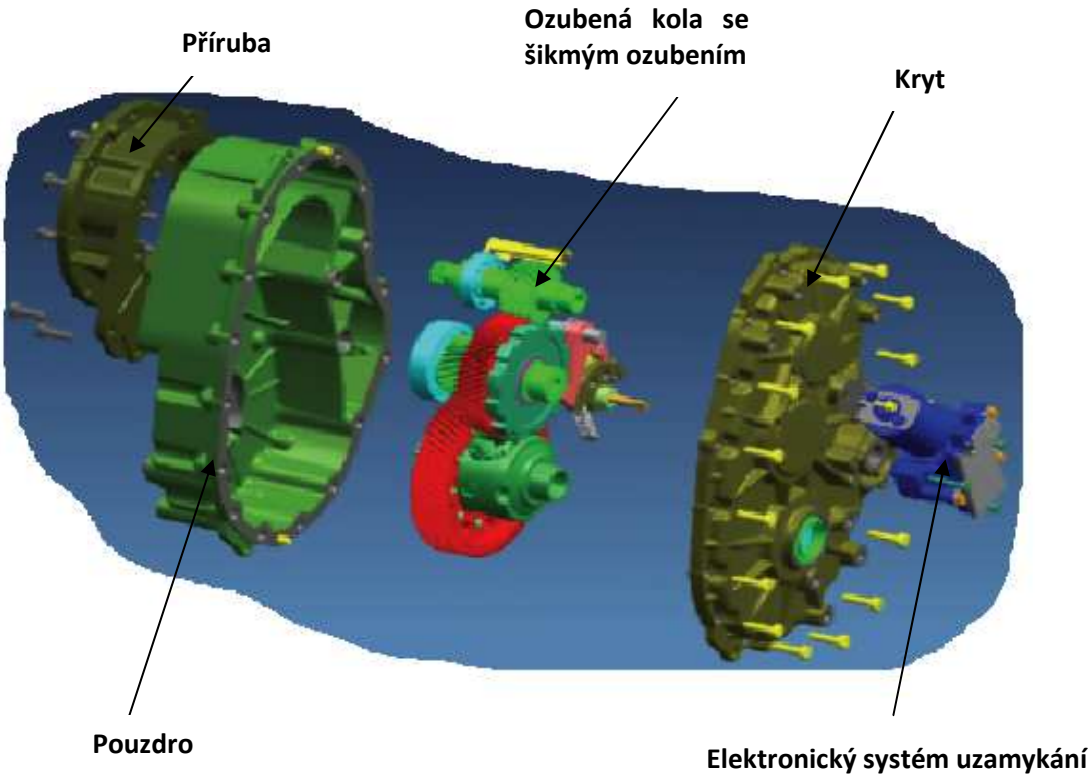
Obr.26 Jednostupňová převodovka [7]

Další z jejich výhod je možnost využití široké škály převodových poměrů tzn., že převodovka může být zkonstruována a nastavena na daný typ převodového poměru, který bude nejlépe vyhovovat požadavkům firmy a zákazníka. Jednotlivé převodové poměry, které se mohou vyskytovat u této převodovky jsou převody **6,54; 7,17; 8,00; 8,28; 8,76; 9,07**. Umožňuje také vysoký přenos kroutícího momentu.

Technické parametry:

Hmotnost	30 kg
Rychlosti	Jednostupňová
Převodové poměry	6,54; 7,17; 8,00; 8,28; 8,76; 9,07
Účinnost	97%
Vstupní moment jmenovitý	konstantní 200 Nm
Vstupní moment maximální	312 Nm
Maximální vstupní otáčky	14 000 ot / min
Osová vzdálenost	210 mm
Mazání	Rozstřik oleje
El. rozhrání stroje	Adaptabilní příruba

Hmotnost této jednostupňové převodovky je 30kg tzn., že bylo opět ušetřeno na hmotnosti 40kg. Dalšími jejími přednostmi jsou malé rozměry oproti původní manuální šestistupňové převodovce a dále pak i nízká hlučnost za chodu. Jednostupňová převodovka se skládá z příruby, pouzdra, ozubených kol se šikmým ozubením, krytu převodovky a také z elektronického systému uzamykání (parkovací brzda) jak je vidět na přiloženém obr. 27. I když se jedná o jednostupňovou převodovku, může být použita i ve spojení např. s elektromotorem EVC, ale muselo by tu dojít k zaškrcení neboli ke snížení kroutícího momentu z 450 Nm na hodnotu 308 Nm, jinak by došlo k roztržení převodovky. Jak už bylo zmíněno hodnota maximálního vstupního momentu, kterou je schopna převodovka přenést od motoru je 312 Nm.



Obr.27 Popis jednostupňové převodovky [7]

7.2.1 Výpočet dynamiky synchronního motoru

7.2.3.1 Výpočet odporových sil elektrododávky [14]

Tento bod je opět věnován výpočtu odporových sil, které působí na vozidlo během jízdy, stejně jak to bylo provedeno v bodě 7.1.1.1. Výpočet je proveden zatím pouze pro valivý a vzdušný odpor, jelikož je uvažována jízda po rovině. Další důležitý odpor např. odpor při stoupání aby bylo zjištěno, zda se vozidlo rozjede s daným typem elektropohonu bude provedena až v některém dalším bodu této práce. Výsledných křivek, kterých bylo docíleno, jsou znázorněny v grafu (obr. 28) a jsou vizuálně hodně podobné s grafem, který je znázorněn v bodu 7.1.1.1. Rozdíl je tu jen v tom, že výpočet je proveden pro jiný typ hmotnosti vozidla, jelikož po základním návrhu nového řešení jednotlivých částí vozidla

jako např. motor, převodovka, trakční měnič atd. klesla hmotnost vozidla přibližně o 150 kg. Ostatní parametry zůstávají stejné.

Zadané Hodnoty:

- Pohotovostní hmotnost vozidla s řidičem m_{sy} = 2350 kg
- Součinitel odporu valení μ_v = 0,015
- Součinitel aerodynamického odporu μ_a = 0,6
- Tíhové zrychlení g = 9,81 m/s^2
- Čelní průřez automobilu S_a = 5,174 m^2
- Hustota vzduchu ρ_{vz} = 1,2 kg/m^3
- Vymezení rychlosti v = 0,1..140 km/h

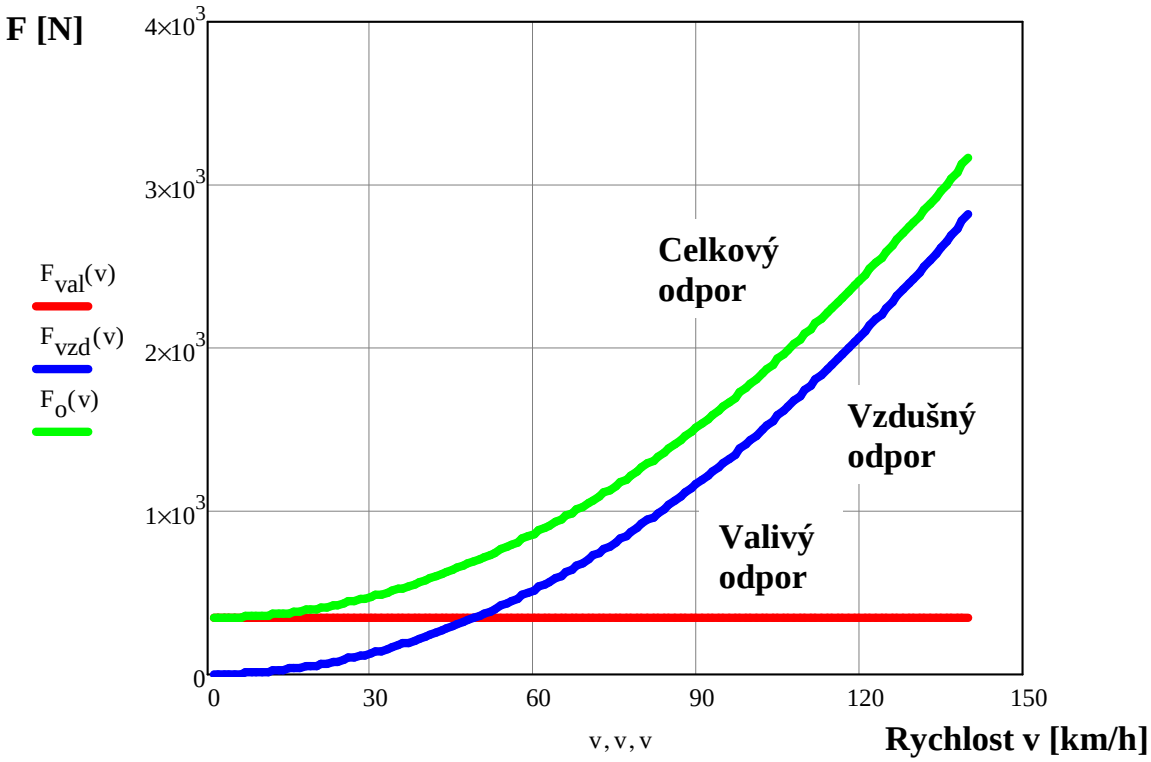
Odpor valení

$$F_{val}(v) = G \cdot \mu_v = m_{sy} \cdot g \cdot \mu_v \tag{14}$$

Odpor vzdušný

$$F_{vzd}(v) = \left[\frac{1}{2} S_a \cdot \left(\frac{v}{3{,}6} \right)^2 \cdot \rho_{vz} \cdot \mu_a \right] \tag{15}$$

Výsledný odpor: $\rightarrow$ $F_O(v) = F_{val}(v) + F_{vzd}(v)$ (16)



Obr.28 Odporová charakteristika elektrododávky Citroen Jumper se synchronním motorem

7.2.3.2 Výpočet hnací síly elektrododávky navrhovaného řešení [14]

Definice je zde opět stejná. Hnací síly motoru jsou vypočítány z vnější rychlostní charakteristiky momentu motoru, tzn., že jsou to průběhy maximálních hnacích sil („plný plyn“) pro jednotlivé rychlostní stupně. [12]

Celková účinnost : $\eta_{CN} = \eta_L \cdot \eta_{JP} = 0{,}97 \cdot 0{,}96 = 0{,}9312$ (17)

Výpočet hnací síly je proveden opět stejným způsobem, jako tomu bylo v kapitole 7.1.1.2. Bylo vycházeno ze základního vzorce pro výpočet hnací síly z momentové charakteristiky motoru.

Základní vzorec pro výpočet hnací síly z momentové charakteristiky motoru:

$$F = \frac{M}{r} \quad [12] \tag{18}$$

Upravený vzorec pro výpočet hnací síly z momentové charakteristiky motoru:

$$F_{tK}(v) = \frac{M_m(v) \cdot p_{psK} \cdot \eta_{CN}}{r} \tag{19}$$

Pomocí tohoto vzniklého vzorce pro výpočet hnací síly z momentové charakteristiky motoru v závislosti na rychlosti $M_m(v)$ je pak následně počítána tažná síla pro zvolené dva typy převodových poměrů, které musí být porovnány, aby mohl být zvolen nejvhodnější převod pro elektrododávku. Všechny tyto výpočty jsou prováděny v závislosti na $F = f(v)$. Opět po tomto kroku musí být od hnací síly motoru odečteny odporové síly, které vznikají při jízdě vozidlem, a které jsou zatím uvažovány pouze pro jízdu po rovině. Parametr K zde představuje zvolený možný typ převodového poměru v jednostupňové převodovce.

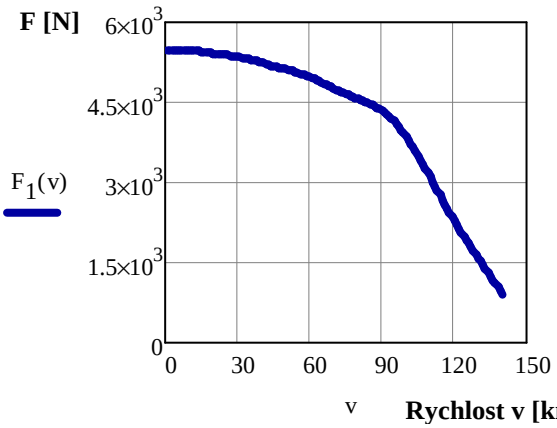
Výpočet celkové hnací síly:

$$F_K(\mathrm{v}) = F_{tK}(v) - F_O(v) \tag{20}$$

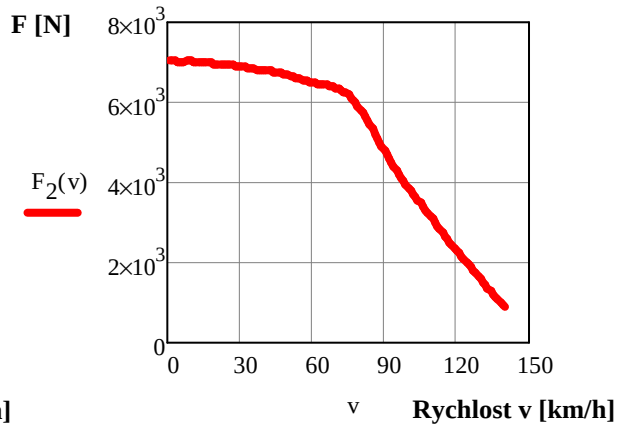
Zvolené typy převodových poměrů

$p_{ps1} = 6{,}54$

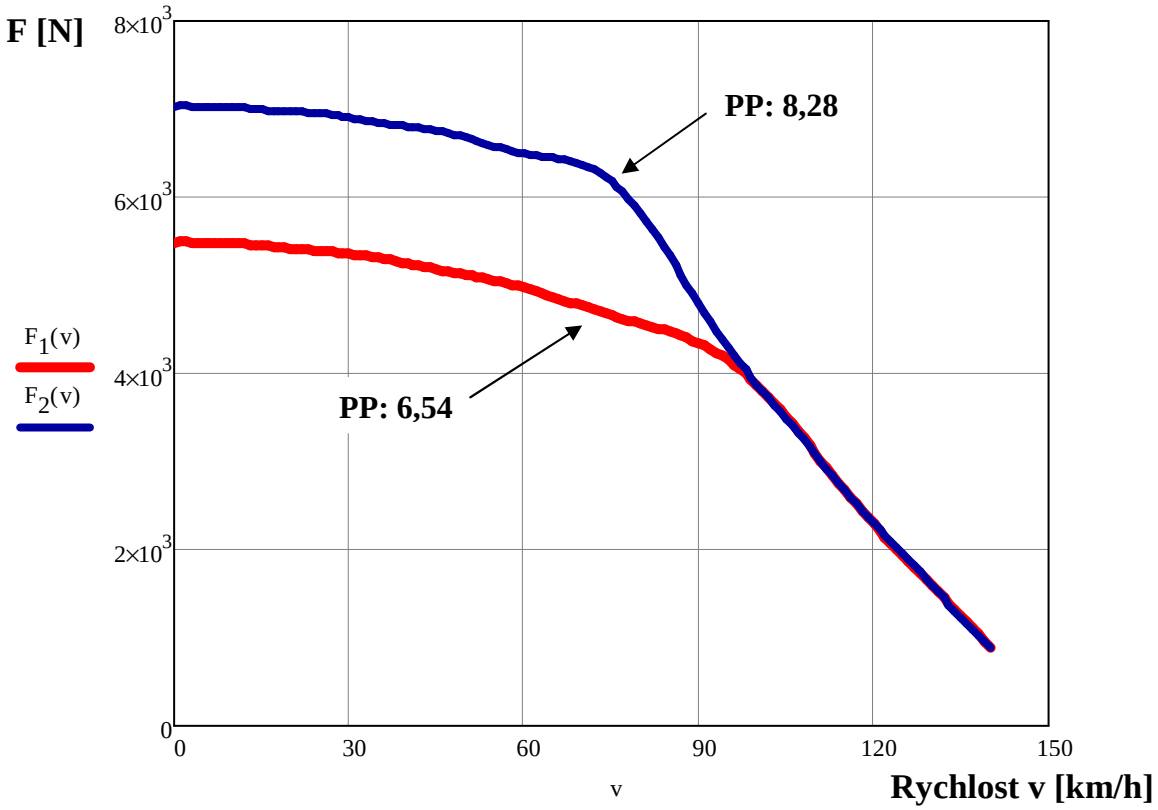
$p_{ps2} = 8{,}28$



Obr.29 Rychlostní char. PP: 6,54



Obr. 30 Rychlostní char. PP: 8,28



Obr.31 Rychlostní charakteristika sil synchronního motoru

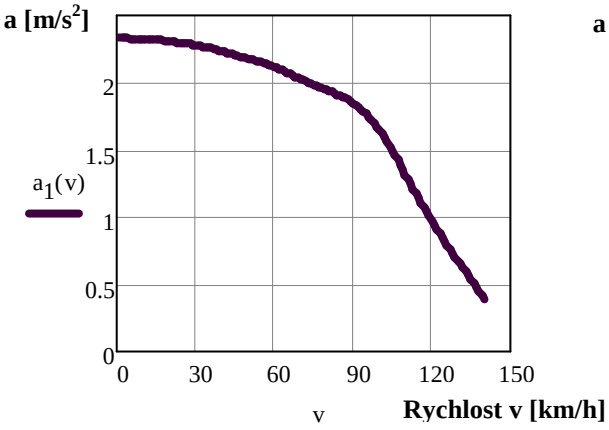
Jak je vidět z grafu na obr. 31 větší tažné síly dosahuje synchronní motor s převodovkou s vyšším převodovým poměrem, což je i logické, jelikož se jedná o větší násobek hodnoty, která má velký vliv na velikost tažné síly. Ostatní hodnoty, které byly dosazeny do vzorečku pro výpočet tažné síly jsou stejné tzn., že se nemění kromě kroutícího momentu, který se mění v závislosti na rychlosti. Vozidlo se synchronním motorem a s převodovkou, která má převodový poměr 8,28 disponuje přibližně o 1500 N vyšší tažnou silou než vozidlo s tím samým motorem a převodovkou s převodovým poměrem 6,54. Naopak výhodou převodovky s převodovým poměrem 6,54 je to, že zde mohu déle využívat maximálního kroutícího momentu jak je patrné z grafu na obr. 31. Je ale otázkou zda elektropohon s tímto převodovým poměrem bude dostačující pro požadavky plynoucí od firmy a zákazníka a také zda splní podmínky plynoucí z dalších výpočtů jako například zrychlení z nulové počáteční rychlosti do kopce o stoupání 12% při maximálním zatížení vozidla 3500 kg.

7.2.3.3 Výpočet zrychlení elektrododávky navrhovaného řešení [14]

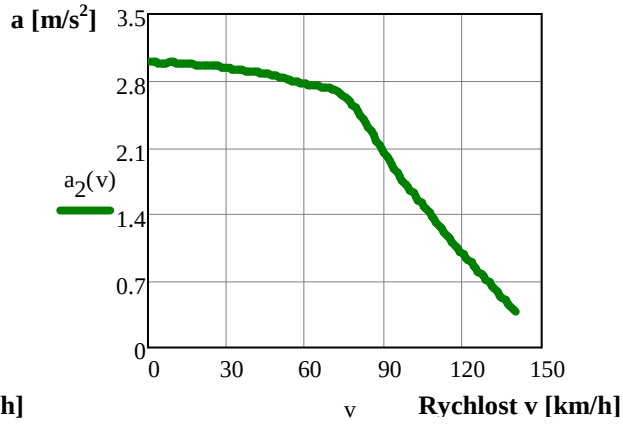
Tento bod je opět zaměřen na výpočet zrychlení elektrododávky pro obě možné varianty převodového poměru nastaveného v převodovce. Výpočet je proveden pomocí základního vzorce pro výpočet zrychlení $F = m \cdot a$ [18]. Tažná síla F, která je zapotřebí pro výpočet zrychlení vozidla byla vypočtena v předchozím bodu 7.2.3.2. Tažná síla F se mění v závislosti na rychlosti vozidla.

Zrychlení vozidla:

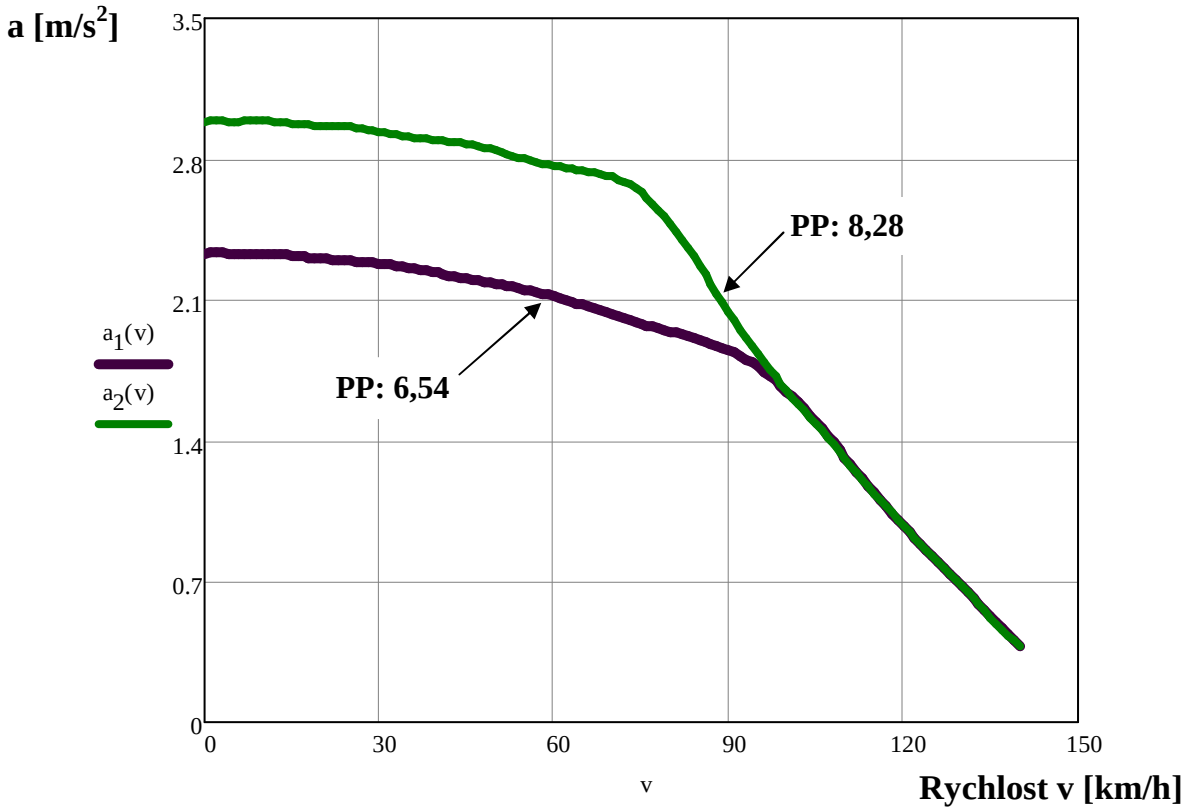
$$F = m \cdot a \Rightarrow a_K(\mathrm{v}) = \frac{\mathrm{F_K(v)}}{\mathrm{m_{sy}}} \tag{21}$$



Obr.32 Rychlostní char. zrychlení PP: 6,54



Obr.33 Rychlostní char. zrychlení PP: 8,28



Obr.34 Rychlostní charakteristika zrychlení synchronního motoru

Hodnoty zrychlení pro převodové poměry 6,54 a 8,28 získané výpočtem byly zaneseny do grafu rychlostní charakteristiky zrychlení, který je zobrazen na obr. 34. Výpočet je proveden pro uvažování jízdy vozidla po rovině. Tvar obou křivek má opět stejný průběh jako je tomu u rychlostní charakteristiky sil motoru z důvodu toho, že výsledná tažná síla pro daný převodový poměr je zde dělena hmotností vozidla m_{sy}, která se nemění. Motor s převodovkou s vyšším převodovým poměrem disponuje počátečním zrychlením 3 m/s^2 což je 0,7 m/s^2 vyšší než u motoru s převodovkou a poměrem 6,54. Zatím je tedy patrné, že synchronní motor s převodovkou s vyšším převodovým poměrem vyhovuje daným požadavkům lépe. Je otázkou, zda tomu bude i u dalších parametrů, které budou zjištěny.

7.2.3.4 Výpočet zrychlení elektrododávky do kopce navrhovaného řešení

Cílem tohoto bodu je zjistit zda navrhované dvě koncepce elektropohonu tzn. synchronní motor a jednostupňová převodovka s převodovým poměrem 6,54 nebo 8,28 jsou schopny vynaložit takovou sílu (zrychlení) k tomu, aby se vozidlo při maximálně možném zatížení 3500 kg rozjelo z nulové počáteční rychlosti do kopce, jehož stoupání činí 12%. Pro to aby bylo zjištěno, zda je vozidlo schopno se rozjet z nulové počáteční rychlosti do kopce o stoupání 12% bylo nutné provést výpočet odporové síly při stoupání.

Zadané Hodnoty:

- Stoupání vozovky s_a = 0,12
- max. hmotnost vozidla m_b = 3500 kg
- rozsah rychlosti při stoupání v_s = 0,1…80 km/h
- tíhové zrychlení g = 9,81 m/s^2

Odporová síla při stoupání:

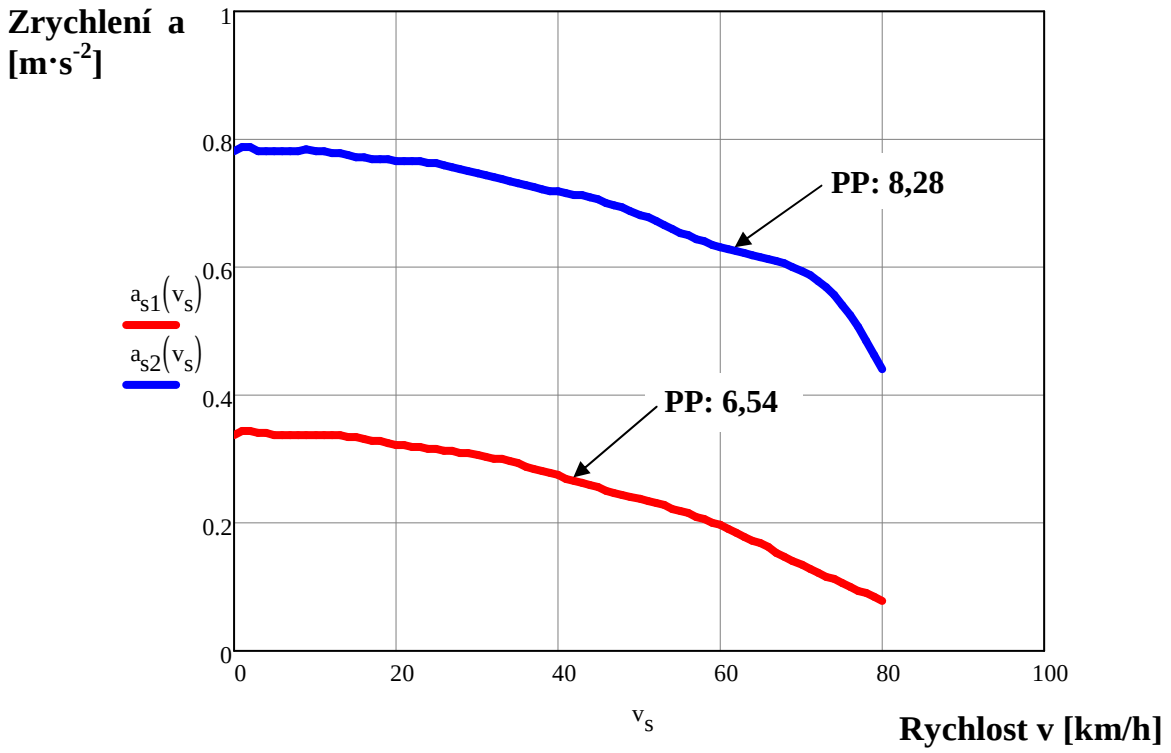
$$F_s(\mathrm{v_s}) = m_b \cdot g \cdot s_a \tag{22}$$

Výpočet celkové odporové síly při stoupání:

$F_{CK}(\mathrm{v_S}) = F_K(v_S) - F_S(v_S)$ (23), kde K představuje převodový poměr převodovky

Zrychlení vozidla:

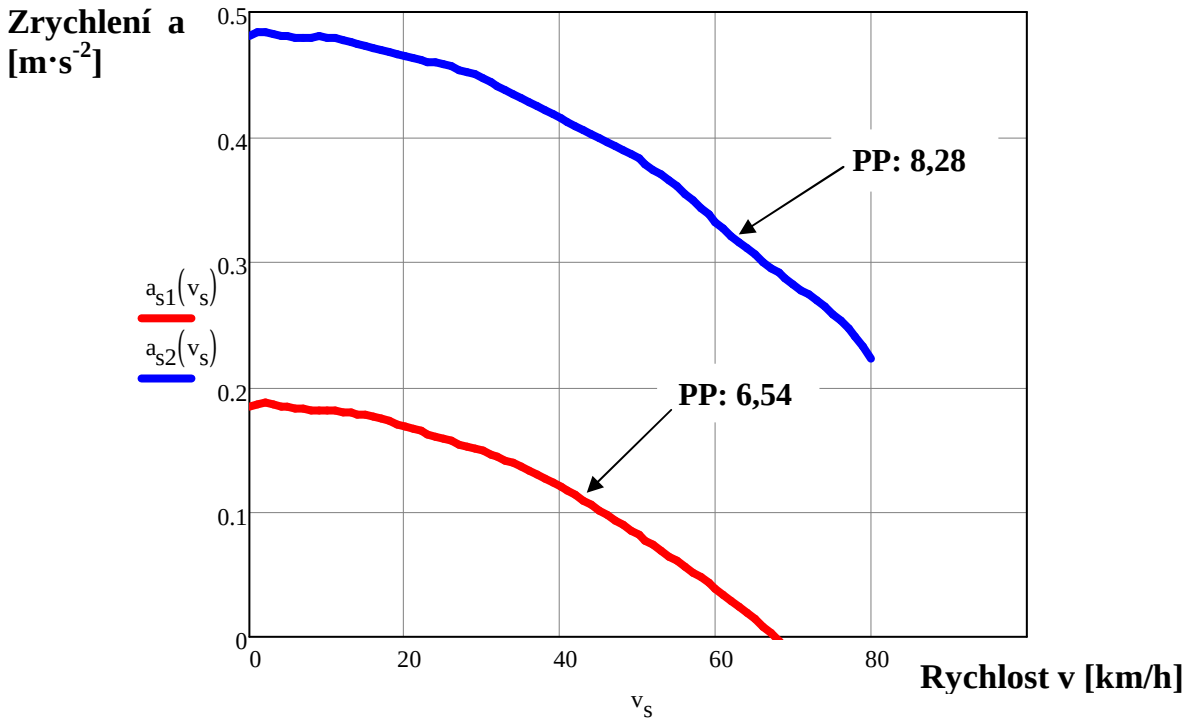
$$F = m \cdot a \Rightarrow a_{sK}(\mathrm{v_S}) = \frac{\mathrm{F_{CK}(v_S)}}{\mathrm{m_b}} \tag{24}$$



Obr.35 Rychlostní charakteristika zrychlení elektrododávky se synchronním motorem do kopce

Po provedení výpočtu odporové síly při stoupání byl proveden výpočet celkové tažné (hnací) síly odečtením všech odporových sil tzn. valivé, vzdušné a stoupání tak, aby bylo zjištěno, zda se vozidlo při maximálním zatížení dokáže rozjet z nulové rychlosti při 12% stoupání. Z grafu na obr. 35 je patrné, že elektrododávka s oběma typy elektropohonu tzn. synchronní motor + jednostupňová převodovka s převodovým poměrem 6,54 nebo 8,28 je schopna se rozjet do kopce, jehož stoupání činí 12%. Zrychlení při převodovém poměru 6,54 činí 0,34 m/s^2 a 0,78 m/s^2 u převodového poměru 8,28. Rozdíl obou zrychlení je tedy kolem 0,4 m/s^2.

To je ale jenom jeden z důležitých parametrů, který je zjištěn v tomto bodu. Další důležitým kritériem je to, zda vozidlo by bylo schopné se rozjet z nulové rychlosti do kopce o stoupání 12% při jmenovitém kroutícím momentu, jelikož synchronní motor je omezen tím, že maximálního kroutícího momentu může být využito pouze po dobu 60 sekund a pak musí dojít k snížení na nižší kroutící moment. Z tohoto důvodu je proveden výpočet i pro jmenovitý kroutící moment. Při výpočtu tohoto zrychlení bylo postupováno stejně jako při výpočtu zrychlení pro maximální kroutící moment.



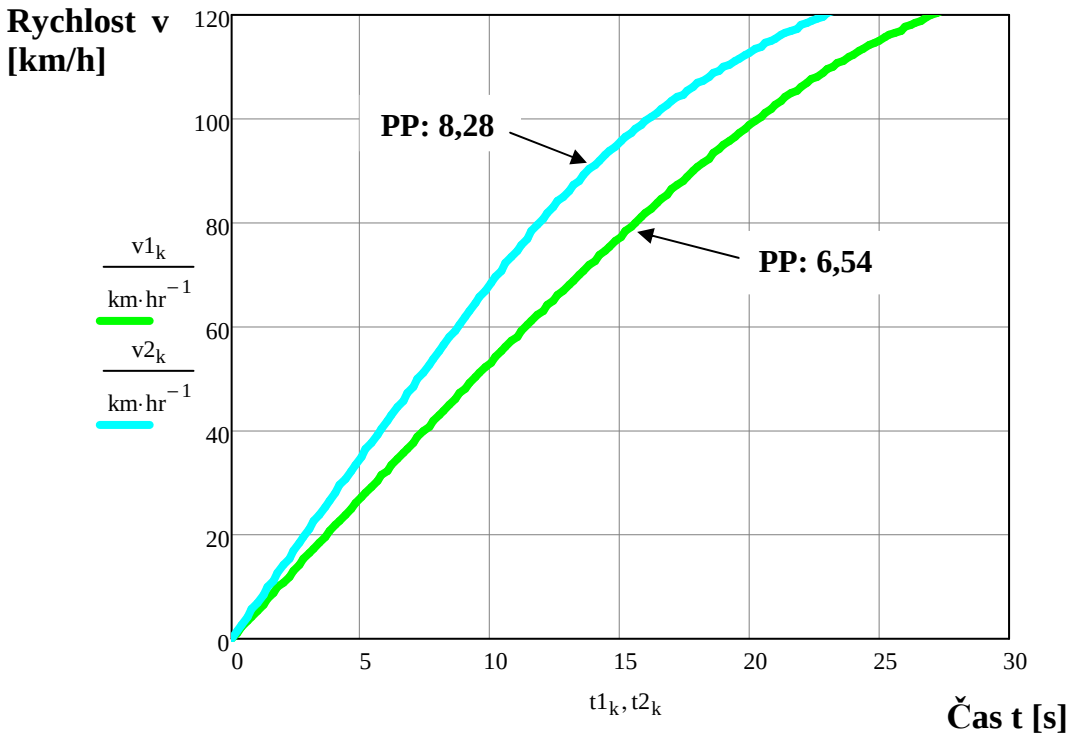
Obr.36 Rychlostní char. zrychlení elektrododávky se synchronním motorem do kopce – jm. moment

Při výpočtu bylo zjištěno, že při tomto zatížení vozidla a při použití jenom jmenovitého momentu motoru při rozjezdu do kopce o stoupání 12% se vozidlo, které disponuje motorem a převodovkou s nižším převodovým poměrem nerozjede a co se týče motoru a převodovky s vyšším převodovým poměrem bude počáteční zrychlení okolo 0,1 m/s^2. Proto jsem provedl další výpočet tentokráte pro stoupání 8%. Pro stoupání 8% jsem se rozhodl proto, jelikož při jízdě do kopce je uvažováno to, že při rozjezdu z nulové počáteční rychlosti bude využito maximálního kroutícího momentu a pak již nebude potřeba takového vysokého momentu, když vozidlo bude disponovat již určitou rychlostí. Výsledný graf pro tento výpočet je zobrazen na obr. 36. Z grafu je patrné, že elektropohon s nižším převodovým poměrem bude disponovat počátečním zrychlením okolo 0,2 m/s^2 a elektropohon s vyšším převodovým poměrem zrychlením přibližně o 0,3 m/s^2 vyšším což

znamená zrychlení okolo 0,5 m/s^2. Pokud bude vozidlo vybaveno elektropohonem s vyšším převodovým poměrem, nebude mít problém při rozjezdu do kopce o stoupání 12%.

7.2.3.5 Časový průběh rychlosti navrh. řešení elektrododávky 0 - 100 km/h [14]

V této kapitole bylo úkolem vyřešit časový průběh rychlosti vozidla od jeho rozjezdu až po rychlost 100 km/h. Výsledek je vynesen do grafu, který je zobrazen na obr. 37. Obě dvě křivky zde plynule stoupají, jelikož se zde jedná o jednostupňovou převodovku a proto nebylo nutné zde zanedbávat vliv poklesu rychlosti jízdy při přeřazení na další rychlostní stupeň. Výpočet je proveden při maximálně možném zatížení vozidla, které činí 3500 kg. Jak zobrazuje graf zrychlení z 0 - 100 km/h je vozidlo s elektropohonem o nižším převodovém poměru časově podobné elektrododávce současného provedení (asynchronní motor a původní šestistupňová převodovka), kde je rovněž zrychlení na hodnotě kolem 22 až 23 sekund. Při vyšším převodovém poměru 8,28 je hodnota zrychlení z 0 - 100 km/h kolem 16 až 17 sekundami.



Obr.37 Časový průběh rychlosti vozidla při rozjezdu se synchronním motorem 0 - 100 km/h

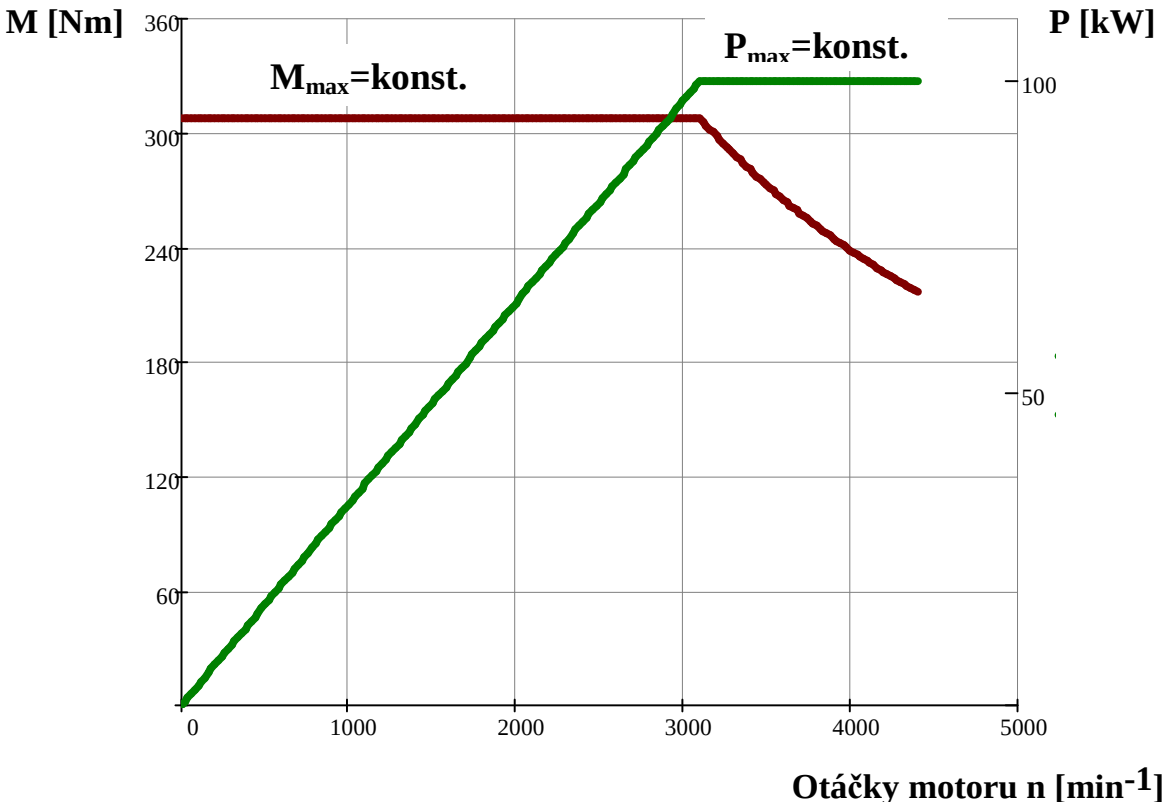
7.2.3.6 Vyvození zpětného pohybu elektrododávky

Jak již bylo zmíněno elektrododávka je vybavena trakčním měničem, jehož úkolem je regulace otáček synchronního motoru a rovněž také změna směru otáčení motoru pro vyvození zpětného pohybu elektrododávky. To ale není vše. Tento proces je odstartován pohybem řadící páky do polohy R neboli Reverse (zpáteční rychlost). Po vykonání tohoto pohybu řídící jednotka pohonu (vozidla) bere informaci s řadící páky, vyhodnocuje tuto informaci a dává pokyn trakčnímu měniči, který změní směr otáčení motoru. Pomocí trakčního měniče je rovněž omezena rychlost elektrododávky při zpětném pohybu. Na řadící páce jsou samozřejmě i ostatní režimy jako D (Drive) charakterizující volbu dopředného pohybu, dále N (Neutral) označují volbu neutrálu a také P (Park) označující mechanické zabezpečení vozidla proti pohybu, jelikož zvolená jednostupňová převodovka disponuje elektronickým systémem uzamykání.

Obr.38 Příklad řadicí páky pro jednostupňovou převodovku [15]

7.2.4 Posouzení možnosti využití elektromotoru EVC

Jak už bylo zmíněno v jednom z předcházejících bodů, je důležité položit si otázku, zda bylo zapotřebí zvolit nový elektromotor a neponechat současný elektromotor EVC. Jednou z nevýhod pokud by byl ponechán současný elektromotor EVC, který by byl spojen se zvolenou jednostupňovou převodovkou je to, že by bylo nutné omezit moment motoru ze 450 Nm na hodnotu 308 Nm, jelikož zvolená jednostupňová převodovka je zhotovena pro maximálně možný vstupní moment 312 Nm jinak by došlo k porušení (roztržení) převodovky. Toto omezení asynchronního motoru EVC by bylo provedeno pomocí trakčního měniče, jelikož moment elektromotoru je závislý na proudu, který do něj teče. Omezením proudu, který vstupuje do elektromotoru pomocí trakčního měniče dojde tedy ke snížení kroutícího momentu elektromotoru EVC. Při omezení momentu motoru však nedojde ke snížení jeho výkonu. Ten zůstává stejný jak je vidět z přiloženého grafu, který zobrazuje momentovou a výkonovou charakteristiku po omezení kroutícího momentu.

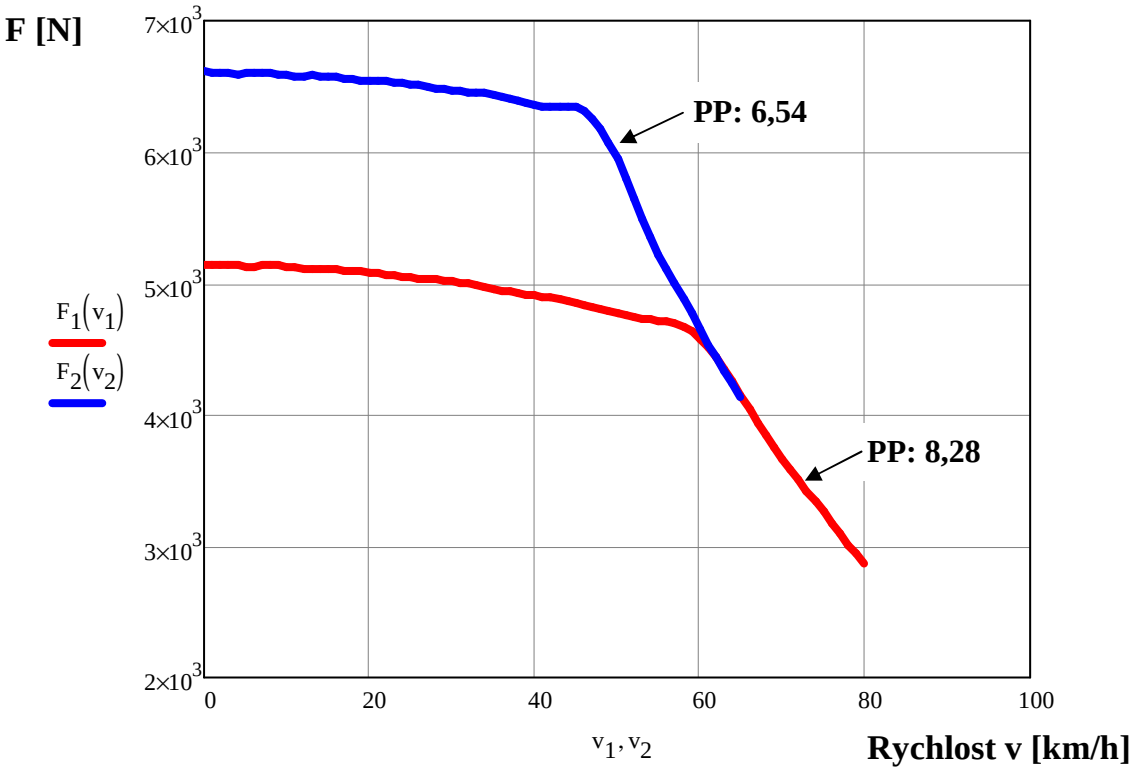


Obr.39 Momentová a výkonová charakteristika elektromotoru EVC po omezení momentu elektromotoru

Snížením kroutícího momentu dojde k prodloužení doby kdy jsme schopni využívat maximálního kroutícího momentu na úkor zkrácení doby využití maximálního výkonu.

7.2.4.1 Hnací síla elektrododávky s elektromotorem EVC a jednost. převod.

Postup výpočtu hnací síly je zcela obdobný jako v době 7.2.3.2. Po výpočtu hnací síly elektromotoru EVC s jednostupňovou převodovkou a odečtení odporových sil pro uvažování jízdy po rovině tedy opět dostáváme hnací sílu vozidla, kterou je vozidlo s tímto elektropohonem schopno dosáhnout. Výpočet je proveden pro porovnání pro oba převodové poměry 6,54 a 8,28, které byly zvoleny a porovnávány v předchozí kapitole se synchronním motorem. Hmotnost elektrododávky je rovněž vyšší. Pohotovostní hmotnost vozidla s řidičem vzrostla na hodnotu 2450 kg.

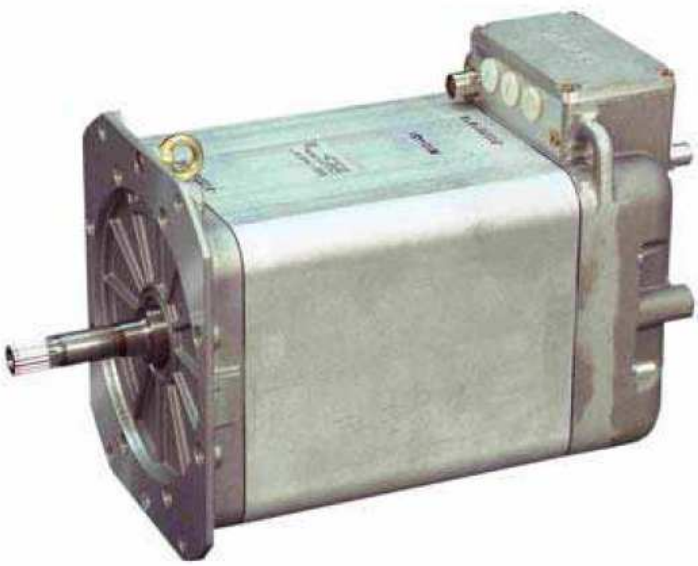


Obr.40 Rychlostní charakteristika sil elektromotoru EVC po omezení momentu elektromotoru

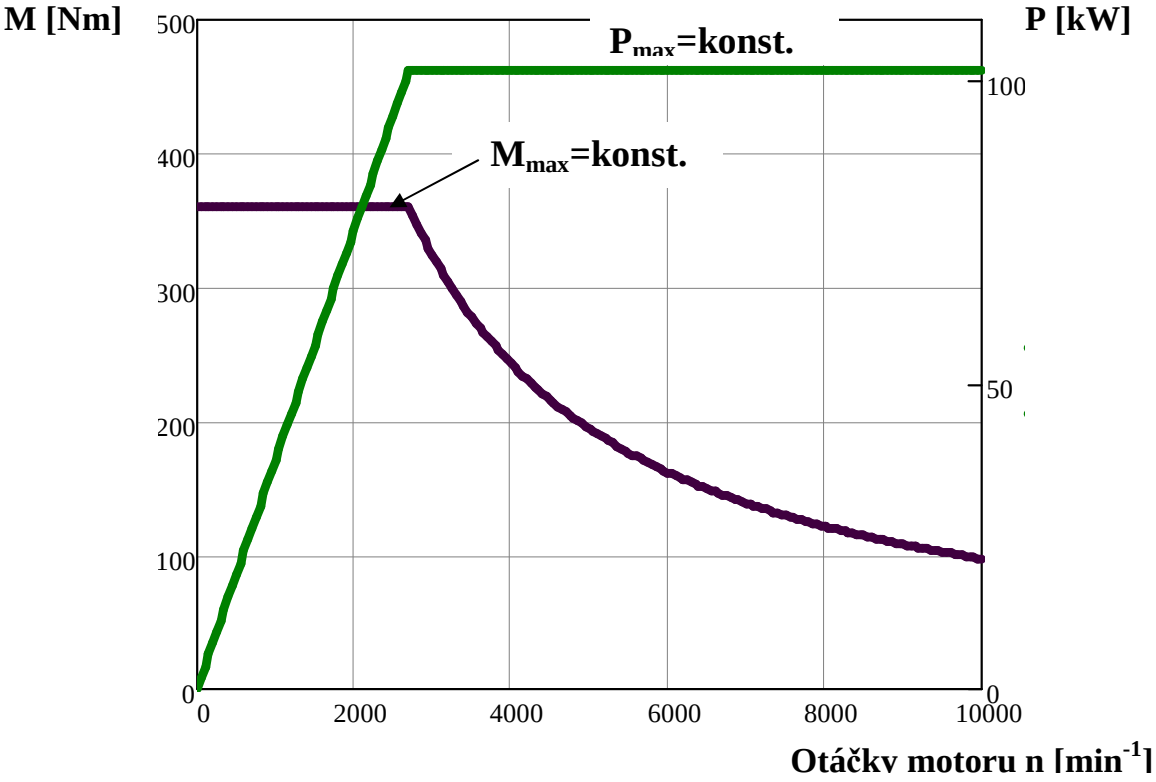
Z přiloženého grafu na obr.40 je zcela evidentní, že pokud by bylo využito asynchronního motoru EVC ve spojení s jednostupňovou převodovkou byl by rozjezd elektromobilu sice bezproblémový, ale na druhou stranu by elektromobil nedosáhl jednoho nejdůležitějšího požadavku zákazníka a to, že elektromobil musí být schopen jet rychlostí 130 km/h. Pro převodový poměr 6,54 by byla maximální dosažená rychlost na hodnotě 80 km/h a pro převodový poměr 8,28 dokonce jenom 65 km/h. Po zjištění tohoto faktu již nebylo nutné provádět další výpočty např. zrychlení atd. Vzniklé grafy jsou rovněž vytvořeny ve výpočtovém programu MathCad a jsou vlastního provedení.

7.2.5 Posouzení možnosti využití jiného asynchronního motoru

Při nevýhodě asynchronní motoru z produkce společnosti EVC Group s.r.o. bylo nutné si rovněž položit otázku, zda by nebylo vhodné místo navrhovaného synchronního motoru použít asynchronní motor od jiného výrobce, který by byl vhodný a dosahoval podobného rozsahu otáček jako navrhovaný synchronní motor. Při hledání vhodného asynchronního motoru byl objeven asynchronní motor od společnosti Siemens, který disponoval až 10000 ot/min.



Obr.41 Asynchronní motor Siemens 1PV5135-4WS28 [17]



Obr.42 Momentová a výkonová char. asynchronního motoru Siemens 1PV5135-4WS28

Po počátečním rozboru tohoto elektromotoru byl učiněn závěr v tom znění, že tento asynchronní motor není vhodnější variantou než od začátku navrhovaný synchronní motor a to hned z několika důvodů. Oproti synchronnímu motoru dosahuje asynchronní motor Siemens menšího výkonu a to 100 kW jak zobrazuje graf momentové a výkonové charakteristiky na obr. 41, takže výhoda velkého výkonu při nízké hmotnosti a malých rozměrech jako tomu bylo u synchronního motoru odpadá, jelikož je motor těžší a to o 50kg a rovněž rozměry jsou vetší než je tomu u synchronního motoru. Rovněž účinnost asynchronního motoru je menší a pohybuje se v rozmezí 50 – 92 %. U synchronního motoru je účinnost motoru v rozmezí 76 – 94%.

Pokud by byl zvolen tento elektromotor muselo by opět dojít ke snížení maximálního momentu motoru, který činí 360 Nm na hodnotu 308 Nm, aby nedošlo k poškození jednostupňové převodovky.

Tyto nevýhody elektromotoru Siemens byly nakonec natolik přesvědčivé, že bylo rozhodnuto, že další propracovanější rozbor jak je provedeno v předchozích bodech již není zapotřebí. Podrobnější rozbor výběru vhodné varianty bude rovněž popsáno v další bodě, kde bude provedeno technicko-ekonomické zhodnocení variant pomocí multikriteriálního hodnocení.

7.3 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ VARIANT POHONŮ

7.3.1 Zhodnocení variant pohonů

Tato část se zabývá technicko-ekonomickým zhodnocením navržených variant elektromotorů pomocí multikriteriálního hodnocení.

Varianta 1 – synchronní motor + jednostupňová převodovka

Varianta 2 – asynchronní motor SIEMENS + jednostupňová převodovka

Po usilovném hledání na internetu se mi podařilo najít cenu asynchronního motoru Siemens, jehož cena činní 7700 Eur bez slev. Pokud použiji kurz 1 EURO = 25 Kč pak hodnota elektromotoru činní 192 500 Kč.

Cenu synchronního motoru firma EVC Group s.r.o. nechce zveřejnit, ale po konzultaci ohledně ceny motoru mě bylo sděleno, že cena synchronního motoru je vyšší než nalezená cena elektromotoru Siemens. Cena zvolené jednostupňové převodovky také není firmou EVC Group s.r.o. zveřejněna.

Cena asynchronního motoru Siemens	- 192 500 Kč
Cena synchronního motoru REMY	- ? (vyšší)
Cena jednostupňové převodovky	- ?

Objektivní porovnání obou variant řešení elektropohonu je možné provést na základě celospolečenské efektivní hodnoty CEH navržených variant. Bohužel ale není známa celková cena obou variant řešení. Z hlediska technického řešení je ale možné provést multikriteriální hodnocení stanovením technické hodnoty daných řešení τ.

Specifikace jednotlivých parametrů:

t_j – Hodnota plnění faktoru, parametru či technické vlastnosti jsou vyjádřeny pomocí třídníku t_j se stanovenou stupnicí.

Stanovená stupnice:

- $t_1 = 0$ - nevyhovující (t_{min})
- $t_2 = 1$ - velmi slabé
- $t_3 = 2$ - vyhovující
- $t_4 = 3$ - dobré
- $t_5 = 4$ - velmi dobré
- $t_6 = 5$ - vynikající (vzorové, ideální, 100%) t_{max}

g_j - Význam (váha) jednotlivých faktorů, parametrů, vlastností dle důležitosti označena koeficienty g_j (≤1),tedy : **$0 < g_j \leq 1$**

j	Vlastnost	OZN.	varianta 1		varianta 2	
			t_j	g_j	t_j	g_j
1	Hmotnost elektropohonu	T1	5	0,8	3	0,8
2	Rozměry elektropohonu	T2	4	0,6	3	0,6
3	Účinnost elektropohonu	T3	4	0,8	3	0,8
4	Kroutící moment	T4	4	0,8	5	0,8
5	Omezení kroutícího momentu	T5	5	0,9	3	0,9
6	Výkon elektromotoru	T6	5	0,9	3	0,9
7	Cena	T7	2	0,6	3	0,6
8	Zatěžování přední nápravy	T8	4	0,6	3	0,6

Tab.1: Multikriteriální hodnocení pohonů

Technická hodnota varianty se spočte:

$$\tau = \frac{\sum_{j=1}^{n}(g_j \cdot t_j)}{\sum_{j=1}^{n} g_j \cdot t_{max}} = \frac{g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 + \dots\dots\dots + g_n \cdot t_n}{(g_1 + g_2 + .. + g_n).t_j} \leq 1 \quad [16] \tag{25}$$

Technická hodnota varianty 1:

$$\tau_{var1} = \frac{0{,}8 \cdot 5 + 0{,}6 \cdot 4 + 0{,}8 \cdot 4 + 0{,}8 \cdot 4 + 0{,}9 \cdot 5 + 0{,}9 \cdot 5 + 0{,}6 \cdot 2 + 0{,}6 \cdot 4}{(0{,}8 + 0{,}6 + 0{,}8 + 0{,}8 + 0{,}9 + 0{,}9 + 0{,}6 + 0{,}6) \cdot 5} = 0{,}8467 \tag{26}$$

Technická hodnota varianty 2:

$$\tau_{var2} = \frac{0{,}8 \cdot 3 + 0{,}6 \cdot 3 + 0{,}8 \cdot 3 + 0{,}8 \cdot 5 + 0{,}9 \cdot 3 + 0{,}9 \cdot 3 + 0{,}6 \cdot 3 + 0{,}6 \cdot 3}{(0{,}8 + 0{,}6 + 0{,}8 + 0{,}8 + 0{,}9 + 0{,}9 + 0{,}6 + 0{,}6) \cdot 5} = 0{,}6533 \tag{27}$$

Z výsledků zhodnocení vyplývá, že varianta1 tzn. synchronní motor + jednostupňová převodovka je lepší volbou. Navzdory tomu, že první varianta je dražší disponuje lepšími parametry než varianta 2. Lze rovněž předpokládat, že dojezd vozidla s asynchronním motorem bude nižší než varianta se synchronním motorem z důvodu nižší účinnosti asynchronního motoru Siemens.

7.3.2 Zhodnocení variant převodového poměru

Tato část se zabývá technicko-ekonomickým zhodnocením navržených převodových poměrů pomocí multikriteriálního hodnocení.

Varianta 1 – synchronní motor + jednost. převodovka s PP: 6,54

Varianta 2 – synchronní motor + jednost. převodovka s PP: 8,28

Jak už bylo zmíněno v předchozím multikriteriálním hodnocení firma EVC Group s.r.o. si nepřeje zveřejnit cenu zvoleného synchronního motoru a jednostupňové převodovky. Po konzultaci mi byl zveřejněn závěr v tom smyslu, že cena převodovky s oběma typy převodových poměrů je stejná. Je tedy nutné zhodnotit obě varianty z hlediska technických a jiných vlastností, podle níž pak bude rozhodnuto o nejlepší možné variantě. Jako podklad pro toto hodnocení je využíván rozbor návrhu nové koncepce, který je proveden v bodě 7.2. Opět na začátku je nutné si stanovit specifikaci jednotlivých parametrů.

Specifikace jednotlivých parametrů:

t_j – Hodnota plnění faktoru, parametru či technické vlastnosti jsou vyjádřeny pomocí třídníku t_j se stanovenou stupnicí.

Stanovená stupnice:

- $t_1 = 0$ - nevyhovující (t_{min})
- $t_2 = 1$ - velmi slabé
- $t_3 = 2$ - vyhovující
- $t_4 = 3$ - dobré
- $t_5 = 4$ - velmi dobré
- $t_6 = 5$ - vynikající (vzorové, ideální, 100%) t_{max}

g_j - Význam (váha) jednotlivých faktorů, parametrů, vlastností dle důležitosti označena koeficienty g_j (≤ 1),tedy : $\mathbf{0 < g_j \leq 1}$

j	Vlastnost	OZN.	varianta 1		varianta 2	
			t_j	g_j	t_j	g_j
1	Tažná síla	T1	3	0,8	4	0,8
2	Úsek využití max. krout. momentu	T2	5	0,7	4	0,7
3	Zrychlení	T3	3	0,6	4	0,6
4	Zrychlení do kopce 12% - max. moment	T4	2	0,9	4	0,9
5	Zrychlení do kopce 12% - jm. moment	T5	0	0,9	2	0,9
6	Cena	T6	3	0,4	3	0,4
7	Životnost	T7	5	0,6	5	0,6
8	Náročnost na údržbu	T8	4	0,5	4	0,5

Tab.2: Multikriteriální hodnocení převodových poměrů jednostupňové převodovky

Technická hodnota varianty se spočte:

$$\tau = \frac{\sum_{j=1}^{n}(g_j \cdot t_j)}{\sum_{j=1}^{n} g_j \cdot t_{\max}} = \frac{g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 + \dots\dots\dots + g_n \cdot t_n}{(g_1 + g_2 + .. + g_n).t_j} \leq 1 \quad [16] \tag{28}$$

Technická hodnota varianty 1:

$$\tau_{\text{var1}} = \frac{0{,}8 \cdot 3 + 0{,}7 \cdot 5 + 0{,}6 \cdot 3 + 0{,}9 \cdot 2 + 0{,}9 \cdot 0 + 0{,}4 \cdot 3 + 0{,}6 \cdot 5 + 0{,}5 \cdot 4}{(0{,}8 + 0{,}7 + 0{,}6 + 0{,}9 + 0{,}9 + 0{,}4 + 0{,}6 + 0{,}5) \cdot 5} = 0{,}5815 \tag{29}$$

Technická hodnota varianty 2:

$$\tau_{\text{var2}} = \frac{0{,}8 \cdot 4 + 0{,}7 \cdot 4 + 0{,}6 \cdot 4 + 0{,}9 \cdot 4 + 0{,}9 \cdot 2 + 0{,}4 \cdot 3 + 0{,}6 \cdot 5 + 0{,}5 \cdot 4}{(0{,}8 + 0{,}7 + 0{,}6 + 0{,}9 + 0{,}9 + 0{,}4 + 0{,}6 + 0{,}5) \cdot 5} = 0{,}7407 \tag{30}$$

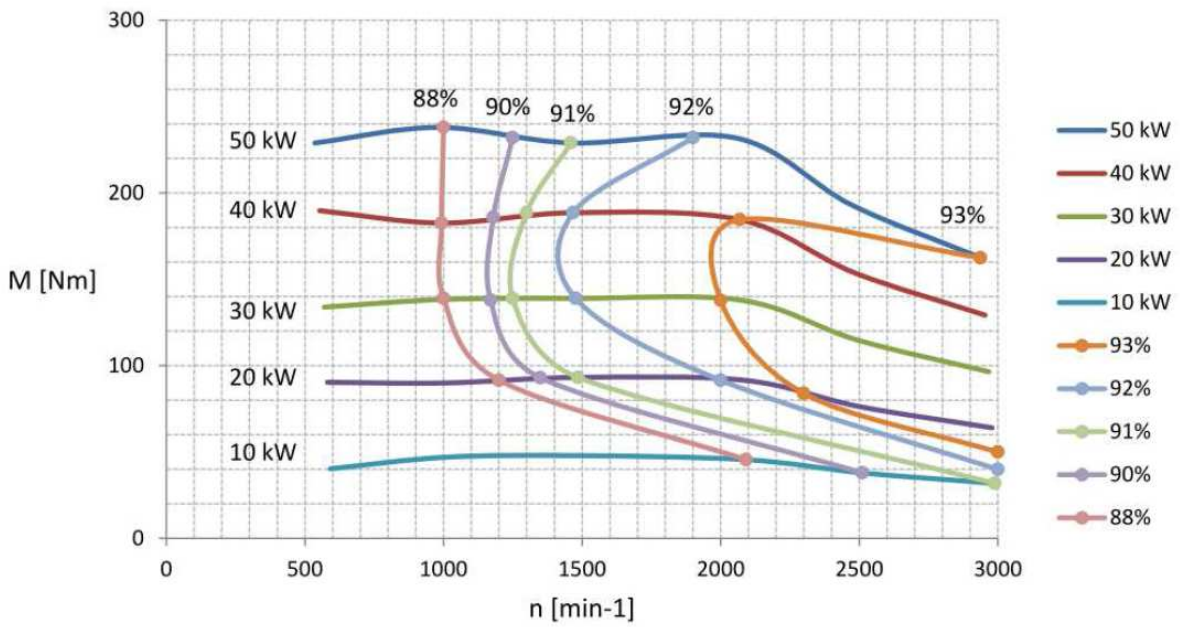
Z výsledků tohoto multikriteriálního hodnocení vyplývá, že varianta 2 tzn. synchronní motor + jednostupňová převodovka s převodovým poměrem (PP) 8,28 je lepší řešení. Z tohoto důvodu je zmíněná varianta řešení vybrána jako nejvhodnější řešení nové koncepce elektrododávky.

7.4 VÝPOČET SPOTŘEBY ENERGIE ELEKTRODODÁVKY

7.4.1 Výpočet spotřeby energie současného řešení

Při výpočtu spotřeby energie z baterií umístěných ve vozidle Citroen Jumper, kde vozidlo je poháněno asynchronním motorem s manuální šestistupňovou převodovkou bylo nutné nejdříve zvolit jízdní cyklus, pro který bude spotřeba počítána. Zvolený jízdní cyklus pro výpočet spotřeby je Evropský jízdní cyklus, který je popsán v kapitole 4.1. Evropský jízdní cyklus se skládá ze dvou částí a to z městského cyklu, který se dále skládá ze čtyř základních městských cyklů a z části cyklu mimo město. Ujetá vzdálenost při této zkoušce činí 11 km a celková doba trvání zkoušky činí 19 minut a 40 sekund.

Po zvolení tohoto cyklu je možné již přistoupit k výpočtu. Je nutné vytvořit mapu účinností elektropohonu pro zvolený jízdní cyklus. Proto pro každou část jízdního cyklu tzn. zrychlení, přeřazení, výdrž na rychlosti po stanovenou dobu a zpomalení je potřeba vypočítat moment na motoru a otáčky na motoru, které jsou nutné k tomu, aby mohlo dojít k vyčtení účinnosti motoru EVC z mapy účinností motoru, která byla k dispozici a která je zobrazena na obrázku 43.



Obr.43 Mapa účinnosti asynchronního motoru EVC [7]

Výpočet zrychlení:

$$a = \frac{v - v_0}{t} \tag{31}$$

v - konečná rychlost [m·s^{-1}]
v_0 - počáteční rychlost [m·s^{-1}]
t - čas [s]

Do tohoto vzorce jsou dosazovány hodnoty rychlosti a času, které jsou vyčteny z grafu charakterizující Evropský jízdní cyklus znázorněného na obrázku 4 v bodě 4.1. Pro přesnější charakterizování jak účinnosti motoru pro různé rychlosti tak i výkonu na motoru a otáček na motoru pro různé rychlosti z grafu Evropského jízdního cyklu je rychlost zvyšována po 5 km/h.

Výpočet tažné síly:

$$F = m_b \cdot a \tag{32}$$

m_b - maximální přípustná hmotnost vozidla 3500 kg

Pro další postup výpočtu je potřeba znát otáčkovou řadu manuální šestistupňové převodovky. Ta je uvedena již v kapitole 7.1, kde jsou sepsány tyto parametry. Pro následný postup jsou zde sepsány ještě jednou. Dále je rovněž potřeba znát průměr nebo poloměr kola a celkovou mechanickou účinnost soustavy.

Otáčková řada manuální šestistupňové převodovky

- převodový poměr I p_{p1} = 3,725
- převodový poměr II p_{p2} = 1,952
- převodový poměr III p_{p3} = 1,290
- převodový poměr IV p_{p4} = 0,875

- převodový poměr V p_{p5} = 0,673
- převodový poměr VI p_{p6} = 0,585
- převodový poměr Z p_{pz} = 3,154
- převod diferenciálu P_d = 5,231
- průměr kola d = 0,675 m
- poloměr kola r = 0,338 m
- celková účinnost η_C = 0,9216

Výpočet momentu na kole:

$$M = F \cdot r \tag{33}$$

Pro výpočet momentu na motoru je nutné podělit vypočtený moment převodovým poměrem, převodem diferenciálu a účinností převodovky.

Moment na motoru:

$$M_m = \frac{M}{p_{p_i} \cdot P_d \cdot \eta_C} \tag{34}$$

i - převodový poměr zařazený v převodovce

Nyní je potřeba vypočítat otáčky na motoru, aby mohlo dojít k vytčení účinnosti motoru z grafu na obrázku 43 , kde je znázorněna mapa účinnosti motoru EVC.

Výpočet otáček:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot d} \tag{35}$$

Tyto vypočtené otáčky musí být vynásobeny převodovým poměrem a převodem diferenciálu pro získání otáček na motoru.

Otáčky na motoru:

$$n_m = n \cdot p_{p_i} \cdot P_d \tag{36}$$

Po tomto výpočtu již je možné vyčíst z mapy účinnosti asynchronního motoru EVC jeho účinnost. Tento postup je nutné opakovat pro každou jednotlivou křivku znázorňující Evropský jízdní cyklus. Jak bylo ale zmíněno každá křivka, kde dochází ke změně rychlosti je odstupňována pro lepší přesnost výpočtu spotřeby po rychlosti 5 km/h. Důvod proč je rychlost odstupňována po 5 km/h je ten, že zde dochází ke změně výkonu na motoru, otáček na motoru a účinnosti motoru jak při zrychlování tak při zpomalování tzn., že například při zrychlení z 0 na 15 km/h za daný čas např. 4s bude zrychlení a kroutící moment na motoru v tomto úseku stejný, ale výkon na motoru, účinnost motoru a otáčky na motoru se budou se zvyšující se rychlostí měnit. Křivka, která znázorňuje výdrž na rychlosti vozidla není nijak odstupňována, jelikož zde nedochází k žádným těmto změnám výkonu na motoru atd.

Výpočet výkonu na motoru:

$$P_m = M_m \cdot 2\pi \cdot n_m \tag{37}$$

Při výdrži vozidla na rychlosti se výkon na motoru, otáčky na motoru a účinnost motoru nemění. Nejprve je potřeba vypočítat moment na motoru, kde tažná síla F je rovna odporové síle při rychlosti výdrže na dané rychlosti. Celková odporová síla (odpor valení, vzdušný odpor) působící na vozidlo je vypočítána v bodě 7.1.1.1.

Výpočet momentu při výdrži na rychlosti:

$$M_v = F_v \cdot r \tag{38}$$

F_v - Odporová síla při dané rychlosti výdrže

Moment na motoru při výdrži na rychlosti:

$$M_{mv} = \frac{M_v}{p_{p_i} \cdot P_d \cdot n_m} \tag{39}$$

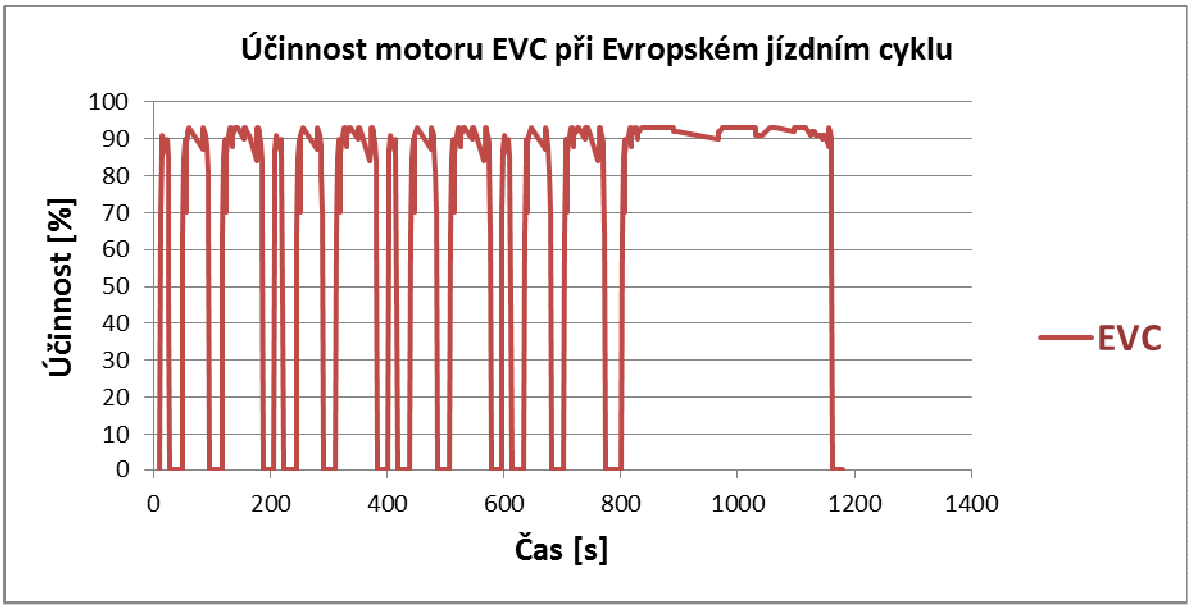
i - převodový poměr zařazený v převodovce

Výkon na motoru při výdrži na rychlosti:

$$P_{mv} = M_{mv} \cdot 2\pi \cdot n_m \tag{40}$$

Po vyčtení všech hodnot účinností z mapy účinnosti elektromotoru EVC a vypočtení všech hodnot výkonů pro rychlosti, kde rychlost je odstupňována po rychlosti 5 km/h je nutné násobit účinnost elektropohonu účinností měniče, která činí 98%, aby byla získána celková účinnost pro výpočet příkonu z baterie.

Na obrázku 44 je zobrazen vytvořený graf účinnosti asynchronního motoru EVC s manuální šestistupňovou převodovkou při Evropském jízdním cyklu.



Obr.44 Účinnost asynchronního motoru EVC při Evropském jízdním cyklu

Celková účinnost:

$$\eta_{cm} = \eta_{mot} \cdot n_{men} \tag{41}$$

η_{mot} - účinnost elektropohonu
η_{men} - účinnost měniče

Výpočet příkonu z baterie:

Je vycházeno ze základního vzorce pro výpočet účinnosti pomocí výkonu a příkonu, který je následně upraven pro výpočet příkonu z baterie pro danou rychlost charakterizující jízdní cyklus, kde rychlost je odstupňována po 5 km/h.

$$\eta = \frac{P}{P_0} \rightarrow P_0 = \frac{P_m}{\eta_{cm}} \tag{42}$$

Po tomto výpočtu příkonu z baterie je možné přistoupit k výpočtu odběru energie z baterie. Za čas t jsou zde dosazovány hodnoty času při rychlosti, která je odstupňována po 5 km/h. Hodnoty času a příkonu jsou různé z důvodu různého momentu a zrychlení po každou křivku znázorňující Evropský jízdní cyklus. Na obrázku 4 znázorňující Evropský jízdní cyklus je také patrné, že v některých částech cyklu je vozidlo v klidu tzn. hodnota rychlosti je nulová. I když vůz není v pohybu, odebírá určitý příkon z baterie, který činní 0,45 kW. Tato hodnota příkonu je dosazována do vzorce pro výpočet odběru energie z baterie, pokaždé když je rychlost nulová.

Odběr energie z baterie:

$$E_0 = \frac{t \cdot P_0}{3600} \tag{43}$$

Součtem všech hodnot odběru energií na všech křivkách znázorňující Evropský jízdní cyklus dostáváme hodnotu spotřebované energie při tomto jízdním cyklu. Při přeřazení na jiný rychlostní stupeň, který časově trvá 2 sekundy a při zpomalení dochází k rekuperaci vzniklé energie zpět do baterie. Tato rekuperace ale není stoprocentní. Při výkonu do 10 kW a kolem 10 kW je účinnost rekuperace 92% a u výkonu více jak 10 kW je účinnost rekuperace 90%.

To tedy znamená, že všechny hodnoty návratu energie při zpomalení a přeřazení jsou vynásobeny účinností rekuperace.

Součet energie při jednom Evropském jízdním cyklu:

$$\sum E_0 = 2{,}774503\ kWh \tag{44}$$

Ujetá vzdálenost na baterie umístěné ve vozidle:

Kapacita baterie – 58,368 kWh
Ujetá vzdálenost při jednom Evropském jízdním cyklu – 11,007 km

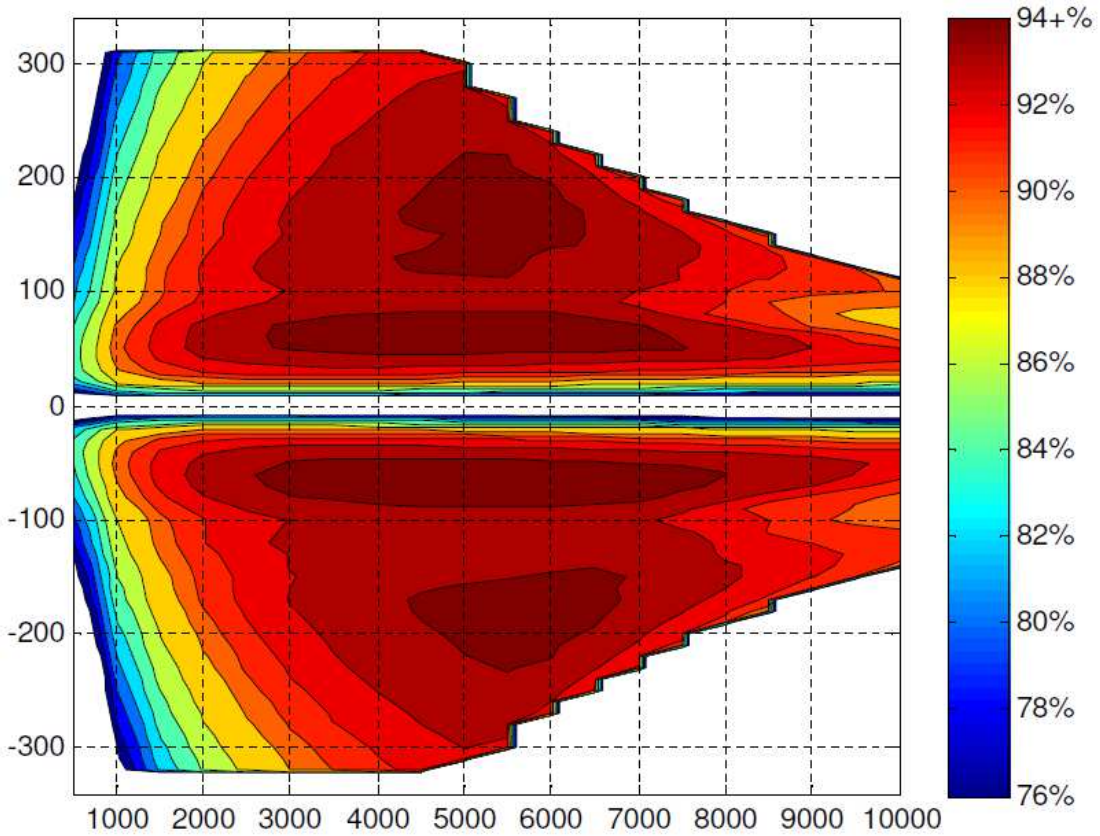
Městský cyklus [kWh]	0,766547
Mimoměstský cyklus [kWh]	2,007957
Evropský jízdní cyklus [kWh]	**2,774503**
Kapacita baterie [kWh]	**58,368**
Počet km ujetých na max. kapacitu	**231,557337**

$$s_{EVC} = \left(\frac{E_b}{E_0}\right) \cdot s_E = \left(\frac{58{,}368}{2{,}774503}\right) \cdot 11{,}007 = 231{,}557337 = 231{,}5\ km \tag{45}$$

Podělením celkové kapacity baterie součtem energie při jednom Evropském jízdním cyklu a následným vynásobením ujeté vzdálenosti při jednom Evropském jízdním cyklu je vypočtena ujetá vzdálenost, kterou elektrododávka může ujet, pokud je baterie plně nabitá. Výsledná hodnota ujeté vzdálenosti vyšla po zaokrouhlení 231,5 km.

7.4.2 Výpočet spotřeby energie nově navrženého řešení

Při výpočtu spotřeby energie z baterií umístěných ve vozidle Citroen Jumper, kde vozidlo je poháněno synchronním motorem s jednostupňovou převodovkou s PP: 8,28 je postupováno obdobným způsoben jako u předchozí varianty s elektropohonem EVC. Opět pro každou část jízdního cyklu tzn. zrychlení, přeřazení, výdrž na rychlosti po stanovenou dobu a zpomalení je potřeba vypočítat hodnoty momentu na motoru a otáček na motoru, které jsou nutné k tomu, aby mohlo dojít k vyčtení účinnosti zvoleného synchronního motoru z mapy účinností synchronního motoru, která byla k dispozici a která je zobrazena na obrázku 45. Jelikož u tohoto nové konceptu řešení je elektrododávka poháněna synchronním motorem s jednostupňovou převodovkou, odpadá zde čas na přeřazení na další rychlostní stupeň tzn., že křivky znárodňující Evropský jízdní cyklus budou plynule stoupat a klesat.



Obr.45 Mapa účinnosti zvoleného synchronního motoru [7]

Výpočet zrychlení:

$$a = \frac{v - v_0}{t} \tag{46}$$

v - konečná rychlost [m·s^{-1}]
v_0 - počáteční rychlost [m·s^{-1}]
t - čas [s]

Výpočet tažné síly:

$$F = m_b \cdot a \tag{47}$$

m_b - maximální přípustná hmotnost vozidla 3500 kg

Pro další postup výpočtu je potřeba znát zvolený převodový poměr jednostupňové rychlostní převodovky. Zvolený převodový poměr jednostupňové rychlostní převodovky je 8.28. Opět je rovněž potřeba znát průměr nebo poloměr kola a celkovou mechanickou účinnost soustavy.

Parametry jednostupňové rychlostní převodovky:

- převodový poměr p_{ps2} = 8,28
- průměr kola d = 0,675 m
- poloměr kola r = 0,338 m
- celková účinnost η_{CN} = 0,9312

Výpočet momentu na kole:

$$M = F \cdot r \tag{48}$$

Moment na motoru:

$$M_{m.sy} = \frac{M}{p_{ps2} \cdot \eta_{CN}} \tag{49}$$

Po tomto kroku je potřeba vypočítat otáčky na motoru, aby mohlo dojít k vytčení účinnosti motoru z grafu na obrázku 45 znázorňující mapu účinnosti synchronního motoru.

Výpočet otáček:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot d} \tag{50}$$

Otáčky na motoru:

$$n_{m.sy} = n \cdot p_{ps2} \tag{51}$$

Nyní je možné vyčíst z mapy účinnosti synchronního motoru jeho účinnost. Tento postup je nutné opakovat pro každou jednotlivou křivku znázorňující Evropský jízdní cyklus. Každá křivka, kde dochází ke změně rychlosti je opět odstupňována pro lepší přesnost výpočtu spotřeby po rychlosti 5 km/h.

Výpočet výkonu na motoru:

$$P_{m.sy} = M_{m.sy} \cdot 2\pi \cdot n_{m.sy} \tag{52}$$

Výpočet momentu při výdrži na rychlosti:

$$M_v = F_v \cdot r \tag{53}$$

F_v - Odporová síla při dané rychlosti výdrže

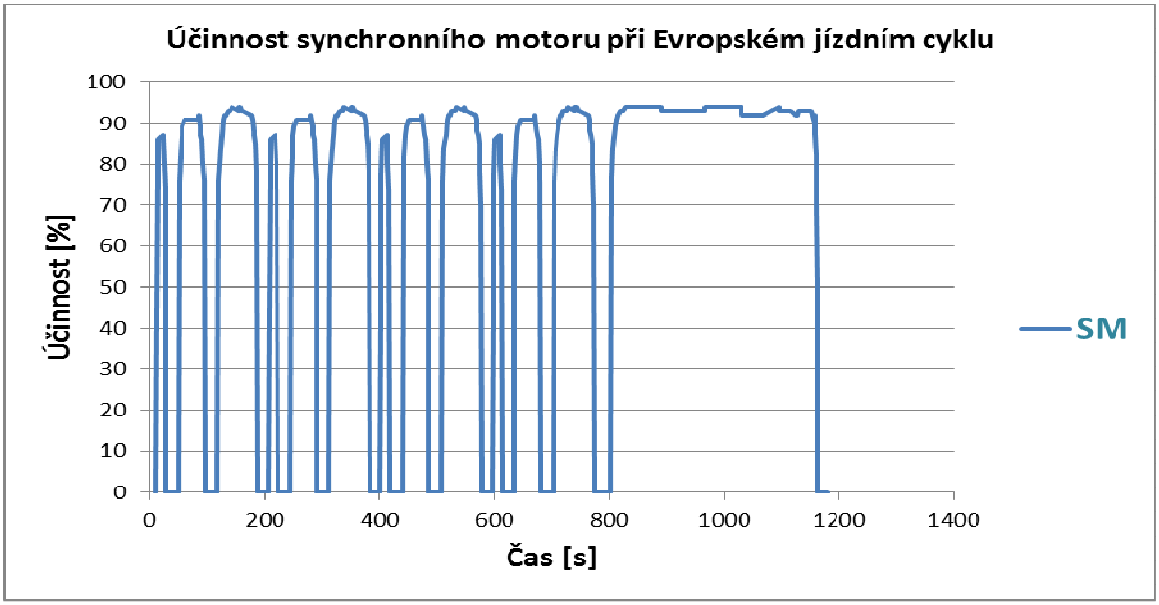
Moment na motoru při výdrži na rychlosti:

$$M_{mv.sy} = \frac{M_v}{p_{ps2} \cdot n_{m.sy}} \tag{54}$$

Výkon na motoru při výdrži na rychlosti:

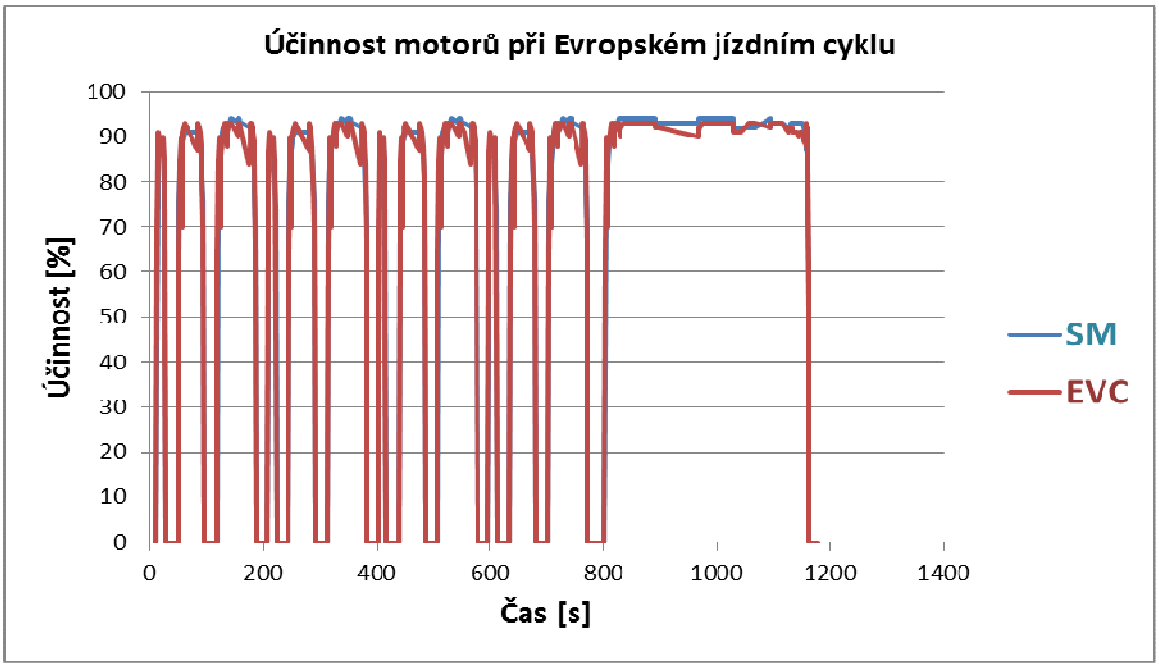
$$P_{mv.sy} = M_{mv.sy} \cdot 2\pi \cdot n_{m.sy} \tag{55}$$

Po vyčtení všech hodnot účinností z mapy účinnosti synchronního motoru a vypočtení všech hodnot výkonů pro rychlosti, kde rychlost je odstupňována po rychlosti 5 km/h je nutné násobit účinnost elektropohonu účinností měniče, která opět činí 98%, jako tomu bylo u současného konceptu, aby byla získána celková účinnost pro výpočet příkonu z baterie. Opět také byl vytvořen graf účinnosti synchronního motoru s jednostupňovou převodovkou pro Evropský jízdní cyklus, který je zobrazen na obrázku 46.



Obr.46 Účinnost zvoleného synchronního motoru při Evropském jízdním cyklu

Na dalším obrázku 47 můžete vidět srovnání účinností asynchronního motoru EVC s manuální šestistupňovou převodovku a zvoleného synchronního motoru s jednostupňovou převodovkou. Z grafu je patrné, že synchronní motor disponuje v určitých částech zkoušky lepší účinnosti než asynchronní motor EVC. Synchronní motor disponuje lepší účinností hlavně při vyšších rychlostech.



Obr.47 Účinnost motorů při Evropském jízdním cyklu

Celková účinnost:

$$\eta_{cm.sy} = \eta_{mot.sy} \cdot n_{men} \tag{56}$$

$\eta_{mot.sy}$ - účinnost elektropohonu
η_{men} - účinnost motoru

Výpočet příkonu z baterie:

$$\eta = \frac{P}{P_0} \rightarrow P_{0.sy} = \frac{P_{m.sy}}{\eta_{cm.sy}} \tag{57}$$

Opět po tomto výpočtu příkonu z baterie je možné přistoupit k výpočtu odběru energie z baterie. Za čas t jsou zde dosazovány hodnoty času při rychlosti, která je odstupňována po 5 km/h. Hodnoty času a příkonu jsou různé z důvodu různého momentu a zrychlení po každou křivku znázorňující Evropský jízdní cyklus. Pokud je vozidlo v klidu tzn. hodnota rychlosti je nulová je odebíraný příkon z baterie opět 0,45 kW jako tomu je u současného konceptu s elektromotorem EVC a tato hodnota příkonu je dosazována do vzorce pokaždé pokud je v Evropském jízdním cyklu rychlost nulová.

Odběr energie z baterie:

$$E_{0.sy} = \frac{t \cdot P_{0.sy}}{3600} \tag{58}$$

Součtem všech hodnot odběru energií na všech křivkách znázorňující Evropský jízdní cyklus dostáváme hodnotu spotřebované energie při tomto jízdním cyklu. Jelikož je elektrododávka vybavena jednostupňovou převodovkou k rekuperaci energie zpět do baterie zde dochází pouze při zpomalení. Účinnost rekuperace je obdobná jako u současné koncepce a to při výkonu do 10 kW a kolem 10 kW je účinnost rekuperace 92% a u výkonu více jak 10 kW je účinnost rekuperace 90%. Je tedy nutné opět všechny hodnoty návratu energie při zpomalení vynásobit účinností rekuperace.

Součet energie při jednom Evropském jízdním cyklu:

$$\sum E_{0.sy} = 2{,}745044\ kWh \tag{59}$$

Ujetá vzdálenost na baterie umístěné ve vozidle:

Kapacita baterie – 58,368 kWh
Ujetá vzdálenost při jednom Evropském jízdním cyklu – 11,007 km

Městský cyklus [kWh]	0,801072
Mimoměstský cyklus [kWh]	1,943972
Celkem pro 11,007 km	**2,745044**
Kapacita baterie [kWh]	**58,368**
Počet km ujetých na max. kapacitu	**234,042338**

$$s_{sy} = \left(\frac{E_b}{E_{0.sy}}\right) \cdot s_E = \left(\frac{58{,}368}{2{,}745044}\right) \cdot 11{,}007 = 234{,}042338 = 234\,km \qquad (60)$$

Podělením celkové kapacity baterie součtem energie při jednom Evropském jízdním cyklu a následným vynásobením ujeté vzdálenosti při jednom Evropském jízdním cyklu je vypočtena ujetá vzdálenost, kterou elektrododávka může ujet, pokud je baterie plně nabitá. Výsledná hodnota ujeté vzdálenosti vyšla po zaokrouhlení 234 km.

Výpočet procentuálního zvýšení dojezdu elektrododávky se synchronním motorem:

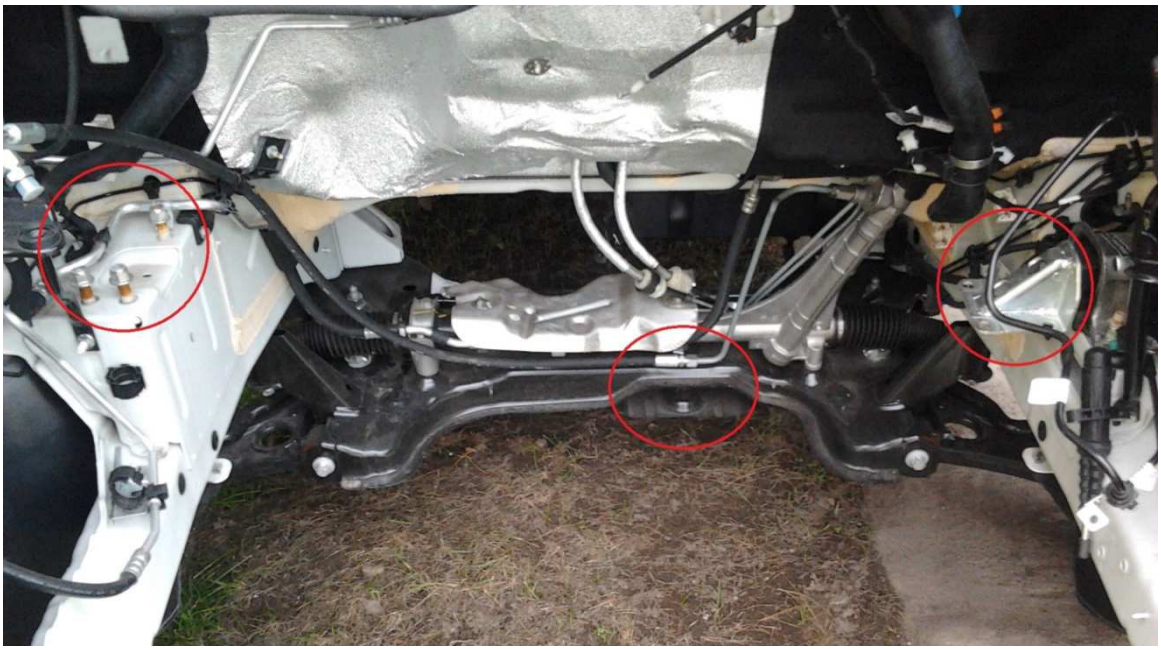
$$s_{\%} = \left(\frac{s_{sy}}{s_{EVC}}\right) \cdot 100\% = \left(\frac{234{,}042338}{231{,}557337}\right) \cdot 100\% = 101{,}07\% \qquad (61)$$

Z výpočtu je patrné, že procentuálně se zvýšil dojezd elektrododávky se synchronním motorem a jednostupňovou převodovkou o 1,07%. Z dosažených výsledků také vyplývá, že asynchronní motor EVC má menší odběr energie při jízdě ve městě. Synchronní motor má naopak menší odběr energie při jízdě mimo město. Vytvořenou tabulku v Excelu s následnými grafy účinností jsou zařazeny do přílohy.

7.5 KONSTRUKCE UCHYCENÍ ELEKTROPOHONU VE VOZIDLE

7.5.1 Natočení elektropohonu

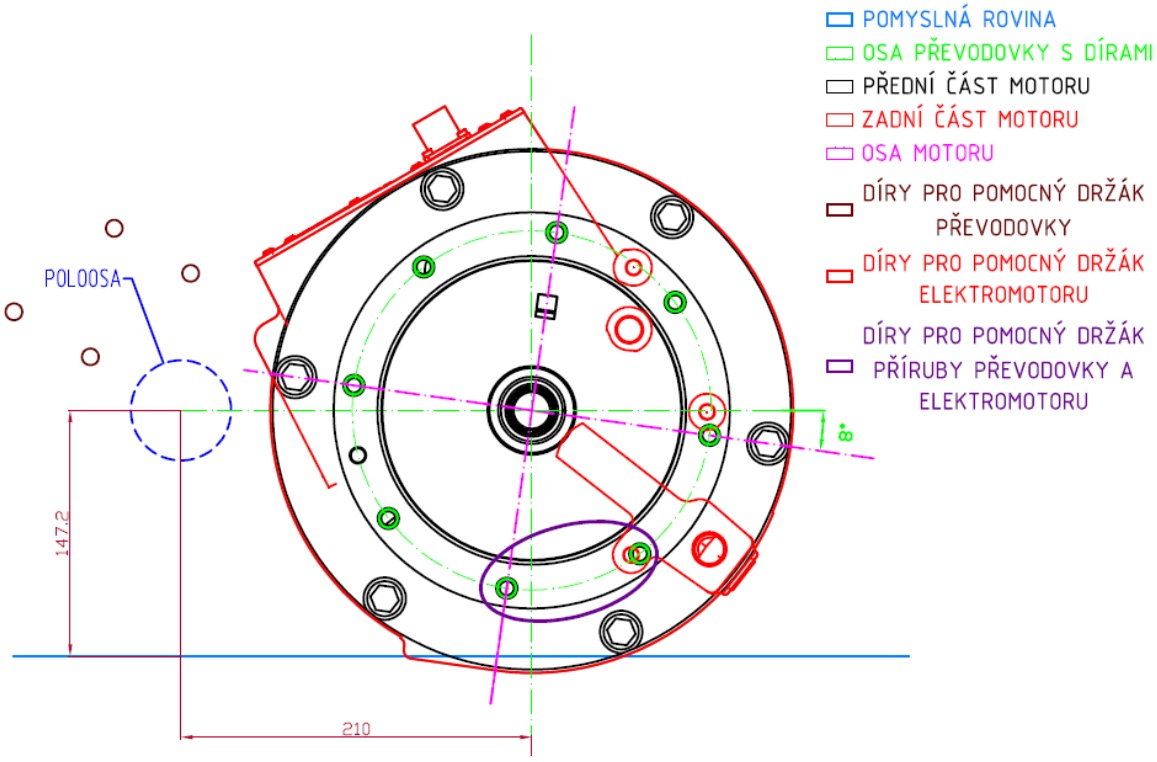
Nyní po zvolení nejvhodnější varianty z navrhovaných řešení, které vzešlo z multikriteriálního hodnocení a po výpočtu spotřeby u zvoleného elektropohonu, je nutné zkonstruovat držáky elektropohonu, které musí být zkonstruovány na stávající zavěšení v karoserii vozidla. Uchycení držáků je znázorněno na obr. 48, kde místa uchycení jsou vyznačeny červenou barvou. V levé části z pohledu fotografa chybí namontovaný silentblok a rovněž v prostřední části chybí silentblok.



Obr.48 Umístění držáků elektropohonu v elektrododávce [7]

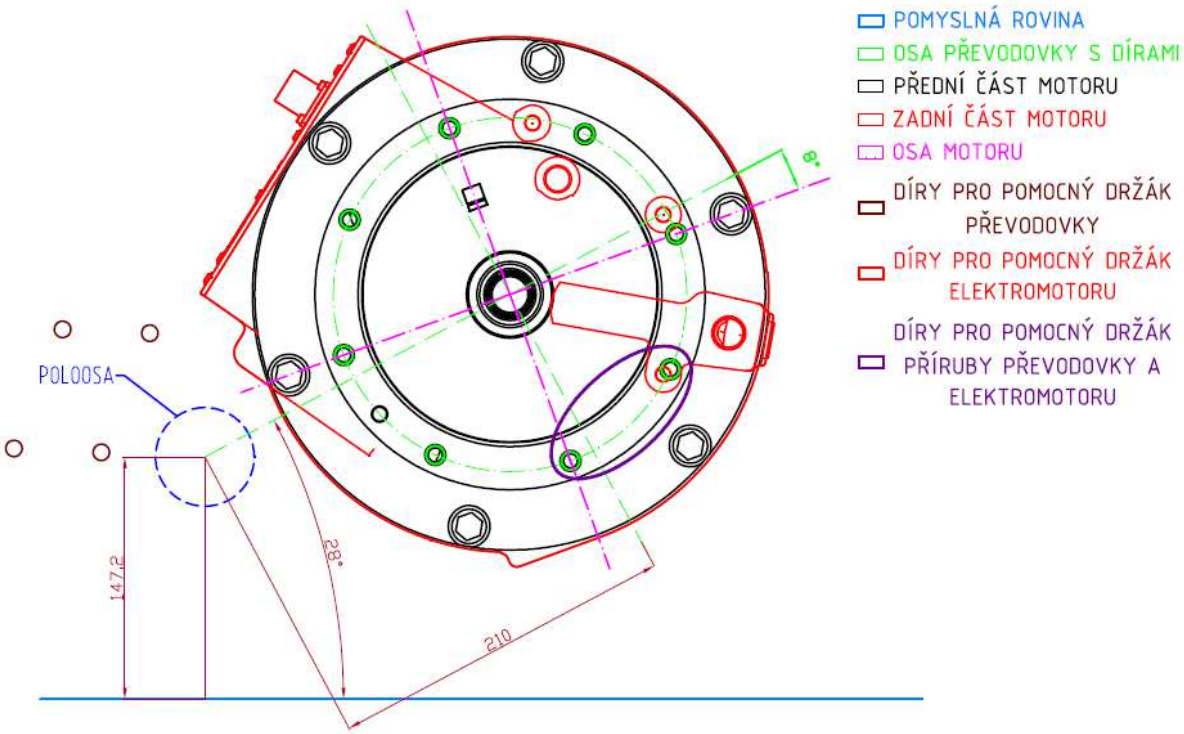
Před možným začátkem konstrukce držáků elektropohonu bylo nejdříve nutné celý elektropohon tzn. motor společně s převodovkou umístit do nejoptimálnější polohy. Jelikož firma EVC Group s.r.o. neměla k dispozici 3D model přední části karoserie vozidla bylo mnohem složitější zvolit respektive stanovit optimální polohu elektropohonu. Prvním ukazatelem bylo umístění poloosy. Osu poloosy, respektive v jaké pozici se nachází, bylo známo ze současného konceptu s elektropohonem EVC s manuální šestistupňovou převodovkou.

Proto byl proveden v programu AutoCAD náčrt tohoto problému. Bylo nutné stanovit natočení celého elektropohonu, jelikož jednostupňová převodovka musí být minimálně natočena pro správnou funkci mazání o 10° a maximálně o 30°. Na obr. 49 je zobrazeno schéma natočení elektropohonu zatím v základní pozici po smontování motoru a jednostupňové převodovky.



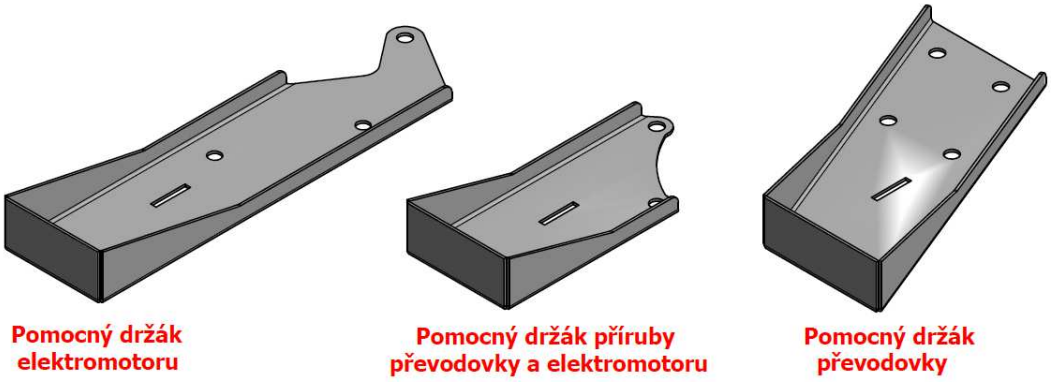
Obr.49 Natočení elektropohonu 0°

Primární úlohu zde má jednostupňová převodovka. Proto je brána její osa jako hlavní z důvodu umístění poloosy, vůči níž bude celý elektropohon natáčen. Jednostupňová převodovka, jejíž osu bereme jako hlavní má díry pro spojení se synchronním motorem vyoseny o 8° jak zobrazuje obr. 49, kde je provedeno natočení elektropohonu pro 0°. Proto je elektromotor již při svém spojení s převodovkou natočen o zmiňovaných 8°. Toto uspořádání je základ a takto je i elektromotor spojen s jednostupňovou převodovkou. Nyní ale bylo potřeba zvolit nejvhodnější natočení celého elektropohonu z důvodu, který již byl zmíněn a to, že jednostupňová převodovka musí být pro správnou funkci mazání natočena o 10° až 30°. Pevným bodem, vůči kterému je prováděno natočení je osa poloosy. Osová vzdálenost poloosy a vstupní hřídele převodovky je 210 mm. Prvním zkoušeným úhlem je úhel 28°. Tento úhel je na výkrese převodovky označen anglickým názvem „drop angle“ neboli úhel poklesu a také je to místo, kde je možné vypustit olej z převodovky. Výsledné natočení je zobrazeno na dalším obrázku, kde je zmiňované natočení již provedeno.



Obr.50 Natočení elektropohonu 28°

Jak je patrné a také jak bylo zmíněno pevným bodem je osa poloosy, vůči které je natočení prováděno. Pro toto natočení byly zkonstruovány pomocné držáky, aby bylo možné i prakticky ověřit toto natočení. Jeden držák pro elektromotor, kde díry se závitem pro uchycení pomocného držáku jsou vyznačeny červeně na obrázku 50. Tyto díry se závitem jsou jediným možným uchycením elektromotoru. Druhý pomocný držák je umístěn u spojení příruby převodovky a elektromotoru, kde jsou využity dvě díry se závitem M10 vyznačeny fialovou elipsou a poslední třetí pomocný držák je umístěn v části převodovky, kde jsou využity čtyři díry se závitem M10. Díry pro tento držák jsou vyznačeny na obrázku 50 hnědou barvou. Zhotovené držáky pro natočení 28° jsou zobrazeny na obr. 51

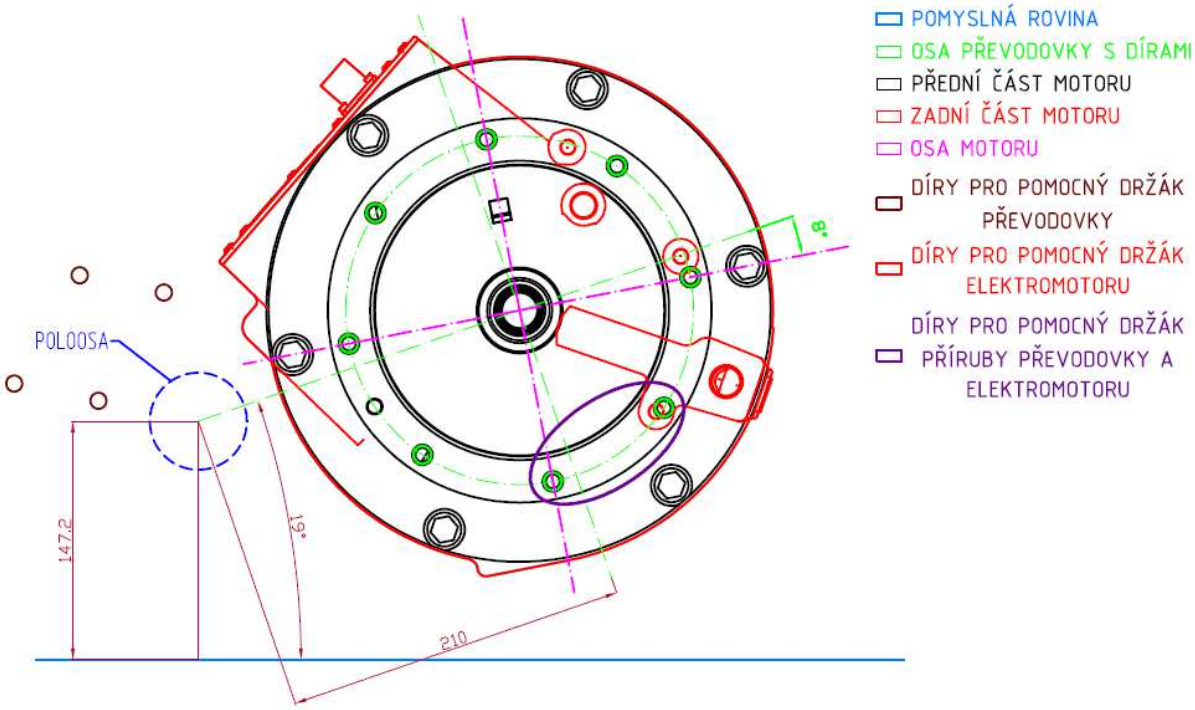


Obr.51 3D modely pomocných držáků pro natočení 28°

Po následné montáži držáků na určená místa je elektropohon umístěn na vytvořený podstavec, který pomyslně určuje výšku, od které jsou konstruovány pomocné držáky. Díky tomu je elektropohon ve správné výšce poloosy. Po umístění elektropohonu spolu

s vytvořeným podstavcem do motorového prostoru vozidla a ustavení na požadované místo pro spojení homokinetického kloubu převodovky a homokinetického kloubu od kola přenášející kroutící moment na kola vozidla bylo usouzeno, že natočení je příliš velké. Jednostupňová převodovka a elektromotor totiž nepatrně zasahovaly do prostoru, kde je umístěna konstrukce, na kterou se připevňuje trakční měnič a další komponenty nutné k tomu, aby vozidlo bylo schopné provozu. Tato konstrukce držící měnič a další komponenty je zhotovena na současném provedení elektrododávky a je rovněž využita při návrhu nové koncepce jelikož by bylo neekonomické měnit již odzkoušenou a používanou konstrukci, když je možné změnit natočení elektropohonu.

Bylo tedy nutné zvolit jiné natočení. Po konzultaci problému s vedoucím vývoje ve firmě byla zvolena hodnota natočení 19°. Natočení 19° bylo zvoleno z důvodu toho, že minimální natočení elektropohonu pro správné mazání funkčních částí převodovky je 10° a maximální 30°. První varianta s natočením 28° byla po provedení zkoušky nevyhovující. Proto bylo rozhodnuto, že bude zvolena hodnota mezi úhly 28° a 10°, která činí zmiňovaných 19°. Na obrázku 52 je zobrazeno upravené natočení pro úhel 19°, podle něhož je provedena konstrukce pomocných držáků pro toto natočení.



Obr.52 Natočení elektropohonu 19°

Opět je využito stejného uchycení všech tří pomocných držáků s tím rozdílem, že jsou zkonstruovány pro natočení 19°. Jedná se o pomocný držák elektromotoru, dále pak pomocný držák příruby převodovky a elektromotoru a pomocný držák převodovky. Zhotovené 3D modely pomocných držáků pro tento úhel zobrazuje obrázek 53.

Obr.53 3D modely pomocných držáků pro natočení 19°

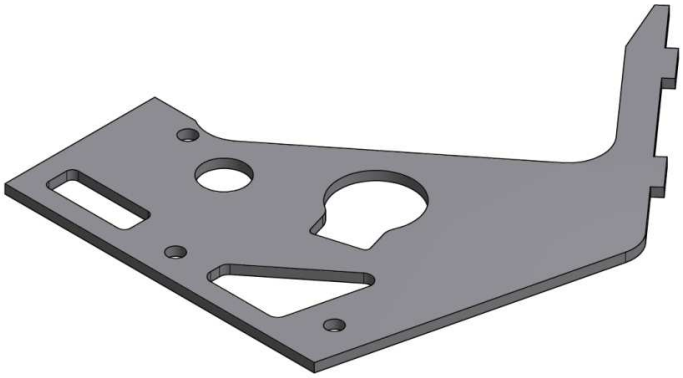
Po vypálení plechů a ohnutí požadovaných částí jak je vidět z 3D modelů jsou k dispozici požadované pomocné držáky pro celkové natočení elektropohonu 19°. Plech tloušťky 2 mm, zvolený pro tyto výpalky je natolik silný, aby udržel hmotnost elektropohonu při této zkoušce. Tato tloušťka plechu byla použita pro pomocné držáky i u předchozí zkoušky pro celkové natočení elektropohonu 28°.

Pomocné držáky byly namontovány na příslušná místa určení na elektropohonu, pro která byly konstruovány, a následně opět došlo k umístění elektropohonu na podstavu. Elektropohon umístěný na podstavě pak byl následně zasunut do motorového prostoru ve vozidle do místa, kde dochází ke spojení homokinetického kloubu převodovky a homokinetického kloubu od kola přenášející kroutící moment z převodovky na kola. Při tomto natočení elektropohonu nedocházelo k žádnému kontaktu s držákem trakčního měniče a ostatních komponent. Je zde dostatečná vůle mezi elektropohonem a konstrukcí pro uchycení měniče, jelikož elektropohon bude vyvozovat sílu, která nepatrně změní polohu elektropohonu. Tento jev bude korigován silentbloky, ke kterým budou připevněny zkonstruované držáky od elektromotoru a od jednostupňové převodovky. Po konzultaci s vedoucím vývoje ve firmě bylo tedy rozhodnuto, že toto natočení elektropohonu je dobré a mohlo být přistoupeno k další části a to již k vymyšlení držáků, které budou použity pro provoz.

7.5.2 Konstrukce držáku elektromotoru

Tato část práce je zaměřena na postup při tvorbě 3D modelu držáku elektromotoru. Jak už bylo zmíněno firma EVC Group s.r.o. nedisponovala 3D modelem přední části karoserie vozidla Citroen Jumper a proto bylo složitější vytvořit i samotný držák elektromotoru a samozřejmě také převodovky. Jelikož se bude jednat o svařovanou konstrukci je jisté, že držák se bude skládat z více částí.

První částí je čelo držáku, které bude sloužit jako spojení celé konstrukce držáku s elektromotorem. Jako předloha jak bude držák vypadat byl použit rovněž 3D model elektromotoru, k jehož zadní části bude držák přichycen. Zadní část elektromotoru byla převedena do 2D. V programu AutoCAD pak následně bylo provedeno natočení, které je popsáno v bodě 7.5.1, tedy o 19°. Po tomto natočení je tato zadní část motoru přidána k náčrtu pro natočení 19° kvůli kontrole a následně mohlo být přistoupeno k vytváření čela držáku. Po vytvoření potřebného tvaru byl tento 2D náčrt převeden do programu, který je schopen pracovat ve 3D. Byl vytvořen 3D model, který můžete vidět obr. 54. Tento 3D model, který je zde zobrazen je finálním modelem čela držáku s potřebným odlehčením.



Obr.54 3D model držáku čela

V pravé části držáku čela jsou vytvořeny zámky, které slouží jako vedení ke spojení s držákem poloosy, ve kterém jsou vytvořeny drážky pro tyto zámky. Držák poloosy slouží k uchycení pravého homokinetického kloubu. Na homokinetickém kloubu je nasunuta součást s ložiskem a se zajištěním proti axiálnímu pohybu ložiska. Spojení držáku poloosy se součásti obsahující ložisko je pomocí čtyř šroubů.

Obr.55 3D model držáku čela a poloosy

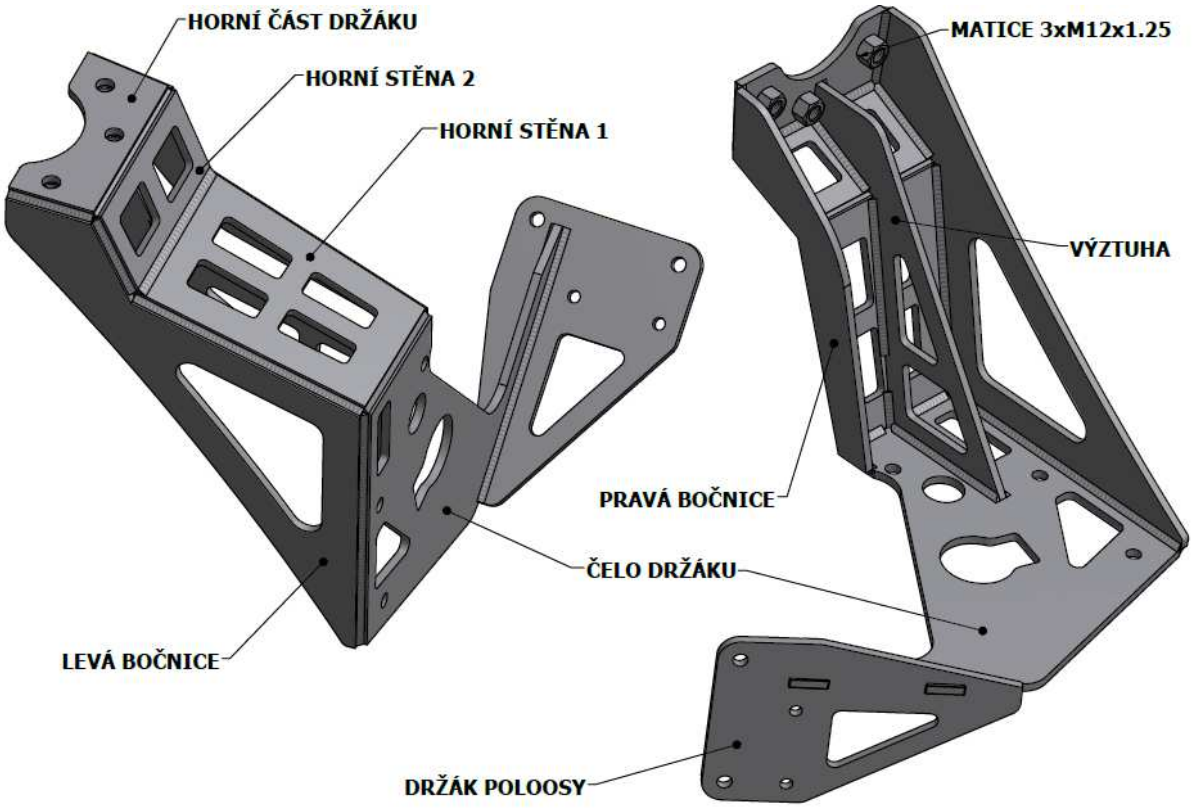
Obr.56 Uchycení poloosy [7]

Další částí držáku, kterou bylo nutno provést, byl horní díl, kde dochází ke spojení celého držáku elektromotoru na stávající zavěšení (silentblok). Vytvořená část držáku byla umístěna na tento silentblok. Jsou tedy vytvořeny části držáku elektromotoru, které slouží

jako spojení s elektromotorem a karoserií. Nyní zle přistoupit k vytvoření další části držáku elektromotoru a to levé bočnice, která spojí obě dvě části.

Po odměření vzdáleností mezi oběma částmi byl vytvořen 2D náčrt levé bočnice. Levá bočnice musela být vytvořena tak, aby se vyhnula konstrukci, na kterou se připevňuje trakční měnič a další komponenty. Po vypálení levé bočnice z plechu tloušťky 3 mm, odzkoušení a následné úpravě zapříčiněné nepřesností vypáleného modelu, byla levá bočnice přivařena mezi části čela držáku a horní části držáku. Úprava, která byla provedena na výpalku levé bočnice byla provedena i ve 2D náčrtu a následně byl vytvořen 3D model. Bylo provedeno spojení všech tří zhotovených 3D modelů částí držáku elektromotoru a na základě tohoto spojení je vytvořena pravá bočnice a dvě horní stěny. Tyto části byly vypáleny opět z plechu tloušťky 3 mm, jelikož se jedná o zkušební vzorky. Po odzkoušení a drobné úpravě kvůli nepřesnosti vytvořených výpalků byly tyto výpalky přivařeny. Jak bylo zmíněno, jedná teprve o zkušební držák elektromotoru, aby mohlo být zjištěno, zda držák elektromotoru nezasahuje do těch částí karoserie, kde se umisťují další komponenty vozidla. Je tedy vytvořen předběžný tvar držáku elektromotoru, na základě něhož je proveden nový finální tvar držáku elektromotoru. K finální tvorbě držáku elektromotoru je přistoupeno až po vytvoření levého zkušebního držáku převodovky, který je popsán v bodě 7.5.3.1, aby finální držáky jak elektromotoru, tak převodovky byly zhotoveny až poté ujištění, že elektropohon po zkonstruování zkušebních držáků je ve správné poloze.

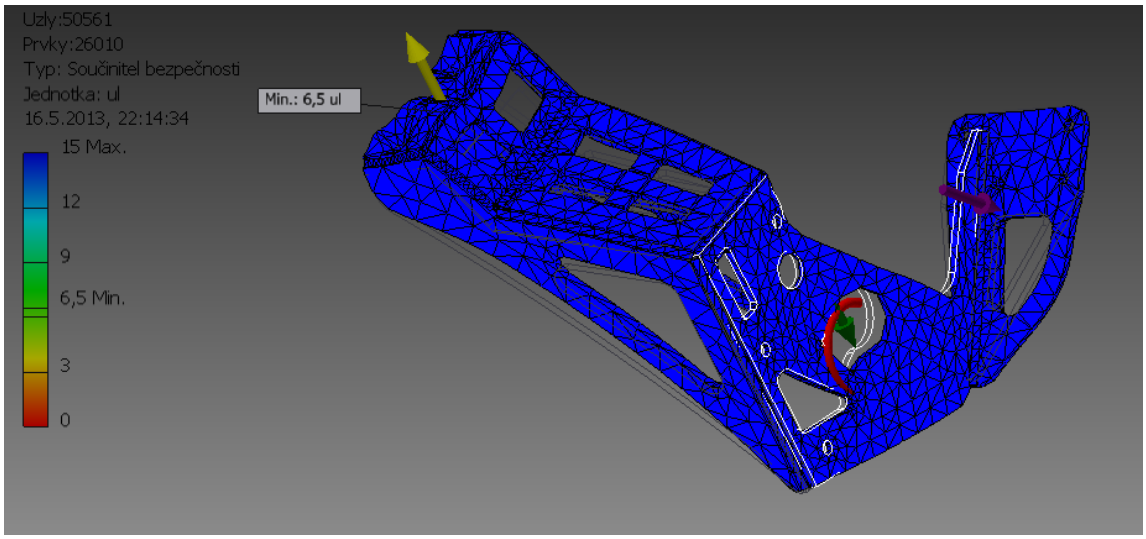
Nicméně v této části kde se zabývám konstrukcí držáku elektromotoru, je už vytvořen finální 3D model, který je ale vytvořen až po zhotovení zkušebního držáku převodovky z důvodu, který byl zmíněn. Na obrázku 57 je zobrazen finální držák elektromotoru i s popisem jeho částí. Tloušťka plechu finálního držáku elektromotoru je 6 mm. Některé části držáku mají výřezy, aby došlo ke snížení hmotnosti celého držáku.



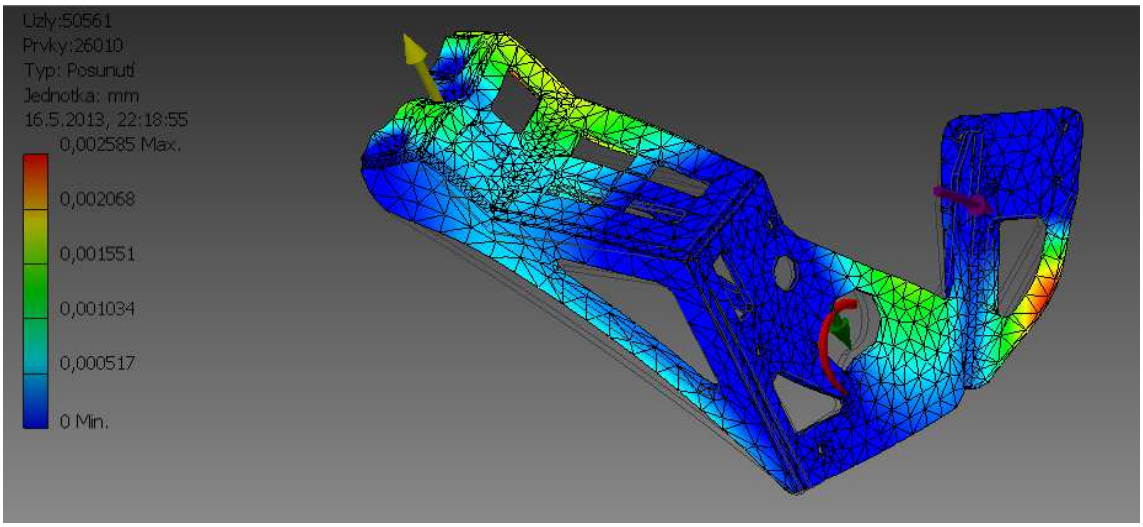
Obr.57 Finální 3D model svařence držáku elektromotoru

Byla rovněž provedena pevnostní analýza tohoto vytvořeného 3D modelu držáku elektropohonu, aby bylo zjištěno, zda držák elektromotoru vydrží zatížení, které na něj bude působit. Na čele držáku byl zatížen momentem 2500 Nm což je hodnota maximálního výstupního momentu na převodovce a silou proti směru osy Y o velikostech 500 N. Další zatížení držáku bylo nastaveno v jeho horní části, kde dochází ke spojení držáku s karoserií vozidla a to silou 2025 N ve směru osy Y. Tato síla byla nastavena po provedeném výpočtu. Posledním zatížením působícím na pravý držák elektromotoru, je síla vznikající v části držáku poloosy. Nastavená hodnota v této části držáku je 100 N.

Z výsledků pevnostní analýzy vyplývá, že minimální hodnota součinitele bezpečnosti v namáhaných částech je na hodnotě 6,5. Maximální posunutí v nejvíce namáhaných částech držáku je 0,0026 mm.



Obr.58 Pevnostní analýza pravého držáku elektromotoru – Součinitel bezpečnosti



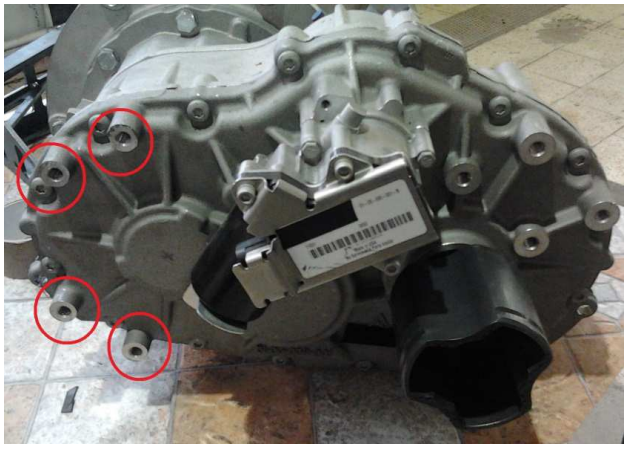
Obr.59 Pevnostní analýza pravého držáku elektromotoru – Posunutí

Obr.60 Držák elektromotoru po povrchové úpravě [7]

Na obrázku 60 je zobrazen držák elektromotoru po svaření a následném zabroušení svarů po obvodu držáku. Aby držák nekorodoval, prochází povrchovou úpravou pozinkováním a posléze je držák nastříkán barvou a vypálen v peci.

7.5.3 Konstrukce držáků převodovky

Na jednostupňové převodovce jsou dvě místa pro chycení držáků a to na krytu převodovky a na pouzdře převodovky. Samotné zobrazení těchto děr se závitem M10 je na obrázcích 61 a 62. Jelikož firma EVC Group s.r.o. neměla k dispozici 3D model jednostupňové převodovky v době kdy probíhala konstrukce držáků, bylo nutné nejdříve si vytvořit 2D náčrt těch částí převodovky, které slouží jako spojení s karoserií vozidla. Jako základ 2D náčrtu bylo využito 2D náčrtu pro natočení 19°. Z výkresové dokumentace dodané výrobcem jednostupňové převodovky byly vyčteny pozice těchto děr se závitem M10 pro uchycení držáků převodovky a zaneseny do 2D náčrtu.

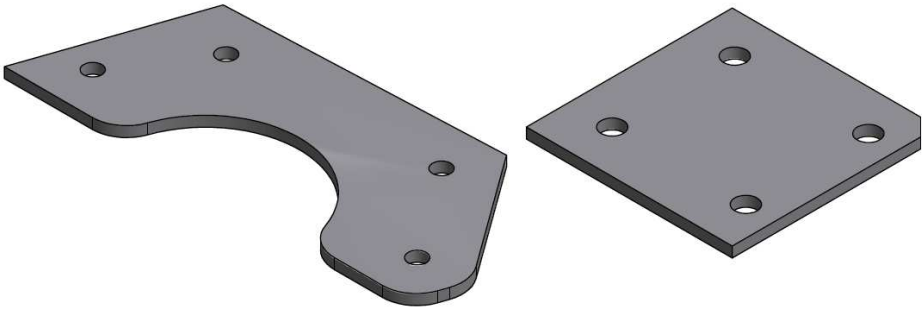


Obr.61 Uchycení levého držáku převod. [7]

Obr.62 Uchycení prostřed. držáku převod. [7]

7.5.3.1 Konstrukce levého držáku převodovky

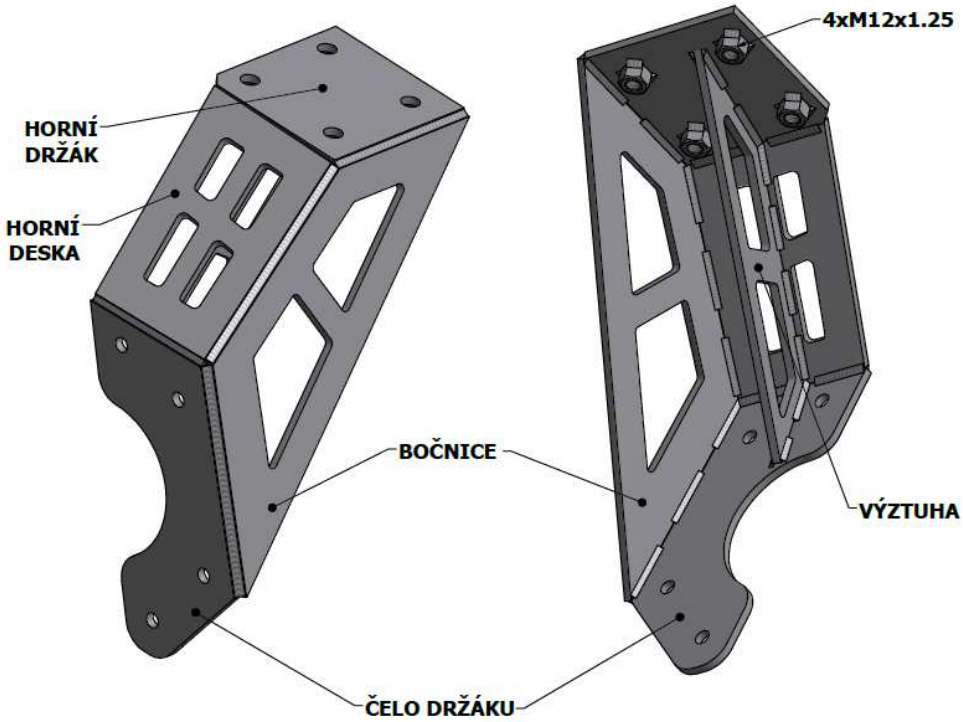
Po provedení náčrtu bylo zřejmé, kde se díry se závitem M10 nacházejí pro natočení elektropohonu 19° a mohlo být přistoupeno k tvorbě levého zkušebního držáku. Všechny části zkušebního držáku jsou vypáleny z tloušťky plechu 3 mm, aby nedocházelo k zbytečnému plýtvání plechu o tloušťce 6 mm. Na základě vytvořeného 2D náčrtu čela držáku byl vypálen zkušební kus z plechu tloušťky 3 mm, který byl následně přišroubován k převodovce. Poté rovněž došlo k odměření a vytvoření 2D náčrtu horní části levého držáku, kde dochází ke spojení celého levého držáku se silentblokem tzn. s karoserií vozidla. Z vytvořeného 2D náčrtu došlo k vypálení této části a připevnění na silentblok. Na obrázku 63 můžete vidět obě části držáku po jejich vytvoření ve 3D.



Obr.63 3D modely výpalků čela držáku a horního držáku

Po tomto úkonu bylo přistoupeno k vytvoření té části držáku (bočnice), která spojí obě tyto dvě části (držák čelo a horní držák). Po odměření vzdáleností mezi oběma částmi byl vytvořen 2D náčrt bočnice levého držáku, který byl poslán na laser. Poté na základě těchto 2D náčrtů bylo provedeno převedení náčrtů do 3D a následné spojení těchto tří částí levého držáku převodovky do jednoho svařence, aby mohla být vytvořena horní stěna svařence (levého držáku) a rovněž také výztuha, která celou sestavu zpevní. Vytvořené části (horní stěna, výztuha) byly vypáleny z plechu tloušťky 3 mm. Po odzkoušení jsou tyto dvě části tj. horní stěna a výztuha bodově přivařeny ke stávající konstrukci levého držáku převodovky. Držák nijak nezasahuje do dalších komponent vozidla, tudíž není nutné měnit tvar držáku.

Tento zkušební levý držák převodovky slouží jako podklad, na základě něhož je provedena konstrukce finálního tvaru levého držáku převodovky. Již finální levý držák převodovky s popisem jeho částí je zobrazen na obrázku 64. Držák je rovněž odlehčen v těch částech, kde to dovolovala konstrukce za účelem snížení hmotnosti levého držáku převodovky. Tloušťka plechu, z něhož jsou jednotlivé části finálního držáku vypáleny je 6 mm. Tato tloušťka plechu je použita pro všechny finální držáky.

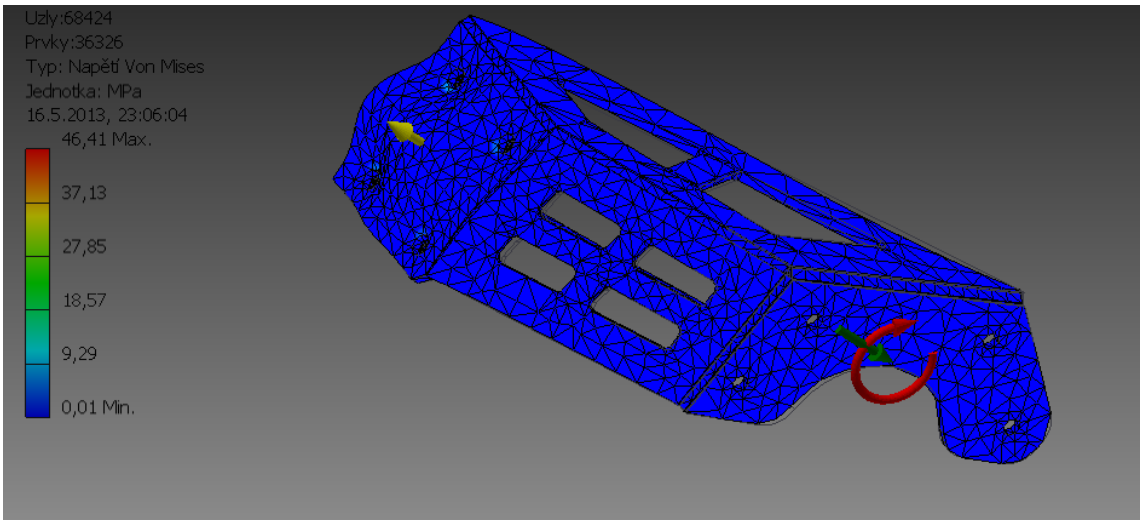


Obr.64 Finální 3D model svařence levého držáku převodovky

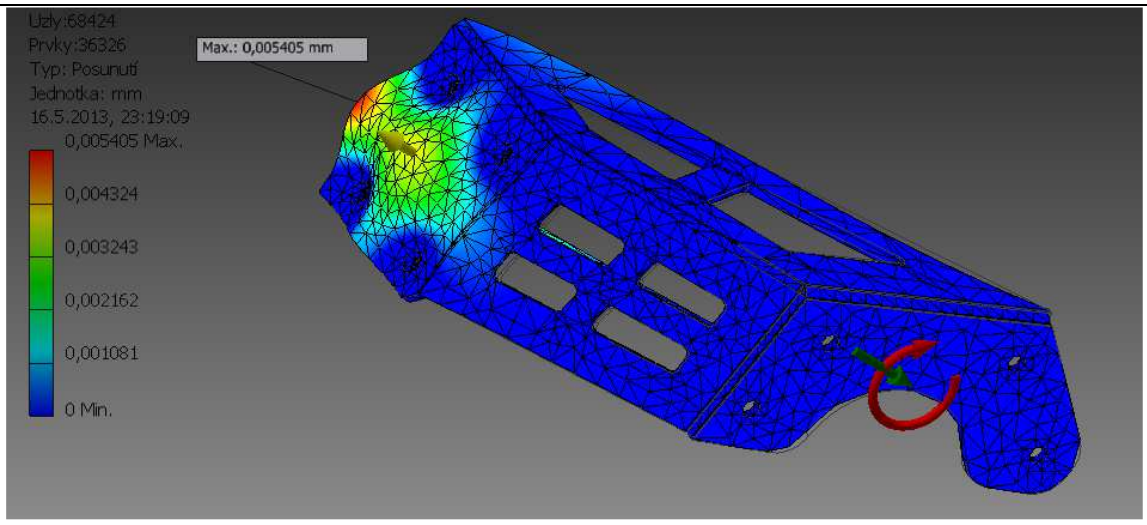
Rovněž jako u držáku elektromotoru tak i u tohoto levého držáku převodovky byla provedena pevnostní analýza tohoto vytvořeného 3D modelu, aby bylo zjištěno, zda tento levý držák převodovky vydrží zatížení, které na něj bude působit.

Na čele držáku byl držák zatížen momentem 2500 Nm a silou proti směru osy Y o velikosti 500 N. Druhé zatížení držáku bylo nastaveno v jeho horní části, kde dochází ke spojení držáku s karoserií vozidla a to silou 3250 N ve směru osy Y. Tato hodnota zatížení v oblasti silentbloku byla provedena výpočtem.

Z výsledků pevnostní analýzy vyplývá, že největší napětí je v oblasti spojení držáku s předovkou a s karoserií vozidla, jejíž hodnota je 46 MPa. Minimální hodnota Součinitele bezpečnosti tohoto držáku je 4,46. Maximální posunutí na nejvíce namáhané části držáku (v časti spojení držáku se silentblokem) dle obrázku 66 je 0,005 mm.



Obr.65 Pevnostní analýza levého držáku převodovky – Napětí



Obr.66 Pevnostní analýza levého držáku převodovky – Posunutí

Na obrázku 67 je zobrazen levý držák převodovky po svaření a zabroušení svarů. Dále na držáku byla provedena povrchová úprava pozinkováním z důvodu lepší odolnosti proti korozním účinkům a po této úpravě je držák nastříkán barvou a po provedeném nástřiku barvy je vypálen v peci.

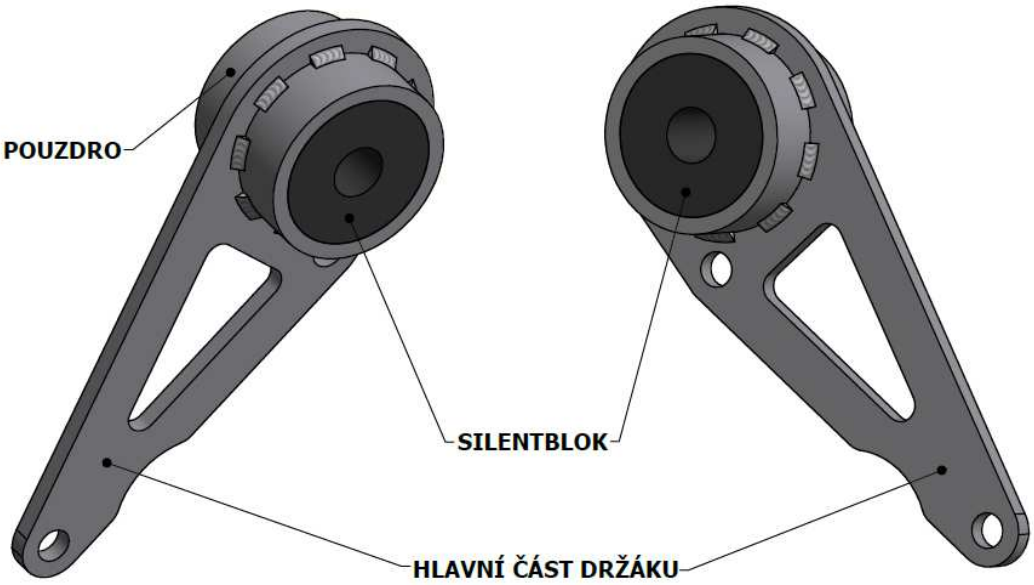
Obr.67 Levý držák převodovky po povrchové úpravě [7]

7.5.3.2 Konstrukce prostředního držáku převodovky

Při konstrukci prostředního držáku bylo využito dvou částí původního držáku manuální šestistupňové převodovky a to pouzdra, v níž je nalisován silentblok. Ostatní části původního držáku byly odříznuty a povrch pouzdra byl upraven. Poté pouzdro se silentblokem bylo umístěno na místo k tomu určené, aby bylo možné vytvořit předlohu prostředního držáku. Spojení s jednostupňovou převodovkou může být provedeno pomocí tří šroubů M10 jak zobrazuje obr. 68.

Obr.68 Uchycení držáku

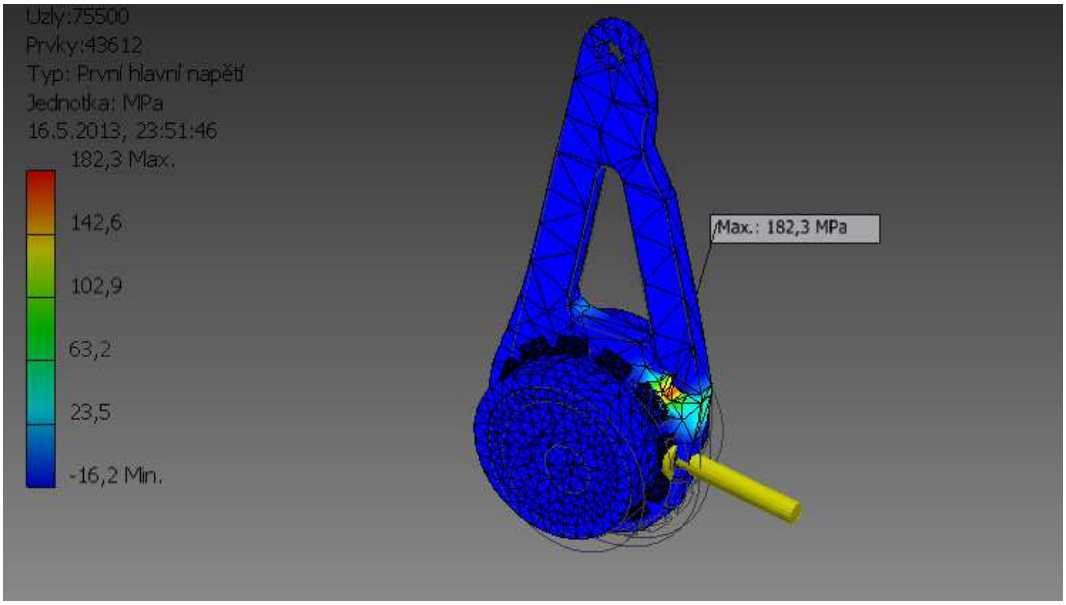
Nakonec bylo rozhodnuto po provedení předlohy, že držák bude uchycen ke dvěma spodním dírám se závitem M10. Provedená předloha byla překreslena a byl vytvořen 3D model tohoto prostředního držáku, který je zobrazen na obrázku 69.



Obr.69 Finální 3D model svařence prostředního držáku převodovky

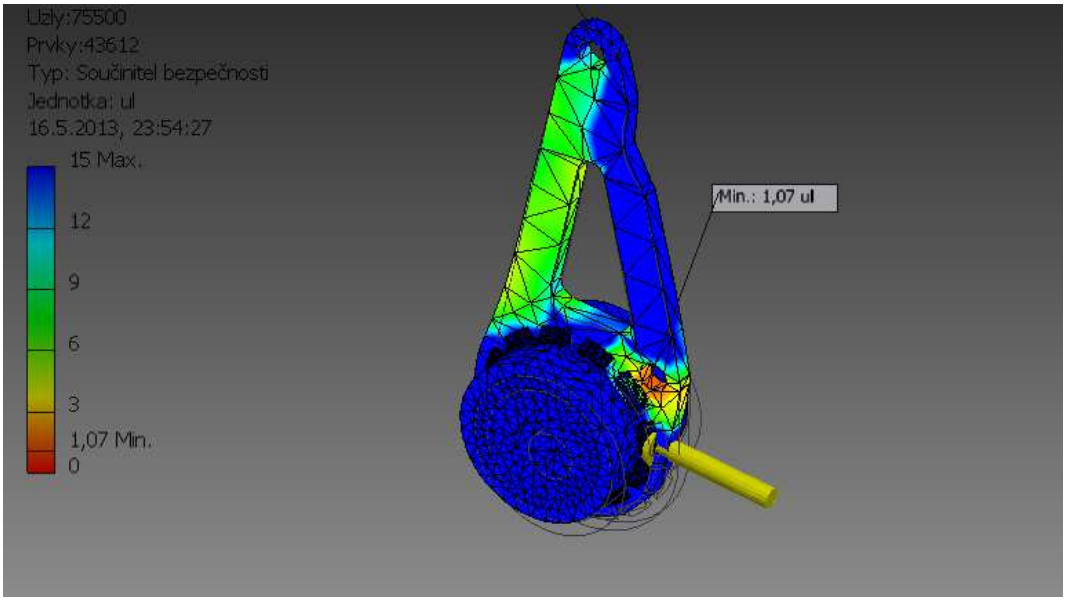
Pro kontrolu zda držák vydrží namáhání, které na něho bude působit byla provedena pevnostní analýza, jejíž výstup můžete vidět na dalším obrázku 70 a 71. Prostřední držák byl ustaven do polohy, v jakém se nachází při spojení s jednostupňovou převodovkou. Působící síla tlačí držák do silentbloku. Po provedeném výpočtu bylo zjištěno, že zatěžující síla má velikost 8300 N. a tato síla byla nastavena v pevnostní analýze.

Z výsledků pevnostní analýzy vyplývá, že napětí v nejvíce namáhaném otvoru převládá je 183,3 MPa.



Obr.70 Pevnostní analýza prostředního držáku převodovky – Napětí

Z hlediska součinitele bezpečnosti je minimální hodnota součinitele bezpečnosti pouze 1,07. Jedná se o spodní díru, jak je zobrazeno na obr. 71. Díra je umístěna blízko pouzdra držáku. Díru nebylo možné lépe umístit z důvodu velmi úzkého prostoru, který vznikl mezi jednostupňovou převodovkou a prostředním silentblokem, a který je zobrazen na obr. 72. Z tohoto důvodu nebylo možné díru umístit na držáku na jiném místě.



Obr.71 Pevnostní analýza prostředního držáku převodovky – Součinitel bezpečnosti

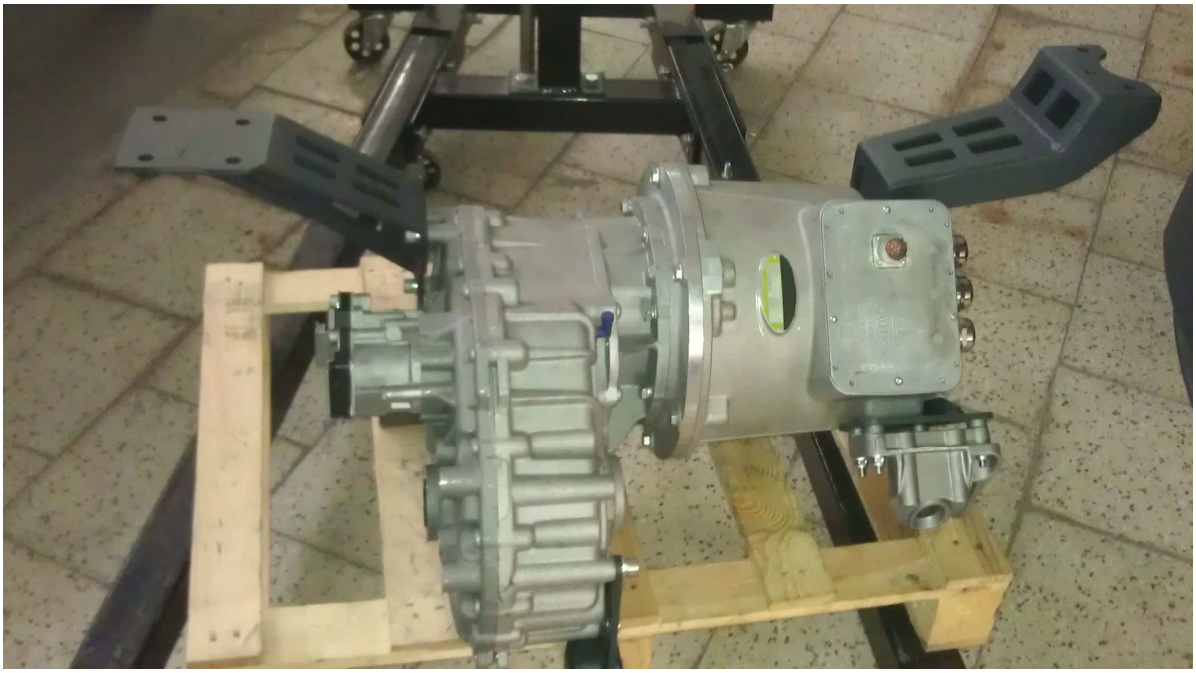
Obr.72 Umístění spodní díry prostředního držáku převodovky [7]

Na obrázku 73 je zobrazen prostřední držák převodovky po svaření. Na všech třech držácích je provedena povrchová úprava pozinkováním za účelem zvýšení odolnosti vůči korozi a po této úpravě jsou držáky nastříkány barvou a vypáleny v peci.

Obr.73 Prostřední držák převodovky po povrchové úpravě [7]

7.6 MONTÁŽ ELEKTROPOHONU A DRŽÁKŮ

Jednotlivé části sestavy elektropohonu jsou před umístěním do motorového prostoru vozidla smontovány mimo motorový prostor a následně po provedené montáži sestavy je celý elektropohon i s jednotlivými držáky přemístěn do motorového prostoru ve vozidle pomocí jeřábového zařízení. Po ustavení elektropohonu v motorovém prostoru pomocí jeřábového zařízení je provedeno přišroubování elektropohonu na zavěšení v karoserii vozidla (silentbloky). Na obrázku 74 je zobrazena sestava elektropohonu po její montáži.



Obr.74 Sestava elektropohonu po montáži [7]

Po provedené montáži elektropohonu do motorového prostoru je posléze přistoupeno k další montáži ostatních zbylých částí nutných k tomu, aby vozidlo bylo schopné provozu.

7.7 TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ SOUČASNÉHO A NOVĚ NAVRŽENÉHO ELEKTROPOHONU

V této části je provedeno závěrečné technickoekonomické zhodnocení současného elektropohonu a nově navrženého elektropohonu pro užitkové vozidlo Citroen Jumper.

Současné řešení – asynchronní motor EVC + manuální šestistupňová převodovka

Nové řešení – synchronní motor + jednost. převodovka s PP: 8,28

Na základě smlouvy, která byla sepsána mezi VUT FSI v Brně a firmou EVC Group s.r.o. o poskytnutí podkladů, firma nechce zveřejňovat přesnou cenu obou konceptů. Proto mě byl pouze poskytnut závěrečný cenový rozdíl obou konceptů, který mohu uvést v této diplomové práci. Varianta nového řešení elektropohonu se synchronním motorem a jednostupňovou převodovkou je oproti variantě s asynchronním motorem EVC a manuální šestistupňovou převodovkou dražší o 67 500 Kč.

V následující tabulce jsou zobrazeny nejdůležitější parametry obou řešení, z nichž následně je proveden výběr pro technické zhodnocení obou variant elektropohonů.

Parametr	Současné řešení	Nové řešení
Moment motoru max. [Nm]	450	310
Výkon motoru max. [kW]	100	162
Otáčky motoru max. [min^{-1}]	4000	10000 (11000)
Účinnost motoru [%]	63 - 93	76 - 94
Účinnost převodovky [%]	92	97
Hmotnost motoru [kg]	140	40
Hmotnost převodovky [kg]	70	30
Pohotovostní váha vozidla s řidičem [kg]	2500	2350
Užitná nákladová hmotnost [kg]	1000	1150
Konstrukce držáku převodovky [ks]	NE (0 ks)	ANO (2 ks)
Konstrukce držáku motoru [ks]	ANO (1ks)	ANO (1ks)
Spotřebovaná energie při 1 EJC [kWh]	2,774503	2,745044
Ujetá vzdálenost při max. kapacitě baterie [km]	231	234

Tab.3: Souhrn nejdůležitějších parametrů obou konceptů řešení

Objektivní porovnání současného a nově navrženého elektropohonu je možné provést na základě celospolečenské efektivní hodnoty CEH obou konceptů. Je ale potřeba znát přesnou cenu obou řešení, která bohužel není firmou EVC Group s.r.o. zveřejněna. K dispozici je pouze cenový rozdíl obou konceptů. Z hlediska technického řešení je ale možné provést multikriteriální hodnocení stanovením technické hodnoty daných řešení τ. Před provedením tohoto hodnocení je zapotřebí stanovit specifikaci jednotlivých parametrů.

Specifikace jednotlivých parametrů:

t_j – Hodnota plnění faktoru, parametru či technické vlastnosti jsou vyjádřeny pomocí třídníku t_j se stanovenou stupnicí.

Stanovená stupnice:

- $t_1 = 0$ - nevyhovující (t_{min})
- $t_2 = 1$ - velmi slabé
- $t_3 = 2$ - vyhovující
- $t_4 = 3$ - dobré
- $t_5 = 4$ - velmi dobré
- $t_6 = 5$ - vynikající (vzorové, ideální, 100%) t_{max}

g_j - Význam (váha) jednotlivých faktorů, parametrů, vlastností dle důležitosti označena koeficienty g_j (≤1),tedy : **$0 < g_j \leq 1$**

j	Vlastnost	OZN.	Současné řešení		Nové řešení	
			t_j	g_j	t_j	g_j
1	Celková hmotnost vozidla	T1	3	0,4	4	0,4
2	Užitková nákladová hmotnost	T2	3	0,4	4	0,4
3	Složitost konstrukce	T3	4	0,8	3	0,8
4	Cena konceptu	T4	4	0,7	3	0,7
5	Spotřebovaná energie při 1 EJC	T5	3	0,9	4	0,9
6	Dojezd vozidla	T6	3	0,9	3	0,9
7	Dynamika vozidla (0 - 100 km/h)	T7	3	0,8	4	0,8
8	Náročnost na údržbu	T8	5	0,6	5	0,6
9	Životnost	T9	5	0,6	5	0,6

Tab.4: Multikriteriální hodnocení konceptů elektropohonu

Technická hodnota varianty se spočte:

$$\tau = \frac{\sum_{j=1}^{n}(g_j \cdot t_j)}{\sum_{j=1}^{n} g_j \cdot t_{max}} = \frac{g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 + \dots\dots\dots + g_n \cdot t_n}{(g_1 + g_2 + .. + g_n).t_j} \leq 1 \ [16] \qquad (62)$$

Technická hodnota současného řešení:

$$\tau_{SŘ} = \frac{0{,}4 \cdot 3 + 0{,}4 \cdot 3 + 0{,}8 \cdot 4 + 0{,}7 \cdot 4 + 0{,}9 \cdot 3 + 0{,}9 \cdot 3 + 0{,}8 \cdot 3 + 0{,}6 \cdot 5 + 0{,}6 \cdot 5}{(0{,}4 + 0{,}4 + 0{,}8 + 0{,}7 + 0{,}9 + 0{,}9 + 0{,}8 + 0{,}6 + 0{,}6) \cdot 5} = 0{,}7279 \qquad (63)$$

Technická hodnota nového řešení:

$$\tau_{NŘ} = \frac{0{,}4 \cdot 4 + 0{,}4 \cdot 4 + 0{,}8 \cdot 3 + 0{,}7 \cdot 3 + 0{,}9 \cdot 4 + 0{,}9 \cdot 3 + 0{,}8 \cdot 4 + 0{,}6 \cdot 5 + 0{,}6 \cdot 5}{(0{,}4 + 0{,}4 + 0{,}8 + 0{,}7 + 0{,}9 + 0{,}9 + 0{,}8 + 0{,}6 + 0{,}8) \cdot 5} = 0{,}7607 \qquad (64)$$

Z výsledků tohoto multikriteriálního hodnocení vyplývá, že nové řešení elektropohonu je technicky lepší variantou řešení elektropohonu. Celospolečenská efektivní hodnota CEH nového a současného řešení může být porovnáno pouze firmou, pro kterou byla tato práce zhotovena.

8. ZÁVĚR

Cílem první části této práce bylo sepsat rešerši o metodice měření spotřeby vozidel. Hlavní pozornost této rešerše byla kladena na dvě kategorie vozidel, konkrétně na kategorie vozidel M1 a N1 a dále pak to byla kategorie vozidel M2 a M3. U Kategorie vozidel M1 a M2 byla provedena rešerše evropského jízdního cyklu a následně to samé bylo provedeno u kategorie vozidel M2 a M3, jenom s tím rozdílem, že tato kategorie byla charakterizována projektem SORT spolu s jeho cykly. V závěru rešerše je uveden nový vyvíjený cyklus tzv. WLTP cyklus, jehož vývoj by měl být dokončen kolem roku 2014 až 2015. Tato metodika by měla být uznávána na celém světě a cyklus by měl splňovat emisní normu EURO 6.

Dále jsem provedl rozbor současného elektropohonu umístěného v elektrododávce Citroen Jumper. Jednalo se o asynchronní motor z produkce firmy EVC Group s.r.o. o maximálním výkonu 100 kW s manuální šesti-stupňovou převodovkou, která byla dodaná výrobcem vozidla. Tento motor se vyznačuje vysokou dynamikou hlavně při rozjezdu na první rychlostní stupeň, proto se v praxi při jízdě po rovině využívá druhého rychlostního stupně. Prvního rychlostního stupně se hlavně využívá při rozjezdu do kopce.

Při návrhu nové koncepce řešení elektropohonu musel být brán zřetel na požadavky firmy EVC Group s.r.o. a zákazníka, pro kterého bylo vozidlo přestavováno. Základním požadavkem bylo vytvoření elektropohonu s pevným převodem, který by umožnoval vozidlu jet požadovanou rychlostí 130 km/h, kde elektropohon musí být vestavitelný na stávající zavěšení v karoserii vozidla Citroen Jumper.

Prvním návrhem byl synchronní motor o výkonu 162 kW s jednostupňovou převodovkou. Převodovka mohla být vybavena širokou škálou převodových poměrů. Jako nejschůdnější se jevily převodové poměry 6,54 a 8,28. Po výpočtu dynamických vlastností pro tyto dva převodové poměry bylo patrné, že vozidlo poháněné synchronním motorem a převodovkou s vyšším převodovým poměrem bude pro požadavky firmy vhodnější variantou.

Při druhém návrhu byl ponechán asynchronní motor EVC ze současného konceptu, který byl doplněn o zvolenou jednostupňovou převodovku. Tento návrh byl spíše ověřením, zda je asynchronní motor EVC při spojení s jednostupňovou převodovkou schopen dosáhnout požadované rychlosti 130 km/h. Po provedení výpočtu dynamických vlastností bylo zjištěno, že vozidlo s touto úpravou není schopné dosáhnout požadované rychlosti ani s jedním navrhovaným převodovým poměrem.

Posledním návrhem bylo využití jiného asynchronního motoru, který by byl podobný synchronnímu motoru z prvního návrhu, co se týče rozsahu otáček. Byl nalezen asynchronní motor Siemens o výkonu 100 kW. Po provedení základního rozboru jeho vlastností bylo od tohoto řešení upuštěno z důvodu nevýhod, které plynuly při spojení se zvolenou jednostupňovou převodovkou. Motor také dosahoval nižší účinnosti motoru, která má vliv na spotřebu energie. Po provedení technického hodnocení vyplynulo, že elektropohon se synchronním motorem a jednostupňovou převodovkou s převodovým poměrem 8,28 vykazuje nejlepší požadované vlastnosti ze všech navrhovaných řešení.

Po výběru nejlepšího návrhu bylo potřeba zjistit spotřebu energie nového řešení elektropohonu a porovnat ji se spotřebou energie u současného řešení elektropohonu a s tím související dojezd vozidla při nezměněném počtu trakčních baterií umístěných ve vozidle. Výpočet byl prováděn pro Evropský jízdní cyklus. Z výsledku je patrné, že současné řešení s elektropohonem EVC je více vhodné do městského provozu, kde dosahuje nižší spotřeby

energie. Nové řešení elektropohonu se naopak vyznačuje nižší spotřebou energie při jízdě mimo město. Dojezd elektrododávky s novým řešením elektropohonu se zvýšil o 1,07 %.

V konstrukční stránce této práce bylo nutné zkonstruovat držáky pro zvolený elektropohon, kde muselo být využito stávajícího zavěšení v karoserii vozidla (silentblok). Proto byly vytvořeny tři držáky pro tři zavěšení v karoserii vozidla, a to držák elektromotoru, levý držák převodovky a prostřední držák převodovky.

Závěrečné technické hodnocení současného a nově navrhovaného řešení elektropohonu pro užitkové vozidlo Citroen Jumper ukázalo, že řešení se synchronním motorem a jednostupňovou převodovkou s převodovým poměrem 8,28 má lepší vlastnosti než současné řešení. Bohužel technicko-ekonomické zhodnocení může provést pouze firma, pro kterou byla práce zhotovena. Protože neposkytla cenu nákladů jak na současné, tak i na nové řešení, je znám pouze cenový rozdíl obou řešení, kde nové řešení elektropohonu je dražší o 67 500 Kč.

Tato zhotovená práce není pouze teoretickým návrhem, ale je využita přímo v praxi. Elektrododávka s tímto novým řešením elektropohonu je v současné době dokončována ve firmě, pro kterou byla tato práce zhotovena a měla by být provozu schopná během několika málo týdnů. V případě sériové výroby této elektrododávky by bylo nutné vytvoření nových držáků elektropohonu, které by byly odlity z hliníku, což by mělo za následek zrychlení výroby držáků, snížení cenových nákladů a rovněž také snížení hmotnosti vozidla. Na práci by mohl také navazovat detailní výpočet zatížení působící na držáky při jízdě vozidla a následné provedení analýzy metodou konečných prvků v některém z programů jako např. Ansys.

9. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] *Sossoukyjov.cz* [online]. Spotřeba paliva. 2011 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: www.sossoukyjov.cz/studovna/.../6/DPR%20Spotřeba%20paliva.doc

[2] *Tf.czu.cz* [online]. Měření spotřeby paliva z emisí. 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://tf.czu.cz/~pexa/Predmety/TD/Prednasky/5p_TechDiag.pdf

[3] *Wikipedia.org* [online]. Kategorie vozidel. 2011 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Kategorie_vozidel

[4] *Homen.vsb.cz* [online]. Kategorie silničních vozidel. 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/1_5.pdf

[5] *Stkmost.cz* [online]. Kategorie vozidel. 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://www.stkmost.cz/kategorie.html

[6] *Portal.sda-cia.cz* [online]. Technická zpráva. 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=evropsk%C3%BD%20j%C3%ADzdn%C3%AD%20cyklus&source=web&cd=5&ved=0CEQQFjAE&url=http%3A%2F%2Fportal.sdacia.cz%2Findex.php%3Foption%3Dcom_docman%26task%3Ddoc_download%26gid%3D213&ei=A9KXT47SFYWAOrSflc8G&usg=AFQjCNGfL1gk0yu00VO3wTWILCl-kkhVjg&cad=rja

[7] Technické materiály poskytnuty firmou EVC Group s.r.o., www. evcgroup.cz

[8] *Kvm.tul.cz* [online]. Zařízení pro emisní testy osobních vozidel. 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://www.kvm.tul.cz/studenti/texty/experiment_metody/In-TECH2_valce.pdf

[9] Wikipedia.org [online]. Autobus. 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Autobus

[10] *Alv.com* [online]. Emission legislations and Testing. 2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: https://www.avl.com/c/document_library/get_file?uuid=c1b5c812-80d9-4630-94a7-017eb2e81bfd&groupId=17854

[11] *Via3.at: Emission legislation and current work f th d l t f ks for the development of a new harmonized test-cycle with respect to emissions* [online]. [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: http://via3.at/UserFiles/Image/automotivesummit/European%20Commission_Bernardo%20Martinez.pdf

[12] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vydání. Brno : Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. 434 s. ISBN 80-238-5273-6.

[13] *Auto.cz* [online]. Evropský jízdní cyklus. 2004 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: http://www.auto.cz/mereni-spotreby-paliva-vcera-a-dnes-17092/foto?foto=

[14] MATELA, Petr. *Studie pohonu elektromobilu*. Brno, 2011. Dostupné z: http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=40211. Bakalářská práce. FSI VUT v Brně.

[15] *Auto.cz: Škoda Octavia Green e-Line* [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: http://www.auto.cz/skoda-octavia-green-e-line-ridili-skodovacky-elektromobil-67332/foto?foto=6

[16] KOLÍBAL, Zdeněk a Radek KNOFLÍČEK. *Robotické systémy vyšších gererací*. Brno, 2005. Studijní opora. VUT FSI v Brně.

[17] *Industry.usa.siemens.com: Siemens 1PV5135-4WS28* [online]. [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: http://www.industry.usa.siemens.com/drives/us/en/electric-drives/hybrid-drives/Documents/elfa-components-data-sheets.pdf

[18] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. *Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. 1. české vyd., 2. dotisk. Překlad Jan Obdržálek, Bohumila Lencová, Petr Dub. V Brně: Prometheus, 2006, vii, 1034-1198, [30]. ISBN 80-214-1868-0.

10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Jednotka	Legenda
Latinská abeceda		
a	[m·s^{-2}]	Zrychlení vozidla
a_s	[m·s^{-2}]	Zrychlení vozidla do kopce
BS	[-]	Bod startu EJC
CEH	[-]	Celospolečenská efektivní hodnota
CO	[g·km^{-1}]	Oxid uhelnatý
CO_2	[g·km^{-1}]	Oxid uhličitý
d	[m]	Průměr kola
D	[-]	Pohyb vozidla vpřed
D_h	[kg.m^{-3}]	Hustota zkušebního paliva
DC	[-]	Stejnosměrný proud
DHC	[-]	Skupina pro vývoj jízdního cyklu WLTP
DTP	[-]	Skupina pro vývoj zkušebních postupů WLTP cyklu
E_0	[kWh]	Odběr energie z baterie
$E_{0.sy}$	[kWh]	Odběr energie z baterie - synchronní motor
EHK	[-]	Evropská hospodářská komora
EJC	[-]	Evropský jízdní cyklus
EVC	[-]	Název společnosti (Electric vehicle company)
F	[N]	Celková hnací síla
F_c	[N]	Celková odporová síla při stoupání
F_L	[l/100 km]	Spotřeba paliva v litrech na 100 km
F_O	[N]	Celkový odpor
F_s	[N]	Odporová síla při stoupání
F_t	[N]	Tažná síla
FTR-15	[-]	Americká norma dopravního cyklu
F_{val}	[N]	Odpor valení
F_{vzd}	[N]	Vzdušný odpor
g	[m·s^{-2}]	Tíhové zrychlení
g_j	[-]	Význam (váha) jednotlivých faktorů
HC	[g·km^{-1}]	Uhlovodík

K	[-]	Stupeň zařazené rychlosti
m	[kg]	Pohotovostní hmotnost vozidla s řidičem
m_b	[kg]	Maximální přípustná hmotnost vozidla
M_k	[Nm]	Kroutící moment
M_m	[-]	Kroutící moment na motoru
M_{mv}	[Nm]	Moment na motoru při výdrži na rychlosti
$M_{m.sy}$	[Nm]	Moment na motoru - synchronní motor
$M_{mv.sy}$	[Nm]	Moment na motoru při výdrži na rychlosti -SM
m_{sy}	[kg]	Pohotovostní hmotnost vozidla s řidičem - SM
N	[-]	Neutrál
n	[$ot \cdot min^{-1}$]	Otáčky
n_m	[$ot \cdot min^{-1}$]	Otáčky na motoru
$n_{m.sy}$	[$ot \cdot min^{-1}$]	Otáčky na motoru - synchronní motor
OSN	[-]	Organizace spojených národů
P	[-]	Parkovací brzda
P_0	[W]	Příkon z baterie
$P_{0.sy}$	[W]	Příkon z baterie - synchronní motor
P_d	[-]	Převod diferenciálu
P_m	[W]	Výkon na motoru
$P_{m.sy}$	[W]	Výkon na motoru - synchronní motor
P_{mv}	[W]	Výkon na motoru při výdrži na rychlosti
$P_{mv.sy}$	[W]	Výkon na motoru při výdrži na rychlosti - SM
PP	[-]	Převodový poměr
p_{p1}	[-]	Převodový poměr I
p_{p2}	[-]	Převodový poměr II
p_{p3}	[-]	Převodový poměr III
p_{p4}	[-]	Převodový poměr IV
p_{p5}	[-]	Převodový poměr V
p_{p6}	[-]	Převodový poměr VI
p_{ps1}	[-]	Převodový poměr I jednostupňové převodovky
p_{ps2}	[-]	Převodový poměr II jednostupňové převodovky
p_{pz}	[-]	Převodový poměr Z

r	[m]	Poloměr kola
R	[-]	Pohyb vozidla vzad
$s_{\%}$	[%]	Procentuální zvýšení dojezdu elektrododávky - SM
S_a	[m^2]	Čelní průřez vozidla
s_a	[%]	Stoupání vozovky
s_E	[km]	Ujetá vzdálenost při jednom EJC
s_{EVC}	[km]	Počet ujetých km na max. kapacitu bat. - EVC motor
SM	[-]	Synchronní motor
SORT	[-]	Standardizované cykly silničních zkoušek
SORT 1	[-]	SORT - městský cyklus
SORT 2	[-]	SORT - smíšený cyklus
SORT 3	[-]	SORT - mimoměstský cyklus
s_{sy}	[km]	Počet ujetých km na max. kapacitu bat. - SM
t	[s]	čas
t_j	[-]	Hodnota plnění faktoru
t_{max}	[-]	Maximální hodnota plnění faktoru
t_{min}	[-]	Minimální hodnota plnění faktoru
UITP	[-]	Mezinárodní svaz veřejné dopravy
v	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost vozidla
v_0	[$m \cdot s^{-1}$]	Počáteční rychlost
VDV	[-]	Svaz německých dopravních společností
v_s	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost vozidla při stoupání
WLTP	[-]	Celosvětový jízdní cyklus
Řecká abeceda		
Δv	[-]	Vliv poklesu rychlosti jízdy
η_C	[-]	Celková mechanická účinnost soustavy - EVC pohon
η_{cm}	[-]	Celk. účinnost pro výpočet příkonu z bat. - EVC pohon
$\eta_{cm.sy}$	[-]	Celk. účinnost pro výpočet příkonu z bat. - SM
η_{CN}	[-]	Celková mechanická účinnost soustavy - SM pohon
η_{JP}	[-]	Účinnost jednostupňové převodovky
η_L	[-]	Účinnost hřídele uloženého ve dvou kulič. Ložiscích
η_{men}	[-]	Účinnost měniče

η_{mot}	[-]	Účinnost elektropohonu EVC
$\eta_{mot.sy}$	[-]	Účinnost elektropohonu se synchronním motorem
η_P	[-]	Účinnost ozubeného převodu
μ_a	[-]	Součinitel aerodynamického odporu
μ_v	[-]	Součinitel odporu valení
ρ_{vz}	[kg.m^{-3}]	Hustota vzduchu
τ	[-]	Technická hodnota daných řešení
$\tau_{NŘ}$	[-]	Technická hodnota nového řešení elektropohonu
$\tau_{SŘ}$	[-]	Technická hodnota současného řešení elektropohonu
τ_{var1}	[-]	Technická hodnota varianty 1
τ_{var2}	[-]	Technická hodnota varianty 2

11. SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1	Průběh spotřeby paliva
Obr. 2	Kategorie silničních vozidel podle EHK
Obr. 3	Základní rozdělení silničních vozidel podle ČSN 30 0024
Obr. 4	Evropský jízdní cyklus
Obr. 5	Základní městský cyklus
Obr. 6	Cyklus mimo město
Obr. 7	Jeden z prvních autobusů v muzeu Mercedes-Benz
Obr. 8	Dopady ovlivňující spotřebu
Obr. 9	Struktura cyklů
Obr. 10	Tři základní cykly
Obr. 11	Návrh pěti SORT-Lichoběžníků
Obr. 12	Průběh cyklu SORT 1 - Městský
Obr. 13	Průběh cyklu SORT 2 - Smíšený
Obr. 14	Průběh cyklu SORT 3 - Předměstský
Obr. 15	Průběh WLTP cyklu
Obr. 16	Vodou chlazený asynchronní motor
Obr. 17	Momentová a výkonová charakteristika elektromotoru EVC
Obr. 18	Manuální šestistupňová převodovka od firmy Citroen
Obr. 19	Odporová charakteristika elektrododávky Citroen Jumper s elektromotorem EVC
Obr. 20	Rychlostní charakteristika sil elektromotoru EVC
Obr. 21	Rychlostní charakteristika zrychlení elektrododávky s elektropohonem EVC
Obr. 22	Rychlostní charakteristika zrychlení elektrododávky s elektropohonem EVC do kopce
Obr. 23	Časový průběh rychlosti automobilu při rozjezdu s elektromotorem EVC 0 - 100 km/h
Obr. 24	Olejem chlazený synchronní motor
Obr. 25	Momentová a výkonová charakteristika synchronního motoru
Obr. 26	Jednostupňová převodovka
Obr. 27	Popis jednostupňové převodovky
Obr. 28	Odporová charakteristika elektrododávky Citroen Jumper se synchronním motorem
Obr. 29	Rychlostní char. PP: 6,54
Obr. 30	Rychlostní char. PP: 8,28
Obr. 31	Rychlostní charakteristika sil synchronního motoru
Obr. 32	Rychlostní char. zrychlení PP: 6,54
Obr. 33	Rychlostní char. zrychlení PP: 8,28
Obr. 34	Rychlostní charakteristika zrychlení synchronního motoru
Obr. 35	Rychlostní charakteristika zrychlení elektrododávky se synchronním motorem do kopce
Obr. 36	Rychlostní char. zrychlení elektrododávky se synchronním motorem do kopce - jm. moment

Obr. 37	Časový průběh rychlosti automobilu při rozjezdu Se synchronním motorem 0 - 100 km/h
Obr. 38	Příklad řadicí páky pro jednostupňovou převodovku
Obr. 39	Momentová a výkonová charakteristika elektromotoru EVC po omezení momentu elektromotoru
Obr. 40	Rychlostní charakteristika sil elektromotoru EVC po omezení momentu motoru
Obr. 41	Asynchronní motor Siemens 1PV5135-4WS28
Obr. 42	Momentová a výkonová char. Asynchronního motoru Siemens 1PV5135-4WS28
Obr. 43	Mapa účinnosti asynchronního motoru EVC
Obr. 44	Účinnost asynchronního motoru EVC při Evropském jízdním cyklu
Obr. 45	Mapa účinnosti zvoleného synchronního motoru
Obr. 46	Účinnost zvoleného synchronního motoru při Evropském jízdním cyklu
Obr. 47	Účinnost motorů při Evropském jízdním cyklu
Obr. 48	Umístění držáků elektropohonu v elektrododávce
Obr. 49	Natočení elektropohonu 0°
Obr. 50	Natočení elektropohonu 28°
Obr. 51	3D Modely pomocných držáků převodovky pro natočení 28°
Obr. 52	Natočení elektropohonu 19°
Obr. 53	3D Modely pomocných držáků převodovky pro natočení 19°
Obr. 54	3D model držáku čela
Obr. 55	3D model držáku čela a poloosy
Obr. 56	Uchycení poloosy
Obr. 57	Finální 3D model svařence držáku elektromotoru
Obr. 58	Pevnostní analýza pravého držáku elektromotoru - Součinitel bezpečnosti
Obr. 59	Pevnostní analýza pravého držáku elektromotoru - Posunutí
Obr. 60	Držák elektromotoru po povrchové úpravě
Obr. 61	Uchycení levého držáku převodovky
Obr. 62	Uchycení prostředního držáku převodovky
Obr. 63	3D modely výpalků čela držáku a horního držáku
Obr. 64	Finální 3D model svařence levého držáku převodovky
Obr. 65	Pevnostní analýza levého držáku převodovky - Napětí
Obr. 66	Pevnostní analýza levého držáku převodovky - Posunutí
Obr. 67	Levý držák převodovky po povrchové úpravě
Obr. 68	Uchycení držáku
Obr. 69	Finální 3D model svařence prostředního držáku převodovky
Obr. 70	Pevnostní analýza prostředního držáku převodovky - Napětí
Obr. 71	Pevnostní analýza prostředního držáku převodovky - Součinitel bezpečnosti
Obr. 72	Umístění spodní díry prostředního držáku převodovky
Obr. 73	Prostřední držák převodovky po povrchové úpravě
Obr. 74	Sestava elektropohonu po montáži

12. SEZNAM PŘÍLOH

Výkresy:

Sestava elektropohonu	JK2_04_00
Sestava svařence levého držáku převodovky	JK2_01_00
Levý držák převodovky – výkres	JK2_01_00_V
Čelo levého držáku převodovky	JK2_01_01_6

Excel:

Výpočet spotřeby energie