



Identifikace parametrů vozidla pro simulační výpočty jízdní dynamiky

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Tomáš Petr**
Vedoucí práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Master thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems
Author: **Bc. Tomáš Petr**
Supervisor: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.



Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Petr**

Osobní číslo: **S14000334**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**

Název tématu: **Identifikace parametrů vozidla pro simulační výpočty jízdní dynamiky**

Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Proveďte rozbor zadávaných parametrů vozidla v prostředí sw dSPACE.
2. Navrhněte způsoby získání vstupních dat pro simulační model.
3. Navrhněte jízdní režimy vozidla v softwaru dSPACE, u kterých ověříte provedené změny s ohledem na jízdní dynamiku vozidla. Dosažené výsledky analyzujte.
4. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL).

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: 50 stran + CD

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
- [3] DOROTKA, Martin. *Simulace jízdy vozidla*. Liberec, 2015. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.
- [4] Manuál softwaru dSPACE.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: 1. listopadu 2016

Termín odevzdání diplomové práce: 1. ledna 2018

L.S.

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. listopadu 2016

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis

Bibliografická citace

PETR, T. Identifikace parametrů vozidla pro simulační výpočty jízdní dynamiky. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, KVM, 2016. Vedoucí diplomové práce Ing. Robert Voženílek, Ph.D.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Robertovi Voženílkovi, Ph.D., za cenné rady a pomoc při tvorbě diplomové práce, dále pak konzultantovi práce Ing. Josefu Brouškovi, za ochotu a odbornou pomoc.

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá simulačními výpočty podélné jízdní dynamiky vozidla a identifikací parametrů potřebných pro simulační výpočet. Zahrnuje způsoby určení vstupních dat a přehled parametrů definovatelných do softwaru dSpace.

Klíčová slova

Moment setrvačnosti, podélná dynamika, powertrain, hnací ústrojí, simulace, NEDC, dSpace

Anotation

This thesis deals with the simulation calculations longitudinal vehicle dynamics and identification of parameters necessary for simulation calculation. It includes methods for the determination of input data and a summary of the parameters definable into the software dSpace.

Keywords

Moment of inertia, longitudinal dynamics, powertrain, drivetrain, simulation, NEDC, dSpace

Obsah

Seznam použitých symbolů	11
Seznam použitých zkratk	14
1 Úvod	15
2 Software dSpace	16
2.1 Zadávané parametry vozidla v rozhraní ModelDesk	17
2.1.1 Souřadnicový systém v rozhraní ModelDesk	18
2.1.2 Podsystemy v rozhraní ModelDesk	18
2.1.3 Hnací jednotka	20
2.1.4 Hnací ústrojí	20
2.1.5 Dynamika vozidla	23
2.1.6 Hmotnost vozidla a přídatná zatížení	23
2.1.7 Senzor pohybu	23
2.1.8 Aerodynamika	23
2.1.9 Zavěšení	24
2.1.10 Pneumatiky	24
2.1.11 Řízení	25
2.1.12 Brzdy	25
2.1.13 Okolní prostředí	27
3 Způsoby získání vstupních dat	27
3.1 Moment setrvačnosti	27
3.2 Způsoby měření momentu setrvačnosti	29

3.2.1	Získání momentu setrvačnosti od výrobce	29
3.2.2	Odkývání jednotlivých částí	29
3.2.3	S využitím dynamometru	32
3.2.4	CAD data	32
4	Simulace jízdy vozidla	32
4.1	Jízdní režim vozidla	32
4.1.1	Porovnání NEDC a WLTP cyklu	34
4.1.2	Faktory ovlivňující spotřebu automobilů	35
4.2	Vliv změny momentu setrvačnosti na změnu výkonu vypočteného na kolech	37
4.2.1	Definování parametrů vozidla do softwaru dSpace	39
4.2.2	Vliv změny redukovaného momentu setrvačnosti na změnu výkonu vypočteného na kolech automobilu	46
4.3	Porovnání výsledků simulace s měřením provedeným v laboratoři powertrain	50
5	Závěr	53
	Použitá literatura	54
	Seznam obrázků	57
	Seznam tabulek	58
	Seznam příloh	59

Seznam použitých symbolů

A_b	$[m^2]$	Třecí plocha brzdových destiček
CP	$[-]$	Souřadnicový kontaktního místa
D	$[Nm/rad]$	Direkční moment
E	$[-]$	Souřadnicový systém země
F_p	$[N]$	Síla působící od parkovací brzdy
G	$[N/m^2]$	Modul pružnosti ve smyku
J	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti
J_{celk}	$[kg/m^2]$	Celkový moment setrvačnosti pohyblivých částí
$J_{celk_{hnané}}$	$[kg/m^2]$	Celkový moment setrvačnosti pohyblivých částí na hnaném hřídeli
$J_{celk_{hnací}}$	$[kg/m^2]$	Celkový moment setrvačnosti pohyblivých částí na hnacím hřídeli
J_k	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti kola
J_{klik}	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti klikové hřídele
J_m	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti rotujících částí motoru
J_o	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti tělesa k ose procházející těžištěm tělesa
J_p	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti tělesa k obecné ose
J_{pos}	$[kg/m^2]$	Celkový moment setrvačnosti posuvných částí
J_{red}	$[kg/m^2]$	Redukovaný moment setrvačnosti rotujících částí převodovky na výstupní hřídel
J_{rot}	$[kg/m^2]$	Celkový moment setrvačnosti rotujících částí
J_s	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti tělesa k ose procházející těžištěm tělesa
J_v	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti vačkové hřídele
J_{vred}	$[kg/m^2]$	Redukovaný moment vačkové hřídele na klikovou hřídel
J_x	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti k ose x
J_y	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti k ose y

J_z	$[kg/m^2]$	Moment setrvačnosti k ose z
M	$[Nm]$	Točivý moment motoru
M_b	$[Nm]$	Brzdný moment na kole
M_c	$[Nm]$	Točivý moment čerpadla
M_{rk}	$[Nm]$	Moment měřený na kolech potřebný k zrychlení kol automobilu
M_{rm}	$[Nm]$	Moment měřený na kolech potřebný k zrychlení rotujících částí motoru
M_{rp}	$[Nm]$	Moment měřený na kolech potřebný k zrychlení rotujících částí převodovky
M_t	$[Nm]$	Točivý moment turbíny
O_Z	$[N]$	Odpor zrychlení
O_{Zp}	$[N]$	Odpor zrychlení posuvných hmot
O_{Zr}	$[N]$	Odpor zrychlení rotačních hmot
R	$[m]$	Délka ramene kliky
T	$[s]$	Doba kmitu
T_1	$[s]$	Doba kmitu okolo osy o_1
T_2	$[s]$	Doba kmitu okolo osy o_2
V	$[-]$	Referenční souřadnicový systém vozidla
W	$[-]$	Souřadnicový systém kola
e	$[m]$	Excentricita
e_p	$[m]$	Excentricita přívažku
i	$[-]$	Převodový poměr
i_c	$[-]$	Celkový převod mezi motorem a hnacími koly
i_r	$[-]$	Převodový poměr rozvodovky
i_v	$[-]$	Převodový poměr mezi klikovou a vačkovou hřídelí
l	$[m]$	Celková délka
l_o	$[m]$	Délka ojnice
l_z	$[m]$	Délka závěsu
m_p	$[kg]$	Hmotnost přívažku

m	$[kg]$	Hmotnost
m_o	$[kg]$	Hmotnost ojnice
m_{or}	$[kg]$	Hmotnost rotačních hmot ojnice
m_{op}	$[kg]$	Hmotnost posuvných hmot ojnice
m_p	$[kg]$	Hmotnost přívazku
r	$[m]$	Poloměr
r_1	$[m]$	Vzdálenost k ose o_1
r_2	$[m]$	Vzdálenost k ose o_2
r_b	$[m]$	Poloměr brzdového kotouče
r_d	$[m]$	Dynamický poloměr kola
r_k	$[m]$	Valivý poloměr kola
r_v	$[m]$	Poloměr vlákna
p_b	$[bar]$	Brzdny tlak na brzdový kotouč
Ω_c	$[rad/s]$	Otáčky čerpadla
Ω_t	$[rad/s]$	Otáčky turbíny
ϵ	$[rad/s^{-2}]$	Úhlové zrychlení
ϵ_k	$[rad/s^{-2}]$	Úhlové zrychlení kol
ϵ_m	$[rad/s^{-2}]$	Úhlové zrychlení rotujících částí motoru
ϵ_p	$[rad/s^{-2}]$	Úhlové zrychlení rotujících částí převodovky
η	$[-]$	Mechanická účinnost
λ	$[-]$	poměr délky ramene kliky a délky ojnice
μ_b	$[-]$	Součinitel tření brzdového kotouče
ρ	$[m]$	Vzdálenost bodu od osy

Seznam použitých zkratk

<i>4WD</i>	Four-wheel drive (Pohon všech čtyř kol automobilu)
<i>6M</i>	Šestistupňová manuální převodovka
<i>7A</i>	Sedmistupňová automatická převodovka
<i>ASAM</i>	Association for Standardization of Automation and Measuring Systems (Sdružení pro normalizaci automatizace a měřicích systémů)
<i>ASM</i>	Automotive Simulation Models (Automobilové simulační modely)
<i>ASR</i>	Anti-Slip Regulation (Systém regulace prokluzu kol)
<i>EHK</i>	Evropská hospodářská komise
<i>ESP</i>	Electronic Stability Program (Elektronický stabilizační program)
<i>FWD</i>	Front-wheel drive (Pohon předních kol)
<i>M + S</i>	Pneumatiky pro zimní použití
<i>NEDC</i>	New European Driving Cycle (Nový evropský jízdní cyklus)
<i>RWD</i>	Rear-wheel drive (Pohon zadních kol)
<i>WLTP</i>	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (Světově harmonizovaná testovací procedura lehkých vozidel)

1 Úvod

V dnešní době jsou stále důležitějším prvkem vývojového cyklu nových automobilů simulační metody počítačového testování. Matematický model, jenž co nepřesněji popisuje pohyb vozidla, může sloužit jako velmi vhodná platforma pro ověřování jeho vlastností. Výstupem simulace pak může být vedle získaných fyzikálních veličin i například vizualizace pohybu vozidla. Pomocí simulačních experimentů a jejich vizualizace může být efektivně testováno velké množství jízdních vlastností vozidla bez nutnosti provádět jízdní zkoušky na skutečném vozidle. Vstupní data musí ovšem vycházet ze zkušeností získaných na reálném vozidle.

Počítačové simulace se neuplatňují pouze při vývoji nových vozů, ale také při stavbě simulátorů. Nejlepším příkladem je stavba a využití simulátorů ve Formuli 1, kdy závodní týmy mohou z těchto simulátorů získat cenná data dále využitelná při samotném vývoji vozu, aniž by museli testovat vůz na reálné trati. Lze tak výrazně zrychlit vývojový cyklus a snížit náklady na vývoj.

Cílem této práce je popsat rozhraní ModelDesk jenž je součástí softwaru dSpace, který se využívá pro simulace jízdní dynamiky a definovat parametry, které je možné do tohoto softwaru zadat. Dalším úkolem je provést simulaci jízdy vozidla na předem definovaném jízdním cyklu a pozorovat vliv změny momentu setrvačnosti rotačních komponent na podélnou dynamiku vozidla. Posledním bodem je porovnání výsledků získaných ze softwaru dSpace s výsledky získanými v laboratoři powertrain.

Výsledky této práce by měly sloužit jako základ pro jízdní simulace v laboratoři powertrain TU v Liberci.

2 Software dSpace

Software dSpace ASM Vehicle Dynamics Simulation nabízí kompletní a integrované vývojové prostředí pro řízení a simulace v reálném čase. Typická oblast použití jsou návrhy a testování řídicích a mechatronických systémů zejména v automobilovém a leteckém průmyslu. Aplikace se vytvářejí v grafickém prostředí Matlab Simulink, ze kterého se automaticky vygeneruje odpovídající spustitelný program.

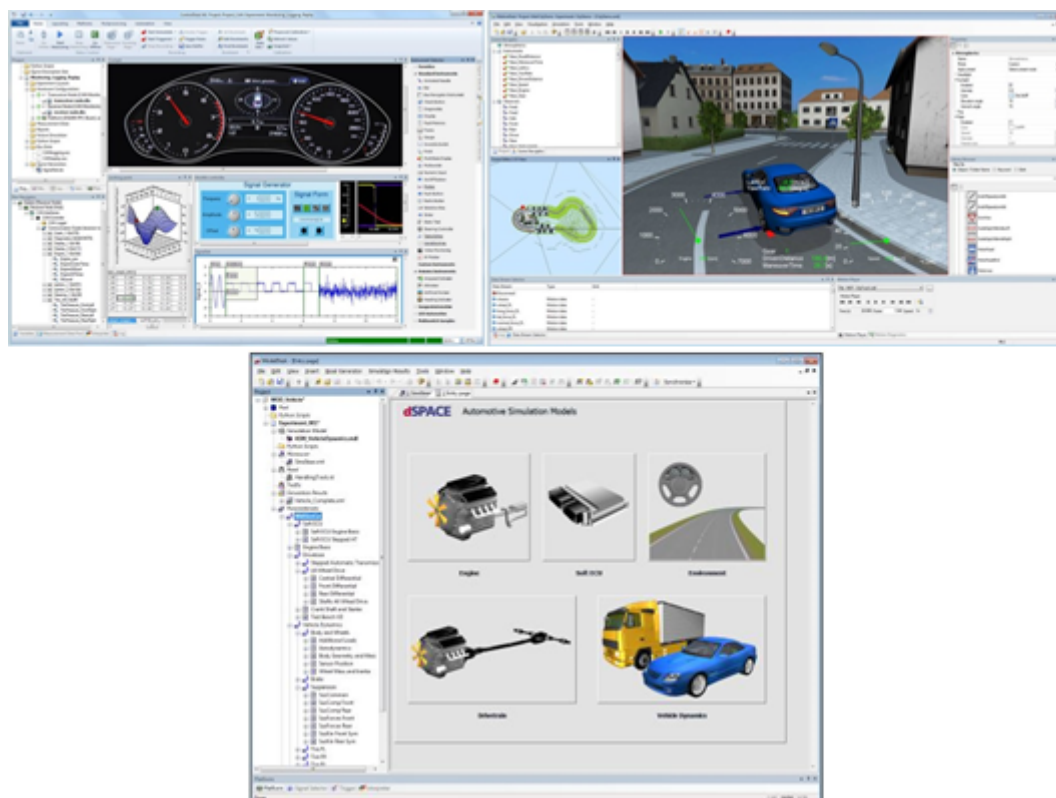
Tento simulační nástroj slouží pro realtime simulace jízdní dynamiky vozidla. Simulační model je vytvořen v programu Matlab Simulink jako otevřený, tzn., že všechny bloky programu jsou přístupné a je možné je kdykoliv jednoduše změnit, popř. nahradit bloky vlastními. Pomocí tohoto nástroje je tedy možné online i offline simulovat jízdní dynamiku v různých jízdních režimech přesně definovaného vozidla v konkrétním prostředí. Odhaluje vliv jednotlivých parametrů na stabilitu jízdy a jejich vzájemnou spojitost a umožňuje porovnávat trakční vlastnosti vozidla díky propracovanému modelu hnacího ústrojí. Výsledky těchto simulací mohou být například využity jako vstupy pro reálné testovací zařízení powertrain.

Software dSpace – ASM Vehicle Dynamics Simulation obsahuje tři uživatelská rozhraní, která usnadňují zadávání parametrů resp. zobrazování výsledků ze simulačního modelu programu Matlab Simulink:

- **ControlDesk** – Vývojové grafické rozhraní umožňující kalibraci a diagnostiku řídicích jednotek např. prostřednictvím standardizovaných rozhraní ASAM. Dále umožňuje online zobrazit vstupní a výstupní signály z řídicí jednotky.
- **ModelDesk** – Grafické uživatelské rozhraní pro ovládání simulace. V tomto rozhraní je možné definovat veškeré parametry vozidla, vytvořit tratě, na kterých bude simulace probíhat, zvolit testovací manévr vozidla a nadefinovat hustotu okolní dopravy.
- **MotionDesk** – Grafické rozhraní sloužící pro animované zobrazení výsledků simulace v reálném čase. V rozhraní je možné vizuálně zobrazit síly působící na vozovku, přístrojovou desku s reálnými hodnotami, okolní prostředí atd. Tyto

animace mohou být zaznamenány a později přehrány. Pro grafické zobrazení je možné vybrat různé pohledy zobrazení vozidla.

V této diplomové práci budu tedy využívat software dSpace – ASM Vehicle Dynamics Simulation s matematickým modelem vozu ASM Vehicle Dynamics. Pro zadávání resp. zobrazování hodnot budu využívat jen grafické rozhraní ModelDesk a MotionDesk.



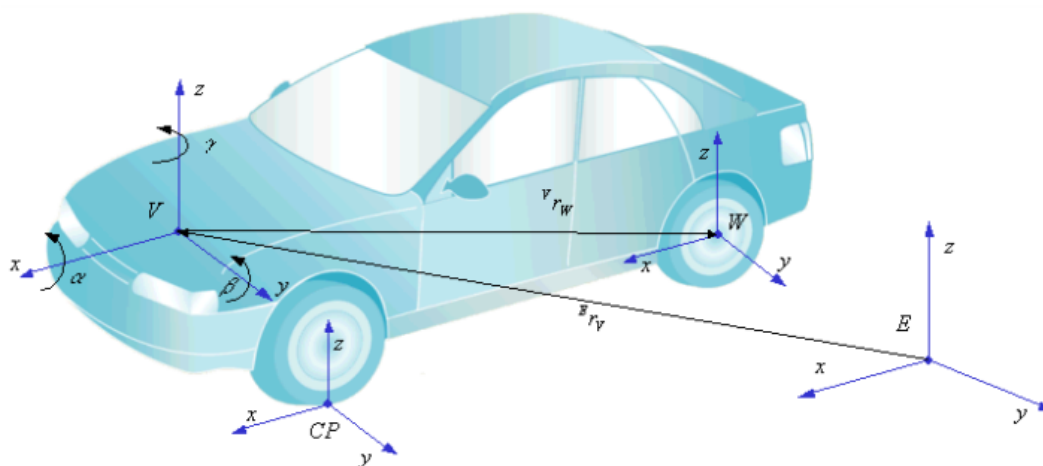
Obrázek 1: Prostředí dSpace - nahoře ControlDesk, MotionDesk, dole ModelDesk [1]

2.1 Zadávané parametry vozidla v rozhraní ModelDesk

Jak již bylo řečeno, rozhraní ModelDesk slouží pro zjednodušené zadávání parametrů do matematického modelu. Rozhraní obsahuje ilustrace pro každou komponentu zobrazenou přehledně v hierarchii, což usnadňuje ruční zadávání parametrů. Parametry je možné zadávat do tabulek umístěných vedle grafického zobrazení komponenty. Některé parametry je možné zobrazit jako 3D grafy a modifikovat pomocí grafického editoru.

2.1.1 Souřadnicový systém v rozhraní ModelDesk

K popisu kinematiky vozidla a jeho součástí se v rozhraní ModelDesk využívá několik souřadných systémů.



Obrázek 2: Souřadný systém používaný v prostředí dSpace [1]

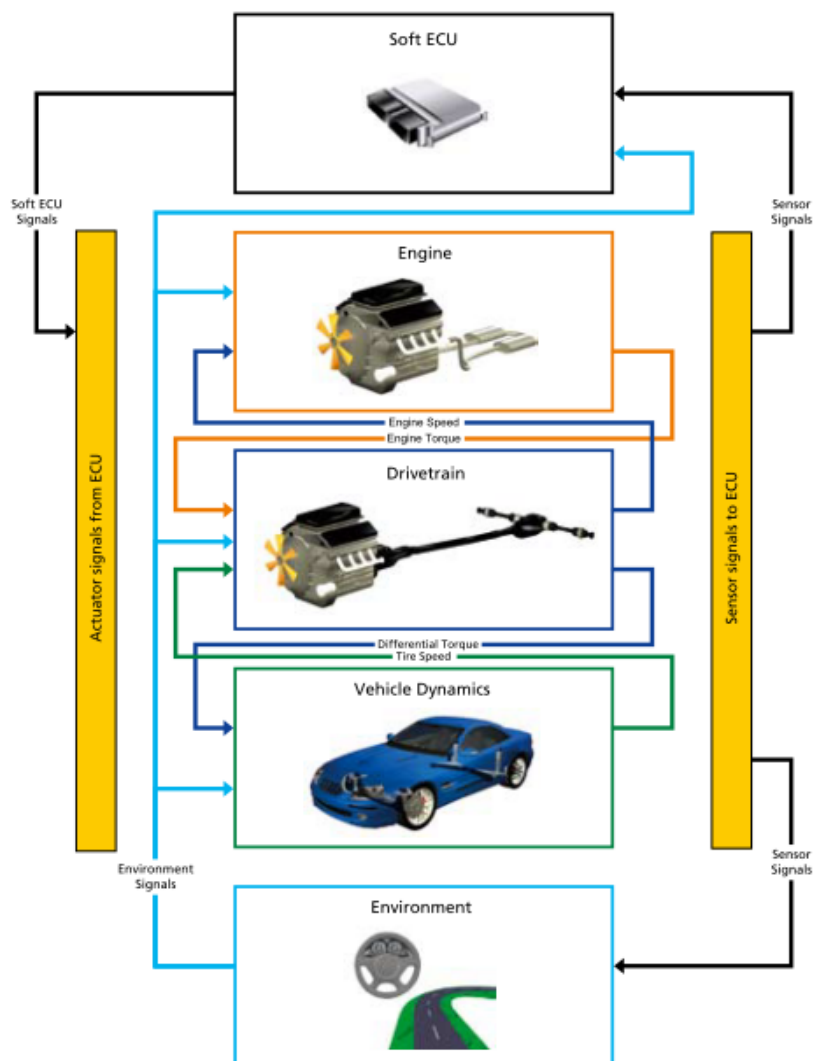
- **Souřadnicový systém země (E)** - Referenční fixní souřadnicový systém
- **Referenční souřadnicový systém vozidla (V)** - Souřadný systém je umístěn na karoserii vozidla. Počátek systému je ve středu rozchodu předních kol. Osa X je ve směru jízdy vozidla. Osa Y směřuje doleva (ve směru jízdy) a osa Z míří nahoru.
- **Souřadnicový systém kola (W)** - Střed souřadného systému je umístěn ve středu kola. Orientace souřadného systému je dána orientací kola.
- **Souřadnicový systém kontaktního místa (CP)** - Počátek souřadného systému je v kontaktním bodě kola a vozovky. Rovina x-y je rovnoběžná s rovinou vozovky.

2.1.2 Podsystemy v rozhraní ModelDesk

Podsystemy v rozhraní Modeldesk umožňují zadávat parametr pro simulaci dynamiky vozidla v podélném, příčném a vertikálním směru, detailně řeší dynamiku kol,

poddajnosť hnacího ústroja, sily a momenty pôsobící ve styku kol s vozovkou , řídicí a brzdící ústrojí.

- Řídicí jednotka (ECU)
- Hnací jednotka (Engine)
- Hnací ústrojí (Drivetrain)
- Dynamika vozidla (Vehicle Dynamic)
- Okolní prostředí (Environment)



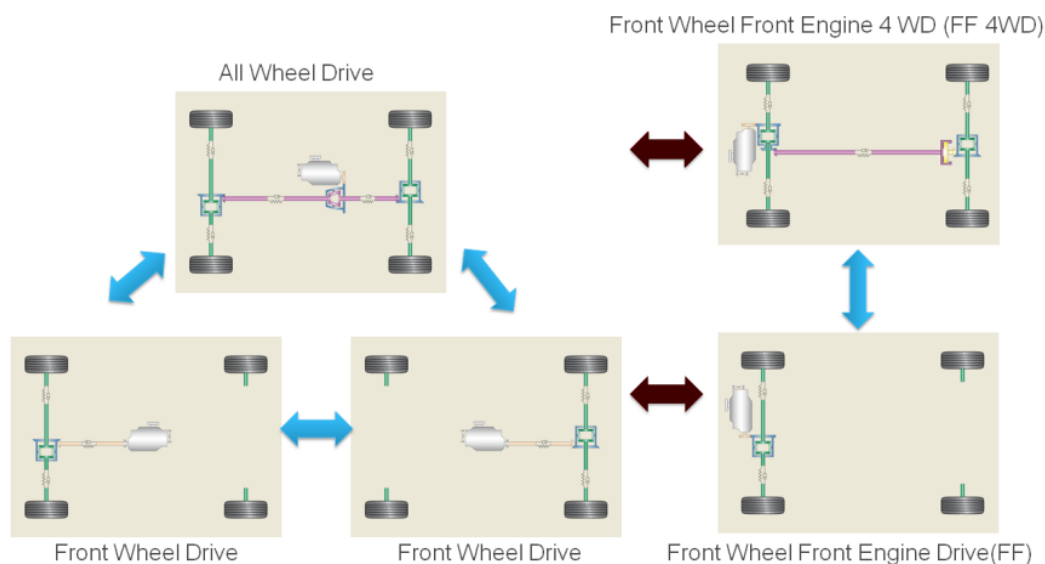
Obrázek 3: Blokové schéma modelu [1]

2.1.3 Hnací jednotka

V matematickém modelu ASM Vehicle Dynamics se proces spalování nebere v úvahu. Model motoru je tvořen pouze mapou motoru a dovoluje řídicí jednotce řídit točivý moment a zasáhnout v případě, kdy to vyžaduje systém ASR nebo ESP nebo při nastavení volnoběžných otáček. Jako zadávaný parametr v tomto případě slouží pouze mapa motoru a časové konstanty.

2.1.4 Hnací ústrojí

V matematickém modelu jsou definovány dva subsystémy. Jeden subsystém definuje hnací ústrojí s pohonem předních kol (FWD), zadních kol (RWD) nebo se stálým pohonem všech čtyř kol s mezinápravovým diferenciálem (4WD). Druhý subsystém definuje uspořádání hnacího ústrojí se stálým pohonem předních kol s možností rozšíření na pohon všech kol pomocí mezinápravové spojky (4WD). K dispozici je jak manuální převodovka s mechanickou spojkou tak i automatická převodovka s hydrodynamickým měničem točivého momentu pro pohon přední, zadní nebo všech náprav.



Obrázek 4: Uspořádání hnacího ústrojí [1]

Startér: Matematický model startéru je zde velice jednoduchý, protože v tomto matematickém modelu vozidla nehraje zásadní roli. Provádí se jen základní inter-

polace mezi zadanými parametry, tj. točivý moment při nulových otáčkách a otáčky motoru při nulovém točivém momentu startéru. Dalším zadávaným parametrem je zde moment setrvačnosti startéru redukovaný na klikovou hřídel.

Kliková hřídel: V matematickém modelu klikové hřídele je zadávaným parametrem celkový moment setrvačnosti klikového mechanismu redukovaný na klikový hřídel.

Manuální převodovka: Matematický model manuální převodovky obsahuje model spojky a model dvouhřídelové převodovky.

Spojka: Model spojky je definován dvěma třecími kotouči s pružným prvkem na výstupní straně. Zadávanými parametry jsou: tuhost pružiny, moment setrvačnosti lamely a součinitel tlumení torzního tlumiče. Moment setrvačnosti setrvačníku je již započítán v momentu setrvačnosti motoru

Převodovka: Manuální převodovka je v tomto modelu pevně definovaná jako dvouhřídelová s možným nastavením libovolných převodových stupňů. Manuální převodovka je definována převodovými poměry, dobou řazení, momentem setrvačnosti vstupní hřídele, a celkovým momentem setrvačnosti redukovaným na výstupní hřídel. Účinnost manuální převodovky je definována pomocí dvou tabulek, jako funkce pro jednotlivé převodové stupně. Jedna tabulka definuje účinnost převodovky pro případ, že motor pohání vozidlo, druhá je pro případ, kdy vozidlo pohání motor.

Automatická převodovka: Matematický model automatické převodovky obsahuje model hydrodynamického měniče, model blokovací spojky a model převodovky.

Hydrodynamický měnič: Model hydrodynamického měniče se skládá z čerpadla, turbíny a statoru. Točivý moment čerpadla je vypočítán podle vzorce

$$M_c = f\left(\frac{\Omega_t}{\Omega_c}\right) \cdot \Omega_c^2 \quad (1)$$

a točivý moment turbíny podle vzorce

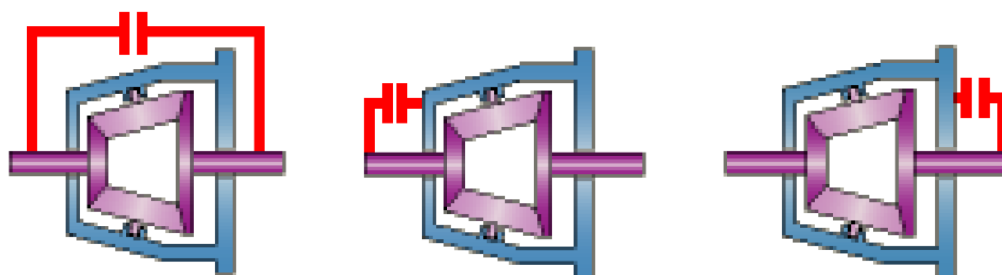
$$M_t = g\left(\frac{\Omega_c}{\Omega_t}\right) \cdot M_c, \quad (2)$$

kde funkce f a g jsou zadávané parametry do modelu.

Převodovka: Automatická převodovka je zde vyobrazena jako planetová převodovka s možným nastavením libovolných převodových stupňů. Automatická převodovka je stejně jako převodovka manuální definována převodovými poměry, dobou řazení, momentem setrvačnosti vstupní hřídele, momentem setrvačnosti celé převodovky redukováným na výstupní hřídel. Také účinnosti převodovky je zde možno zadat stejně jako u převodovky manuální.

Diferenciál: Software využívá jak pro přední, zadní tak i pro mezinápravový diferenciál stejný matematický model diferenciálu. Přední a zadní diferenciál lze odvodit z tohoto modelu změnou nastavení poměru rozdělení výstupního točivého momentu na hodnotu 0,5. Přední výstupní hřídel se nahradí levým výstupním hřídelem a zadní výstupní hřídel se nahradí pravým výstupním hřídelem.

Model diferenciálu v ASM Vehicle Dynamics je definován jako otevřený s možným uzamknutím. Uzávěrka diferenciálu je zde řešena prostřednictvím spojky. Matematický model nám dává na výběr ze tří typů uspořádání uzavírací spojky.



Obrázek 5: Uspořádání uzávěrky diferenciálu - Zleva: spojka spojuje obě výstupní hřídele, spojka spojuje přední výstupní hřídel a klec diferenciálu, spojka spojuje zadní výstupní hřídel a klec diferenciálu [1]

Matematický model diferenciálu je definován momenty setrvačnosti jednotlivých ozubených kol, momentem setrvačnosti klece diferenciálu, moment setrvačnosti vstupního ozubeného kola, převodovým poměrem stálého převodu a převodovým poměrem vnitřních ozubených kol diferenciálu.

Spojovací hřídele: Spojovací hřídele jsou modelovány jako elastické pruty s tlumícím koeficientem. V závislosti na zvoleném uspořádání hnacího ústrojí se pro každou hnací hřídel zadávají parametry zvlášť.

Mezinápravová spojka: Matematický model mezinápravové spojky vychází z matematického modelu klasické třecí spojky. Zadávanými parametry jsou tedy moment setrvačnosti vstupní strany spojky, moment setrvačnosti výstupní strany spojky a maximální přenositelný moment.

2.1.5 Dynamika vozidla

Hmotnost kol: Při zadávání hmotnostních parametrů kola je třeba vzít v úvahu všechny komponenty, které jsou umístěny na jedné straně nápravy, např. pneumatika, ráfek, brzdový kotouč, brzdový třmen, prvky stabilizátoru atd...

Moment setrvačnosti kol: Do celkového momentu setrvačnosti kola jsou započítány všechny rotační komponenty na jedné straně nápravy tj. kolo (včetně ráfků a pneumatik), brzdový kotouč, hnací hřídel mezi kolem a diferenciálem.

2.1.6 Hmotnost vozidla a přídatná zatížení

ASM Vehicle Dynamics umožňuje definovat šest přídatných zatížení (osoby, náklad), každé na jiném místě vozidla. Poloha těchto přídatných zatížení se definuje pomocí referenčního souřadného systému vozidla.

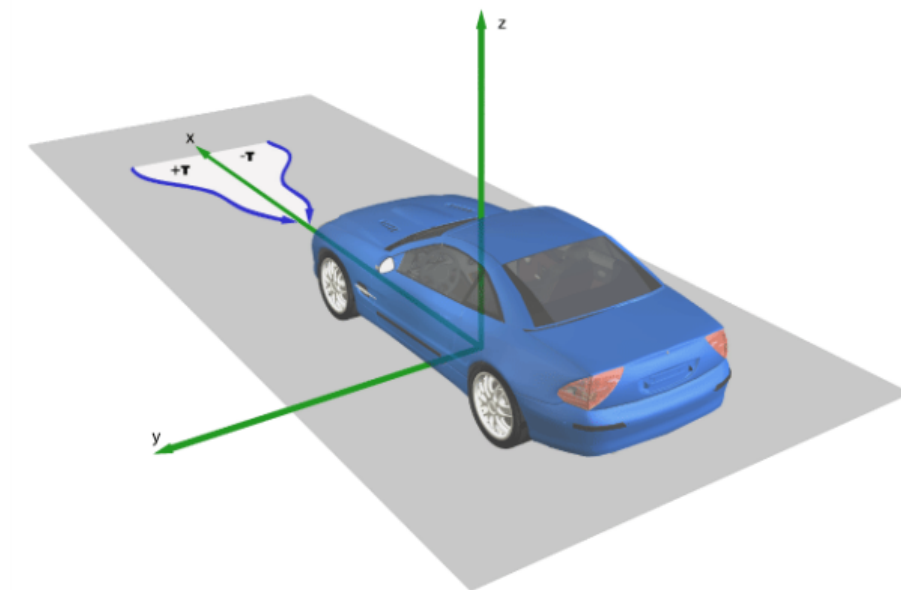
2.1.7 Senzor pohybu

Software umožňuje vstup až ze čtyř senzorů umístěných na vozidle. Sensory pohybu mohou být umístěny v kterémkoliv místě vozidla. V tomto případě je zadávaným parametrem jen poloha senzoru vzhledem k souřadnému systému vozidla.

2.1.8 Aerodynamika

Aerodynamické síly a momenty jsou definovány v aerodynamickém souřadnicovém systému. Tento souřadný systém leží v rovině x-y se středem ve středu vozidla.

Aerodynamika vozu je zadána pomocí čelní průmětné plochy vozu, hustoty vzduchu a součinitele odporu vzduchu závislého na okamžité poloze vozu vůči směru proudění vzduchu.



Obrázek 6: Aerodynamický souřadný systém [1]

2.1.9 Zavěšení

Matematický model nám dává k dispozici několik variant zavěšení. Kinematika zavěšení kola může být definována tabulkou nebo geometrickou polohou všech bodů zavěšení. K dispozici je tlumičí jednotka s nelineární charakteristikou pružiny a tlumičem. Dalším parametrem definujícím tento model je nastavení počáteční hodnoty odklonu a sbíhavosti kol vzhledem ke stlačení pružiny.

2.1.10 Pneumatiky

Model pneumatiky představuje jednu z rozhodujících částí celého simulačního modelu automobilu. Síly vznikající mezi pneumatikou a vozovkou mají hlavní vliv na chování vozidla. V ASM Vehicle Dynamics jsou k dispozici dvě varianty modelů pneumatik pro výpočet sil a momentů na pneumatice.

- **EasyToUse Tire Model** – Komplexní semi-empirický model vyznačující se minimem parametrů s fyzikální interpolací. Umožňuje zadat charakteristiku pro jednotlivá kola a zohlednit jejich nelineární průběhy. Z důvodu zjednodušení je méně náročný na dobu výpočtu.

- **Magic Formula Tire Model** – Tento model vyžaduje více parametrů než model EasyToUse a díky většímu využití interpolace vyžaduje delší čas pro výpočet. Výhodou tohoto modelu oproti modelu EasyToUse je zahrnutí vlivu zatížení kol.

Oba modely pneumatik počítají jak s příčným, tak i podélným prokluzem, vlivem odklonu kola a dynamickým poloměrem kola. Vstupními údaji jsou rozměry pneumatiky, odpor valení, součinitelé tuhosti a tlumení v příčném i radiálním směru a to pro čtyři volitelné charakteristiky odpovídající různým typům povrchu (sucho, vlhko, mokro, led).

2.1.11 Řízení

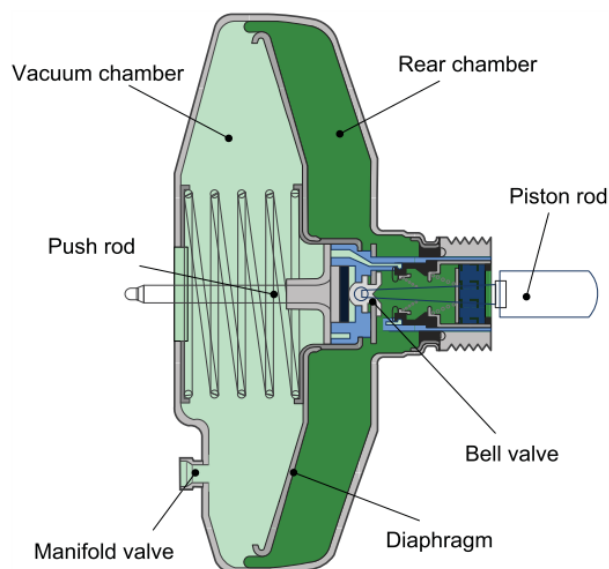
Matematický model řízení se skládá ze sloupku řízení, posilovače řízení a řídicí tyče. V nastavení modelu lze upravit nastavení stabilizátoru a řízení, včetně převodového poměru, polohy řídicího mechanismu, charakteristiky posilovače řízení a tuhosti řídicího ústrojí.

2.1.12 Brzdy

Model zahrnuje modul s brzdovým systémem s možností dvouokruhového rozvodu brzdící kapaliny a vyžaduje nastavení posilovače brzd, tlaku v potrubí, brzdového kotouče popřípadě bubnové brzdy.

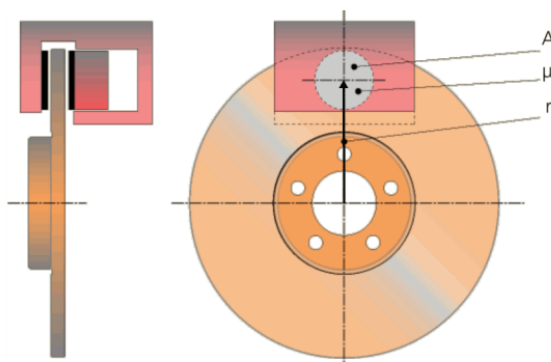
Posilovač brzd: Software nám umožňuje nadefinovat pouze vakuový brzdový posilovač. Model vakuového posilovače se skládá z vakuové komory, pracovní tlakové komory, pístnice, membrány, přepouštěcího ventilu, zpětného ventilu a táhla. Přepouštěcí ventil je modelován s proměnným průřezem, zpětný ventil s konstantním průřezem.

Zadávanými parametry jsou vnější a vnitřní průtoková plocha přepouštěcího ventilu, průtočná plocha zpětného ventilu, tuhost pružiny, maximální síla pístnice, jmenovitý tlak vakuové komory, brzdný tlak hlavního brzdného válce, objem zadní komory, objem vakuové komory.



Obrázek 7: Vakuový posilovač [1]

Brzdový kotouč: Software počítá brzdný moment zvlášť pro každé kolo v závislosti na působícím brzdném tlaku.



Obrázek 8: Brzdový kotouč [1]

V závislosti na předchozím obrázku je brzdný moment definován podle následující rovnice

$$M_b = 2 \cdot \mu_b \cdot r_b \cdot (p_b \cdot A_b + F_p). \quad (3)$$

Pro každý brzdový kotouč je tedy do systému potřeba zadat součinitel tření, akční rádius, velikost třecí plochy a brzdný tlak.

Bubnová brzda: Brzdný moment se počítá zvlášť pro každé kolo v závislosti na brzdném tlaku. Subsystem bubnové brzdy počítá brzdný moment z působícího

brzdného tlaku zadaného do tabulky. Proto můžeme nakonfigurovat nelineární charakteristiku brzdného momentu.

2.1.13 Okolní prostředí

V tomto subsystému je možné zadat okolní podmínky jako je teplota a tlak, nebo je zde možné zadávat parametry určující chování řidiče. Těmito parametry se rozumí např. doba řazení, otáčky při kterých dojde k přeřazení rychlostních stupňů, otáčky při kterých se bude automobil rozjíždět, průběh sešlápnutí spojkového nebo plynového pedálu při rozjezdu automobilu. Vozidlo může být také ovládáno online pomocí volantu, pedálů a řadící páky.

3 Způsoby získání vstupních dat

V této diplomové práci se budu zabývat jen podélnou dynamikou vozidla jedoucího po přímé trati dle definovaného cyklu. Změnou momentů setrvačnosti jednotlivých komponent hnacího ústrojí budu pozorovat vliv na změnu výsledného výkonu a momentu naměřeného na kolech automobilu.

Protože je celý model vozidla v softwaru dSpace velice komplexní, bude jako výchozí model použit již předdefinovaný model vozidla s přední hnací nápravou a 6-ti stupňovou manuální převodovkou. Tento model vozidla se svými rozměry a vlastnostmi blíží vozům střední třídy. K definování všech parametrů tohoto již předdefinovaného vozidla by bylo nutné znát velké množství dat z nichž některé lze v našich podmínkách získat jen velmi obtížně. Z tohoto důvodu budou některé hodnoty převzaty z tohoto výchozího modelu. Cílem je co nejvíce se přiblížit vozidlu Škoda Octavia 1.0 TSI.

3.1 Moment setrvačnosti

Jedná se o fyzikální veličinu, která charakterizuje rozložení hmoty pohybujícího se útvaru. Momentem setrvačnosti hmotného bodu je výraz ve formě

$$J = m\rho^2. \quad (4)$$

Rozlišujeme totiž osový moment setrvačnosti, rovinný moment setrvačnosti a polární moment setrvačnosti. Moment setrvačnosti soustavy hmotných bodů je pak určen jako součet momentů setrvačnosti jednotlivých bodů soustavy

$$J = \sum_i m_i \rho_i^2, \quad (5)$$

kde m je hmotnost bodu, ρ je jeho vzdálenost od osy, roviny nebo bodu k němuž moment setrvačnosti určujeme. Jednotka momentu setrvačnosti je kgm^2 . Moment setrvačnosti pro hmotné těleso složené z jednotlivých hmotných bodů můžeme vyjádřit limitním tvarem rovnice (5) [2]

$$J = \int \rho^2 dm. \quad (6)$$

Zavedeme-li v soustavě hmotných bodů souřadnicový systém 0, x,y,z, budou momenty setrvačnosti soustavy hmotných bodů k souřadnicovým rovinám dány výrazy

$$J_{xy} = \sum_i m_i z_i^2, \quad J_{yz} = \sum_i m_i x_i^2, \quad J_{zx} = \sum_i m_i y_i^2. \quad (7)$$

Podobně momenty setrvačnosti k osám souřadného systému

$$J_x = \sum_i m_i (y_i^2 + z_i^2), \quad J_y = \sum_i m_i (z_i^2 + x_i^2), \quad J_z = \sum_i m_i (x_i^2 + y_i^2). \quad (8)$$

Při řešení pohybu těles mají hlavní fyzikální význam osové momenty setrvačnosti. Osový moment setrvačnosti rotačního tělesa určíme v případě, že osa otáčení prochází těžištěm tělesa dle vztahu [2]

$$J_o = \int r^2 dm. \quad (9)$$

V případě, že osa rotace neprochází těžištěm tělesa platí vztah dle Steinerovy věty

$$J_p = J_o + me^2. \quad (10)$$

Momenty setrvačnosti je možné určit přímou metodou tj. výpočtem na základě znalostí rozměrů a hmotností tělesa nebo nepřímou metodou tj. měřením na hotovém tělese. [2]

3.2 Způsoby měření momentu setrvačnosti

Jak již bylo řečeno, někdy je zapotřebí zjistit osový moment setrvačnosti již hotové součásti. Nejpoužívanější způsoby získání momentu setrvačnosti jsou: [9]

- od výrobce
- odkývání jednotlivých částí
- s využitím dynamometru
- CAD data

3.2.1 Získání momentu setrvačnosti od výrobce

Získání momentu setrvačnosti od výrobce je jeden z nejefektivnějších způsobů, avšak většina výrobců není ochotna tyto hodnoty sdělit.

3.2.2 Odkývání jednotlivých částí

Následující metody jsou založeny na principu závislosti mezi momentem setrvačnosti tělesa a frekvencí vlastního kmitání. Základní principy měření momentu setrvačnosti jsou založeny na principu fyzikálního kyvadla, torzního závěsu nebo bifilárního závěsu.

Kývání kolem jedné osy:[2] Těleso zavěšíme jako fyzikální kyvadlo tak, aby se mohlo kývat kolem osy rovnoběžné s osou k níž zjišťujeme moment setrvačnosti a měříme dobu kmitu. Hledáme-li J_s musíme znát hmotnost tělesa m , polohu těžiště e a dobu kmitu T . Moment setrvačnosti k ose rotace dostaneme podle vztahu

$$J_o = \frac{mgeT^2}{4\pi^2} \quad (11)$$

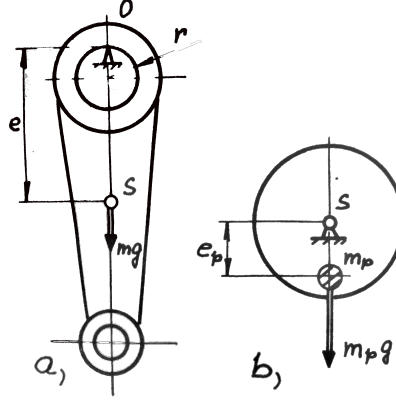
a dále užitím Steinerovy věty

$$J_s = m \left(\frac{geT^2}{4\pi^2} - e^2 \right). \quad (12)$$

V případě, že se bude těleso kývat kolem centrální osy, bude nutné využít přívažku o hmotnosti m_p . Hodnota momentu setrvačnosti se pak vypočte podle

vztahu

$$J_s = m \frac{m_p g e_p T^2}{4\pi^2} - m_p e_p^2. \quad (13)$$



Obrázek 9: Metoda kývání kolem jedné osy [2]

Torzní kyvadlo:[2] Tato metoda je založená na měření periody vlastních kmitů torzního kyvadla. Toto kyvadlo je tvořeno drátem, strunou či tyčí s danou torzní tuhostí. Těleso spojené pevně s kyvadlem koná pouze rotační pohyb okolo svislé osy procházející bodem závěsu. Moment setrvačnosti vypočteme ze vztahu

$$J_s = \frac{T^2 D}{4\pi^2}, \quad (14)$$

kde D je směrový moment dán dle vztahu

$$D = \frac{\pi G r_v^4}{2l_z}. \quad (15)$$

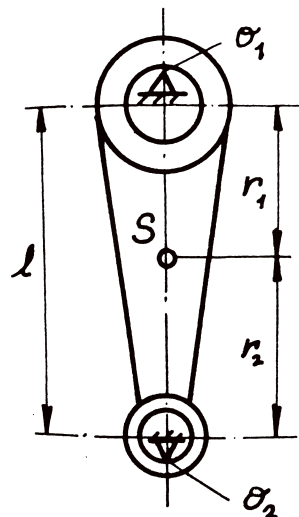
Kývání kolem dvou rovnoběžných os:[2] Tato metoda se využívá v případě, že neznáme polohu těžiště měřené součásti. Při měření touto metodou je nutné znát doby kmitu T_1, T_2 pro kývání kolem dvou rovnoběžných os o_1, o_2 a vzdálenost těchto os. Pro kývání kolem osy o_1 platí

$$J_1 = \frac{m g r_1 T_1^2}{4\pi^2}, \quad J_s = J_1 - m r_1^2 \quad (16)$$

a pro kývání kolem osy o_2 platí

$$J_2 = \frac{m g r_2 T_2^2}{4\pi^2}, \quad J_s = J_2 - m r_2^2. \quad (17)$$

S využitím vztahu $r_1 + r_2 = l$ můžeme sestavit pět rovnic pro neznámé J_1, J_2, J_s, r_1, r_2 .

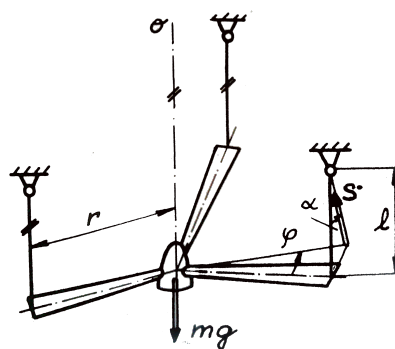


Obrázek 10: Metoda kývání kolem dvou rovnoběžných os [2]

Závěs na vláknech:[2] Tato metoda se využívá pro určení momentu setrvačnosti souměrných nebo jinak pravidelných těles. Těleso je po obvodě připevněno pravidelně rozmístěnými vlákny rovnoběžnými s osou. Při otočení o úhel ϕ bude těleso konat šroubový pohyb, který při malých výchylkách můžeme považovat za rotační. Moment setrvačnosti se vypočte ze vztahu

$$J_o = \frac{T^2 mgr^2}{4\pi^2 l}. \quad (18)$$

Podle počtu vláken rozeznáváme závěs bifilární, trifilární apod.



Obrázek 11: Měření momentu setrvačnosti vrtule závěsem na lanech [2]

3.2.3 S využitím dynamometru

Pomocí dynamometru můžeme moment setrvačnosti určit tzv. decelerační zkouškou. Moment setrvačnosti se určí podle vztahu

$$J = \frac{M}{\epsilon}. \quad (19)$$

3.2.4 CAD data

Dalším způsobem získání momentu setrvačnosti zejména u rozměrově malých součástí, kdy mohou vlivem nepřesnosti měření vznikat relativně velké chyby je vymodelování dílů ve vhodném 3D CAD softwaru, který tyto momenty setrvačnosti spočítá. Pokud není k dispozici technická dokumentace jednotlivých komponent, tak je zapotřebí jednotlivé díly kompletně demontovat a odměřit.

4 Simulace jízdy vozidla

4.1 Jízdní režim vozidla

S ohledem na zadání diplomové práce, kdy mám posuzovat podélnou dynamiku vozidla jsem jako jízdní režim vozidla zvolil tzv. Nový evropský jízdní cyklus (New European Driving Cycle), který je definován normou EHK. Tento jízdní cyklus se v Evropské unii využívá k měření spotřeby automobilu a ke kontrolování dodržování předepsaných emisních limitů.

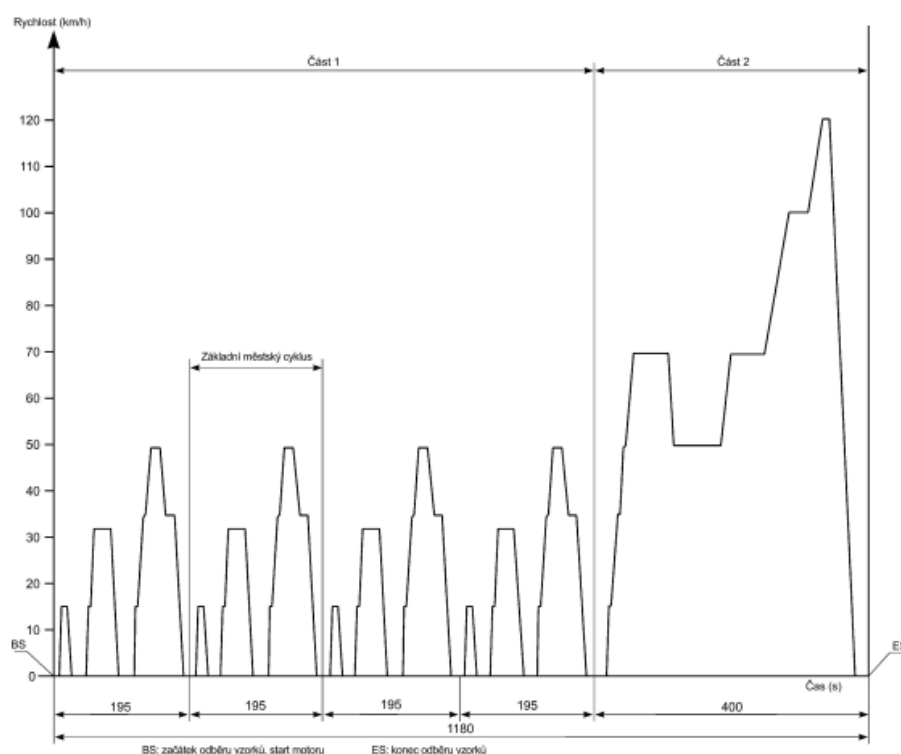
Celková doba cyklu je 1180 s, přičemž automobil ujede na válcích 11 023 m. Měření se skládá ze dvou fází. První simuluje městský provoz, ta druhá pak jízdu mimo město. Městský cyklus začíná jedenáctisekundovým volnoběhem, poté následuje zrychlení vozidla při zařazeném prvním rychlostním stupni na 15 km/h, tuto rychlost auto drží 8 s a pak brzdí do zastavení. Následně se rozjede na 32 km/h, kde zůstane 24 s a opět zastaví. Třetí fáze je zrychlení na 50 km/h, poté drží tuto rychlost 12 s a následně zpomalí na 35 km/h, po 13 s konstantní rychlosti se opět zastaví. Tyto tři akcelerace se opakují čtyřikrát. Dohromady městský cyklus měří 13 minut, kdy auto ujede zhruba 4 km. V případě mimoměstského cyklu vozidlo

nejprve akceleruje na 70 km/h, následně zpomalí na 50 km/h, poté zrychlí na 70 km/h, 100 km/h a na závěr se 10 s jede rychlostí 120 km/h. Poté se opět zastaví a 20 s se motor nechá běžet na volnoběh, než test definitivně skončí. Celková doba testu činí už zmíněných 1180 s, ale 27 % z tohoto relativně krátkého úseku auto stojí.[5]

Podrobný popis jízdního cyklu je uveden v příloze C.

Tabulka 1: Charakteristika jízdního cyklu [4]

	Jednotky	Městský cyklus	Mimoměstský cyklus
Vzdálenost	km	$4 \cdot 1,013 = 4,052$	6,955
Trvání	s	$4 \cdot 195 = 780$	400
Průměrná rychlost	km/h	18,7	62,6
Maximální rychlost	km/h	50	120



Obrázek 12: Rychlostní profil NEDC cyklu [3]

V dnešní době je tento cyklus již značně zastaralý a zcela neodpovídá jízdě v reálném provozu. Proto se připravuje nový cyklus označovaný WLTP (Worldwide

Harmonized Light Vehicles Test Cycle), který by měl více odpovídat reálnému provozu automobilu.

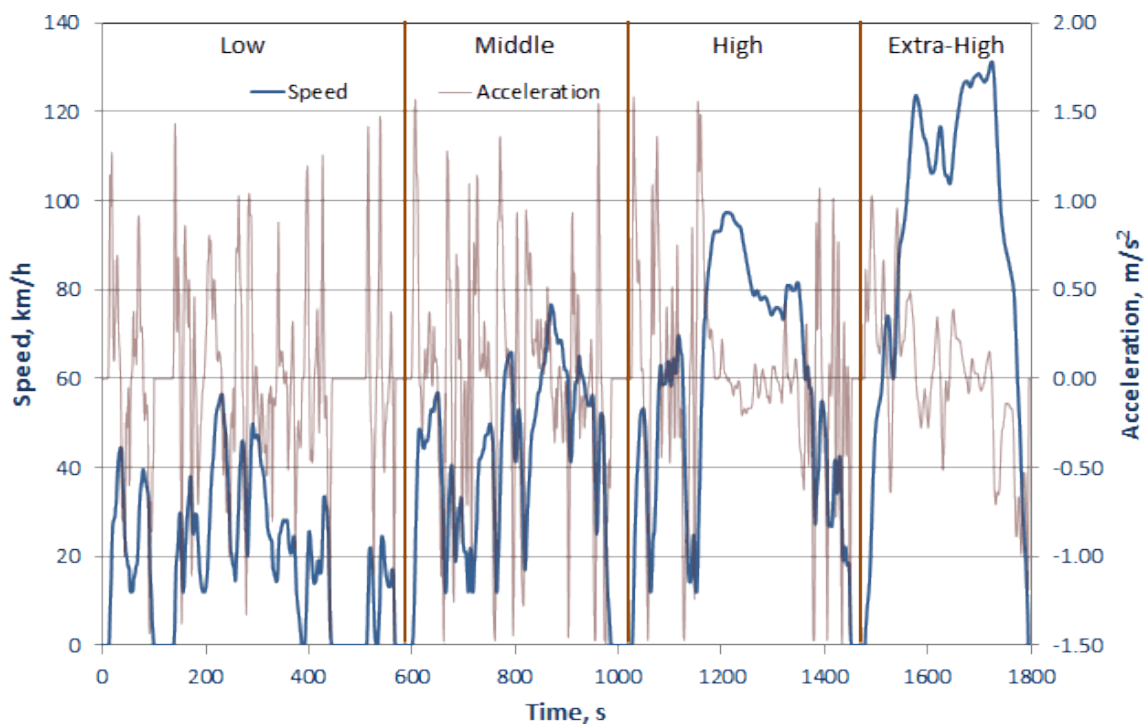
Přechod z NEDC na WLTP by se měl odehrát někdy ve třetím čtvrtletí roku 2017, přesné datum zatím není známo.

4.1.1 Porovnání NEDC a WLTP cyklu

V případě WLTP cyklu budou vozidla rozdělena do třech kategorií: slabá budou mít poměr výkonu ku hmotnosti nanejvýš 22 kW (29,9 PS) na tunu, středně silná budou mít od 22 do 34 kW (43,2 PS) a silná více než 34 kW na tunu. Jízda oproti NEDC má být více realističtější a dynamičtější. Velké rozdíly jsou například v délce trvání testu, rychlostech, kterých je při něm dosaženo, době, kdy auto zrychluje, jede konstantní rychlostí, zpomaluje a nebo stojí. V pravidlech WLTP cyklu jsou opraveny nedostatky NEDC cyklu např. pneumatiky musejí být sériové a nesmějí být přehuštěny, nesmějí být předem zahřáté. Další změny se týkají např. převodovky, kdy u NEDC cyklu se přeřazuje vždy v určitém časovém okamžiku a to pro všechna auta stejně. Naopak ve WLTP budou tyto chvíle určeny pro každé auto jinak podle určitého koeficientu. Průměrné otáčky některých automobilů s manuálem se tak mají snížit, což pomůže nižší spotřebě. Podstatné je také, že doba, po kterou auto stojí, je zhruba poloviční. To znamená výrazné snížení vlivu start-stop systému na výsledek testu. [13] [14]

Tabulka 2: Charakteristika WLTP cyklu Class 3 [14]

	Fáze Low	Fáze Medium	Fáze High	Fáze Extra High
Vzdálenost	3,095 km	4,756 km	7,158 km	8,254 km
Trvání	589 s	433 s	455 s	323 s
Průměrná rychlost	18,9 km/h	39,5 km/h	56,6 km/h	92 km/h
Maximální rychlost	56,5 km/h	76,6 km/h	97,4 km/h	131,3 km/h



Obrázek 13: Rychlostní profil WLTP cyklu Class 3 [14]

4.1.2 Faktory ovlivňující spotřebu automobilů

Jízdní odpory: Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu vozidla. Některé odpory působí vždy proti pohybu vozidla (valivý odpor nebo odpor vzduchu). Při zrychlování musí vozidlo překonávat odpor zrychlení a při jízdě do svahu odpor stoupání. Je-li za automobilem zapojen přívěs, pak hovoříme i o odporu přívěsu. [6]

- Odpor zrychlení [6] - Jelikož se v této diplomové práci zabývám vlivem změny momentu setrvačnosti, rozepíšu zde podrobně jen odpor zrychlení. Při zrychlování vozidla působí proti směru zrychlení setrvačná síla, kterou nazýváme odpor zrychlení. Odpor zrychlení se skládá z odporu posuvných částí a z odporu zrychlení otáčejících se částí

$$O_Z = O_{Zp} + O_{Zr}, \quad (20)$$

kde

$$O_{Zp} = m\ddot{x}, \quad (21)$$

$$O_{Zr} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di}r_{Ki}}\ddot{x}. \quad (22)$$

K překonání odporu rotačních částí je nutno přivést na hnací kola vozidla moment

$$M_r = O_{Zr} r_d = M_{rm} + M_{rp} + M_{rK}, \quad (23)$$

kde M_{rm} je moment měřený na hnacích kolech automobilu potřebný na zrychlení rotujících částí motoru, M_{rp} je moment potřebný pro zrychlení rotujících částí převodovky a M_{rK} je moment potřebný pro zrychlení kol automobilu.

Moment potřebný pro zrychlení rotujících částí motoru

$$M_{rm} = J_m \epsilon_m i_c \eta, \quad (24)$$

moment potřebný pro zrychlení rotujících částí převodovky

$$M_{rp} = J_p \epsilon_p i_r \eta \quad (25)$$

a moment pro zrychlení kol vozidla

$$M_{rK} = \sum_i J_{Ki} \epsilon_{Ki}. \quad (26)$$

Úhlové zrychlení kol můžeme vyjádřit podle vztahů

$$\epsilon_K = \frac{\ddot{x}}{r_K}, \quad \epsilon_m = \frac{\epsilon_m}{i_p i_r}, \quad \epsilon_K = \frac{\epsilon_p}{i_r}. \quad (27)$$

Dosazením rovnic 24 až 27 do rovnice 23 získáme výraz

$$M_r = \left[(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum_i J_{Ki} \right] \frac{\ddot{x}}{r_K}. \quad (28)$$

Výsledný odpor zrychlení posuvných a rotačních částí pak získáme ze vztahu

$$O_Z = m \ddot{x} + \frac{M_r}{r_d} = m \ddot{x} + \frac{1}{r_d} \left[(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum_i J_{Ki} \right] \frac{\ddot{x}}{r_K}. \quad (29)$$

Konstrukční vlivy: Konstrukce automobilu má taktéž značný vliv na spotřebu automobilu. Jedná se zde zejména o rozměry a hmotnost vozu, světlou výšku nebo konstrukci motoru a převodovky.

Technický stav vozidla: Zhoršení technického stavu vozidla oproti hodnotám předepsaným výrobcem má obvykle za následek zvýšení spotřeby paliva. To nastává

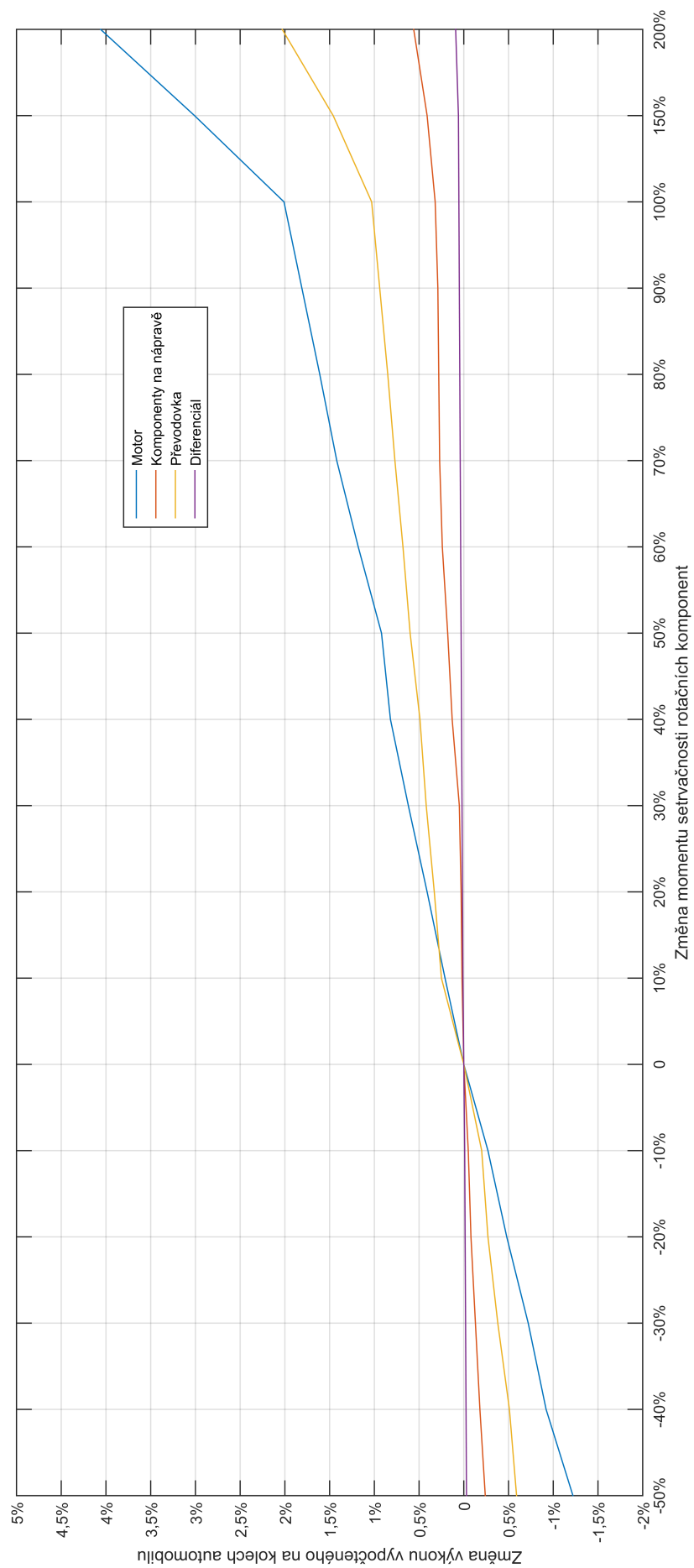
například i při nesprávném nahuštění pneumatik nebo při nesprávném seřízení sbíhavosti kol.

Vliv vnějšího prostředí: Mezi vnější vlivy ovlivňující spotřebu vozidla patří roční období nebo druh vozovky.

Technika jízdy: Většina automobilů má nejnižší spotřebu při rychlosti mezi 50-60 km/h a při zařazeném nejvyšším převodovém stupni. Režimy při vyšších rychlostech jsou kompromisem mezi získaným časem přepravy a spotřebovaným větším množstvím paliva.

4.2 Vliv změny momentu setrvačnosti na změnu výkonu vypočteného na kolech

V této části diplomové práce budu provádět simulace jízdy automobilu v softwaru dSpace s zjišťováním vlivu změny momentu setrvačnosti jednotlivých komponent hnacího ústrojí na změnu výkonu vypočteného na kolech automobilu. Pro vstupní porovnání byl zvolen vzorový automobil, který je již v softwaru zcela předdefinován. Vozidlo se pohybovalo po vodorovné přímé trati jejichž rychlostní profil byl definován pomocí NEDC cyklu. Jak je vidět na obrázku č.14 ze všech čtyř pozorovaných komponent má největší vliv na změnu výkonu naměřeného na kolech změna momentu setrvačnosti pohyblivých částí motoru. Dále pak moment setrvačnosti rotačních částí převodovky, kola a diferenciálu. Přičemž do grafu kola jsou započítány momenty setrvačnosti všech rotačních komponent umístěných na nápravě tj. pneumatiky, ráfky, brzdové kotouče a poloosa. Graf diferenciálu vznikl změnou momentů setrvačnosti jen na ozubených kolech stálého převodu. Změna momentu setrvačnosti na vnitřních ozubených kolech nebyla uvažována.



Obrázek 14: Vliv změny momentu setrvačnosti jednotlivých komponent hnacího ústrojí na změnu výkonu naměřeného kolech (NEDC cyklus)

4.2.1 Definování parametrů vozidla do softwaru dSpace

Dalším úkolem mé diplomové práce bylo zjistit a nadefinovat parametry vozidla do softwaru dSpace. Při definování parametrů vozidla pro simulace jízdy je snahou se co nejvíce přiblížit vozidlu Škoda Octavia 1.0 TSI. Jak již bylo řečeno matematický model vozidla je velice komplexní a pro nadefinování kompletního vozidla by bylo nutné znát velké množství dat, proto budou některé parametry převzaty z předdefinovaného modelu.

Motor: K simulaci jízdy vozidla je použit přeplňovaný benzinový motor od firmy Škoda o objemu 1.0 litru. Tento model motoru byl do simulačního softwaru zadán dle úplné charakteristiky motoru naměřené na dynamometru v laboratoři powertrain.

Tabulka 3: Parametry motoru 1.0 L TSI, EA211 FAMILY [7][8]

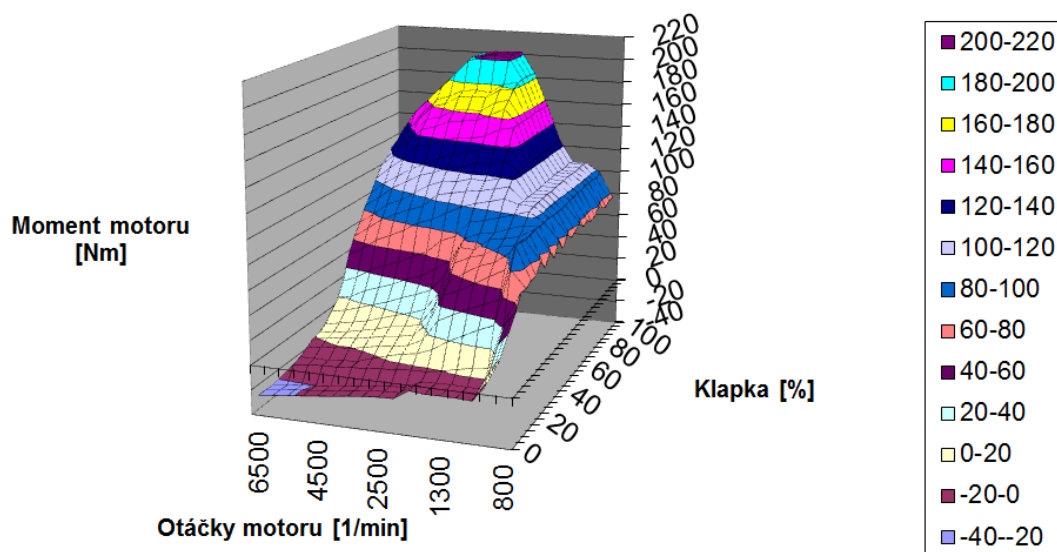
Objem motoru	999 cm ³
Počet válců	3
Vrtání	74,5 mm
Zdvih	76,4 mm
Max. výkon	85 kW / 5500 1/min
Max. točivý moment	200 Nm / 2000 - 3500 1/min
Kompresní poměr	10,3 +/- 0,2
Dodávaný s převodovkou	6M / 7A
Použití motoru	Škoda Octavia/Combi Active Škoda Octavia/Combi Ambition Škoda Octavia/Combi Fresh Škoda Octavia Style Seat Ateca Style

V prvním případě byla naměřena charakteristika motoru, jejíž výřez je znázorněn v následující tabulce. Kde na svislé ose jsou vyneseny otáčky motoru s krokem 500 1/min a na vodorovné ose poloha škrtkové klapky v procentech s krokem 4%. Při simulaci bylo zjištěno, že tato charakteristika je nedostatečná, neboť software dSpace není schopen s takto naměřenou charakteristikou pracovat, resp. nebyl schopen správně tuto charakteristiku invertovat. Invertovaná charakteristika se

využívá k určení polohy plynového pedálu v závislosti na otáčkách a momentu motoru. Z toho důvodu nebylo vozidlo schopné dodržovat rychlost předepsanou NEDC cyklem.

Tabulka 4: Výřez z úplné charakteristiky motoru

	0	4	8	12	16	...	100
800	56,86	56,7828	57,5152	68,5479	67,5714		97,816
1000	16,4617	17,3485	17,8269	44,7051	81,378		183,527
1500	-4,2132	-4,3392	-6,5196	-2,3969	11,4322		202,3563
2000	-11,9563	-11,91	-11,8223	-2,4678	6,7232		201,6003
2500	-12,4331	-12,4149	-12,872	-3,6896	4,806		201,107
3000	-13,4793	-13,4207	-14,1574	-4,465	1,8486		199,0839
...							
6500	-23,5227	-23,4971	-24,0599	-23,0403	-23,061		-21,7943

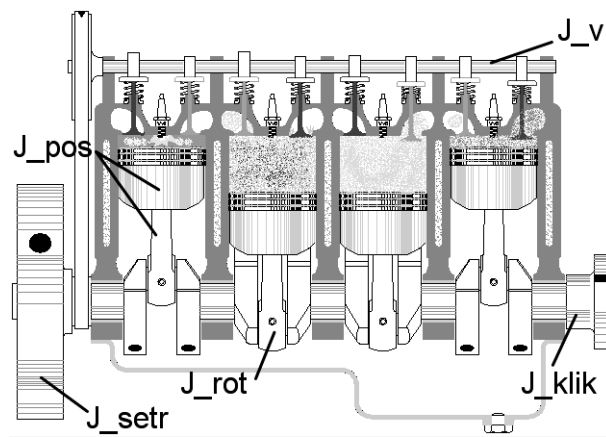


Obrázek 15: Mapa motoru

Řešením bylo tuto charakteristiku doplnit o hodnoty momentů které se nacházejí v rozmezí otáček 1000-1500 1/min s krokem 100 1/min. Tím vznikla jemnější úplná charakteristika motoru. Dále bylo nutné přepsat hodnoty, které byly naměřeny při otáčkách 800 a 1000 1/min v nulové poloze škrtící klapky. Tyto hodnoty byly přepsány na záporné hodnoty, tak aby byl zachován klesající rovnoměrný trend. Při dalších simulacích bylo zjištěno, že při snížení volnoběžných otáček motoru a snížení

hodnoty otáček rozjezdu automobilu na hodnoty cca 600-800 1/min se automobil rozjížděl více pozvolna a byl schopný se udržet přibližně uprostřed tolerančního pole NEDC cyklu. Jelikož řídicí jednotka využívaná s motorem ve zkušebně powertrain měla původně nastavené otáčky volnoběhu na 1100 1/min byla tato hodnota zadána i do matematického modelu. Tím se při rozjezdu automobilu přiblížila rychlostní křivka více k horní hranici tolerančního pole.

Dalším parametrem definovaným v tomto matematickém modelu je moment setrvačnosti motoru redukováný na výstupní hřídel. V případě, že není možné změřit moment setrvačnosti redukováný na klikovou hřídel, je možné jej určit následujícím výpočtem: [10] [12]



Obrázek 16: Schéma motoru [15]

Výpočet momentu setrvačnosti ojnice je proveden metodou redukce hmotností. Při redukci hmotností se vztahují momenty setrvačnosti k ose otáčení klikové hřídele a hmotnost ústrojí se soustředí na poloměr klikové hřídele. Moment setrvačnosti se určí buď počtetně nebo experimentálně některým z výše uvedených postupů. Obě metody jsou přibližně stejně přesné. Hmotnosti se podle druhu pohybu dělí na rotující a posuvné. Přičemž součet rozdělených hmotností ojnice musí být roven hmotnosti celé ojnice

$$m_o = m_{or} + m_{op}. \quad (30)$$

Rovnováha momentů k těžišti se dle obrázku č. 17 určí vztahem

$$m_{op} \cdot l_1 = m_{or} \cdot l_2. \quad (31)$$

Hmotnost posuvných a rotačních hmot ojnice se určí s využitím rovnic 30 a 31 vztahem

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{l - l_1}{l} \quad (32)$$

$$m_{or} = m_o \cdot \frac{l - l_2}{l}. \quad (33)$$

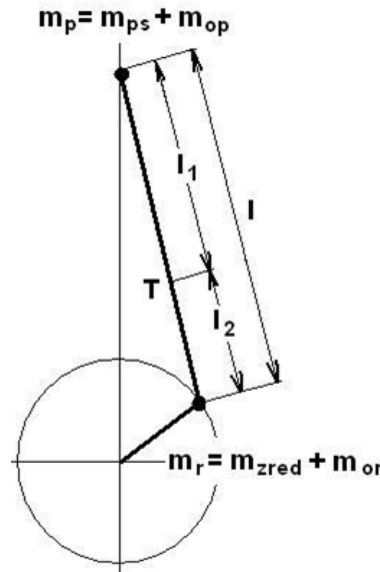
Moment setrvačnosti posuvných hmot se vypočítá z podílu posuvných hmotností ojnice a hmotnosti pístní skupiny a moment setrvačnosti rotačních hmot z podílu rotačních hmot ojnice

$$J_{pos} = \frac{1}{2} (m_{ps} + m_{op}) \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) r^2 \quad (34)$$

$$J_{rot} = m_{or} r^2, \quad (35)$$

kde λ je poměr délky ramene kliky R a délky ojnice l_o

$$\lambda = \frac{R}{l_o}. \quad (36)$$



Obrázek 17: Schéma klikového ústrojí [12]

Při určování momentu setrvačnosti klikové hřídele je vzhledem k její složitosti jednodušší využít 3D CAD softwaru, popř. je možné určit moment setrvačnosti celé klikové hřídele k ose otáčení jedním z výše uvedených způsobů.

Moment setrvačnosti vačkové hřídele redukovaný na klikový křídél se vypočte podle vztahu

$$J_{vred} = J_v \cdot i_v^2. \quad (37)$$

Vliv pohybu ventilů a ostatních komponentů s malou hmotností je možné vzhledem k přesnosti celého výpočtu zanedbat.

Celkový moment setrvačnosti se stanoví sečtením všech redukováných momentů setrvačnosti.

$$J_{celk} = \sum_i (J_{pos_i} + J_{rot_i}) + J_{vred} + J_{klik}. \quad (38)$$

K tomuto vztahu se poté přičtou momenty setrvačnosti těles spojených s klikovým hřídelem např. setrvačnick, spojky, ozubená kola atd... Motor Škoda 1.0 TSI je osazen dvouhmotovým setrvačnickem. V tomto případě se první část setrvačnicku připočte k momentu setrvačnosti klikového mechanismu a druhá část pak zvyšuje moment setrvačnosti spojky.

Převodovka: Parametry manuální převodovky byly do systému definovány podle reálné převodovky MQ200. Jak již bylo uvedeno v první kapitole, moment setrvačnosti je možné do matematického modelu zadat jen jako redukováný moment setrvačnosti na výstupní hřídel. Z toho důvodu je nutné moment setrvačnosti hnací hřídele redukovat na výstupní hřídel. Výpočet je proveden podle následujícího vzorce

$$J_{red} = J_{celk_{hnane}} + J_{celk_{hnaci}} \cdot i^2, \quad (39)$$

kde $J_{celk_{hnane}}$ je celkový moment setrvačnosti všech rotujících součástí na hnaném hřídeli při zařazeném určitém převodovém stupni, $J_{celk_{hnaci}}$ je celkový moment setrvačnosti všech rotujících součástí na hnací hřídeli při zařazeném určitém převodovém stupni a i je převodový poměr mezi spoluzabírajícími ozubenými koly.

Tento postup se aplikuje pro výpočet redukováného momentu setrvačnosti pro jednotlivé převodové stupně. Viz příloha A - kinematické schéma převodovky.

Převodové poměry a redukované momenty setrvačnosti jsou uvedeny v tabulce č.5.

Momenty setrvačnosti jednotlivých rotačních částí převodovky jsou uvedeny v příloze B.

Hodnoty účinnosti převodovky byly převzaty z předdefinovaného modelu.

Software nám umožňuje volit mezi několika způsoby zadávání rychlostních stupňů. Pro tento jízdní cyklus připadaly v úvahu dva způsoby. První způsob je

zadání převodových stupňů v závislosti na čase, kdy je dle normy jasně definováno, kdy má dojít k přeřazení rychlostního stupně. Nevýhodou této varianty je nutnost zadat také polohu spojkového pedálu v závislosti na čase. Druhý způsob je řazení převodových stupňů při určitých otáčkách motoru. Jelikož nemám k dispozici data polohy spojkového pedálu z průběhu jízdního cyklu, zvolil jsem pro simulaci druhou variantu. Řazení jednotlivých převodových stupňů dochází při otáčkách 2600 1/min při řazení nahoru a 1500 1/min při řazení dolů. Tyto hodnoty byly nastaveny experimentálně, z důvodu, aby řazení jednotlivých převodových stupňů co nejvíce odpovídalo požadavkům normy. K přeřazení jednotlivých rychlostních stupňů dojde během jedné sekundy.

Tabulka 5: Charakteristika převodovky MQ200 REK

Převodový stupeň	Převodový poměr	Moment setrvačnosti redukovaný na výstupní hřídel [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
1	3.769	0.02032
2	1.954	0.007138
3	1.281	0.004192
4	0.972	0.003243
5	0.777	0.002790
6	0.645	0.002497
Stálý převod	4.055	

Diferenciál: V případě diferenciálu jsou zadávanými parametry moment setrvačnosti jednotlivých ozubených kol a převodové poměry rozvodovky a vnitřních ozubených kol. Tyto hodnoty je vzhledem k velikosti ozubených kol nejvhodnější získat z 3D modelu.

Kolo: V momentu setrvačnosti kola jsou započítány všechny momenty setrvačnosti rotujících dílů umístěných na jedné straně nápravy tj. pneumatika, ráfek, brzdový kotouč a poloosa. Rozměry pneumatik pro vůz Škoda Octavia 1.0 TSI jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 6: Rozměry pneumatik pro vůz Škoda Octavia 1.0 TSI [11]

Základní výbava		
Active	Ambition	Style
195/65 R15	195/65 R15	195/65 R15
205/55 R16	205/55 R16	205/55 R16
205/50 R17 M+S	205/50 R17 M+S	225/45 R17
		205/50 R17 M+S
Mimorádná výbava		
16 inch	17 inch	18 inch
195/65 R15	195/65 R15	195/65 R15
205/55 R16	205/55 R16	205/55 R16
205/50 R17 M+S	225/45 R17	225/45 R17
	225/40 R18	225/40 R18
	205/50 R17 M+S	205/50 R17 M+S

Momenty setrvačnosti je možné získat buď výpočtem, tak jak bylo uvedeno pro otáčející se hmotnosti, nebo je možné moment setrvačnosti získat experimentálně pomocí výše uvedených metod.

Další definované parametry: Jak již bylo uvedeno je velice obtížné získat všechny parametry pro nadefinování kompletního vozidla do softwaru dSpace. V následující tabulce jsou proto uvedeny jen některé vybrané parametry vozidla Škoda Octavia 1.0 TSI, které se mě podařilo získat. Tyto parametry jsou uvedeny v tabulce č.7 a byly také zadány do simulačního modelu.

Tabulka 7: Další definované parametry vozidla [7]

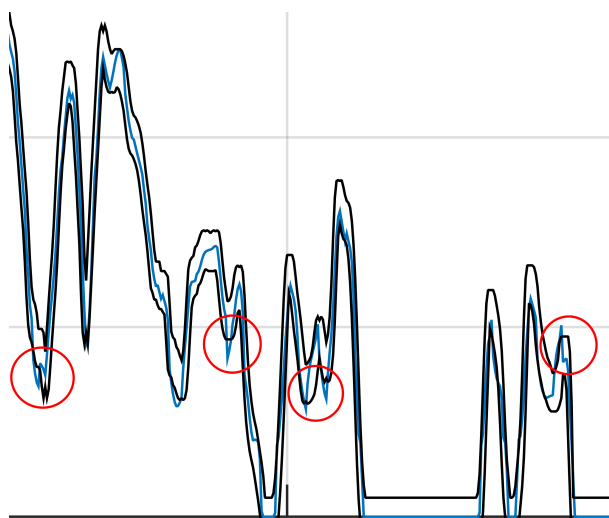
Délka	4.659 mm
Šířka	1.814 mm
Výška	1.461 mm
Rozvor	2.686 mm
Rozchod vpředu/vzadu	1.549 mm/1.520 mm
Pohotovostní hmotnost s řidičem	1.225 kg
Celková hmotnost	1.775 kg

4.2.2 Vliv změny redukovaného momentu setrvačnosti na změnu výkonu vypočteného na kolech automobilu

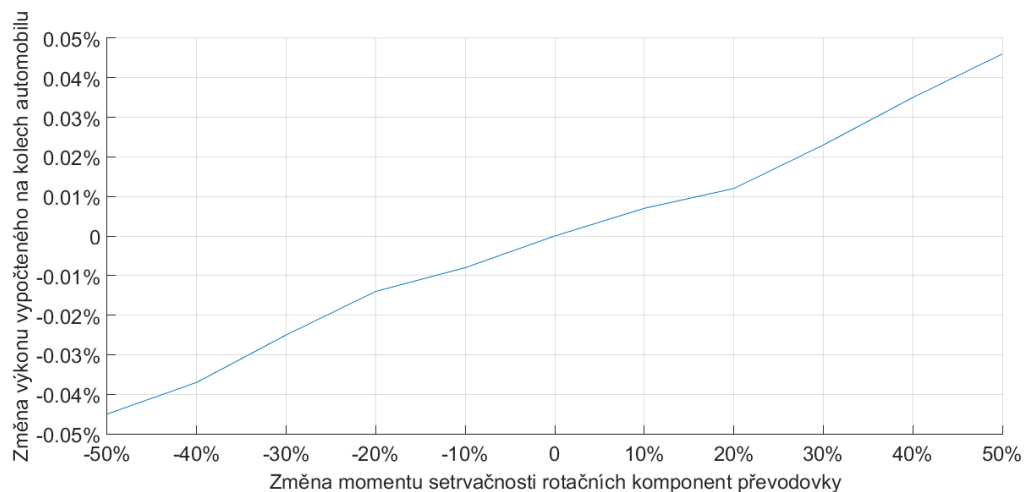
V této kapitole jsem vycházel z dat získaných v předchozí kapitole, která byla nadefinována do softwaru. Rozměr pneumatik jsem zvolil 205/55 R16. Postupnou změnou momentu setrvačnosti rotačních částí převodovky (ozubená kola, hnací a hnaná hřídel) v rozsahu $\pm 50\%$ jsem simuloval jeho vliv na změnu výkonu vypočteného na kolech automobilu jak pro NEDC tak i pro WLTP cyklus.

Výsledky simulace jsou uvedeny na obrázcích č.19 a č.20. Dopad změny momentu setrvačnosti má minimální vliv na výkon vypočtený na kolech automobilu. V případě NEDC cyklu, kdy došlo ke změně momentu setrvačnosti rotačních komponent převodovky o 50%, byla změna výkonu vypočteného na kolech automobilu 0,0438%. V případě WLTP cyklu je dopad změn na výkon ještě nižší. Při stejném nastavení jako v předchozím případě se výkon změnil maximálně jen o 0,03%.

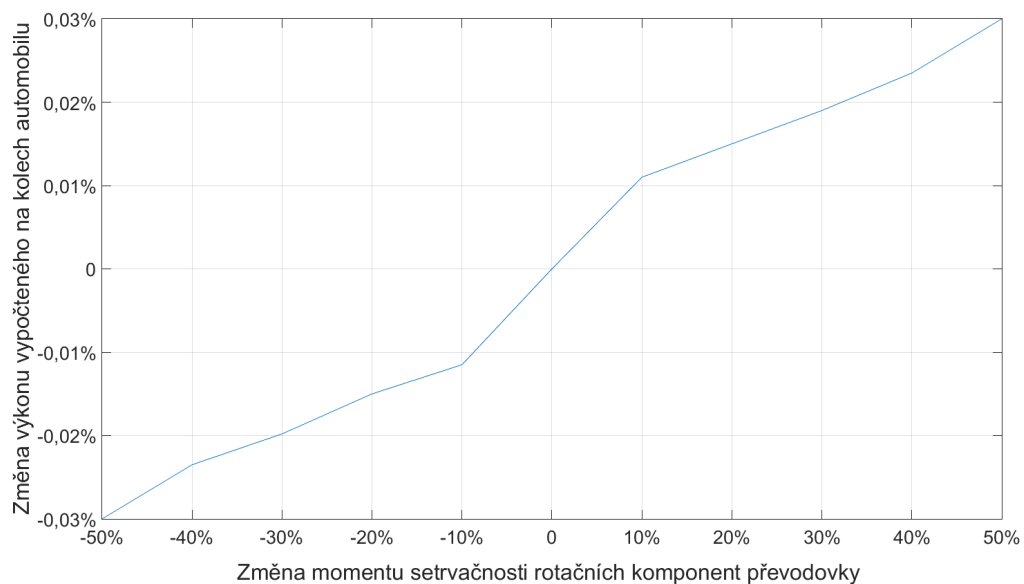
Rovněž nepatrný je i dopad změn na rychlost automobilu. Ve všech případech nastavení momentu setrvačnosti se průběh rychlosti automobilu téměř nezměnil. Z obrázků č.21 a č.22 vyplývá, že rychlost se v případě NEDC cyklu držela v toleranci předepsanou normou. Naproti tomu u dynamičtějšího WLTP cyklu se průběh rychlosti v místech, kde dochází k prudké změně rychlosti, dostal mimo toleranční pole. Pro odstranění těchto výchylek bylo nutné změnit dobu řazení z 1 s na 0,5 s.



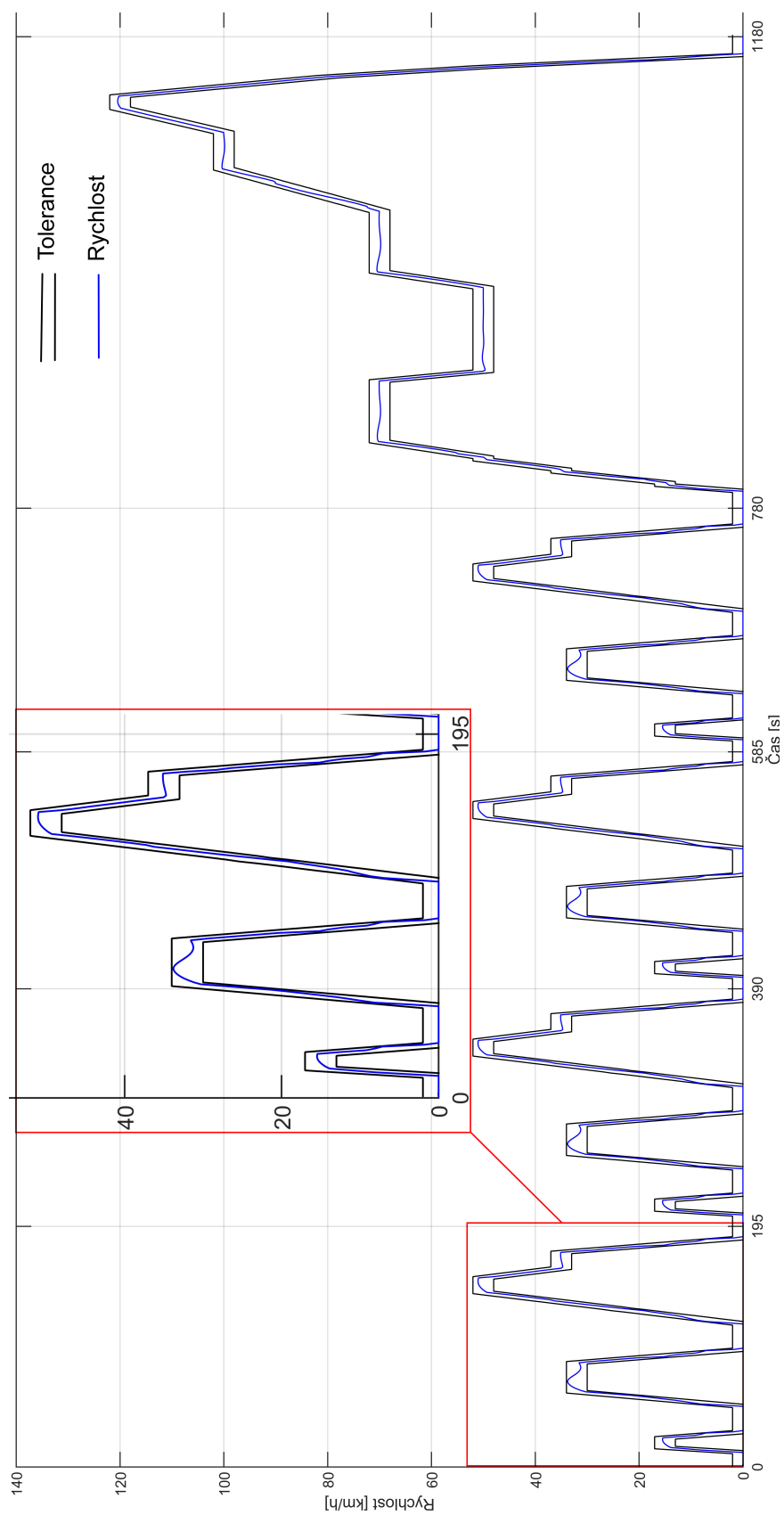
Obrázek 18: Výchyly rychlosti mimo toleranční pole WLTP cyklu



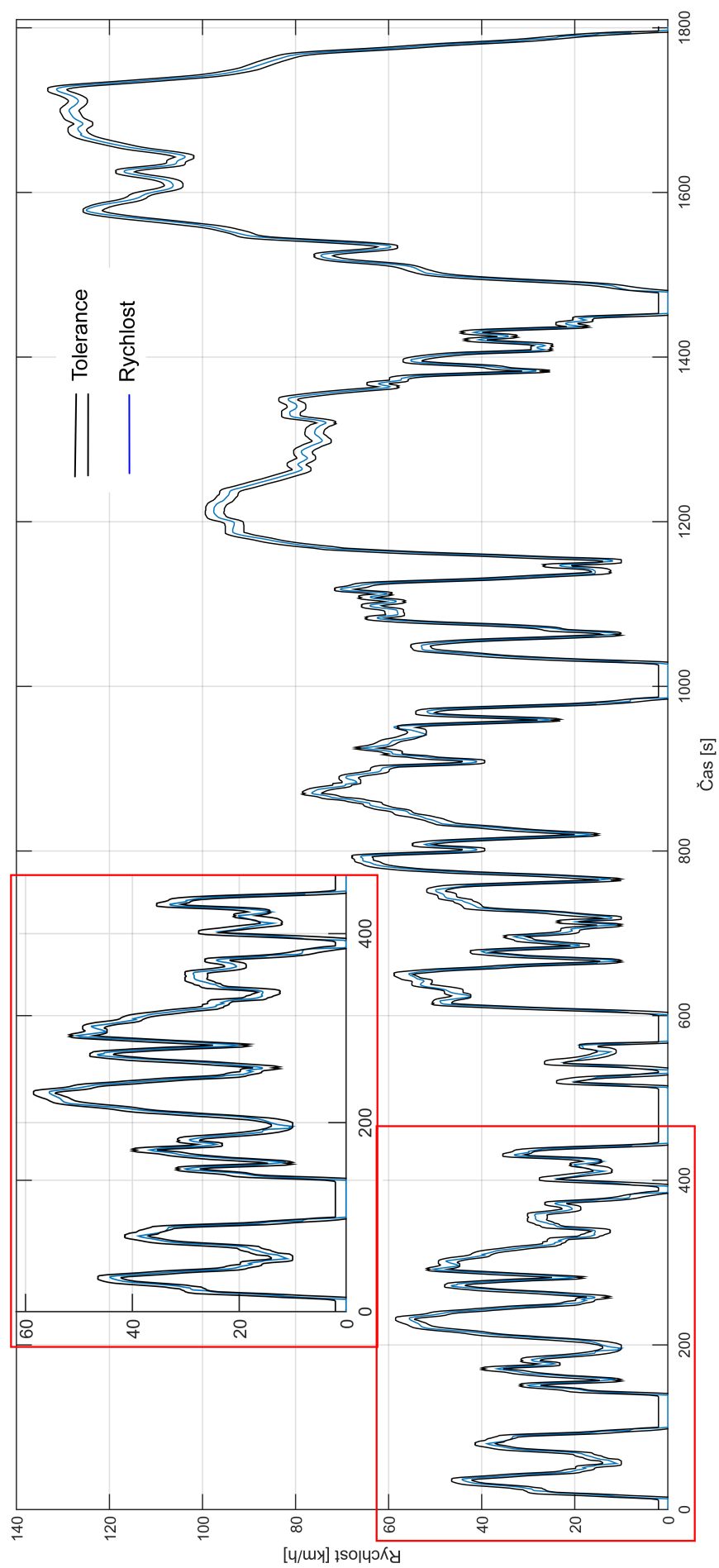
Obrázek 19: Průběh změny výkonu v závislosti na změně momentu setrvačnosti rotačních částí převodovky (NEDC cyklus)



Obrázek 20: Průběh změny výkonu v závislosti na změně momentu setrvačnosti rotačních částí převodovky (WLTP cyklus)



Obrázek 21: Průběh rychlosti NEDC cyklu



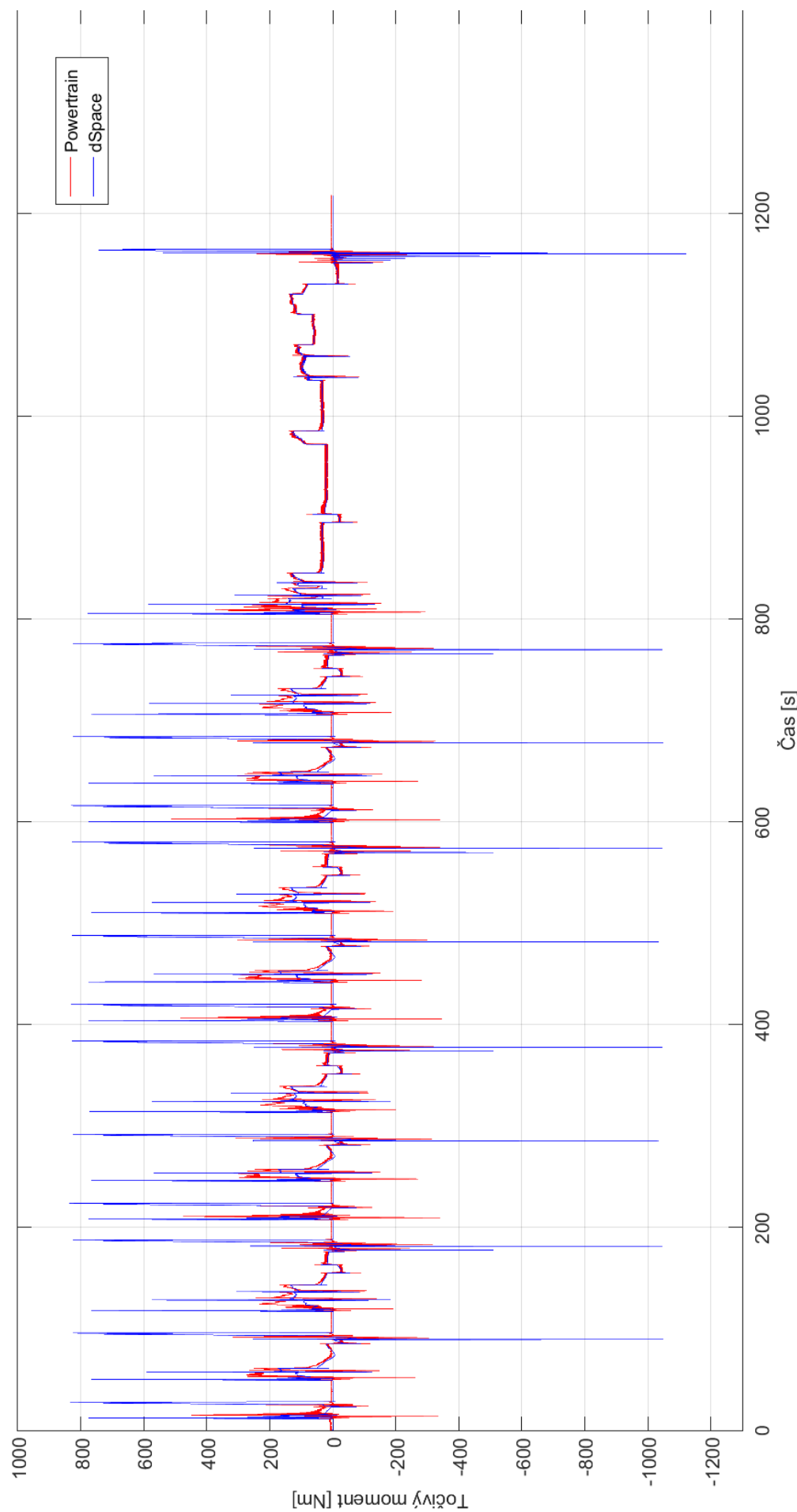
Obrázek 22: Průběh rychlosti WLTP cyklu

4.3 Porovnání výsledků simulace s měřením provedeným v laboratoři powertrain

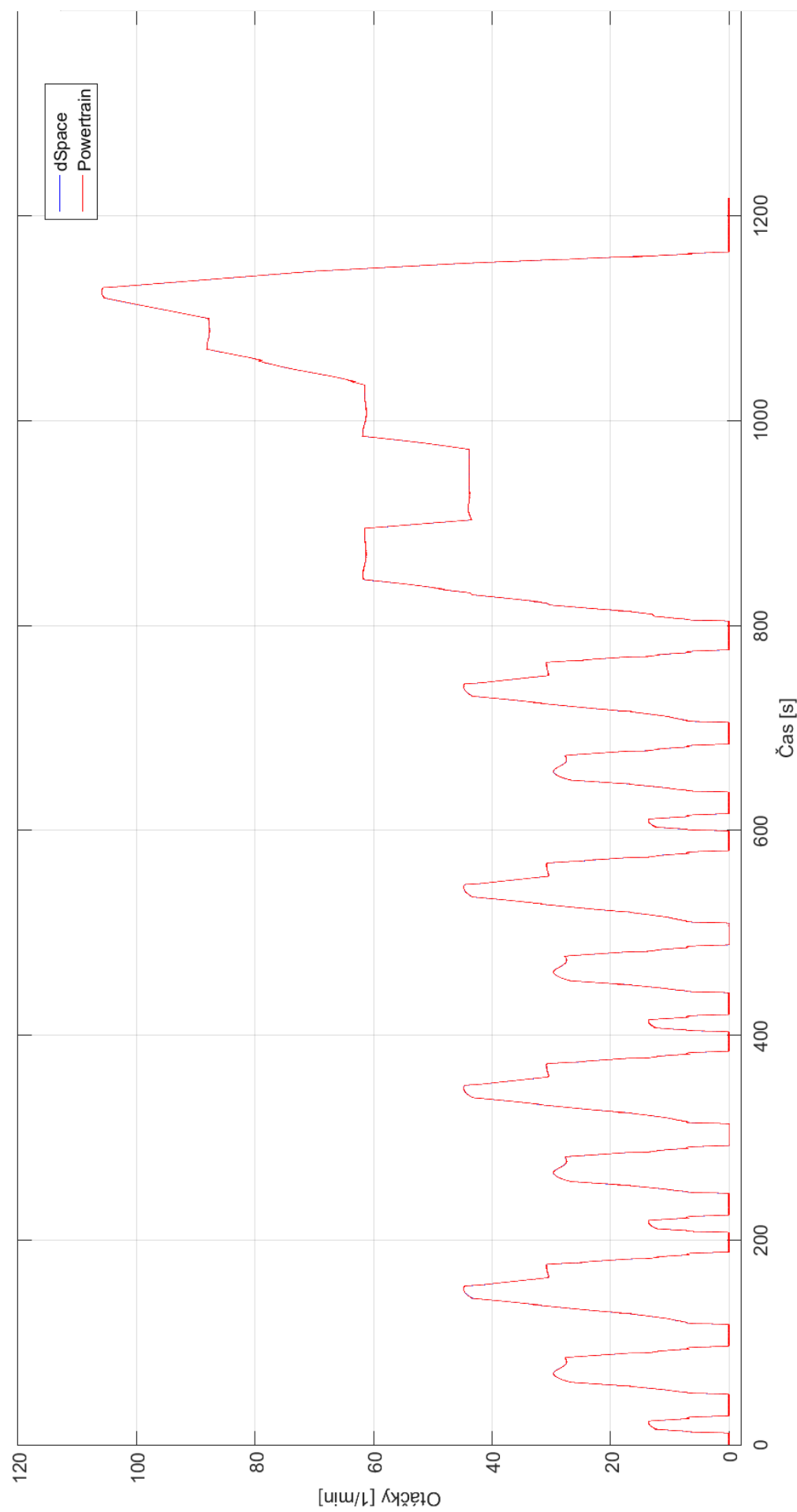
V této kapitole je uvedeno porovnání výsledků získaných pomocí softwaru dSpace s výsledky naměřenými v laboratoři powertrain. Simulace a měření probíhalo s nastavením vozu uvedeným v kapitole 4.2.1, přičemž jízdní profil byl definován NEDC cyklem.

Z grafů je vidět, že otáčky díky nastavení zařízení powertrain, přesně kopírují průběh otáček získaných ze softwaru dSpace. Z grafu momentu vyplývá, že průběh získaného momentu se v některých případech zpožďuje za požadovaným momentem získaným ze softwaru dSpace. Tyto nepřesnosti mohou vznikat mnoha příčin, např.: dodatečná úprava dat na základě předchozích zkušeností, tuhost celé soustavy nebo rychlost, kterou je řídicí jednotka schopna reagovat na změnu regulované veličiny.

Jelikož odladění celého systému je z časového hlediska náročné a z důvodu využití laboratoře i pro jiné úkoly, nebylo možné v této práci získat výsledek, který by přesně odpovídal našemu požadavku.



Obrázek 23: Průběh momentu měřeného na kolech automobilu



Obrázek 24: Průběh rychlosti

5 Závěr

V úvodu této diplomové práce je popsán software dSpace s rozбором parametrů možných zadávat do simulačního modelu. Dále jsou zde uvedeny příklady, kterými je možné získat vstupní data pro simulační model. Zejména pak momenty setrvačnosti jednotlivých komponent hnacího ústrojí definovaných do softwaru.

Ve druhé části diplomové práce jsou popsány parametry, jenž byly zadány do systému dSpace a využity při simulaci jízdy vozidla. Tyto parametry vycházejí ze skutečného vozu Škoda Octavia 1.0 TSI. Dále jsem pomocí simulačních jízd analyzoval vliv změny momentu setrvačnosti rotačních komponent převodovky na změnu výkonu vypočteného na kolech automobilu. Simulace byla provedena nejprve pro matematický model vozidla, který je součástí tohoto softwaru. V druhém případě byla simulace provedena s nastavením matematického modelu přibližně odpovídajícímu automobilu Škoda Octavia 1.0 TSI. V obou případech se vozidlo pohybovalo v jízdním režimu definovaném NEDC a WLTP cyklem. Vliv změny momentu setrvačnosti na změnu výkonu byl v obou případech přibližně o řád menší než tomu bylo v případě již předdefinovaného vozidla. V případě NEDC cyklu dosahovala změna výkonu změřeného na kolech automobilu při 50-ti procentní změně momentu setrvačnosti rotačních dílů převodovky je 0,04% v případě WLTP cyklu 0,03%.

Rovněž minimální je i dopad změn na průběh rychlosti automobilu. V obou zkoumaných cyklech se rychlost vozidla držela v toleranci předepsanou normou.

Z toho vyplývá, že přesnost redukováného momentu setrvačnosti převodovky zadávaného do simulačního modelu zásadně neovlivní výsledky získané v laboratoři powertrain.

Závěrem bych chtěl dodat, že tato práce má za cíl vytvořit úvod do této problematiky. Protože je odladění celého systému z časového hlediska velice náročné a z důvodu využití laboratoře i pro jiné účely, není možné usilovat o výsledek, který by přesně odpovídal našemu požadavku. To bude vyžadovat mnoho dalších experimentů, při kterých dojde k odladění celého systému.

Použitá literatura

- [1] DSPACE. ASM Vehicle Dynamics: Reference. 2013-B. Germany: dSpace GmbH, 2013.
- [2] BRADSKÝ, Zdeněk a Rudolf VRZALA. Mechanika III / Dynamika /. Třetí opravené - dotisk. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1987, 251 s. ISBN 55-821-85.
- [3] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 83 — Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel z hlediska emisí znečišťujících látek podle požadavků na motorové palivo. In: . 2007, ročník 2006, č.83.
- [4] BLAŽEK, Josef. Zařízení pro emisní testy osobních automobilů. In: Katedra vozidel a motorů [online]. Liberec [cit. 2016-10-03]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1682>
- [5] PERNÝ, Vladimír a Luboš TRNKA. Emise CO₂ a spotřeba paliva osobních a lehkých užitkových vozidel se spalovacími motory. TECH - Z 01 / 2011. TŮV SŮD CZECH s.r.o.
- [6] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [7] Škoda Car Configurator [online]. [cit. 2016-10-11]. Dostupné z: <http://cc-cloud.skoda-auto.com/cze/cze/cs-cz?carline=68817>
- [8] Style - Specifikace - Ateca. SEAT Česká republika [online]. 2016 [cit. 2016-10-12]. Dostupné z: <http://www.seat.cz/ateca/technicka-data/style>
- [9] Metody měření provozních parametrů: výkony, volba a využití pro diagnostiku [online]. s. 31 [cit. 2016-11-15]. Dostupné z: <http://tf.czu.cz/pexa/Budejovice/Prednasky/PVykonyaspotrebaPaliva.pdf>
- [10] KOŽOUŠEK, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů. II. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1983.

- [11] ŠKODA AUTO Česká republika [online]. ŠKODA AUTO a.s., 2016 [cit. 2016-11-18]. Dostupné z: <http://www.skoda-auto.cz/>
- [12] HROMÁDKO, Jan. Přednáška č. 5 - Kinematika a dynamika klikového ústrojí [online]. In: . [cit. 2016-12-18]. Dostupné z: oppsmad.tf.czu.cz/?q=system/files/5.Př.ppt
- [13]]BEDNÁŘ, Marek. Takhle se brzy bude měřit spotřeba aut. Co se změní? A komu to pomůže? Autoforum.cz [online]. 2015 [cit. 2016-12-18]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/zivot-ridice/takhle-se-brzy-bude-merit-spotreba-aut-co-se-zmeni-a-komu-to-pomuze/>
- [14] International: Light-duty: WLTP. Transportpolicy.net [online]. [cit. 2016-12-18]. Dostupné z: http://transportpolicy.net/index.php?title=International:_Light-duty:_WLTP
- [15] Radomír Panna — Fyzika — 10. stránka. Fyzika — Podpora výuky fyziky na ZŠ [online]. 2016 [cit. 2016-12-19]. Dostupné z: <http://fyzika.zskrestova.cz/author/admin/page/10/>

Seznam obrázků

1	Prostředí dSpace	17
2	Souřadný systém používaný v prostředí dSpace	18
3	Blokové schéma modelu	19
4	Klikový mechanismus	20
5	Uspořádání uzávěrky diferenciálu	22
6	Aerodynamický souřadný systém	24
7	Vakový posilovač	26
8	Brzdový kotouč	26
9	Metoda kývání kolem jedné osy	30
10	Metoda kývání kolem dvou rovnoběžných os	31
11	Měření momentu setrvačnosti vrtule závěsem na lanech	31
12	Rychlostní profil NEDC cyklu	33
13	Rychlostní profil WLTP cyklu Class 3	35
14	Vliv změny momentu setrvačnosti jednotlivých komponent hnacího ústrojí na změnu výkonu naměřeného kolech (NEDC cyklus)	38
15	Mapa motoru	40
16	Schéma motoru	41
17	Schéma klikového ústrojí	42
18	Výchyvky rychlosti mimo toleranční pole WLTP cyklu	46
19	Průběh změny výkonu v závislosti na změně momentu setrvačnosti rotačních částí převodovky (NEDC cyklus)	47
20	Průběh změny výkonu v závislosti na změně momentu setrvačnosti rotačních částí převodovky (WLTP cyklus)	47
21	Průběh rychlosti NEDC cyklu	48

22	Průběh rychlosti WLTP cyklu	49
23	Průběh momentu měřeného na kolech automobilu	51
24	Průběh rychlosti	52

Seznam tabulek

1	Charakteristika jízdního cyklu	33
2	Charakteristika WLTP cyklu Class 3	34
3	Parametry motoru 1.0 L TSI, EA211 FAMILY	39
4	Výřez z úplné charakteristiky motoru	40
5	Charakteristika převodovky MQ200 REK	44
6	Rozměry pneumatik pro vůz Škoda Octavia 1.0 TSI	45
7	Další definované parametry vozidla	45

Seznam příloh

Příloha A: Kinematické schéma převodovky MQ200 REK

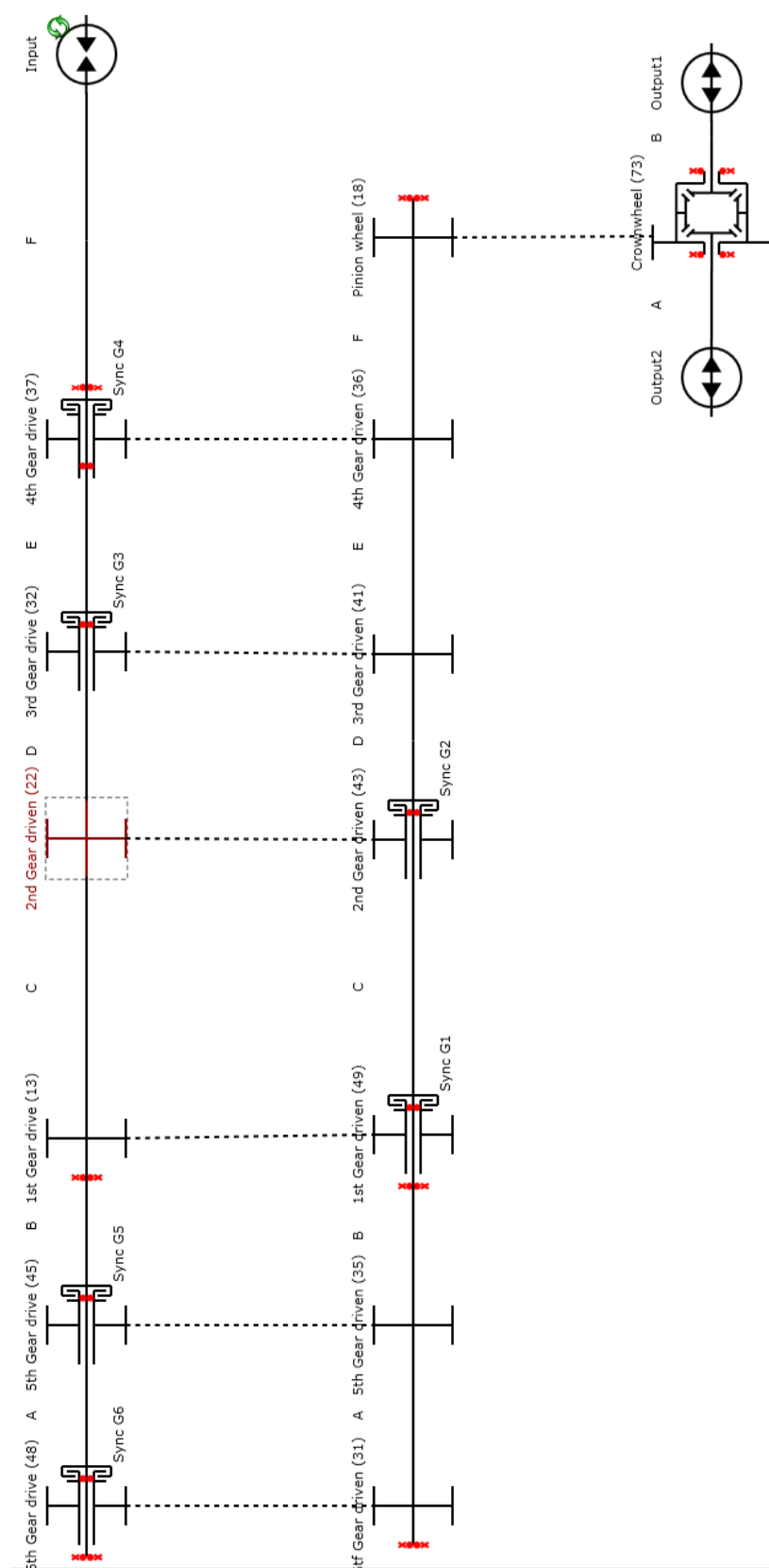
Příloha B: Momenty setrvačnosti jednotlivých rotačních částí převodovky

Příloha C: Rozpis jízdního cyklu NEDC

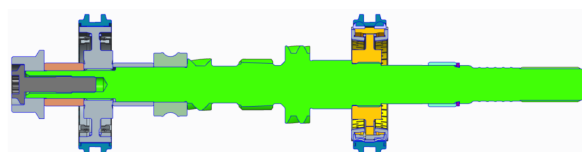
Příloha CD:

- DP_Tomas_Petr.pdf
- Petr_dSpace (složka obsahující data pro software dSpace)

A Kinematic scheme of the gearbox MQ200 REK

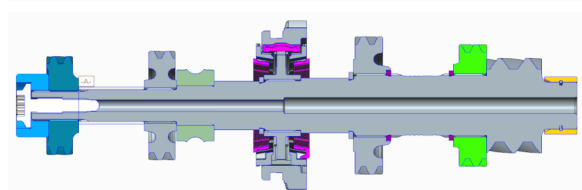


B Momenty setrvačnosti jednotlivých rotačních částí převodovky



Hnací hřídel

$J = 1,2399515 \times 10^6 \text{ gram} \cdot \text{mm}^2$



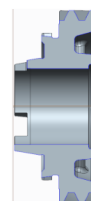
Hnaná hřídel

$J = 1,7714951 \times 10^6 \text{ gram} \cdot \text{mm}^2$



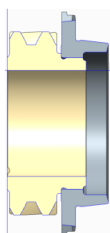
1st

$J = 9,3528728 \times 10^5 \text{ gram} \cdot \text{mm}^2$



2st

$J = 6,3316796 \times 10^5 \text{ gram} \cdot \text{mm}^2$



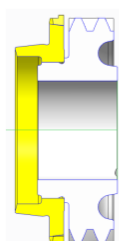
3st

$J = 2,3546512 \times 10^5 \text{ gram} \cdot \text{mm}^2$



4st

$J = 3,1806990 \times 10^5 \text{ gram} \cdot \text{mm}^2$



5st

$J = 4,4720534 \times 10^5 \text{ gram} \cdot \text{mm}^2$



6st

$J = 5,0429027 \times 10^5 \text{ gram} \cdot \text{mm}^2$

C Rozpis jízdního cyklu NEDC [3]

(následující stránka)

PŘÍLOHA 4

Dodatek 1

ROZPIS PRACOVNÍHO CYKLU POUŽITÉHO PRO ZKOUŠKU TYPU I

1 PRACOVNÍ CYKLUS

Pracovní cyklus, který se skládá z části 1 (městský cyklus) a z části 2 (cyklus mimo město), je znázorněn na obrázku 1/1.

2 ZÁKLADNÍ MĚSTSKÝ CYKLUS (část 1)

(Viz obrázek 1/2 a tabulka 1.2)

2.1 Rozpis podle fází:

	Čas (s)	%	
Volnoběh	60	30,8	35,4
Volnoběh, vozidlo v jízdě, spojka zapnuta při jednom zařazeném rychlostním stupni	9	4,6	
Řazení rychlostních stupňů	8	4,1	
Zrychlení	36	18,5	
Periody konstantní rychlosti	57	29,2	
Zpomalení	25	12,8	
	195	100	

2.2 Rozpis podle použitých rychlostních stupňů:

	Čas (s)	%	
Volnoběh	60	30,8	35,4
Volnoběh, vozidlo v jízdě, spojka zapnuta při jednom zařazeném rychlostním stupni	9	4,6	
Řazení rychlostních stupňů	8	4,1	
První rychlostní stupeň	24	12,3	
Druhý rychlostní stupeň	53	27,2	
Třetí rychlostní stupeň	41	21	
	195	100	

2.3 Všeobecné informace:

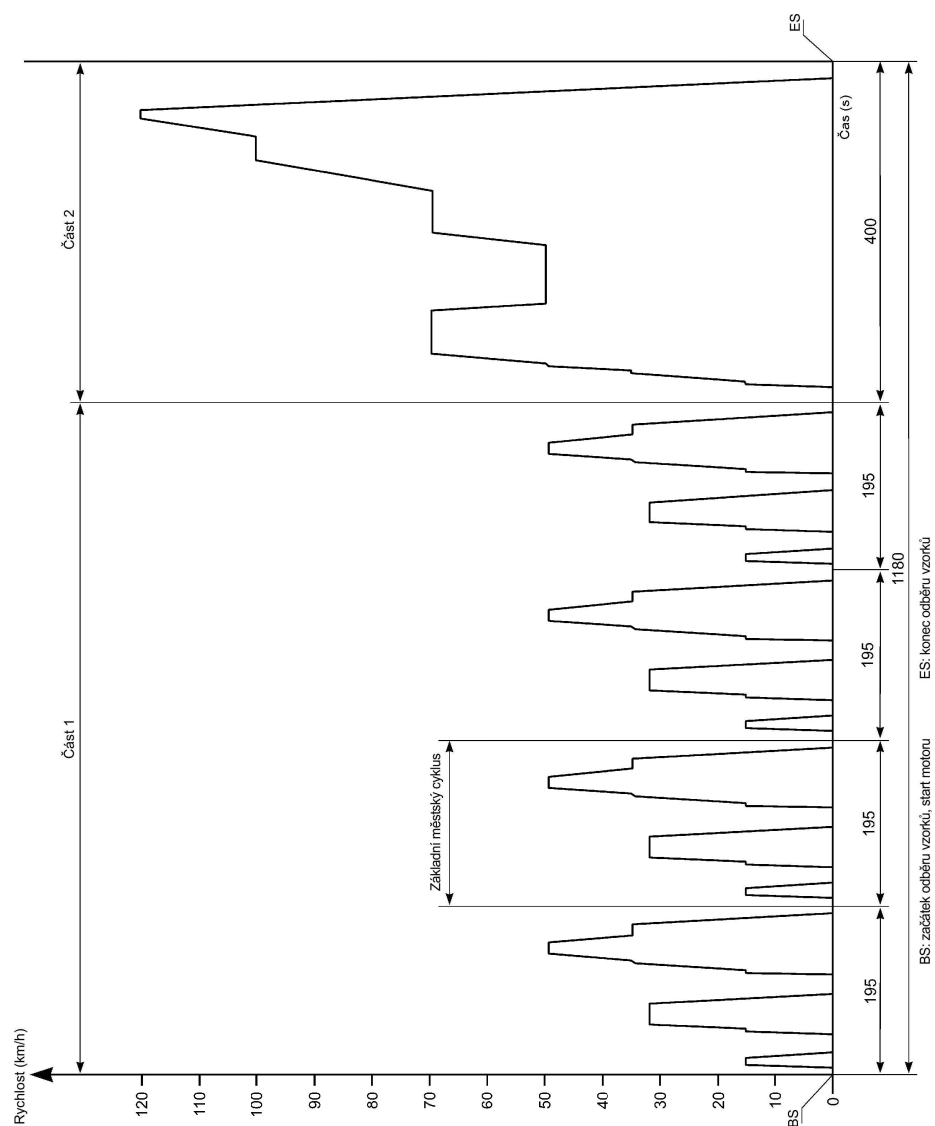
— Průměrná rychlost v průběhu zkoušky:	19 km/h
— Efektivní doba jízdy:	195 s
— Teoretická vzdálenost ujetá během cyklu:	1,013 km
— Vzdálenost odpovídající čtyřem cyklům:	4,052 km

Tabulka 1.2

Základní městský pracovní cyklus simulovaný na vozidlovém dynamometru (část 1)

Č. operace	Operace	Fáze	Zrychlení (m/s ²)	Rychlost (km/h)	Doba trvání každé		Kumula- tivní doba (s)	Použitý rychlostní stupeň v případě ručního řazení
					operace (s)	fáze (s)		
1	Volnoběh	1			11	11	11	6 s PM + 5 s K ₁ (*)
2	Zrychlení	2	1,04	0-15	4	4	15	1
3	Konstantní rychlost	3		15	9	8	23	1
4	Zpomalení	4	- 0,69	15-10	2	5	25	1
5	Zpomalení, uvolnění spojky		- 0,92	10-0	3		28	K ₁ (*)
6	Volnoběh	5			21	21	49	16 s PM + 5 s K ₁ (*)
7	Zrychlení	6	0,83	0-15	5	12	54	1
8	Změna rychlostního stupně				2		56	
9	Zrychlení		0,94	15-32	5		61	2
10	Konstantní rychlost	7		32	24	24	85	2
11	Zpomalení	8	- 0,75	32-10	8	11	93	2
12	Zpomalení, uvolnění spojky		- 0,92	10-0	3		96	K ₂ (*)
13	Volnoběh	9	0-15	0-15	21		117	16 s PM + 5 s K ₁ (*)
14	Zrychlení	10			5	26	122	1
15	Změna rychlostního stupně				2		124	
16	Zrychlení		0,62	15-35	9		133	2
17	Změna rychlostního stupně				2		135	
18	Zrychlení		0,52	35-50	8		143	3
19	Konstantní rychlost	11		50	12	12	155	3
20	Zpomalení	12	- 0,52	50-35	8	8	163	3
21	Konstantní rychlost	13		35	13	13	176	3
22	Změna rychlostního stupně	14			2	12	178	
23	Zpomalení		- 0,99	35-10	7		185	2
24	Zpomalení, uvolnění spojky		- 0,92	10-0	3		188	K ₂ (*)
25	Volnoběh	15			7	7	195	7 s PM (*)

(*) PM = převodovka v neutrálu, spojka zapnuta. K₁, K₂ = zařazen první nebo druhý rychlostní stupeň, spojka uvolněna.



Obrázek 1/1

Pracovní cyklus pro zkoušku typu I

3 CYKLUS MIMO MĚSTO (část 2)

(viz obrázek 1/3 a tabulka 1.3.)

3.1 Rozpis podle fází:

	Čas (s)	%
Volnoběh:	20	5,0
Volnoběh, vozidlo v jízdě, spojka zapnuta při jednom zařazeném rychlostním stupni:	20	5,0
Řazení rychlostních stupňů:	6	1,5
Zrychlení:	103	25,8
Periody konstantní rychlosti:	209	52,2
Zpomalení:	42	10,5
	400	100

3.2 Rozpis podle použitých rychlostních stupňů:

	Čas (s)	%
Volnoběh:	20	5,0
Volnoběh, vozidlo v jízdě, spojka zapnuta při jednom zařazeném rychlostním stupni:	20	5,0
Řazení rychlostních stupňů:	6	1,5
První rychlostní stupeň:	5	1,3
Druhý rychlostní stupeň:	9	2,2
Třetí rychlostní stupeň:	8	2
Čtvrtý rychlostní stupeň:	99	24,8
Pátý rychlostní stupeň:	233	58,2
	400	100

3.3 Všeobecné informace

— Průměrná rychlost v průběhu zkoušky:	62,6 km/h
— Efektivní doba jízdy:	400 s
— Teoretická vzdálenost ujetá během cyklu:	6955 km
— Maximální rychlost:	120 km/h
— Maximální zrychlení:	0,833 m/s ²
— Maximální zpomalení:	– 1,389 m/s ²

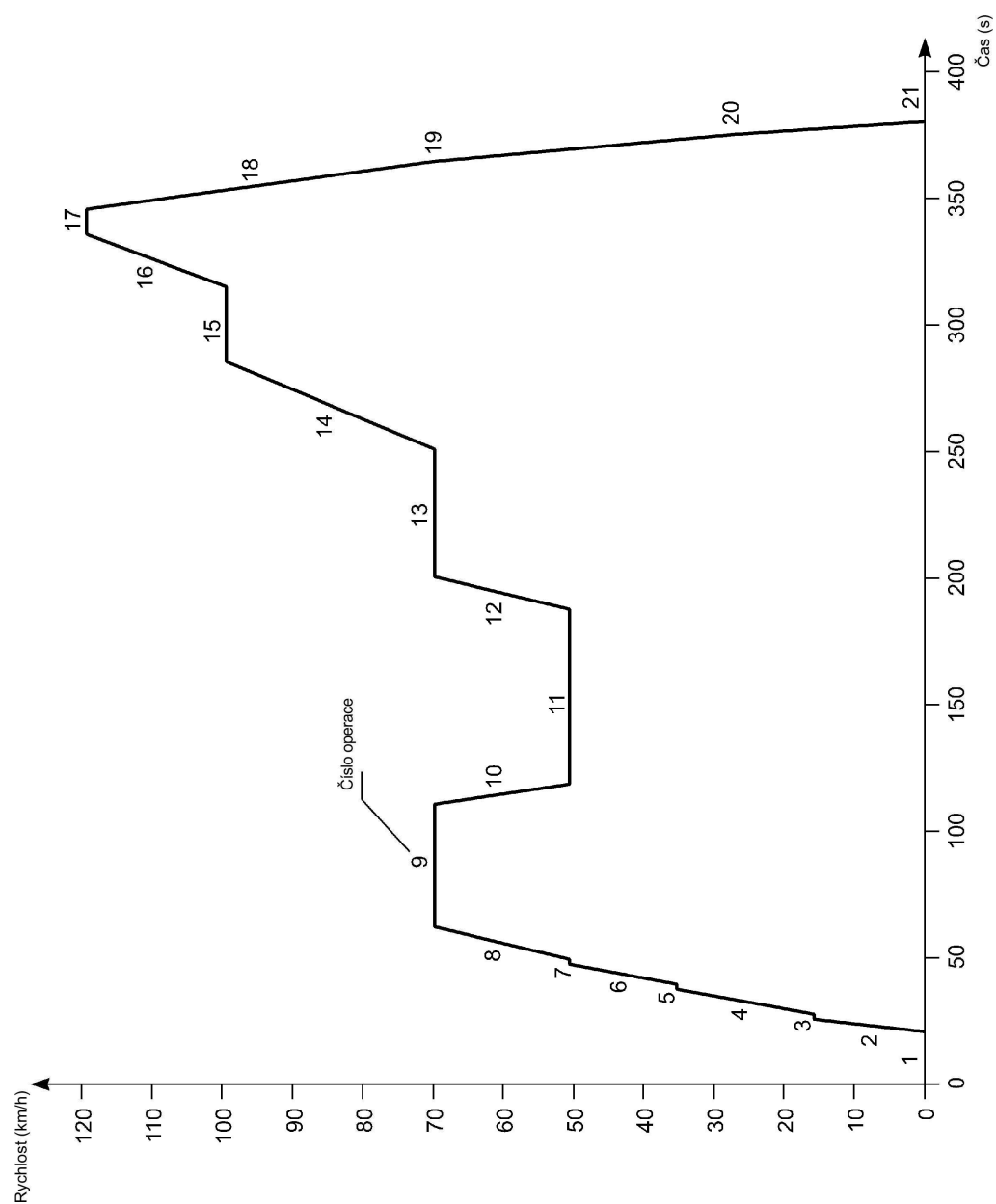
Tabulka 1.3

Cyklus mimo město (část 2) pro zkoušku typu I

Č. operace	Operace	Fáze	Zrychlení (m/s ²)	Rychlost (km/h)	Trvání každé		Kumula- tivní doba (s)	Použitý rychlostní stupeň v případě ručního řazení
					operace (s)	fáze (s)		
1	Volnoběh	1			20	20	20	K ₁ ⁽¹⁾
2	Zrychlení	12	0,83	0	5	41	25	1
3	Změna rychlostního stupně				2		27	—
4	Zrychlení		0,62	15-35	9		36	2
5	Změna rychlostního stupně				2		38	—
6	Zrychlení		0,52	35-30	8		46	3
7	Změna rychlostního stupně				2		48	—
8	Zrychlení		0,43	50-70	13		61	4
9	Konstantní rychlost	3		70	50	50	111	5
10	Zpomalení	4	- 0,69	70-50	8	8	119	4 s.5 + 4 s.4
11	Konstantní rychlost	5		50	69	69	188	4
12	Zrychlení	6	0,43	50-70	13	13	201	4
13	Konstantní rychlost	7		70	50	50	251	5
14	Zrychlení	8	0,24	70-100	35	35	286	5
15	Konstantní rychlost ⁽²⁾	9		100	30	30	316	5 ⁽²⁾
16	Zrychlení ⁽²⁾	10	0,28	100-120	20	20	336	5 ⁽²⁾
17	Konstantní rychlost ⁽²⁾	11		120	10	20	346	5 ⁽²⁾
18	Zpomalení ⁽²⁾	12	- 0,69	120-80	16	34	362	5 ⁽²⁾
19	Zpomalení ⁽²⁾		- 1,04	80-50	8		370	5 ⁽²⁾
20	Zpomalení, uvolnění spojky		1,39	50-0	10		380	K5 ⁽¹⁾
21	Volnoběh	13			20	20	400	PM ⁽¹⁾

⁽¹⁾ PM = převodovka v neutrálu, spojka zapnuta K₁, K₅ = zařazen první nebo druhý rychlostní stupeň, spojka uvolněna

⁽²⁾ Další rychlostní stupně lze použít podle doporučení výrobce, pokud je vozidlo je vybaveno převodovkou s více než pěti rychlostními stupni



Obrázek 1/3

Cyklus mimo město (část 2) pro zkoušku typu I