



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PROGRAM PRO OPTIMALIZACI PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ SOFTWARE FOR OPTIMIZATION OF GEAR SPEED

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL POKORNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Pokorný

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Program pro optimalizaci převodových stupňů

v anglickém jazyce:

Software for Optimalization of Gear Speed

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte návrh programu pro analýzu převodových stupňů vozidlové převodovky.

Cíle bakalářské práce:

1. Zpracujte přehled všech vlivů působících na jedoucí vozidlo.
2. Vypracujte program pro analýzu převodových stupňů vozidlové převodovky.
3. Proveďte pro zvolené vozidlo dostupnou analýzu a zhodnoťte výsledky.

Seznam odborné literatury:

- [1] Vlk, F. Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000.
[2] Vlk, F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. ISBN 80-234-6573-0, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 27.10.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Při jízdě autem působí na vozidlo kromě člověka, který je řídí, i několik dalších vlivů fyzikální podstaty. Tyto faktory výrazně ovlivňují celkové chování vozidla, jeho výkonnost, spotřebu atd. Je tedy účelné zabývat se při vývoji vozidel (ať již civilních či závodních) právě těmito neviditelnými nepřáteli a jejich vliv co nejvíce optimalizovat.

Cílem této práce je popis vlivů které působí na jedoucí vozidlo. U většiny dílčích faktorů je uveden i praktický příklad. Na základě teorie o převodovkách je sestaven program pro vytvoření pilového diagramu dané převodovky a následnou optimalizaci jejich převodových stupňů. Na závěr je provedeno několik analýz reálných vozidel a jejich následné vyhodnocení.

Výstupem práce je přehled faktorů ovlivňujících vozidlo za jízdy, výsledky námi provedených analýz a program sloužící k optimalizaci převodových stupňů.

Klíčová slova

Jízdní odpory, pilový diagram, valivý odpor, vzdušný odpor, vztlak, odpor stoupání, odpor zrychlení, odpor přívěsu, stálý převod, převodovky, odstupňování převodů.

Abstract

Rolling vehicle is being influenced both by driver and many other factors of physical nature. These factors affect the whole behavior of the car, its performance, fuel consumption etc. It is very reasonable to cope with these factors then. The main aim during vehicle evolution (both civil and racing ones) is to optimize the influence of all invisible enemies as much as possible.

The aim of this work is a description of factors influencing the moving vehicle. Several practical examples are included. The theory of transmissions is fundamental to the programme for creating a saw-diagram and gear speed optimization. Finally a few analysis of the real vehicles and subsequent evaluation will be done.

The output of the work is an overview of factors affecting the moving vehicle, the results of performed analysis and programme for optimization of gear speed.

Key words

Rolling resistance, saw diagram, aerodynamic resistance, aerodynamic lift, climb resistance, acceleration resistance, trailer resistance, permanent transfer, transmissions, gear graduation.

Bibliografická citace

POKORNÝ, P. *Program pro optimalizaci převodových stupňů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 30 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Svída.

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci na téma „Program pro optimalizaci převodových stupňů“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Brně dne 28. května 2010

.....
podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Davidu Svídovi za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

V Brně dne 28. května 2010

.....
podpis autora

Obsah

OBSAH.....	8
1 ÚVOD.....	9
2 VLIVY PŮSOBÍCÍ NA JEDOUcí VOZIDLO.....	9
2.1 ODPOR VALIVÉHO TŘENÍ.....	9
2.2 VZDUŠNÝ ODPOR	13
2.2.1 Vzdušné účinky, vztlak.....	16
2.3 ODPOR STOUPÁNÍ.....	18
2.4 ODPOR ZRYCHLENÍ.....	19
2.5 ODPOR PŘÍVĚSU.....	20
2.6 CELKOVÝ JÍZDNÍ ODPOR.....	20
3 PŘEVODOVKY A PŘEVODY.....	21
4 PROGRAM PRO OPTIMALIZACI PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ	24
4.1 POPIS A OBSLUHA PROGRAMU „PD“	24
4.2 PROVEDENÍ ANALÝZY A VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ.....	25
5 ZÁVĚR.....	28
POUŽITÁ LITERATURA.....	29
SEZNAM ZKRATEK.....	29
SEZNAM SYMBOLŮ.....	30

1 Úvod

Na závodních tratích celého světa bojují jezdci se svými vozy o zlomky sekund, které rozhodnou, jestli daný závod vyhrají anebo úplně „pohřbí“. Ano – i tak málo dělí jezdce mezi prvním a třeba patnáctým místem. Na dosažení těch nejlepších závodních časů se podílí celá řada faktorů, mezi které patří i zdánlivá banalita – poskládání převodovky. A právě na optimalizaci převodových stupňů se v následujícím textu zaměříme. Z výsledků, ke kterým dospějeme, budou mít užitek především závodní jezdci. Ale i v běžném životě (u sériových aut) se výsledky taktéž projeví, a sice úsporou pohonných hmot.

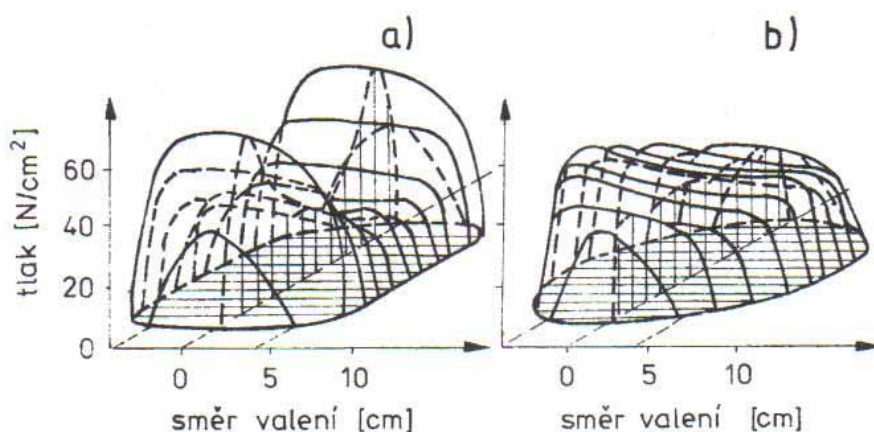
Tato bakalářská práce je rozdělena do několika kapitol. Nejprve si nastíníme celou problematiku faktorů ovlivňujících jedoucí vozidlo, a to jak z obecného, tak i praktického hlediska. Dále uvedeme základní teorii převodovek a převodových stupňů. Na základě této teorie vytvoříme program pro optimalizaci převodových stupňů. Na závěr pomocí vytvořeného programu provedeme analýzu vybraných vozidel a z výsledků měření vyvodíme závěry.

2 Vlivy působící na jedoucí vozidlo

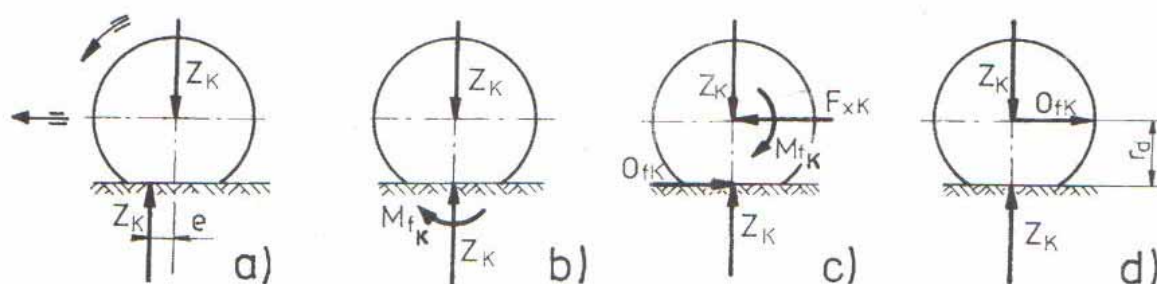
Během jízdy musí vozidlo překonávat nejrůznější odpory – jízdní odpory. Jsou to síly, které působí proti pohybu vozidla. Na silnici nakonec rozhoduje o dynamice vozidla výkon, který nám zůstane po překonání těchto sil. Vlivy působící na vozidlo můžeme dle [1] rozdělit do pěti skupin, které si podrobně popíšeme v následujících podkapitolách.

2.1 Odpor valivého tření

Tento odpor patří k těm silnějším a můžeme ho rozdělit na dvě části. Tedy odpor valivý a ztráty v důsledku tření. Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky a vozovky. Pneumatika se stýká s vozovkou v určité ploše – stopě pneumatiky. V přední části stopy ve směru valení dochází ke stlačování obvodu pneumatiky a v zadní části se obvod opět vyrovnává do kruhového tvaru (rozložení měrných tlaků ve stopě – viz obr. 1). Vlivem ztrát v pneumatice, které se mění v teplo, jsou síly pro stlačení pneumatiky větší než síly jimiž působí pneumatika na vozovku při navrácení do kruhového tvaru (hystereze). Měrné tlaky v přední části stopy jsou tedy větší než v zadní, a proto výslednice elementárních sil ve stopě pneumatiky je přesunuta před svislou osu kola o hodnotu e (obr. 2).



Obr. 1: Rozložení měrných tlaků ve stopě dle [1]



Obr. 2: Vznik valivého odporu pneumatiky [1]

Reakce vozovky Z_K je stejně velká jako zatížení kola, tzn. Vzniká silová dvojice neboli moment M_{fK} , který působí proti otáčení kola. Moment M_{fK} vyvolá vodorovnou reakci O_{fK} , které směřuje proti pohybu kola, ve středu kola musí působit vodorovná síla $F_{xK} = O_{fK}$, aby vznikla opět silová dvojice. Vodorovnou reakci O_{fK} nazýváme valivý odpor kola.

$$M_{fK} = O_{fK} \cdot r_d = Z_K \cdot e \quad (1)$$

$$O_{fK} = Z_K \cdot \frac{e}{r_d} = Z_K \cdot f_K \quad (2)$$

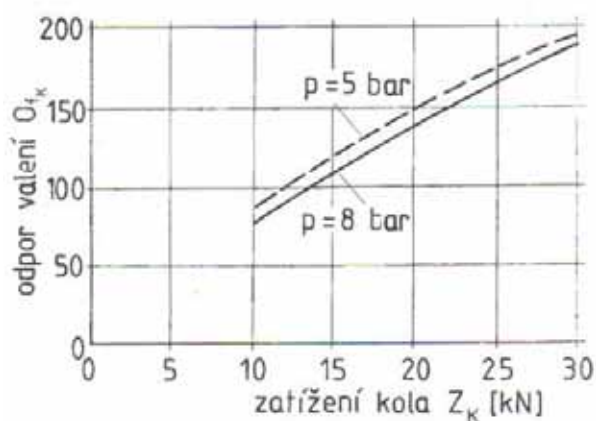
Součinitel valivého odporu f_K závisí především na:

- **povrchu vozovky.** Jednotlivé hodnoty součinitele uvádí následující tabulka:

Povrch	f_k	Povrch	f_k
asfalt	0,01 – 0,02	travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	hluboký písek	0,15 – 0,30
dlažba	0,02 – 0,03	čerstvý sníh	0,20 – 0,30
makadam	0,03 – 0,04	bahnitá půda	0,20 – 0,40
polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
polní cesta – mokrá	0,08 – 0,20		

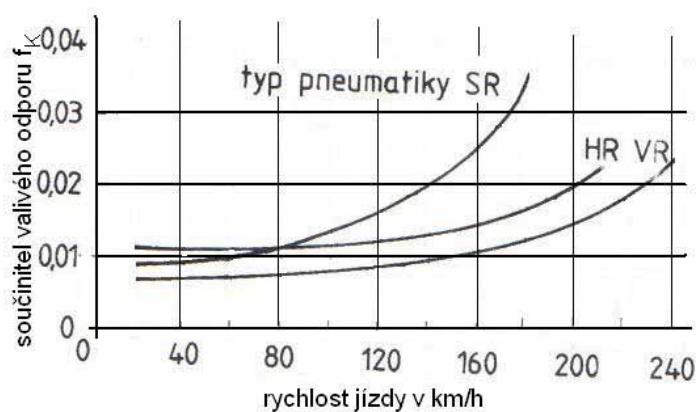
Tab. 1: Vliv povrchu vozovky na součinitel valivého odporu [1]

• **huštění pneumatiky**, kdy se projevuje vliv deformace pneumatiky v závislosti na jejím zatížení (tj. v závislosti na hmotnosti vozidla)



Obr. 3: Vliv huštění na součinitel valivého odporu [1]

• **rychlosti vozidla** (pneumatika nestačí vyrovnávat deformace, které vznikají v přední části stopy. V zadní části stopy je menší měrný tlak a reakce Z_k se posouvá více vpřed. Zvyšuje se také deformace bočních stěn (viz obr. 4).

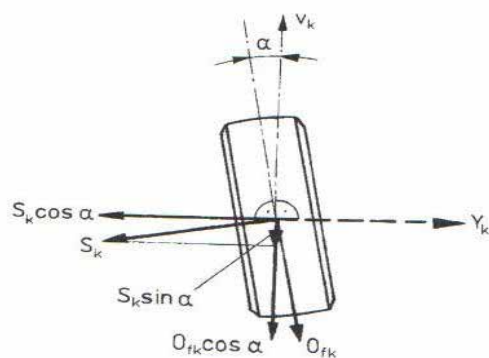


Obr. 4: Vliv rychlosti jízdy na součinitel valivého odporu [1]

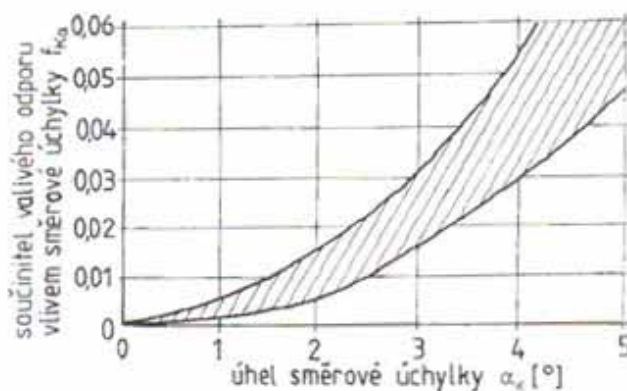
• **zatáčení** (vliv směrové úchylky pneumatiky) – kolo se odvaluje se směrovou úchylkou a ve směru rychlosti vzniká valivý odpor

$$O_{fv} = O_{fk} \cdot \cos \alpha + S_K \cdot \sin \alpha \quad (3)$$

kde S_K je boční vodící síla pneumatiky. Vliv směrové úchylky je silně progresivní, jak je znázorněno na obr. 6.



Obr. 5: Vznik přídavné složky valivého odporu při zatáčení [1]

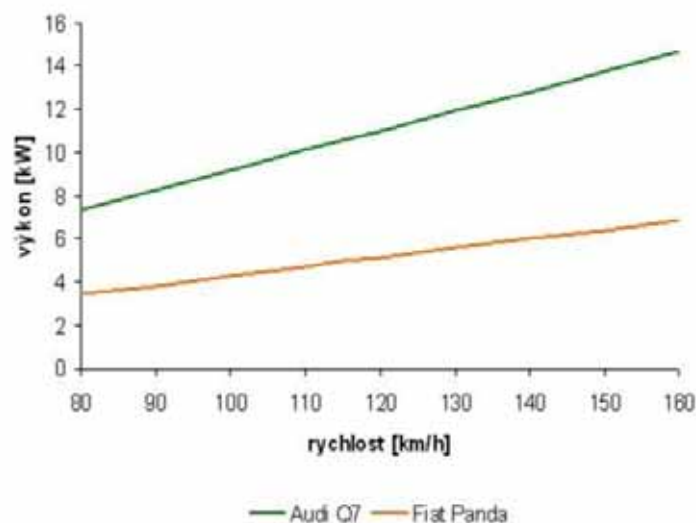


Obr. 6: Vliv směrové úchylky na součinitel valivého odporu [1]

Valivý odpor vozidla O_f je dán součtem valivých odporů jednotlivých kol:

$$O_f = \sum_i O_{fKi} = \sum_i Z_{Ki} \cdot f_{Ki} = f \cdot \sum_i Z_{Ki} = f \cdot G \quad (4)$$

Nyní si uvedme jedno srovnání. Podle [3] má např. Fiat Panda zhruba o 55 % menší odpor valivého tření než Audi Q7. Výkon k překonání odporů závisí mj. na rychlosti jízdy, a proto bude malá Panda při 90 km/h potřebovat o 4,5 kW méně, než obrovské SUV (Fiat Panda – 3,71 kW, Audi Q7 – 8,23 kW). Průběhy závislostí jsou uvedeny v následujícím grafu.

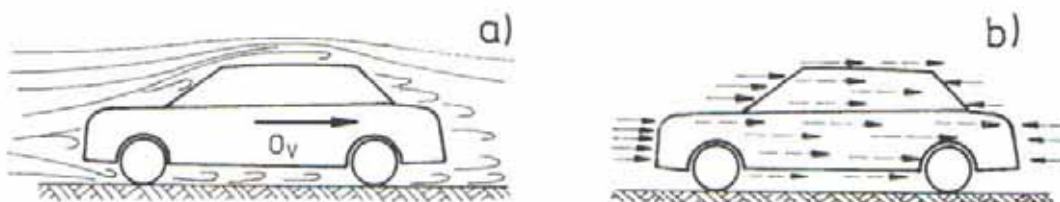


Obr. 7: Srovnání závislosti hnacího výkonu (odporových výkonů) na rychlosti jízdy [3]

2.2 Vzdušný odpor

Při jízdě vozidla proudí část vzduchu kolem horní části karoserie a část musí projít mezi vozovkou a spodní částí vozidla. Za vozidlem nastává víření (obr. 8) – vzniká tak vzdušný odpor O_V . Velikost této vzdušné síly je dána výslednicí normálových tlaků vzduchu na povrch karoserie a třecích sil, které působí v tečném směru na karoserii (obr. 9).

Do celkového vzdušného odporu vozidla jsou zahrnuty také odpory vzniklé při průchodu vzduchu chladícím a větracím systémem a také ty, jež vzniknou vířením otáčejících se kol.



Obr. 8: Vznik vzdušného odporu vozidla [1]

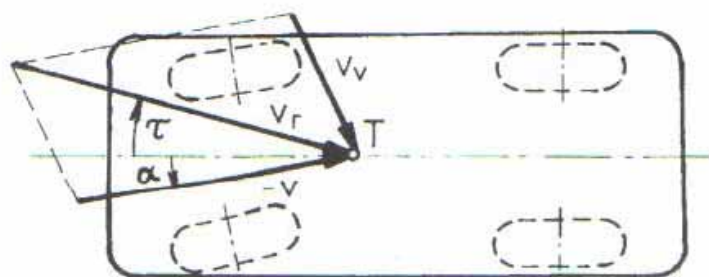
Celkový vzdušný odpor vozidla se vypočítá vztahem:

$$O_V = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_x \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad (5)$$

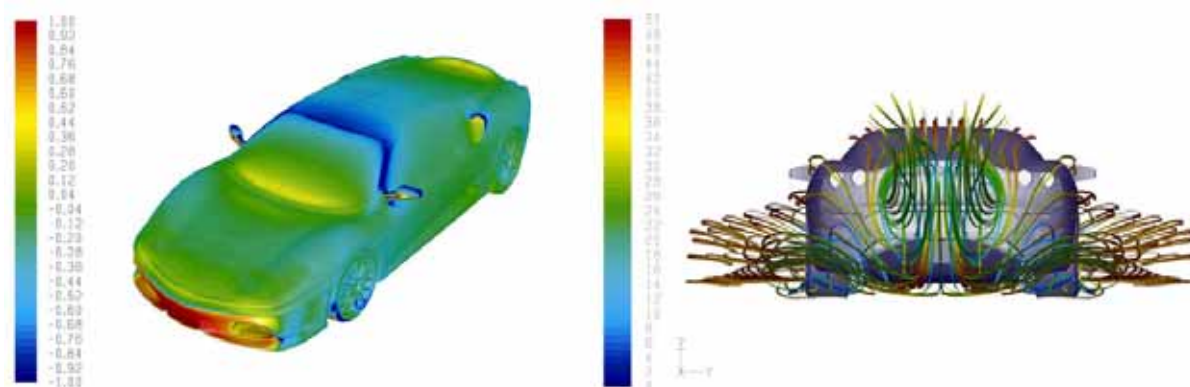
kde v_r je výsledná rychlost proudění vzduchu, S_x je čelní plocha vozidla, ρ je měrná hmotnost vzduchu a c_x je součinitel vzdušného odporu.

Náporová rychlost v_r je rovna součtu rychlosti vozidla a rychlosti větru (obr. 9)

$$\vec{v}_r = \vec{v} + \vec{v}_v \quad (6)$$

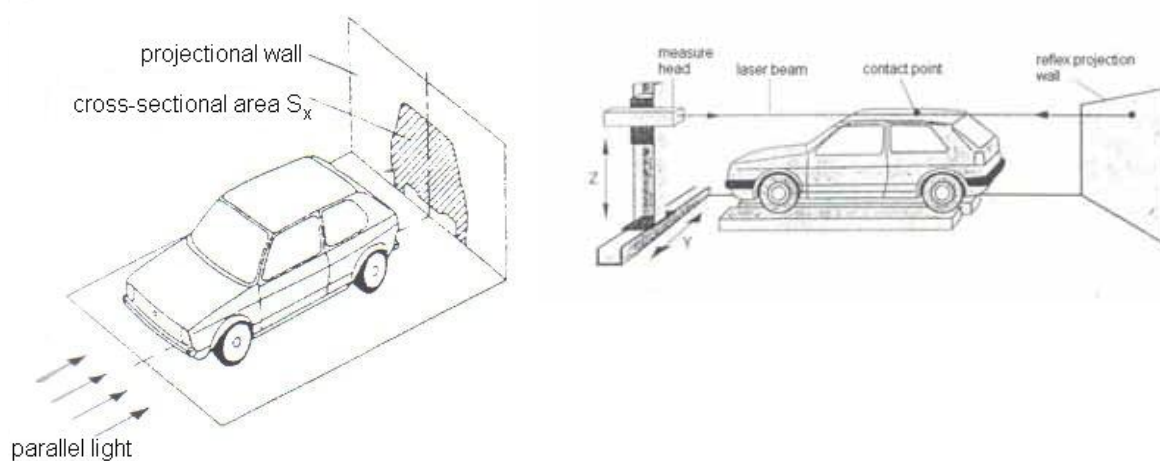


Obr. 9: Vznik Schéma působení náporové rychlosti větru [1]



Obr. 10: Tlakové pole a tvar proudnic obtékajícího vzduchu u automobilu Ferrari F430 [4]

Čelní plocha vozidla S_x je získávána např. čelní projekcí vozidla anebo pomocí laserového paprsku.



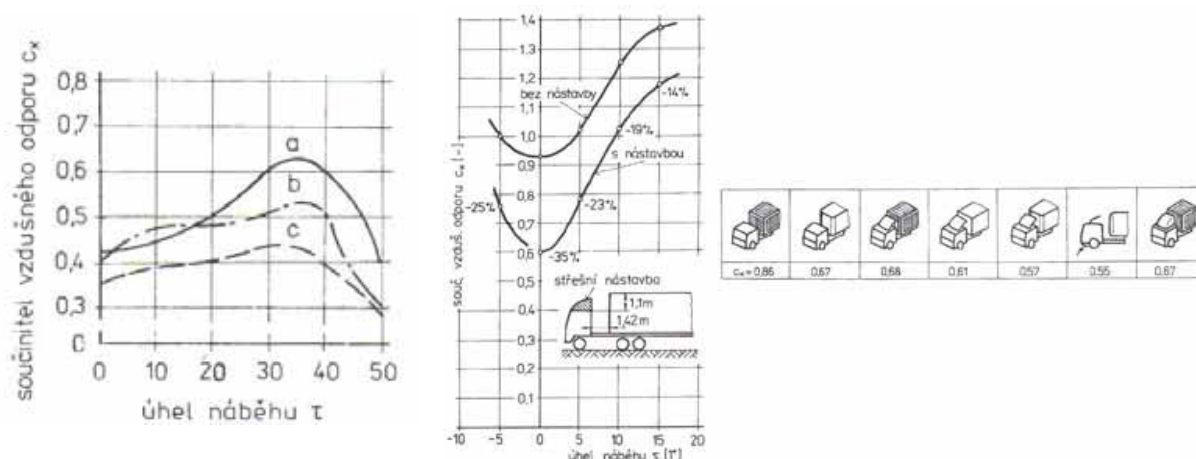
Obr. 11: Zjišťování čelní plochy vozidla – metoda projekce (vlevo) a metoda laserového paprsku (vpravo) [4]

Součinitel odporu vzduchu c_x závisí především na tvaru vozidla. Hodnota c_x je zjišťována buď s využitím modelu nebo měřením v aerodynamickém tunelu (model nebo skutečné vozidlo, vliv otáčejících se kol

Typ vozidla	c_x [1]	S_x [m ²]
osobní automobily	0,3 – 0,4	1,6 – 2,0
sportovní vozy	0,3 – 0,35	1,3 – 1,6
závodní vozy – nekrytá kola	0,4 – 0,6	0,7 – 1,3
závodní vozy – krytá kola	0,25 – 0,35	0,8 – 1,5
nákladní vozy – valník	0,8 – 1,0	4 – 7
nákladní vozy – s plachtou	0,6 – 0,8	5 – 8
nákladní vozy – s přívěsem	1,0 – 1,2	5 – 8
nákladní vozy – s kontejnerovým návěsem	1,0 – 1,2	9
autobusy	0,5 – 0,7	5 – 7

Tab. 2: Hodnoty součinitele c_x a čelní plochy S_x pro jednotlivé typy vozidel [1]

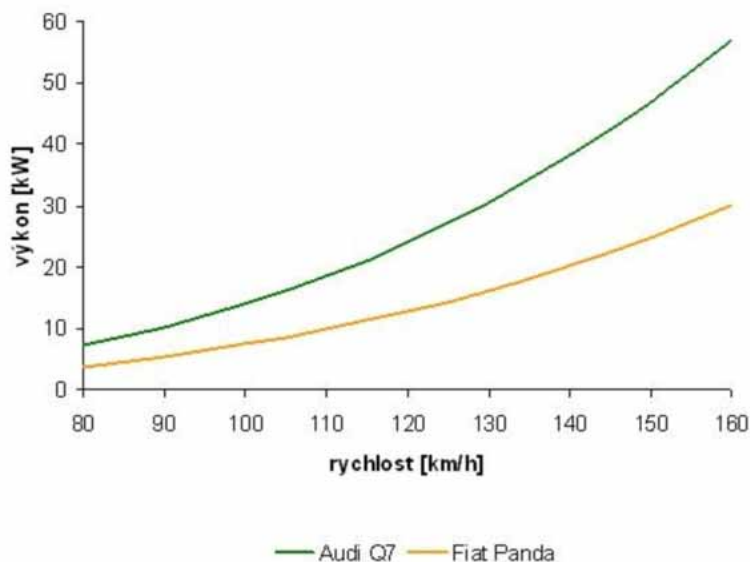
Hodnota c_x u osobních vozidel závisí relativně málo na úhlu náběhu. U užitkových vozidel je již tento vliv mnohem výraznější.



Obr. 12: Vliv úhlu náběhu τ na součinitel vzdušného odporu c_x [1]

Z hlediska velikosti c_x je vhodný proudnicový tvar karoserie se zaoblenými hranami, zakrytá kola a spodní část vozidla (snížení c_x asi o 0,05). Vezměme si příklad [4]: Opel Insignia 2.0 CDTi Ecoflex. Ve větrném tunelu inženýři bojovali o každou desetinu koeficientu c_x . Již tak skvělý základ $c_x = 0,27$ se jim podařilo snížit o jednu desetinu. Zakrytí nádrže ze spodu vozidla ubralo 0,009, částečné zaslepení mřížky na masce ubralo 0,005, zaslepení štěrby pod chladičem ubralo 0,001, úprava spoileru snížila koeficient o dalších 0,003. I taková bezvýznamná maličkost jako je plastický nápis na bočnici pneumatik Michelin Energy Saver zvýšila koeficient o 0,001 ve srovnání s holou maketou shodného rozměru i dezénu.

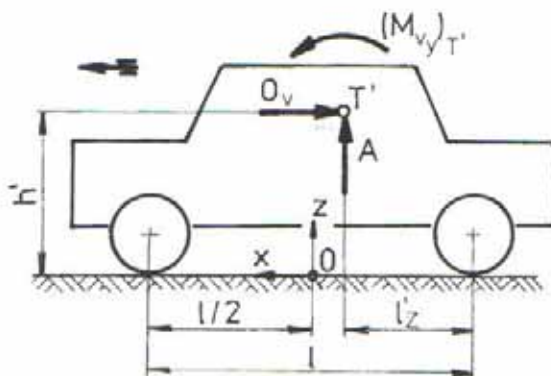
Rozdíl součinitele odporu vzduchu u našich dříve zmíněných konkrétních vozidel není příliš výrazný. (Audi Q7 $c_x = 0,37$, Fiat Panda $c_x = 0,33$). V tomto případě hraje důležitější roli čelní plocha. Při rychlosti 130 km/h nám odpor vzduchu ubere u Audi 30,5 kW. V případě malého Fiatu to bude 16 kW. Na 160 km/h bude potřeba už 57, respektive 30 kilowattů.



Obr. 13: Srovnání hodnot potřebného výkonu pro překonání odporu vzduchu v závislosti na rychlosti vozidla [3]

2.2.1 Vzdušné účinky, vztlak

Účinek proudu vzduchu na pohybující se automobil se vyjadřuje třemi silovými a třemi momentovými složkami. Počátek tzv. aerodynamické souřadné soustavy vozidla 0, ke které se udávají součinitele vzdušných účinků, se často volí v polovině rozvoru (může i jinde – např. v ose otáčení předních kol apod.). Při vyšetřování dynamiky vozidla je nejdůležitějším bodem těžiště. Z hlediska aerodynamiky však není poloha těžiště důležitá, protože součinitele vzdušných účinků závisí na tvaru karoserie ne na rozložení hmotnosti.



Obr. 14: Působení vztlaku na jedoucí vozidlo [1]

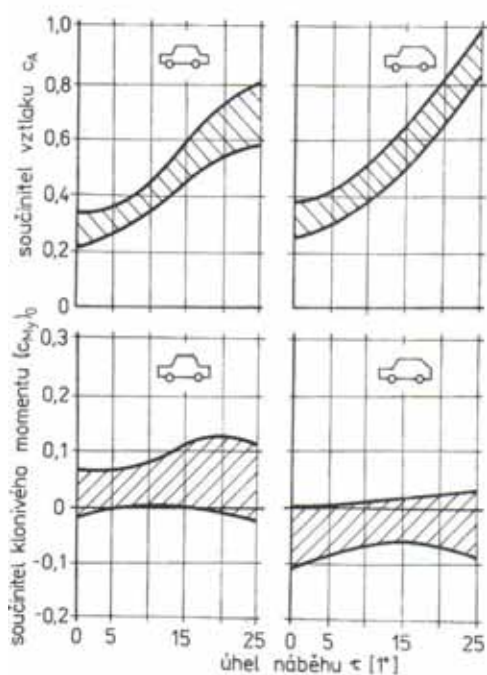
Hodnotu vztlaku vypočítáme dle následujícího vztahu:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_A \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad (7)$$

Součinitel vztlaku c_A je menší než součinitel vzdušného odporu c_x . Jeho velikost silně závisí na úhlu náběhu vzduchu.

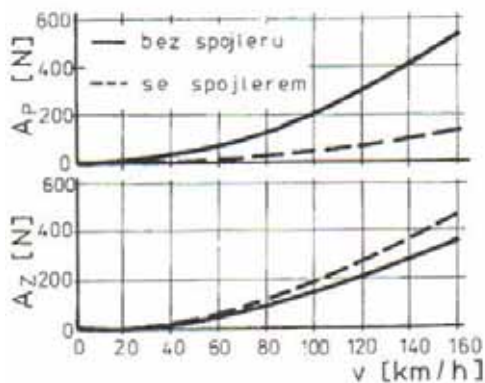
Vzdušný klonivý moment M_{Vy} se vypočítá dle vztahu:

$$M_{Vy} = (c_{My})_0 \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot l \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad (8)$$



Obr. 15: Vliv úhlu náběhu na součinitel vztlaku c_A a součinitel klonivého momentu $(c_{My})_0$ [1]

V místě přední nápravy jsou používány spoilery (rušiče vztlaku). Spoilery snižují vztlak na přední nápravě a částečně zvyšují vztlak na zadní nápravě. Dobře navržený spoiler může i snížit vzdušný odpor.

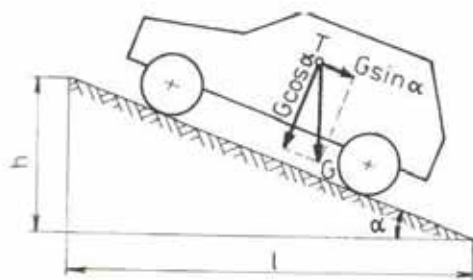


Obr. 16: Vliv předového spoileru na vztlak na jednotlivých nápravách [1]

2.3 Odpor stoupání

Také velikost tohoto odporu závisí na hmotnosti automobilu. Samozřejmě s rostoucí rychlostí se odpor stoupání zvyšuje, ale nárůst není tak velký jako v případě odporu vzduchu. Při jízdě po nakloněné ploše se tíha vozu rozloží na dvě části. Jedna část tlačí vozidlo na silnici, druhá část působí rovnoběžně se svahem. Odpor stoupání je určen složkou tíhy vozidla rovnoběžnou s povrchem vozovky.

Ještě je potřeba dodat, že při jízdě z kopce působí odpor stoupání ve směru jízdy. Takže nám pomáhá. Můžeme zařadit neutrál a vézt se téměř zadarmo. Mimochodem při takovéto jízdě lze v praxi vyzkoušet působení odporu valivého tření a odporu vzduchu.



Obr. 17: Schéma působení odporu stoupání [1]

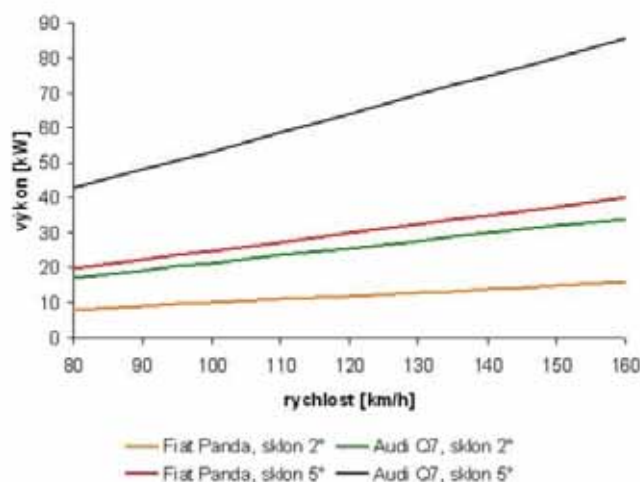
Pro výpočet odporu stoupání odvodíme z obr. 17 následující vztahy:

$$O_s = \pm G \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

$$s = h / l = \tan \alpha \quad (10)$$

kde s je stoupání. Pro malé úhly platí $\sin \alpha = \tan \alpha$. To lze použít přibližně do hodnoty $\alpha = 17^\circ$ ($s = 0,3$). Dostaneme pak výsledný vztah:

$$O_s = \pm G \cdot s \quad (11)$$



Obr. 18: Srovnání hodnot potřebného výkonu pro překonání odporu stoupání v závislosti na rychlosti vozidla pro různé sklony svahu [3]

2.4 Odpor zrychlení

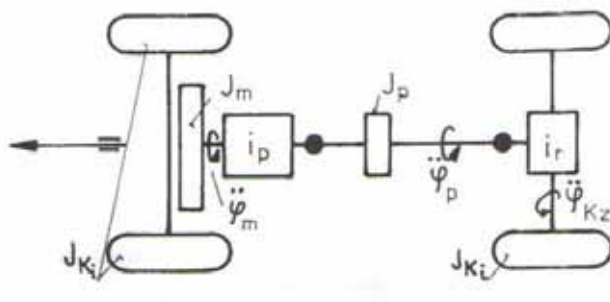
Při zrychlování vozidla působí proti směru zrychlení setrvačná síla, kterou nazýváme odporem zrychlení.

$$O_Z = \left(m + \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \right) \cdot \ddot{x} = O_{Zp} + O_{Zr} \quad (12)$$

$$O_{Zp} = m \cdot \ddot{x} \quad (13)$$

$$O_{Zr} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \cdot \ddot{x} \quad (14)$$

kde O_{Zp} je odpor zrychlení posuvných částí a O_{Zr} je odpor zrychlení otáčejících se částí.



Obr. 19: Schéma odporů zrychlení vozidla [1]

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

$$M_r = O_{Zr} \cdot r_d = M_{rm} + M_{rp} + M_{rK} \quad (15)$$

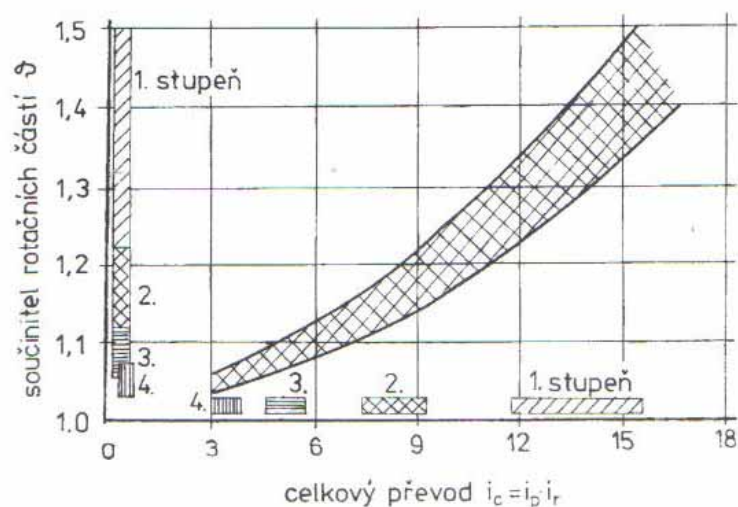
M_{rm} ...moment potřebný pro zrychlení rotujících částí motoru

M_{rp} ... moment potřebný pro zrychlení rotujících částí převodového ústrojí

M_{rK} ...moment potřebný na zrychlení vozidlových kol

$$O_Z = \left[1 + \frac{(J_m \cdot i_C^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum_i J_{Ki}}{m \cdot r_d^2} \right] \cdot m \cdot \ddot{x} = m \cdot \ddot{x} \cdot \mathcal{G} \quad (16)$$

Výraz v závorce je označen $\mathcal{G}$, což je tzv. součinitel vlivu rotačních částí (závisí výrazně i na zařazeném převodovém stupni, jeho převodu, stálém převodu atd.). Jeho závislost na celkovém převodu ukazuje graf na obr. 20.



Obr. 20: Závislost součinitele rotačních částí na celkovém převodu [1]

2.5 Odpor přívěsu

Odpor přívěsu nebo též odpor na háku představuje souhrn výše zmíněných odporů u dalšího vozidla, které táhneme. Zjednodušeně však můžeme hovořit o přidavné zátěži (tj. zvětšení hmotnosti) tažného vozidla.

2.6 Celkový jízdní odpor

Celkový jízdní odpor určíme sečtením jednotlivých dílčích odporů.

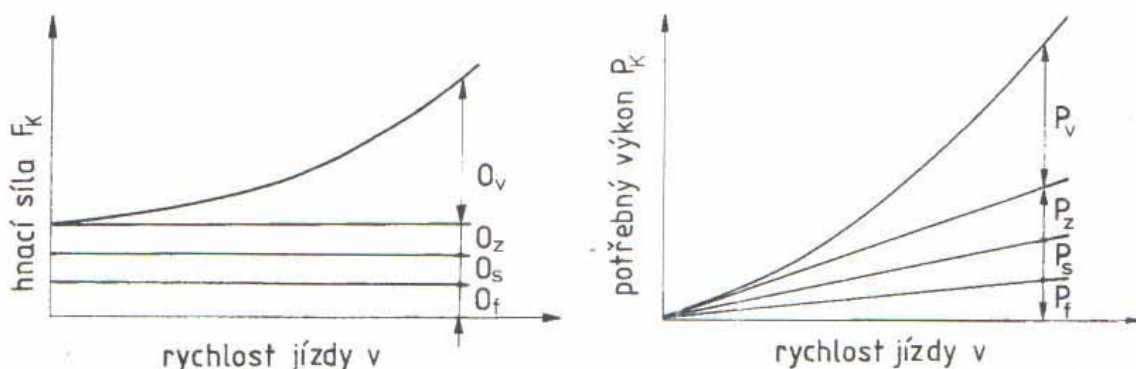
$$F_K = O_f + O_v + O_s + O_z \quad (17)$$

$$F_K = f \cdot G + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 + G \cdot \left(s + g \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \right) \quad (18)$$

Výkon, který musí být přiváděn na kola vozidla k překonání jízdních odporů:

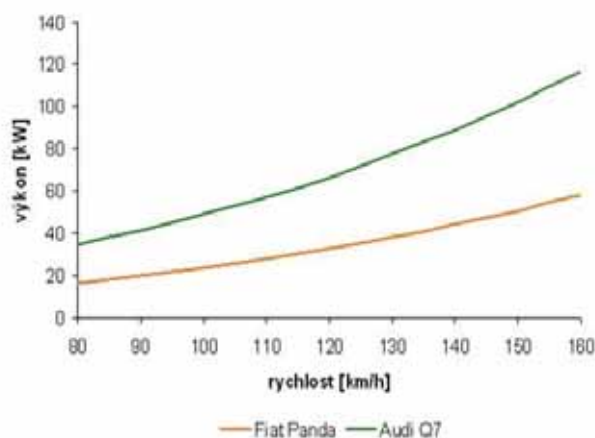
$$P_K = F_K \cdot v = \frac{M_K}{r_d} \cdot v \quad (19)$$

$$P_K = \left(f + s + g \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \right) \cdot G \cdot v + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v^3 \quad (20)$$



Obr. 21: Závislost hnací síly (jízdních odporů) a hnacího výkonu (odporových výkonů) na rychlosti jízdy [1]

Nakonec si představme modelovou situaci. Jedeme po dálnici konstantní rychlostí 130 km/h do mírného kopce, který má sklon 2° (3,5%). Protože nezrychlujeme, odpadá nám odpor zrychlení. Kolik si v takovéto situaci nakonec vezmou celkové jízdní odpory z výkonu vozidla? U malého Fiatu Panda to je dle [3] přibližně 38 kW. V případě Audi dostáváme číslo více než dvojnásobné – 77 kW. Při 160 km/h nám hodnoty vzrostou o dalších 50% (58 kW, 116 kW), viz následující graf:



Obr. 22: Závislost hodnoty výkonu automobilu k překonání celkového jízdního odporu na rychlosti automobilu[3]

3 Převodovky a převody

V naší problematice se budeme zabývat výhradně převodovkami stupňovými s ozubenými koly a toho se bude týkat také následující teorie. Nejprve si však musíme uvést několik základních pojmů dle [1] a [2].

Základní převod i_0

je nejmenší celkový převod mezi motorem a hnacími koly. Jedná se o součin stálého převodu a nejmenšího převodu převodovky. Základní převod je převod, při kterém vozidlo nejčastěji jede. Určuje polohu rovnovážného stavu při jízdě vozidla maximální rychlostí po rovině. Má důležitý vliv na dynamické vlastnosti vozidla a na pracovní režim motoru.

Rozsah převodových stupňů R_i

je poměr maximálního celkového převodového poměru mezi motorem a hnacími koly i_{cmax} a základního převodu i_0 :

$$R_i = \frac{i_{cmax}}{i_0} \quad (21)$$

Odstupňování převodů

Pětistupňová převodovka umožňuje použít převody i_1, i_2, i_3, i_4 , a i_5 . Označme poměry sousedních převodů:

$$i_1 / i_2 = q_{12}, i_2 / i_3 = q_{23}, i_3 / i_4 = q_{34}, i_4 / i_5 = q_{45} \quad (22)$$

Jestliže platí:

$$q_{12} = q_{23} = q_{34} = q_{45} = q, \quad (23)$$

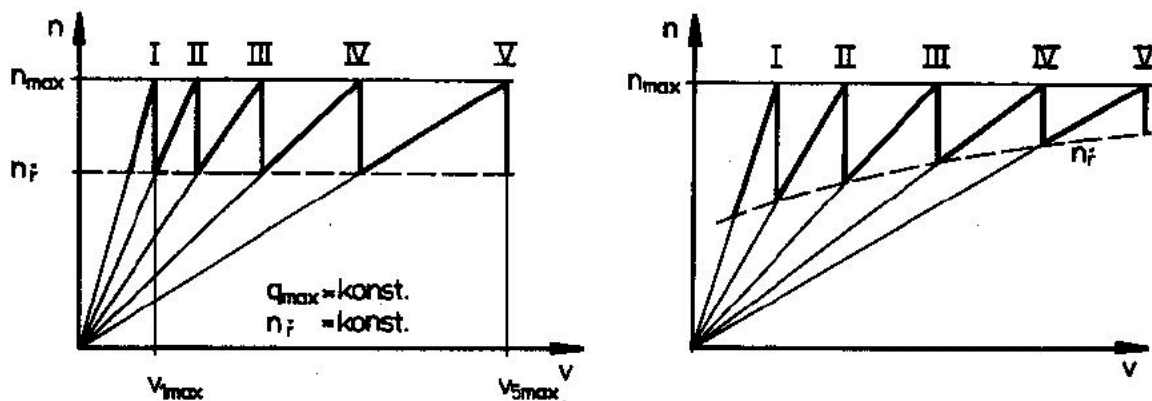
pak jsou převody odstupňovány podle geometrické řady a mluvíme o geometrickém odstupňování převodovky. Maximální přípustný poměr dvou po sobě následujících převodů q musí být menší, nanejvýš roven poměru maximálních otáček n_{max} a otáček, při kterých motor rozvíjí maximální točivý moment n_{Mmax} :

$$q \leq \frac{n_{max}}{n_{Mmax}} \quad (24)$$

Počet převodových stupňů n v geometricky odstupňované převodovce určíme takto:

$$\begin{aligned} i_1 &= i_2 \cdot q = i_3 \cdot q^2 = i_4 \cdot q^3 = \dots = i_n \cdot q^{n-1} \\ q^{n-1} &= \frac{i_1}{i_n} = R_i \\ (n-1) \cdot \ln q &= \ln R_i \\ n &= \frac{\ln R_i}{\ln q} + 1 \end{aligned} \quad (25)$$

Je tomu tak proto, aby rychlost vozidla (otáčky motoru) při řazení na vyšší převodový stupeň neklesla pod rychlost při níž je vozidlo na daném rychlostním stupni poháněno maximální hnací silou. Takto určené číslo n se zaokrouhluje na nejbližší větší celé číslo. Volíme tak větší počet převodových stupňů než je nejmenší potřebný a tím i menší poměr sousedních převodů q .



Obr. 23: Pilový diagram geometrického a progresivního odstupňování převodovky[2]

Dobrý přehled o rozvržení převodových stupňů dává tzv. pilový diagram (obr. 23). Ukazuje rozdělení převodových stupňů, umožňuje odečtení největší a nejmenší rychlosti na jednotlivých převodových stupních a spolu s rychlostní charakteristikou motoru umožňuje posoudit, zda jsou převodové stupně vhodně zvoleny. Pilový diagram geometricky odstupňované převodovky zřetelně ukazuje nevýhodu geometrického odstupňování. Spočívá v poměrně velkém rozdílu rychlostí mezi sousedními převodovými stupni (I-II, IV-V). Aby se odstranila tato nevýhoda, volí se tzv. **progresivní** odstupňování převodovky. Součinitel q v tomto případě není konstantní, ale zmenšuje se se zmenšováním převodu:

$$q_{12} > q_{23} > q_{34} > q_{45} \quad (26)$$

Stupeň progresivity může být zvolen například tak, že poměr dvou po sobě následujících poměrů převodů q je konstantní:

$$\frac{q_{12}}{q_{23}} = \frac{q_{23}}{q_{34}} = \frac{q_{34}}{q_{45}} = y = konst. \quad (27)$$

Rozsah převodových stupňů 5-ti stupňové převodovky je

$$\begin{aligned} R_i &= \frac{i_1}{i_5} = \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{i_2}{i_3} \cdot \frac{i_3}{i_4} \cdot \frac{i_4}{i_5} = \\ &= q_{12} \cdot q_{23} \cdot q_{34} \cdot q_{45} = \\ &= y^3 \cdot q_{45} \cdot y^2 \cdot q_{45} \cdot y \cdot q_{45} \cdot q_{45} = \\ &= y^6 \cdot q_{45}^4 \end{aligned} \quad (28)$$

Odtud lze určit hodnotu y :

$$y = \sqrt[6]{\frac{R_i}{q_{45}^4}} \quad (29)$$

Známe-li rozsah převodových stupňů R_i , zvolíme nejmenší poměr sousedních převodů q_{45} a určíme y a ostatní q . Po odzkoušení může být zvoleno jiné odstupňování tak, aby se dosáhlo kompromisu mezi velkým rozsahem převodových stupňů a malými převodovými skoky.

4 Program pro optimalizaci převodových stupňů

4.1 Popis a obsluha programu „PD“

V předchozí kapitole jsme si uvedli několik vztahů pro výpočet převodovky. Ty nyní využijeme v jednoduchém programu, který nám umožní vykreslit pilový diagram převodovky pro zadané hodnoty.

Jedná se o aplikaci *PD.xls*, která je spustitelná v prostředí Microsoft Office či jiném podobném. Po otevření aplikace se na prvním listu nazvaném „*Vstupní data*“ objeví tabulka, do které sa zadají požadované údaje o jednotlivých převodech, stálém převodu diferenciálu, údaje o pneumatice a o motoru daného vozidla (viz obr. 24). Program je schopen zpracovat data až pro 6ti stupňovou převodovku, přičemž pokud má daná převodovka stupňů méně, zadá se do příslušných polí hodnota nulová.

Převody jednotlivých stupňů:		
I.	1.94	
II.	1.55	
III.	1.26	
IV.	1.04	
V.	0	
VI.	0	
Stálý převod:		3.44
Dynamický průměr kola (m):		0.56
Otáčky max. Točivého momentu:		5800
Nejvyšší otáčky motoru:		7500

Stupeň progresivity:				
q_{12}	q_{23}	q_{34}	q_{45}	q_{56}
1.25	1.23	1.21	#DIV/0!	#DIV/0!
q_{12}/q_{23}	q_{23}/q_{34}	q_{34}/q_{45}	q_{45}/q_{56}	
1.02	1.02	#DIV/0!	#DIV/0!	

Pokročilá analýza: <http://www.perfectshifting.com/>

Obr. 24: Vstupní data programu *PD.xls* pro čtyřstupňovou převodovku

Na pravé straně se zobrazují informace o progresivitě dané převodovky dle vztahů (22) a (27). Výsledný pilový diagram se zobrazí po najetí na záložku „*Pilový diagram*“.

4.2 Provedení analýzy a vyhodnocení výsledků

Program „PD“ byl v praxi použit u několika závodních vozidel, přičemž provedený výpočet byl vždy doplněn testovací jízdou na brněnském okruhu. Měřením času na kolo pro každou z variant převodů byla nakonec vybrána jako optimální ta varianta, která zajistila čas nejlepší.

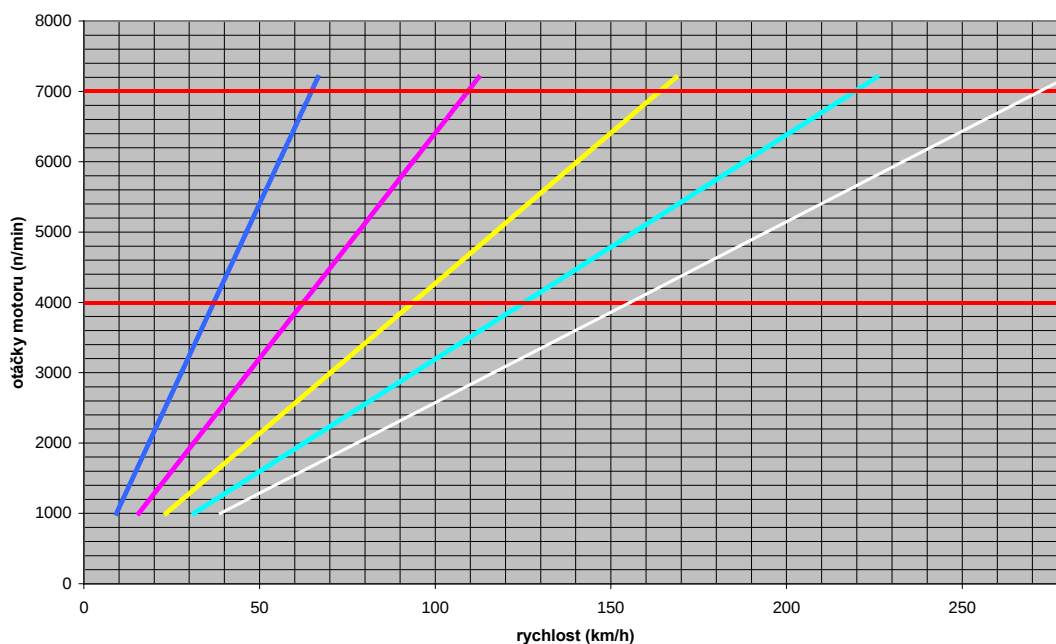
Z vozidel, které byly podrobeny analýze, vybereme následující dvě: cestovní vůz **BMW E36 3,0 M3** (skupina N) vybavený sériovou manuální 5-ti stupňovou převodovkou a formulový vůz **FiKS-01** (skupina Národní Formule 1400). Ten je osazen 4 stupňovou převodovkou Hewland LD 202, která umožňuje velkou variabilitu převodů.

Vůz BMW M3 byl originálně v sérii vybaven diferenciálem se stálým převodem o poměru 3,15. Maximální rychlosti 250 km/h dosahovalo toto sériové vozidlo při asi 6500 otáčkách za minutu a nejvyšší rychlost byla navíc omezena elektronicky. Pro závodní účely byl však motor upraven a otáčky nejvyššího výkonu se posunuly až na hodnotu 7000 ot./min. Rovněž proběhlo odblokování maximální rychlosti.

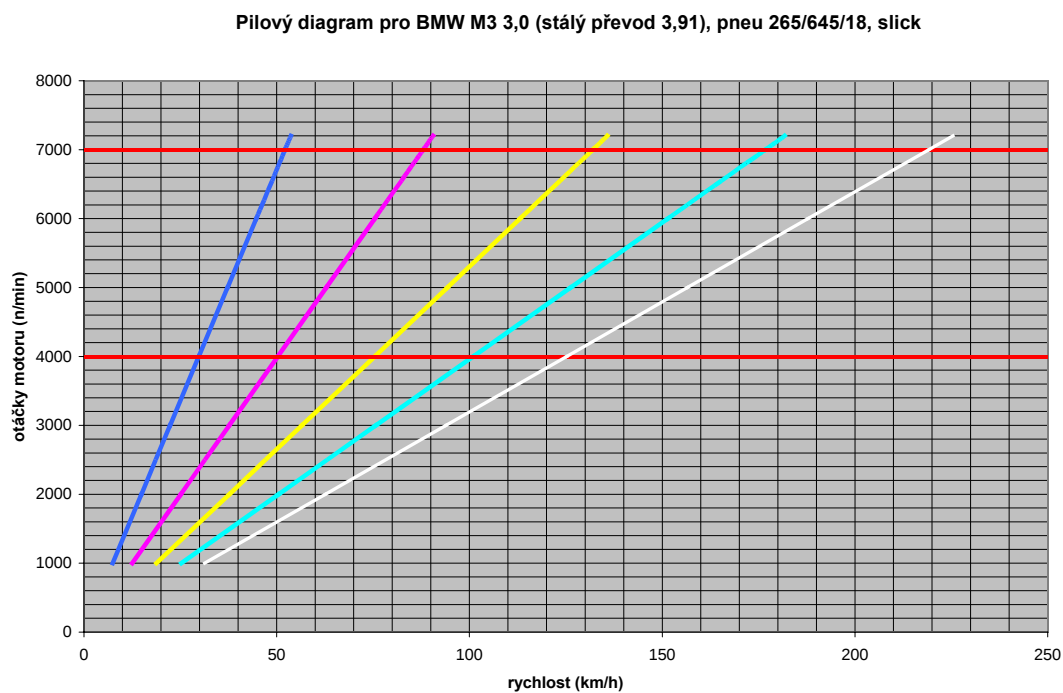
Již při pohledu na pilový diagram na obr. 25 se jeví pro takto upravené vozidlo sériová převodovka jako příliš „dlouhá“. Testy na okruhu ukázaly, že ani na dlouhých rovinkách nedochází k zařazení pátého rychlostního stupně. Nejjednodušším řešením tohoto problému bylo vyměnit původní sériový diferenciál za jiný.

Vůz byl tedy osazen stálým převodem s poměrem 3, 91 a pilový diagram pro tuto úpravu zobrazuje graf na obr. 26. Při následujících jízdách na okruhu byl nejlepší oficiální čas na kolo pro takto upravený vůz 2:27.50 (při teplotě trati 15 °C a teplotě vzduchu 24°C), což je přibližně o 2 sekundy lepší čas než před úpravou (2:29.44). *Pozn.: Analýza byla provedena na volném testování dne 17.10.2007.*

Pilový diagram pro BMW M3 3,0 (stálý převod 3,15-série), pneu 265/645/18, slick

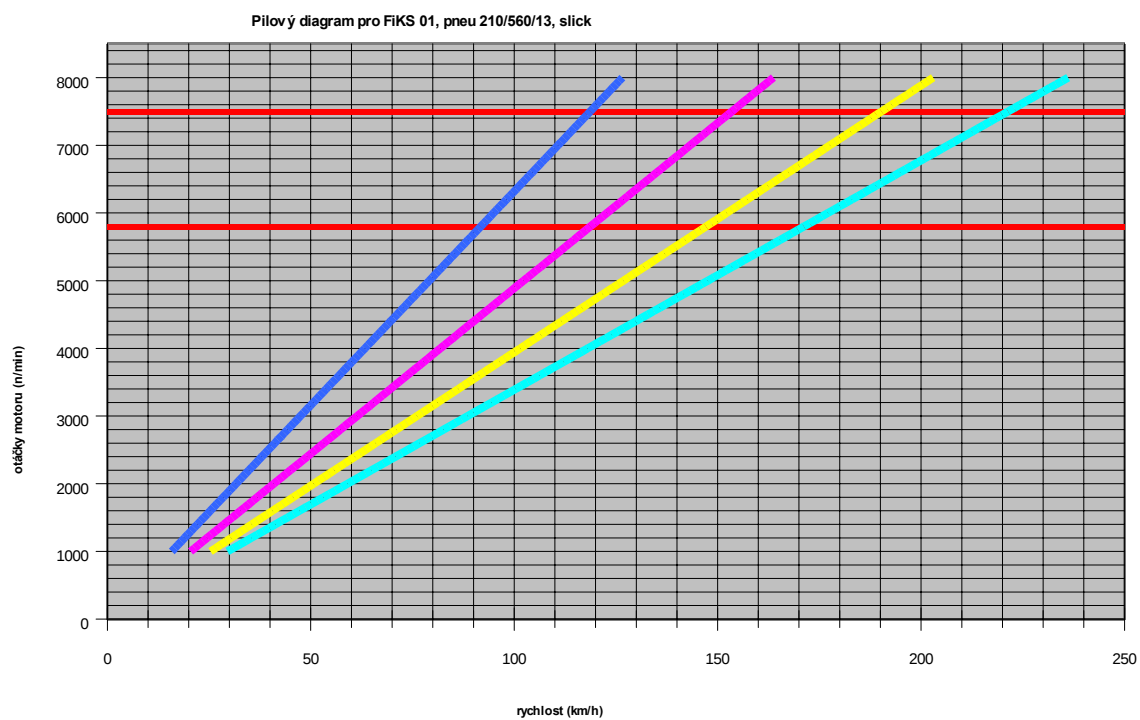


Obr. 25: Pilový diagram pro BMW M3 se sériovým stálým převodem 3,15



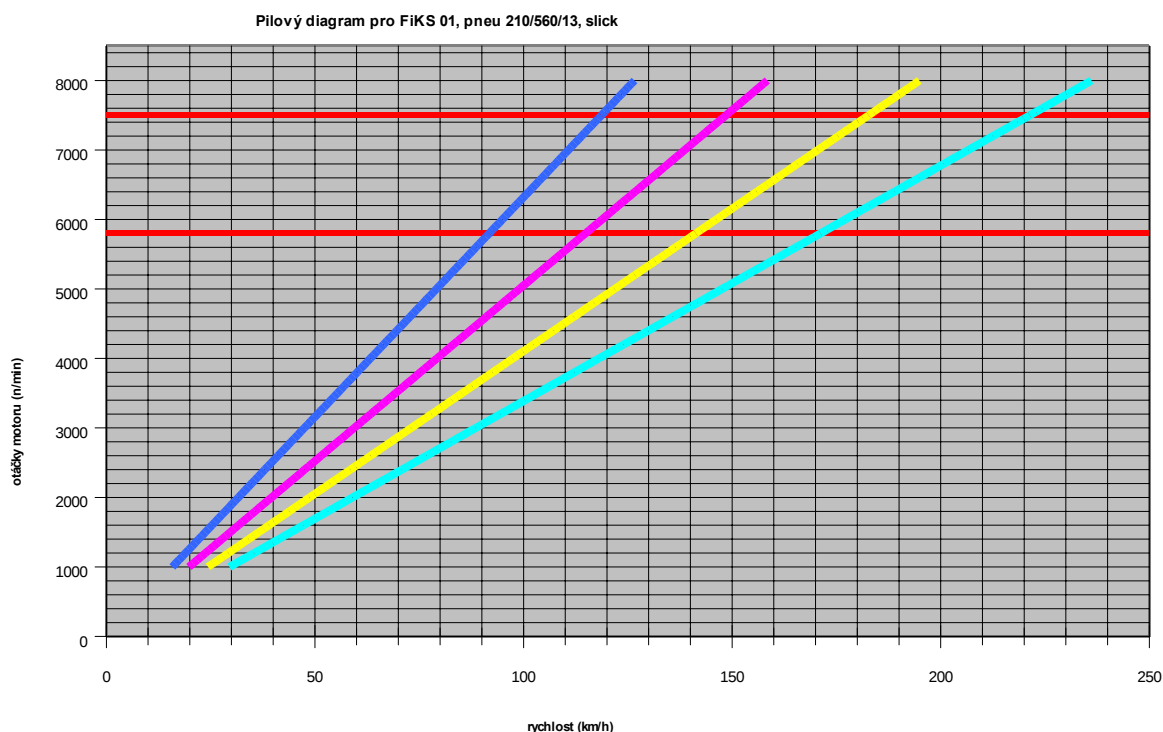
Obr. 26: Pilový diagram pro BMW M3 s upraveným stálým převodem 3,91

Pro doplnění ještě uvedu převodové poměry jednotlivých stupňů pro analyzované vozidlo BMW M3: I.: 4,2; II.: 2,49; III.: 1,66, IV.: 1,24; V.: 1,00.



Obr. 27: Pilový diagram pro FiKS-01 před úpravou

Formulový vůz FiKS-01 byl analyzován při Podzimní ceně Masarykova okruhu, konané dne 19.9.2009. Převodovka Hewland série LD 200 nabízí širokou škálu převodů a proto pro každou trať v seriálu je možné provést její snadnou optimalizaci. Na obr. 27 je znázorněn pilový diagram převodovky sestavené na základě předchozích zkušeností týmu (převodové poměry jsou: SP: 3,44; I.: 1,94; II.: 1,5; III.: 1,21, IV.: 1,04). Nejlepší zajetý čas na kolo byl 2:16.915 v prvním kvalifikačním tréninku. Vzhledem k profilu tratě však bylo nutné v některých úsecích krátkodobě přetočit motor anebo přehradit na vyšší stupeň a ihned poté zase podřadit anebo přehradit na vyšší stupeň a zatáčku projet s mírně podtočeným motorem. Oboje však znamená časovou ztrátu. Do druhé kvalifikace došlo tedy k úpravě druhého a třetího rychlostního stupně (byly zkráceny: II.: 1,55 a III.: 1,26). Pilový diagram pro tuto změnu je na obr. 28, přičemž nejlepší čas na kolo se poté zlepšil na 2:15.732.



Obr. 28: Pilový diagram pro FiKS-01 po úpravě

5 Závěr

Na jedoucí vozidlo působí několik vnějších vlivů, které nazýváme pasivní odpory. Jedná se zejména o vzdušný odpor, odpor valivého tření, odpor stoupání, odpor zrychlení a odpor přivěsu (viz kapitola 2). Odpor zrychlení závisí mj. na převodovém poměru zařazeného rychlostního stupně a je tedy třeba zabývat se i převodovkami samotnými.

Poskládání převodových stupňů prokazatelně ovlivňuje celkovou efektivitu provozu vozidla. V našem případě jsme se soustředili na vozidla závodní, tudíž jako míra efektivit byl zvolen ujetý čas na kolo na brněnském autodromu.

Pro analýzu vozidlových převodovek byla vypracována aplikace, která na základě vstupních parametrů vykreslí pilový diagram. Z něj je pak, dle teorie ze třetí kapitoly, možno stanovit potřebná vhodná opatření pro optimalizaci dané převodovky.

Při analyzování dvou závodních vozidel různé koncepce jsme dospěli k následujícím výsledkům: u vozidla BMW M3 bylo změnou stálého převodu dosaženo zlepšení času na kolo o přibližně dvě sekundy. U formule FiKS-01 došlo vlivem úpravy dvou převodových stupňů ke zlepšení času o cca 1,5 sekundy.

Dané výsledky můžeme považovat za směrodatné, jelikož jsme se při analýze snažili minimalizovat ostatní vlivy (jako např. změny počasí, vyježděnost jezdce a jeho sžití s vozidlem, vliv stavu pneumatik, nastavení aerodynamiky atd.). Optimalizace převodovky je však pouze jedna dílčí část z celkové skupiny možností zlepšování efektivit vozidla, a proto výsledky naší analýzy posloužily jako základ pro další vývoj daných vozidel.

Všechny body zadání této bakalářské práce byly splněny. Pro další proces optimalizace převodovek bude zapotřebí provést měření na vozidle přímo při jeho provozu (pomocí telemetrie nebo datalogingu). Takto získaná data pomohou přiblížit optimalizační simulaci co nejvíce k realitě.

Použitá literatura

[1] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Nakladatelství Vlk, Brno 2003. ISBN 80-238-5273-6.

[2] VLK, F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Nakladatelství Vlk, Brno 2000. ISBN 80-234-6573-0.

[3] *Jízdní odpory: sedm statečných, kteří se obrátili proti nám*. Článek na adrese: <<http://www.zavolantem.cz/clanky/jizdni-odpory-sedm-statecnych-kteri-se-obratili-proti-nam>> (citace duben, 13., 2010).

[4] *Aerodynamika*. Článek na adrese: <<http://cs.autolexicon.net/articles/aerodynamika>> (citace duben, 13., 2010).

[5] *Wikipedia: elektronická encyklopedie* [online]. Dostupné na adrese: <<http://en.wikipedia.org/wiki>> (citace duben, 13., 2010).

Seznam zkratek

SUV	Sport Utility Vehicle
CDTi	Common-rail Turbo Diesel injection
PD	Pilový Diagram
SP	Stálý Převod

Seznam symbolů

M_{fK}	moment valivého odporu
O_{fK}	valivý odpor kola
r_d	dynamický poloměr kola
Z_k	zatížení kola
e	excentricita
f_k	součinitel valivého odporu
O_{fV}	valivý odpor kola ve směru rychlosti
α	směrová úchylka, úhel náklonu
S_K	boční vodící síla pneumatiky
G	tíha, zatížení
O_v	vzdušný odpor
ρ	měrná hmotnost
c_x	součinitel vzdušného odporu
S_x	čelní plocha vozidla
v_r	náporová rychlost
v_v	rychlost vzduchu
v	rychlost vozidla
M_{vy}	vzdušný klonivý moment
A	vztlak
$(c_{My})_0$	součinitel klonivého momentu
O_s	odpor stoupání
s	stoupání
O_z	odpor zrychlení
m	hmotnost vozidla
O_{zp}	odpor zrychlení posuvných částí
O_{zr}	odpor zrychlení rotujících částí
J	moment setrvačnosti
M_m	moment potřebný pro zrychlení rotujících částí motoru
M_{rp}	moment potřebný pro zrychlení rotujících částí převodového ústrojí
M_{rk}	moment potřebný na zrychlení vozidlových kol
ϑ	součinitel vlivu rotačních částí
F_K	celkový jízdní odpor
g	tíhové zrychlení
P_K	celkový výkon potřebný pro překonání jízdních odporů
i_0	základní převod
R_i	rozsah převodových stupňů
i_{Cmax}	celkový převodový poměr
q	poměr sousedních převodů
n_{max}	maximální otáčky motoru
n_{Mmax}	otáčky motoru při maximálním točivém momentu