

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Ideový návrh úprav automobilu Škoda Fabia pro zvýšení průjezdnosti
Bc. Ondřej Kačmařík

Diplomová práce

2008

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Katedra dopravních prostředků
Akademický rok: 2007/2008

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Ondřej KAČMAŘÍK**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**

Název tématu: **Ideový návrh úprav automobilu Škoda Fabia pro zvýšení průjezdnosti**

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


1. Úvod
2. Analýza průjezdnosti stávajícího modelu
3. Návrh konstrukčních úprav podvozkových částí a hnacího ústrojí
4. Závěr

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**
Seznam odborné literatury:
Dle pokynů vedoucího DP.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.**
Katedra dopravních prostředků
Datum zadání diplomové práce: **18. února 2008**
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2008**


prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.


doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

dne 18. února 2008

SOUHRN

Cílem práce je vytvořit ideový návrh úprav automobilu Škoda Fabia, jehož výsledkem bude zvýšení průjezdnosti tohoto vozidla. V úvodní části je řešena analýza průjezdnosti stávajícího modelu, na kterou posléze navazují jednotlivé ideové návrhy řešící již konkrétní úpravy, jenž vedou k navýšení schopnosti vozidla pohybovat se terénem. Závěr práce se věnuje porovnání výchozí průjezdnosti zadaného automobilu s průjezdností, která vyplývá z navrhovaných úprav.

KLÍČOVÁ SLOVA

průjezdnost; Škoda Fabia; geometrické parametry; trakční diagram; podvozek; návrh úprav

TITLE

Ideological adjustment project of car Škoda Fabia for increasing the ability of movement in terrain

ABSTRACT

The purpose of this work is ideological adjustment project of car Škoda Fabia whose outcome will be the increasing of movement ability in terrain of this car. In preamble is solved the analysis of movement ability in terrain of current model. After this analysis come particular ideological concepts which are solving concrete adjustments. Conclusion of work is attended to comparison of original movement ability in terrain with this ability, which arise from suggested adjustments.

KEYWORDS

ability of movement in terrain; Škoda Fabia; geometric parameters; speed-tractive-effort curve; chassis; project of adjustments

OBSAH

1. ÚVOD	1
2. ANALÝZA PRŮJEZDNOSTI STÁVAJÍCÍHO MODELU.....	3
2.1 Parametry ovlivňující průjezdnost vozidla.....	3
2.1.1 Geometrické parametry	3
2.1.2 Trakční a dynamické parametry	10
2.1.2.1 Trakční diagram.....	10
2.1.2.2 Dynamická charakteristika	13
2.1.3 Konstrukční parametry	17
2.2 Hodnocení průjezdnosti.....	18
3. IDEOVÝ NÁVRH ÚPRAV PRO ZVÝŠENÍ PRŮJEZDNOSTI	22
3.1 Výběr vhodné motorizace.....	22
3.2 Automatická převodovka DSG.....	23
3.2.1 Návrh odstupňování převodovky	26
3.3 Pohon všech kol.....	30
3.4 Uzávěr diferenciálu.....	33
3.4.1 EDS - elektronická uzávěrka diferenciálu	33
3.4.2 Diferenciál Torsen	34
3.5 Doplnkové úpravy v odpružení vozidla	36
3.5.1 Systém WEITEC Lift Kits.....	36
3.5.2 Tlumiče Monroe - Ride Leveler	36
3.5.3 Přídavné vaky vzduchového pérování AIR-SPRING	37
3.6 Montáž kol o větším průměru s pneumatikami do terénu	39
3.7 Pomocná konstrukční opatření	40
4. ZÁVĚR.....	41
4.1 Zlepšení trakčních schopností vozidla.....	41
4.2 Zvýšení světlé výšky vozidla.....	42
4.3 Shrnutí	43
Přílohy	45
Seznam zkratk.....	48
Použitá literatura.....	49

1. ÚVOD

Třída osobních automobilů pro volný čas, tzv. SUV zažívá poslední dobou nezvyklý rozmach. Během posledních pěti let vzrostl v Evropě prodej těchto vozů ze 460 000 na 750 000 a podle společnosti JATO, která se zabývá sbíráním dat o automobilovém průmyslu se dá očekávat, že vozy SUV budou v Evropě do roku 2010 tvořit polovinu všech nově prodávaných aut luxusní třídy. Dnes není renomované automobilky, která by nenabízela alespoň jeden automobil této kategorie, např. *Subaru Outback*, *Alfa Romeo Crosswagon*, *Volvo XC70*, *Seat Altea Freetrack*, atd. Do jaké míry se tyto vozy přiblíží jízdním vlastnostem skutečných terénních automobilů je záležitostí každého výrobce. Velmi populární se rovněž stává skupina vozidel, která vychází z koncepce běžného sériového automobilu (nejčastěji v provedení combi) a jistými úpravami jeho konstrukce je dosaženo zlepšení terénních vlastností výchozího modelu. Typickým představitelem této skupiny vozidel je, např. *Škoda Octavia Scout*.

Cílem této diplomové práce je vytvořit ideový návrh úprav automobilu Škoda Fabia, tak aby byla zvýšena jeho průjezdnost terénem a toto vozidlo se alespoň částečně přiblížilo vlastnostem výše uvedených vozů. Pro účely tohoto zadání jsem se do jisté míry nechal inspirovat vyhláškou číslo 341/2002 Sb., *o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*, kde je mimo jiné přesně definováno, jaké požadavky musí jednotlivé kategorie vozidel splňovat. Hovoří se zde také o kategorii terénních vozidel, resp. motorových vozidel se zvýšenou průjezdností a právě tato kategorie je vzhledem k zadání práce nejvíce relevantní.

Automobil Škoda Fabia spadá do kategorie M1 (osobní vozidla), a aby tato vozidla mohla být dále klasifikována jako terénní, musí splňovat následující požadavky [1]:

- nejméně jedna přední náprava a nejméně jedna zadní náprava jsou současně poháněny, včetně vozidel, u kterých může být pohon jedné náprav odpojen,
- vozidla jsou vybavena nejméně jedním uzávěrem diferenciálu nebo nejméně jedním zařízením, kterým se dosáhne podobného účinku,
- pokud činí vypočtená stoupavost sólo vozidla nejméně 30%.

Z následujících šesti požadavků musí být dále splněno nejméně pět:

- přední nájezdový úhel musí být nejméně 25°,

- zadní nájezdový úhel musí být nejméně 20°,
- přechodový úhel musí být nejméně 20°,
- světlá výška pod přední nápravou musí být nejméně 180 mm,
- světlá výška pod zadní nápravou musí být nejméně 180 mm,
- světlá výška mezi nápravami musí být nejméně 200 mm.

Klást si za cíl splnění všech těchto požadavků vozidlem Škoda Fabia by nejspíš vedlo ke vzniku zcela nového vozu, což není předmětem této práce. Tyto hodnoty jsem zde uvedl pouze orientačně a mohou nám posloužit jako jakési měřítko při závěrečném hodnocení úspěšnosti řešeného ideového návrhu.

Před samotným navrhováním úprav vedoucích ke zvýšení průjezdnosti je vhodné zjistit průjezdnost stávající. Tomuto problému bude věnována druhá kapitola, kde jsou analyzovány všechny parametry mající vliv na průjezdnost zadaného vozidla, která je následně vyjádřena. Tuto analýzu je možno také chápat jako „výchozí bod“, který nám v závěru práce poslouží k porovnání s cílovou průjezdností vozidla po navrhovaných úpravách.

Stěžejní část této práce připadá na třetí kapitolu, kde se již budeme zabývat samotným navrhováním jednotlivých úprav. Při jejich řešení bude využito všech znalostí získaných během studia a zároveň v určité míře přihlíženo k možnosti realizace těchto úprav.

V závěru práce potom budou shrnuty a vyhodnoceny jednotlivé návrhy společně s jejich dopadem na zvýšení schopnosti pohybu vozidla terénem. Nebude chybět zmiňované porovnání s výchozími hodnotami průjezdnosti zadaného vozidla. Čtenář poté může sám posoudit do jaké míry se podařilo zvýšit průjezdnost vozidla Škoda Fabia v rámci zadání této diplomové práce.

2. ANALÝZA PRŮJEZDNOSTI STÁVAJÍCÍHO MODELU

Pro potřeby této diplomové práce jsem se rozhodl vybrat poslední model řady Fabia, označovaný výrobním názvem Nová Škoda Fabia, v odborné veřejnosti známý také jako Fabia II. Vzhledem k trendu, který panuje v oblasti „allroad“ vozidel a automobilů jež jsou jakousi terénní úpravou běžných sériových modelů a rovněž k většímu praktickému využití vozu, jsem se rozhodl pracovat s provedením combi, tedy modelem **Nová Škoda Fabia Combi**.

Pojem *průjezdnost vozidla* lze definovat jako schopnost kolového vozidla pohybovat se určitým terénem, popř. po rozrušených komunikacích. Míra průjezdnosti vozidla závisí na několika hlavních faktorech:

- konstrukce vozidla,
- náročnost terénu,
- schopnosti řidiče.

Vzhledem k zadání této diplomové práce se budeme ve vztahu k průjezdnosti zabývat oblastí konstrukce vozidla. Do této oblasti je možno dále zahrnout několik parametrů, které podstatně ovlivňují schopnost vozidla zdolávat terén:

- geometrické parametry,
- trakční a dynamické parametry,
- konstrukční parametry.

Tato kapitola bude věnována problematice zmiňovaných parametrů, zejména jejich nadefinování a určení patřičných hodnot pro zadané vozidlo. Zjištěné hodnoty pak budou využity v závěru kapitoly při samotném hodnocení průjezdnosti.

2.1 Parametry ovlivňující průjezdnost vozidla [2]

2.1.1 Geometrické parametry

Při překonávání členitého terénu, jehož povrch lze nahradit řadou protínajících se rovinných ploch, je třeba uvažovat vzájemný geometrický vztah mezi vozidlem a terénem. Jedním z hlavních výchozích bodů této úvahy jsou kromě charakteru terénu také rozměry

daného vozidla, resp. jeho geometrické parametry, jež jsou dány konstrukcí a uspořádáním vozidla. Mezi hlavní geometrické parametry vozidla patří:

Délka vozidla (Obr. 2.1) - vzdálenost dvou svislých rovin kolmých k podélné svislé střední rovině vozidla a dotýkajících se předního a zadního konce vozidla. Všechny připevněné části na vozidle, např. nárazníky, značkové tabulky, závěsná zařízení se nacházejí mezi těmito rovinami. U vozidla Nová Škoda Fabia Combi je délka vozidla **4239 mm**.



Obr. 2.1 Délka vozidla

Šířka vozidla (Obr. 2.2) – vzdálenost dvou rovin rovnoběžných s podélnou svislou střední rovinou vozidla a dotýkajících se vozidla z obou jeho stran. Všechny pevné části vozidla, např. kryty hlav kol, dveřní kliky, nárazníky, směrové svítilny, atd. s výjimkou zpětných zrcátek se nacházejí mezi těmito rovinami. Šířka vozidla je **1642 mm**.



Obr. 2.2 Šířka vozidla

Výška vozidla (*Obr. 2.3*) – vzdálenost nejvyššího pevného bodu nezátíženého vozidla od základny. U vozidla Nová Škoda Fabia Combi je výška vozidla **1498 mm**. Tato výška odpovídá vozidlu při pohotovostní hmotnosti.



Obr. 2.3 Výška vozidla

Převis přední/zadní (*Obr. 2.4*) – vzdálenost nejvzdálenějšího bodu na přední/zadní části vozidla od svislé roviny proložené středy předních/zadních kol vozidla. Všechny části připevněné na vozidle, např. nárazníky, značkové tabulky, závěsné zařízení se do převisů zahrnují. U vozidla Nová Fabia Combi je přední převis **851 mm** a zadní převis **926 mm**.



Obr. 2.4 Přední a zadní převis

Rozvor náprav (*Obr. 2.5*) – vzdálenost středů kol dvou sousedních náprav. Rozvor náprav zkoumaného vozu činí **2462 mm**.



Obr. 2.5 Rozvor náprav

Rozchod kol (Obr. 2.6) – vzdálenost středních rovin rotace kol na levé a pravé straně nápravy. U vozidla Nová Škoda Fabia Combi je rozchod kol přední nápravy **1436 mm** a zadní nápravy vozidla **1426 mm** (u motorizací 1,6 16V/77 kW - 1432/1422 mm a 1,9 TDI PD/77 kW - 1420/1410 mm).



Obr. 2.6 Rozchod kol

Poloměr kola – pro hodnocení průjezdnosti lze použít **statický poloměr r_s** , což je vzdálenost středu kola a roviny vozovky u zatíženého nerotujícího kola. Budeme-li uvažovat ráfek o průměru 15“, což je největší průměr u sériově vyráběných vozidel Nová Fabia a zároveň jemu příslušnou pneumatiku o rozměru 195/55 R15, potom lze v katalogu výrobce pneumatik [3] snadno vyhledat statický poloměr kola. V našem případě $r_s = 282 \pm 2 \text{ mm}$. Při následujících výpočtech budeme často používat také **poloměr valení r_v** . Jeho hodnota byla experimentálně zjištěna při dojezdové zkoušce, resp. vypočítána podle vzorce:

$$r_v = \frac{l_s}{2 \cdot \pi \cdot o_k} = \underline{289} \text{ mm} \quad (2-1), \text{ kde } l_s - \text{ ujetá dráha, } o_k - \text{ počet otočení kola.}$$

Světlá výška (Obr. 2.7) – největší výška obdélníka, který může pod vozidlem po celé jeho délce volně procházet (s výjimkou prostoru zabíraného brzdovými bubny). Světlá výška při pohotovostní hmotnosti odpovídá **135 mm**.



Obr. 2.7 Světlá výška

Přední/zadní nájezdový úhel (Obr. 2.8) – úhel sevřený rovinou vozovky s rovinou dotýkající se pneumatik předních/zadních kol a nejbližšího pevného bodu přední/zadní části vozidla.



Obr. 2.8 Přední a zadní nájezdový úhel

Pokud nelze nájezdové úhly získat měřením, je možné provést jejich analytický výpočet podle vztahu:

$$\cos \alpha = \frac{-r_v \cdot (h_s - r_s) + a_{1,2} \cdot \sqrt{A}}{a_{1,2}^2 + (h_s - r_s)^2} \quad (2-2)$$

$$A = (h_s - r_s)^2 - r_v^2 + a_{1,2}^2 \quad (2-3)$$

$$\text{potom } \alpha = \arccos(\cos \alpha)$$

r_v – poloměr valení, h_s – světlá výška, r_s – statický poloměr, $a_{1,2}$ – přední/zadní převis.

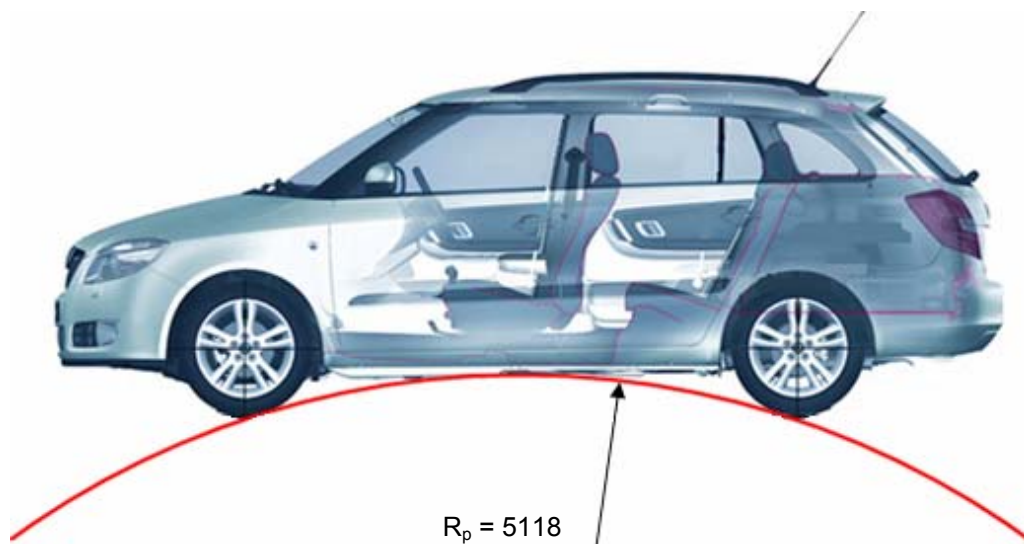
Přední nájezdový úhel = **14,3°** a zadní nájezdový úhel = **16,3°**.

Poloměr podélné průjezdnosti (Obr. 2.9) – poloměr kružnice dotýkající se pneumatik dvou sousedních náprav a nejnižšího pevného bodu na spodní části vozidla uvnitř rozvoru těchto náprav v podélném profilu vozidla. Pro získání tohoto rozměru bylo použito analytického výpočtu podle vztahu:

$$R_p = \frac{L^2}{8\bar{h}} + \frac{\bar{h}}{2} - r_v = \frac{2462^2}{8 \cdot 142} + \frac{142}{2} - 289 = \underline{\underline{5117,78 \text{ mm}}} \quad (2-4)$$

$$\bar{h} = h_s + r_v - r_s = 135 + 289 - 282 = \underline{142 \text{ mm}} \quad (2-5)$$

L – rozvor náprav, r_v – poloměr valení. Po vyčíslení a zaokrouhlení dostáváme hodnotu poloměru **$R_p = 5118 \text{ mm}$** .



Obr. 2.9 Poloměr podélné průjezdnosti

Poloměr příčné průjezdnosti (Obr. 2.10) – poloměr kružnice dotýkající se pneumatik na levé a pravé straně nápravy a nejnižšího pevného bodu na spodní části vozidla uvnitř

rozchodu kol v příčné svislé rovině procházející středem nápravy. Jako rozhodující se bere největší dosažená hodnota ze všech náprav vozidla. Hodnotu tohoto poloměru lze získat výpočtem podle vztahu:

$$R_{pr} = \frac{(B - b)^2}{8 \cdot h_s} + \frac{h_s}{2} = \frac{(1436 - 209)^2}{8 \cdot 135} + \frac{135}{2} = \underline{\underline{1461,51 \text{ mm}}} \quad (2-6)$$

B – rozchod kol, b – šířka pneumatik. Po vyčíslení a zaokrouhlení dostáváme hodnotu poloměru příčné průjezdnosti $R_{pr} = 1462 \text{ mm}$.



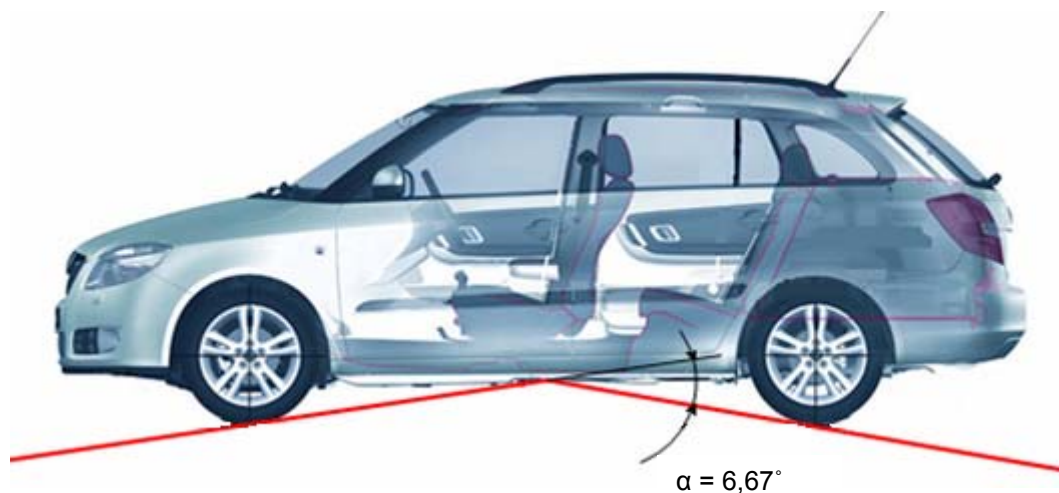
Obr. 2.10 Poloměr příčné průjezdnosti

Přechodový úhel (Obr. 2.11) – doplňkový úhel nejmenšího vrcholového úhlu rovnobokého klínu s horní hranou kolmou k podélné svislé střední rovině vozidla, na jehož bocích mohou kola vozidla spočinout, jestliže se vozidlo právě dotýká jeho horní hrany. Přechodový úhel lze získat analytickým výpočtem podle vztahu:

$$\cos \alpha = \frac{-4r_v \cdot (h_s - r_s) + 2L \cdot \sqrt{A}}{4 \cdot (h_s - r_s)^2 + L^2} = \frac{-4 \cdot 289 \cdot (135 - 282) + 2 \cdot 2462 \cdot 1205,59}{4 \cdot (135 - 282)^2 + 2462^2} = \underline{\underline{0,9932}} \quad (2-7)$$

$$A = (h_s - r_s)^2 - r_v^2 + \frac{L^2}{4} = (135 - 282)^2 - 289^2 + \frac{2462^2}{4} = \underline{\underline{1453449}} \quad (2-8)$$

Po dopočítání $\alpha = \arccos(\cos \alpha) = \underline{\underline{6,67^\circ}}$



Obr. 2.11 Přechodový úhel

Vnější obrysový průměr zatáčení – průměr kruhové dráhy opisované obrysovým bodem vozidla, který leží v největší vzdálenosti od svislé osy otáčení. U vozidla Nová Fabia Combi činí tento průměr **10,0 m**.

2.1.2 Trakční a dynamické parametry

Jelikož řada faktorů působících na vozidlo se mění v závislosti na jízdních podmínkách, je výhodné pro hodnocení trakčních a dynamických parametrů použít grafického vyjádření. Za tímto účelem se používá trakčního diagramu, popř. některá jeho obdoba (výkonový diagram, dynamická charakteristika). Stěžejní částí této podkapitoly bude zkonstruování trakčního diagramu a dynamické charakteristiky pro zadané vozidlo včetně provedení všech souvisejících výpočtů.

2.1.2.1 Trakční diagram

Tento diagram je v podstatě grafickým řešením rovnice rovnováhy sil (2-9), kde levá strana rovnice představuje křivky hnacích (trakčních) sil a pravá strana rovnice vyjadřuje křivky jízdních odporů (odpor valivý, odpor do stoupání a odpor vzduchu).

$$\frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_c}{r_d} = m_a \cdot g (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + 0,048 \cdot c_x \cdot S_c \cdot V^2 \quad (2-9)$$

Křivky jízdních odporů:

Při znázornění křivek jízdních odporů v trakčním diagramu se obvykle vychází z předpokladu jízdy rovnoměrnou rychlostí bez přivěsu, takže uvažujeme pouze odpor valivý F_f , odpor do stoupání F_s a odpor vzduchu F_v . Hodnoty jednotlivých odporů jsou dány následujícími vztahy:

$$F_f = m_a \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \quad (2-10)$$

$$F_s = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (2-11)$$

$$F_v = 0,048 \cdot c_x \cdot S_{\varepsilon} \cdot V^2 \quad (2-12)$$

kde m_a – hmotnost automobilu, f – součinitel odporu valení, c_x – součinitel odporu vzduchu, S_{ε} – čelní plocha (průmět vozu do roviny kolmé k podélné ose vozidla), V – rychlost vozidla.

Předpokládáme-li pro jednoduchost, že součinitel odporu valení se nemění s rychlostí, je odpor vozovky při jejím určitém sklonu konstantní, resp. $F_f + F_s = konst.$ Výslednou křivku jízdních odporů získáme sečtením $\Sigma F = F_f + F_s + F_v$, kde příslušnému sklonu vozovky odpovídá právě jedna křivka sestavená jako ekvidistanta k základní křivce pro vodorovnou jízdní dráhu (v diagramu zeleně). Číselné hodnoty jízdních odporů, které byly podkladem pro sestavení trakčního diagramu jsou uvedeny v příloze č.1.

Křivky hnacích sil:

Při konstrukci křivek hnacích (trakčních) sil je potřeba znát vnější otáčkovou charakteristiku příslušného motoru (Graf 3.2). V této charakteristice zvolíme odpovídající počet bodů, kterými je určen průběh momentu motoru. Souřadnice $[M_m; n_m]$ těchto bodů (Tab. 2.1) následně transformujeme na souřadnice $[F_T; V]$ podle vztahů (2-13) a (2-14).

n_m	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
M_m	160	232	238	235	225	210	185	124

Tab. 2.1 Souřadnice vnější momentové charakteristiky

$$F_T = \frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_{c(j)}}{r_d} \quad (2-13)$$

$$V = 0,377 \frac{n_m \cdot r_d}{i_{c(j)}} \quad (2-14)$$

Hodnoty jednotlivých celkových převodů $i_{c(j)}$ byly dpočítány na základě podkladů převzatých z dílenské příručky vozidla Škoda Fabia [4]. Převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů převodovky s označením 02T uvádí *tabulka 2.2*. Jelikož zjištění dynamického poloměru r_d je poněkud obtížné, byla tato hodnota nahrazena poloměrem valení r_v , čímž se však dopustíme minimální chyby. Za hodnotu mechanické účinnosti převodného ústrojí vozidla bylo při výpočtech dosaženo $\eta_m = 0,91$.

i_0	i_1	i_2	i_3	i_4	i_5
3,611	3,455	1,955	1,281	0,927	0,74
$i_{c(j)} = i_k \cdot i_0$					
i_c	12,476	7,059	4,625	3,347	2,672

Tab. 2.2 Jednotlivé celkové převody

Takto získané souřadnice $[F_T, V]$ poté vyneseme pro jednotlivé rychlostní stupně do trakčního diagramu (*Graf 2.1*), kde tvoří křivky hnacích sil (v diagramu modře). Hodnoty souřadnic těchto křivek jsou uvedeny pod trakčním diagramem (*Tab. 2.3*). Každá tato křivka se dotýká hyperboly určené směrnici $P_m \cdot \eta_m$, která odpovídá ideálnímu průběhu hnací síly.

Trakční diagram je pod vodorovnou souřadnou osou doplněn také měřítky otáček motoru při jízdě na jednotlivé rychlostní stupně.

Použití trakčního diagramu:

Trakční diagram nám přehledně znázorňuje některé jízdní vlastnosti vozidla. Část z nich lze použít také pro hodnocení průjezdnosti:

- stoupavost na jednotlivé rychlostní stupně,
- rychlost jízdy do určitého stoupání,
- správnou volbu rychlostního stupně při jízdě do daného stoupání,
- maximální rychlost na rovině.

Z tohoto diagramu je možné také vyčíst přebytek hnací síly F_p nad jízdními odpory. Tohoto přebytku je možné využít například pro:

- akceleraci vozidla,
- tah přívěsu.

Při akceleraci vozidla je přebytek hnací síly roven $F_p = m \cdot a \cdot g$, kde g - součinitel vlivu rotujících hmot. Odtud je možno dále vypočíst maximální dosažitelné zrychlení. V případě

tahu přívěsu, kde $F_p = m^* \cdot g(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)$ můžeme například stanovit přípustnou hmotnost přívěsu m^* pro daný jízdní režim.

2.1.2.2 Dynamická charakteristika

Tato charakteristika je obdobou trakčního diagramu vyjádřeného v poměrných silových hodnotách. Dynamická charakteristika (*Graf 2.2*) nám zejména umožňuje porovnání a rychlé určení dynamických vlastností vozidel. Pro sestavení této charakteristiky je rozhodující parametr **dynamický faktor**, který je definován jako měrná trakční síla, jenž připadá na jednotku tíhy vozidla po odečtení odporu vzduchu. Matematicky jej můžeme vyjádřit bezrozměrným výrazem:

$$D = \frac{F_t - F_v}{G_a} \quad (2-15)$$

Z tohoto výrazu je patrné, že dynamický faktor je proměnnou veličinou. Proto je výhodné znázornit jeho velikost v závislosti na rychlosti jízdy pro všechny rychlostní stupně (*Tab. 2.4*).

Použití dynamické charakteristiky:

Jak již bylo uvedeno v úvodním odstavci, této charakteristiky je možno výhodně použít při srovnání dynamických vlastností různých vozidel tím, že jejich charakteristiky zakreslíme do společného diagramu. Kromě toho můžeme z dynamického faktoru, zjištěného pro určitou rychlost jízdy na zvolený rychlostní stupeň, přímo stanovit některé jízdní výkony. K tomu použijeme vztahu vycházejícího z rovnice rovnováhy sil:

$$F_T = F_f + F_s + F_v + F_i + F_H \quad (2-16)$$

kterou upravíme do tvaru:

$$D = \frac{F_t - F_v}{G_a} = \psi + g \frac{a}{g} + \frac{F_H}{G_a} \quad (2-17)$$

kde ψ – odpor vozovky ($\psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha$), F_H – odpor přívěsu.

Z tohoto výrazu potom můžeme dále stanovit:

- stoupavost vozidla při rovnoměrné rychlosti jízdy,
- akceleraci vozidla na rovině,
- tažnou sílu v závěsném zařízení při jízdě na rovině rovnoměrnou rychlostí.

Výpočet těchto parametrů bude proveden v kapitole 2.2.

Dalším parametrem vypovídajícím o trakčních, resp. dynamických vlastnostech vozidla je **celkový hmotnostní výkon**, který vyjadřuje podíl výkonu motoru na jednotku celkové hmotnosti vozidla. Automobil Nová Fabia Combi s motorizací *1.9 TDI PD DPF 77 kW* dosahuje celkového hmotnostního výkonu:

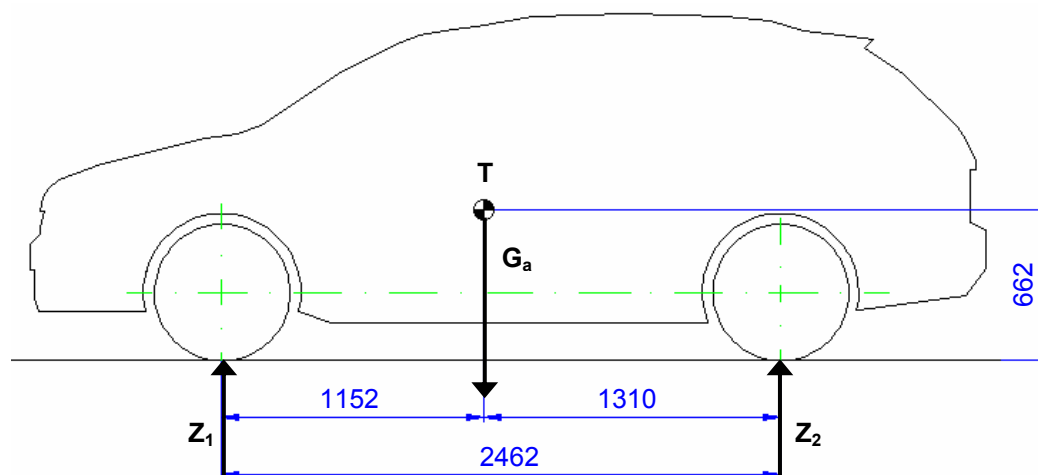
$$P_{hm} = \frac{P_m}{m_a} = \frac{77}{1,705} = \underline{\underline{45,16 \text{ kW} \cdot t^{-1}}} \quad (2-18)$$

Mezi trakční a dynamické parametry je možno také zařadit **součinitel využití tíhy vozidla k adhezi**, jenž je závislý na počtu hnacích náprav, jejich tlakových silách a na typu použitých diferenciálů. Matematicky lze tento součinitel vyjádřit bezrozměrným výrazem:

$$\xi = \frac{G_{ad}}{G_a} \quad (2-19)$$

kde G_{ad} – adhezní tíha vozidla a G_a – tíha vozidla.

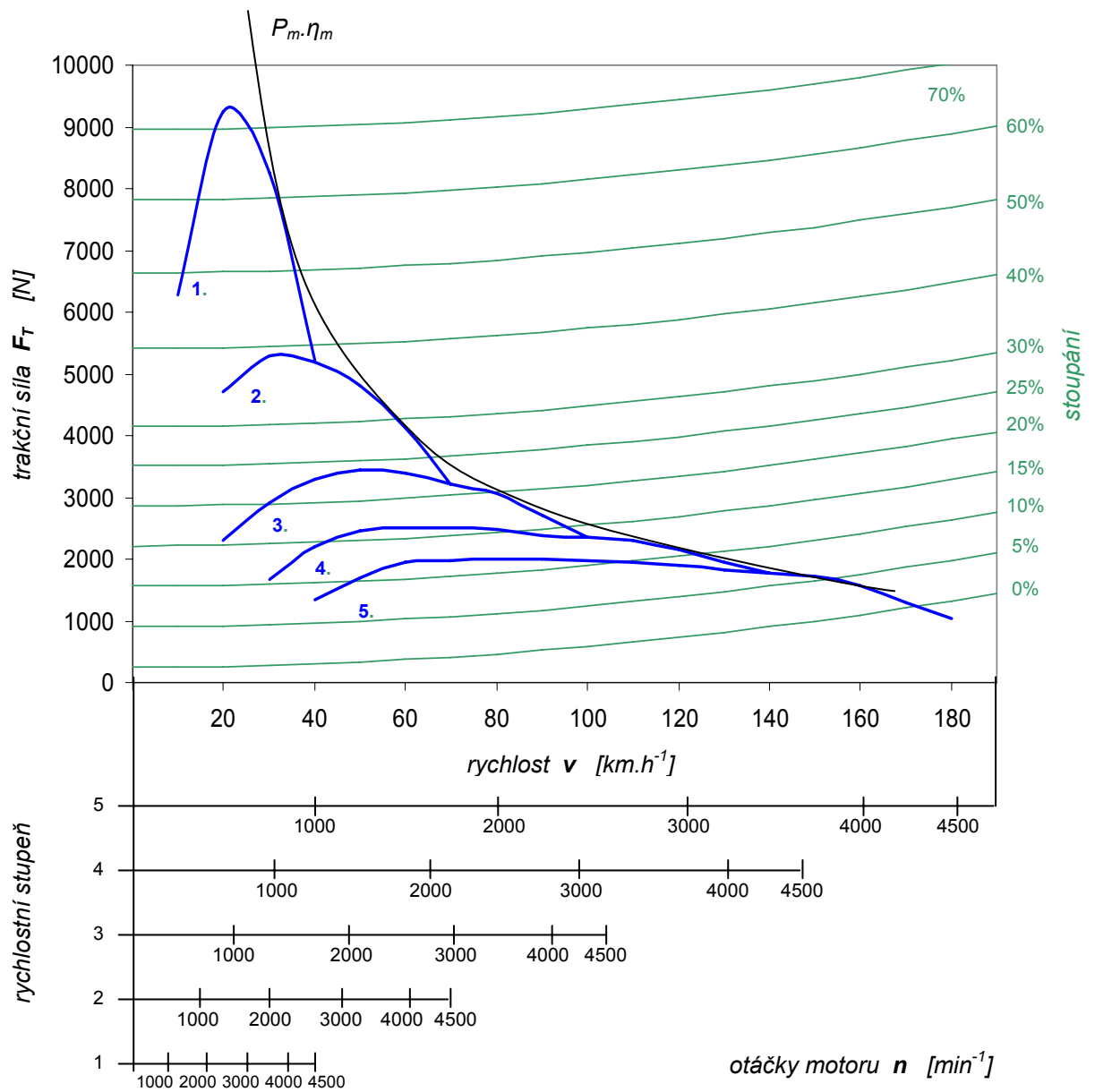
U vozidel řady Fabia je poháněna pouze přední náprava, takže adhezní tíha vozidla je rovna radiální reakci přední nápravy $G_{ad} = Z_1$. Velikost reakce Z_1 určíme například z příslušného poměru, ve kterém se tíha vozidla G_a rozkládá na jednotlivé nápravy. Tento poměr je dán poměrem vzdáleností těžiště (působíště tíhy vozidla) od jednotlivých náprav (*Obr. 2.12*).



Obr. 2.12 Rozložení tíhy vozidla na nápravy

Při výpočtu tíhy vozidla byla uvažována celková hmotnost vozidla, potom dostáváme:

$$\xi = \frac{G_{ad}}{G_a} = \frac{7900}{16726} = \underline{\underline{0,47}}$$



Graf 2.1 Trakční diagram

Křivky hnacích sil

1. rychlostní stupeň:

F_T	6285,49	9113,96	9349,66	9231,81	8838,97	8249,70	7267,60	4871,25
v	8,73	13,10	17,47	21,83	26,20	30,57	34,93	39,30

2. rychlostní stupeň:

F_T	3556,62	5157,10	5290,48	5223,79	5001,50	4668,07	4112,34	2756,38
v	15,43	23,15	30,87	38,58	46,30	54,02	61,73	69,45

3. rychlostní stupeň:

F_T	2330,45	3379,16	3466,55	3422,85	3277,20	3058,72	2694,59	1806,10
v	23,55	35,33	47,11	58,88	70,66	82,44	94,22	105,99

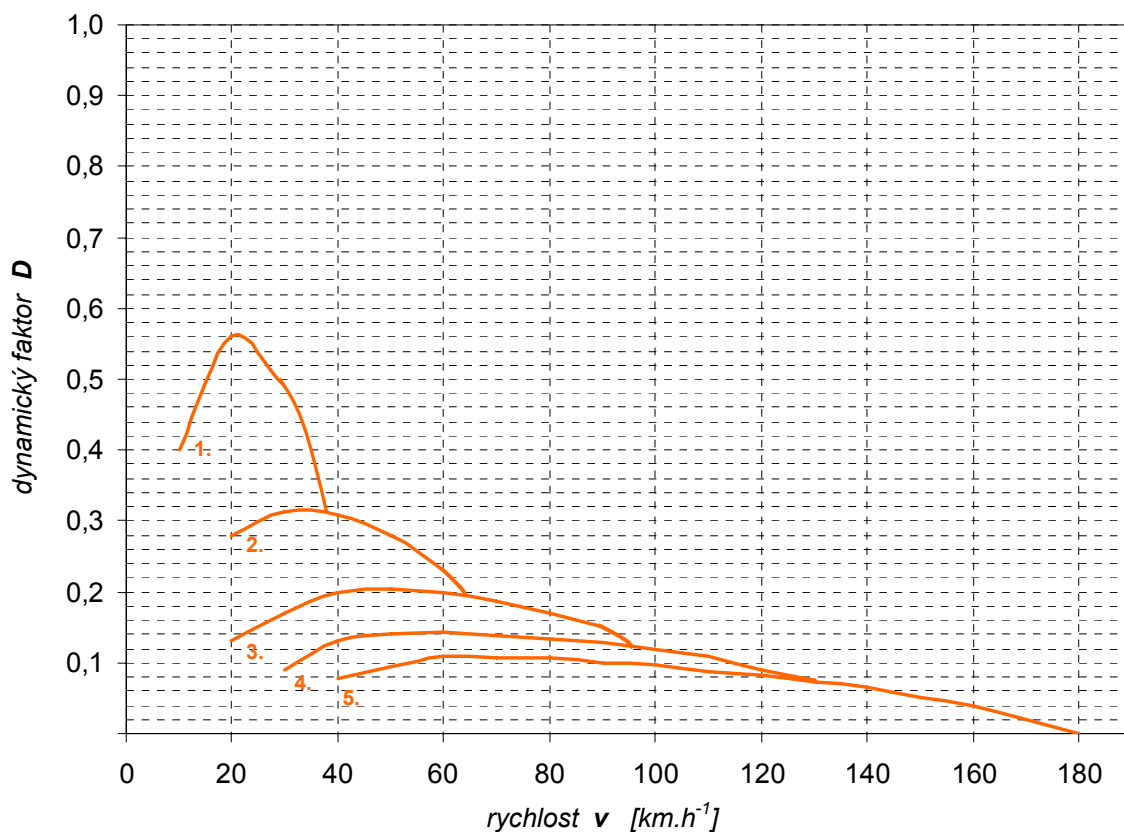
4. rychlostní stupeň:

F_T	1686,44	2445,34	2508,58	2476,96	2371,56	2213,45	1949,95	1306,99
v	32,55	48,82	65,10	81,37	97,65	113,92	130,19	146,47

5. rychlostní stupeň:

F_T	1346,24	1952,05	2002,53	1977,29	1893,15	1766,94	1556,59	1043,34
v	40,77	61,16	81,55	101,93	122,32	142,71	163,09	183,48

Tab. 2.3 Souřadnice křivek hnacích sil



Graf 2.2 Dynamická charakteristika

Dynamický faktor

1. rychlostní stupeň:

v	8,73	13,10	17,47	21,83	26,20	30,57	34,93	39,30
D	0,376	0,545	0,558	0,551	0,527	0,491	0,432	0,288

2. rychlostní stupeň:

v	15,43	23,15	30,87	38,58	46,30	54,02	61,73	69,45
D	0,212	0,307	0,314	0,309	0,295	0,273	0,238	0,155

3. rychlostní stupeň:

v	23,55	35,33	47,11	58,88	70,66	82,44	94,22	105,99
D	0,138	0,200	0,203	0,198	0,186	0,169	0,143	0,086

4. rychlostní stupeň:

v	32,55	48,82	65,10	81,37	97,65	113,92	130,19	146,47
D	0,099	0,141	0,142	0,135	0,123	0,107	0,083	0,036

5. rychlostní stupeň:

v	40,77	61,16	81,55	101,93	122,32	142,71	163,09	183,48
D	0,077	0,109	0,107	0,098	0,084	0,065	0,040	0,00

Tab 2.4 Souřadnice křivek dynamického faktoru

2.1.3 Konstrukční parametry

Konstrukčními parametry je myšleno zejména uspořádání a konstrukční provedení hlavních skupin vozidla. Vhodnou volbou těchto parametrů lze dosáhnout mimo jiné zvýšení průjezdnosti vozidla. U vozidla Nová Škoda Fabia Combi budeme hovořit zejména o těchto parametrech:

Poloha těžiště – obvykle bývá definována podélnými souřadnicemi $l_{1,2}$, které určují vzdálenost těžiště od jednotlivých náprav a souřadnicí h_T , jenž představuje výšku těžiště nad povrchem vozovky (Obr. 2.12). Umístění těžiště ovlivňuje zejména rozložení tíhy vozidla na nápravy, stabilitu proti převrácení, apod. U námi zkoumaného vozidla má poloha těžiště souřadnice [$l_1 = 1152$; $l_2 = 1310$; $h_T = 662$].

Konstrukce převodového ústrojí – jeho úkolem je zabezpečit dostatečně velký celkový převod mezi motorem a koly automobilu, dále vhodné odstupňování s odpovídajícím počtem rychlostních stupňů. U většiny modelů nové Fabie je spojka převodového ústrojí řešena jako třecí suchá, hydraulicky ovládaná jednokotoučová s talířovou pružinou a bezazbestovým obložením. U nejvýkonnější zážehové motorizace je k dispozici také automatická převodovka, kde plní funkci spojky hydrodynamický momentový měnič. Toto řešení je z hlediska průjezdnosti výhodné, protože umožňuje lepší využití výkonu motoru a plynulou změnu převodového poměru bez přerušování přenosu točivého momentu. Manuální převodovka je mechanická pětistupňová, plně synchronizovaná. Zástupce automatické převodovky je rozvržen do šesti rychlostních stupňů s možností manuálního řazení Tiptronic.

Uspořádání podvozku – je obvykle charakterizováno počtem náprav a jejich zavěšením, dále použitým typem brzd a řízení. Podvozek nové Škody Fabie je podobně jako u drtivé většiny osobních automobilů koncipován jako dvounápravový s poháněnou přední nápravou bez uzávěrky diferenciálu. Zavěšení přední nápravy je typu McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny a příčným zkrutným stabilizátorem. Zadní náprava je řešena jako kliková s vlečenými rameny. Brzdový systém je tvořen kapalinovými dvouokruhovými brzdami, které jsou diagonálně propojené s podtlakovým posilovačem. Přední náprava je brzděna kotouči s vnitřním chlazením a jednopístovými plovoucími třmeny. Kdežto brzdy zadní nápravy jsou bubnové, případně kotoučové (dle motorizace). Řízení je provedeno jako hřebenové přímočinné s elektrohydraulickým posilovačem.

2.2 Hodnocení průjezdnosti

Při hodnocení průjezdnosti jsou na vozidla kladeny přesně definované požadavky [2]. Pro komplexnější hodnocení je však také třeba kvantitativně stanovit význam jednotlivých činitelů, které průjezdnost ovlivňují.

Stoupavost vozidla – vyjadřuje se v procentech jako největší podélný sklon vozovky, který je plně naložené vozidlo schopno překonat vlastní silou a rovnoměrnou rychlostí. Pro určení stoupavosti využijeme znalost dynamické charakteristiky (*Graf 2.2*). Jelikož se vozidlo pohybuje rovnoměrnou rychlostí, hodnota akcelerace je tedy rovna $a = 0$. V případě vozidla bez přívěsu můžeme poté upravit vztah (2-17) do tvaru:

$$D = \sin \alpha + f \cdot \cos \alpha \quad (2-20)$$

při malých sklonech vozovky ($\cos \alpha \cong 1$) zjednodušením získáme:

$$\alpha = \arcsin(D - f) \quad (2-21)$$

Pro zjištění největší stoupavosti dosadíme maximální hodnotu dynamického faktoru, která je ovšem limitována adhezní podmínkou:

$$D_{ad} = \frac{G_{ad} \cdot \varphi - F_v}{G_a} = \xi \cdot \varphi - \frac{F_v}{G_a} \quad (2-22)$$

po dosažení, kdy $\varphi = 0,7$ a F_v odpovídá největší hodnotě D (F_T) obdržíme:

$$D_{ad} = \frac{7900 \cdot 0,7 - 10,12}{16726} = \underline{0,33}$$

potom tedy:

$$\alpha = \arcsin(0,33 - 0,015) = \underline{\underline{18,36^\circ}}$$

Což v procentuálním vyjádření odpovídá hodnotě stoupavosti **40%** ($100\% = 45^\circ$). Této maximální stoupavosti lze teoreticky dosáhnout při jízdě na *1. rychlostní stupeň* při rychlosti $17 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Při hodnocení jízdy vozidla do svahu se rovněž používá pojem **adhezní stoupavost**, jenž je definována jako největší úhel svahu, který může vozidlo překonat bez rozjezdu z hlediska adheze. Pro vozidlo s pohonem přední nápravy je adhezní stoupavost dána vztahem:

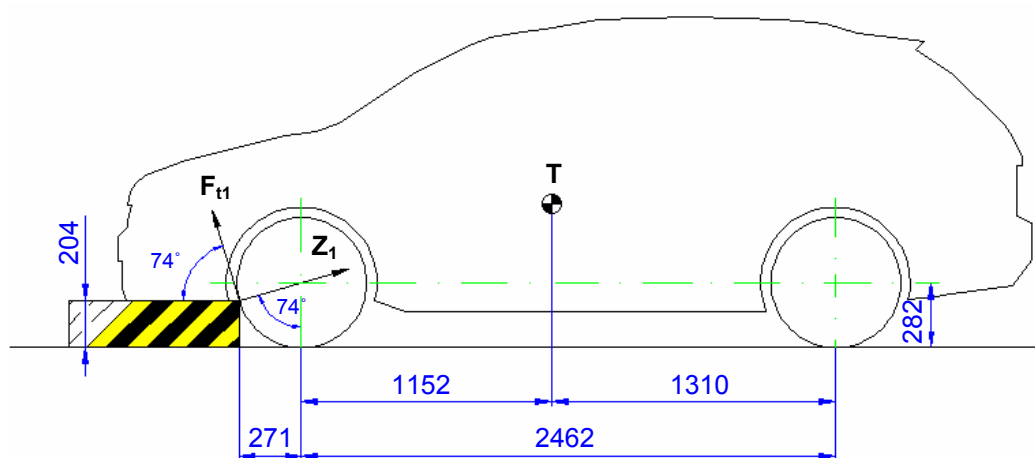
$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{l_2 \cdot \frac{\varphi}{L} - f \left(1 + r_a \cdot \frac{\varphi}{L} \right)}{1 + h_T \cdot \frac{\varphi}{L}} \leq \frac{1310 \cdot \frac{0,7}{2462} - 0,015 \left(1 + 289 \cdot \frac{0,7}{2462} \right)}{1 + 662 \cdot \frac{0,7}{2462}} \leq \underline{0,298} \quad (2-23)$$

Pro koeficient adheze $\varphi = 0,7$ je adhezní stoupavost $\alpha \leq \arctg(\operatorname{tg} \alpha) \leq \underline{\underline{16,58^\circ}}$.

Výstupnost (Obr. 2.13) – schopnost plně naloženého vozidla překonat bez rozjezdu pravouhlý tuhý stupeň, jehož se dotýká předními koly. Výška tohoto stupně představuje výstupnost. Po splnění podmínky $l_2 \leq \frac{\varphi \cdot (l_1 \cdot \cos \alpha + r \cdot \sin \alpha) + \varphi \cdot \varphi_0 [l_1 \cdot \sin \alpha + r(1 - \cos \alpha)]}{\sin \alpha - \varphi_0 \cdot \cos \alpha}$

překoná vozidlo stupeň přední nápravou, přičemž výšku stupně získáme ze vztahu:

$$h = r_s \cdot (1 - \cos \alpha) = 282 \cdot (1 - \cos 74^\circ) = \underline{\underline{204,27 \text{ mm}}} \quad (2-24)$$

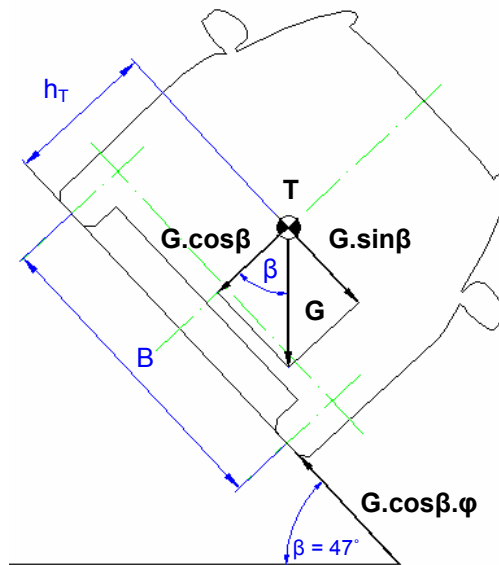


Obr. 2.13 Síly na přední nápravě při přejezdu kolmého stupně

Překročivost – udává se šířkou příkopu se svislými tuhými stěnami ve vodorovné vozovce, který je plně naložené vozidlo stojící předními koly na hraně příkopu schopno bez rozjezdu a jakýchkoliv úprav překonat. Orientační hodnotu překročivosti je možno získat z empirického vztahu $b = \frac{3}{2} r_s$, kde b představuje šířku příkopu. Nová Škoda Fabia s 15“

koly dosahuje překročivosti **423 mm**.

Boční náklon (Obr. 2.14) – vyjadřuje se jako největší příčný sklon vozovky, který je vozidlo schopno překonat, aniž by došlo k jeho převrácení. Fyzikálně lze tuto situaci popsat vzájemným vztahem mezi klopným a stabilizačním momentem. Tento vztah říká, že převrácení vozidla nastane v případě, je-li klopný moment vyvozený složkou $G \cdot \sin \beta$ větší než moment stabilizační vytvořený složkou $G \cdot \cos \beta$. Tím je určen největší úhel, resp. příčný sklon vozovky, o který je možno vozidlo příčně naklonit, aniž by došlo k jeho převrácení.



Obr. 2.14 Síly působící na vozidlo v příčném svahu

Z obrázku vyplývá:

$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{B}{2 \cdot h_T} \leq \frac{1436}{2 \cdot 662} \leq \underline{1,085} \quad (2-25)$$

$$\beta \leq \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta) \leq \underline{\underline{47,32^\circ}}$$

Vypočtená hodnota je však pouze teoretická, protože vozidlo bylo uvažováno jako tuhý celek. Ve fyzikální interpretaci tohoto případu není zohledněno příčné klopení karoserie vůči nápravám, které je způsobeno odpružením vozidla. Ve skutečnosti by tedy byl úhel bočního náklonu menší, než uvádí vypočtená hodnota. Z hlediska bezpečnosti je žádoucí, aby při jízdě v příčném svahu došlo dříve k usmýknutí než k převrácení vozidla.

Měrný přebytek hnací síly – určuje se jako poměr tažné síly v závěsu pro přívěs k celkové tíze vozidla. Základním vztahem je tedy:

$$K_T = \frac{F_H}{G_a} \quad (2-26)$$

Tento přebytek hnací síly můžeme hodnotit buďto z hlediska adheze nebo přihlédnutím k trakčním schopnostem motoru. V prvním případě vyjdeme ze vztahu:

$$K_T = \frac{F_{ad} - \psi \cdot G_a}{G_a} = \varphi \cdot \xi - \psi \quad (2-27)$$

kdy pro jízdu po rovné vozovce ($\psi = f$) obdržíme:

$$K_T = 0,9 \cdot 0,47 - 0,015 = \underline{\underline{0,41}}$$

Z hlediska trakčních schopností motoru je měrný přebytek hnací síly roven:

$$K_T = \frac{F_T - \psi \cdot G_a}{G_a} = \frac{F_T}{G_a} - \psi \quad (2-28)$$

Při jízdě na 4. rychlostní stupeň rychlostí 65 km.h^{-1} dosahuje Nová Fabia Combi měrného přebytku hnací síly:

$$K_T = \frac{2508,58}{16726} - 0,015 = \underline{\underline{0,134}}$$

Kromě uvedeného vzorce je možno měrný přebytek hnací síly vypočítat také pomocí dynamického faktoru, kdy $F_H = G_a(D - f)$, v tomto případě:

$$K_T = \frac{G_a(D - f)}{G_a} = D - f \quad (2-29)$$

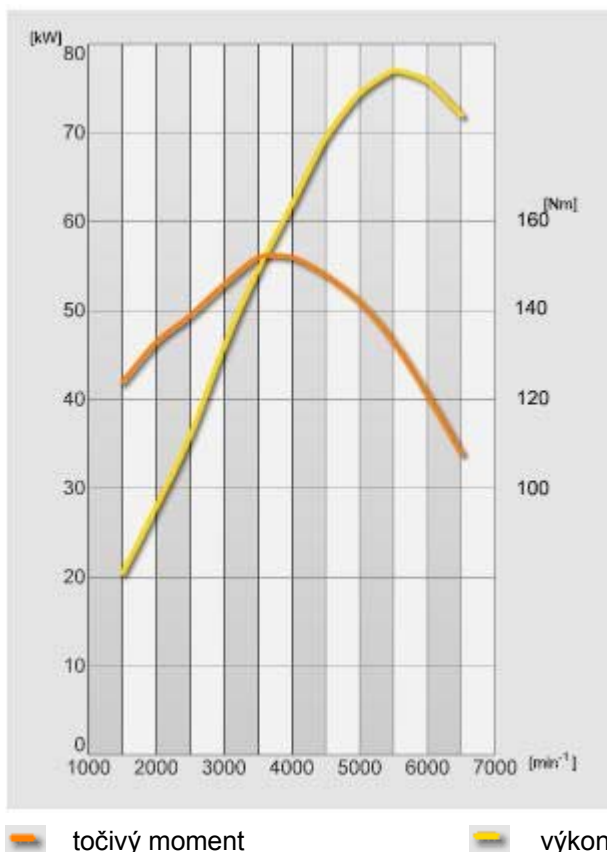
3. IDEOVÝ NÁVRH ÚPRAV PRO ZVÝŠENÍ PRŮJEZDNOSTI

Po zjištění potřebných parametrů v předchozí kapitole můžeme nyní přistoupit k samotnému ideovému návrhu. Jeho předmětem budou jednotlivé úpravy zejména podvozku a hnacího ústrojí, tak aby bylo docíleno zvýšení průjezdnosti zadaného automobilu. Při navrhování těchto úprav se budeme snažit částečně přiblížit kritériím uvedeným ve vyhlášce číslo 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Dále pak budou řešeny případná pomocná konstrukční opatření, chránící vozidlo před terénními vlivy. Předmětem návrhu jednotlivých úprav budou zejména následující oblasti:

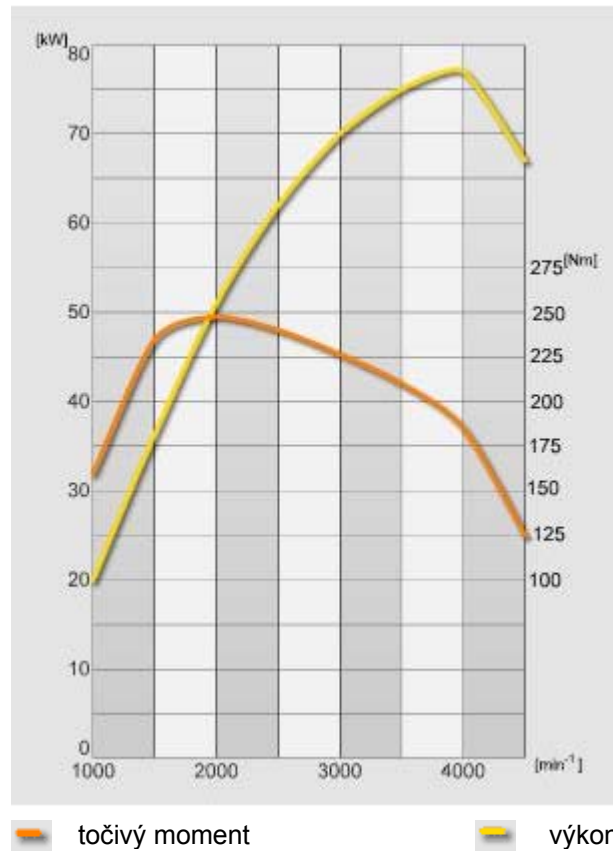
- výběr vhodné motorizace,
- automatická převodovka DSG,
- pohon všech kol,
- uzávěr diferenciálu, popř. zařízení s podobným účinkem,
- doplňkové úpravy v odpružení vozidla,
- montáž kol o větším průměru s pneumatikami do terénu,
- pomocná konstrukční opatření.

3.1 Výběr vhodné motorizace

Nabídka pohonných jednotek pro novou Fabii Combi zahrnuje čtyři benzinové a tři dieselové motory s výkonem v rozmezí 44 kW až 77 kW. Ze všech sedmi nabízených motorizací jsem za účelem posouzení trakčních a dynamických vlastností vybral dva nejvhodnější zástupce. Jedná se o motory *1.6 16V 77 kW* a *1.9 TDI PD DPF 77 kW* s filtrem pevných částic. Oba motory disponují stejným výkonem, rozdíl však nastává při porovnání jejich maximálních točivých momentů. Podstatnou roli hraje také skutečnost, že v případě motoru s objemem 1600 cm³ se jedná o motor zážehový, kdežto druhým zástupcem je motor vznětový. Ucelený přehled o parametrech zmiňovaných motorů nám poskytnou příslušné vnější otáčkové charakteristiky (*Graf 3.1 a 3.2*).



Graf 3.1 Vnější otáčková charakteristika motoru 1.6 16V 77 kW



Graf 3.2 Vnější otáčková charakteristika motoru 1.9 TDI PD DPF 77 kW

Z výše uvedených otáčkových charakteristik jednotlivých motorů je zřejmé, že vznětový motor je pružnější z hlediska momentové i otáčkové pružnosti. Dále má vyšší maximální moment a tedy vyšší trakční sílu a tím i lepší stoupavost při určitém rychlostním stupni, což je jeden z důležitých kritérií z hlediska hodnocení průjezdnosti. Dalším kladem diesellového motoru je skutečnost, že jeho poměrně velká část momentové charakteristiky pracuje ve stabilní větvi. Mezi zápory této motorizace však patří o 100 kg vyšší hmotnost oproti motoru zážehovému. Tato skutečnost se projeví zejména v oblasti celkového hmotnostního výkonu, který je u benzínového motoru vyšší o 6,22 %.

Přes všechny klady a zápory uvedených agregátů jsem se z hlediska průjezdnosti rozhodl upřednostnit vznětovou motorizaci *1.9 TDI PD DPF 77 kW*.

3.2 Automatická převodovka DSG

Tradiční slabinou manuálních a konvenčních automatických převodovek jsou prodlevy vznikající při změně rychlostních stupňů. Při těchto prodlevách se přerušuje přenos točivého

momentu od motoru ke kolům, což je z hlediska dynamiky jízdy a také průjezdnosti nežádoucí. Další nevýhodou běžných automatických převodovek je malá účinnost hydrodynamického měniče. Všechny zmiňované nevýhody automatická převodovka DSG eliminuje, proto jsem ji začlenil do svého návrhu konstrukčních úprav jako vhodnou a soudobou alternativu.

Popis systému:

DSG je založena na klasické tříhřídelové sedmistupňové převodovce (dříve šestistupňová) a měla by být alternativou pro řidiče, kteří doposud preferovali manuální řazení. Má na své straně dva dobré argumenty, rychlejší akceleraci a menší spotřebu. Navíc je zachována možnost manuální volby rychlosti systémem Tiptronic. Změna rychlosti je tak rychlá a rázná, že tomu dosavadní manuální ani automatické převodovky nemohou konkurovat. Navíc umí DSG to, co zvládly dosud jen variátory. Řazení probíhá pod zátěží, a tak dodává na kola nepřerušovaný proud hnací síly.

Konstrukční řešení:

Převodovka DSG (kódové označení DQ200) je určena především pro příčnou zástavbu motoru a její hmotnost činí 90 kg (včetně olejové náplně 6,4 l). Základem převodovky DSG je tříhřídelová sedmistupňová převodovka známá z vozů koncernu VW. Uvnitř DSG je dvojice paralelně uspořádaných převodovek (odtud také alternativní označení Paralelschaltgetriebe), se dvěma vstupními a dvěma výstupními hřídeli. Toto uspořádání je názorně vidět ze schématu (*Obr.3.1*). Z prostorových důvodů jsou vstupní hřídele vloženy do sebe (jeden z nich je dutý). Poslední generace se kromě sedmého převodového stupně od prvního řešení liší tím, že spojky ovládající dvě větve převodovky, už nejsou ponořeny v olejové lázni, ale jde o suché třecí spojky (*Obr. 3.2*). Eliminace kapaliny znamená v praxi vyšší účinnost a tedy menší ztráty a menší spotřebu paliva. Úspora paliva byla možná i díky důkladnějšímu pokrytí charakteristik motorů sedmi převodovými stupni. Nová převodovka byla konstruována na nejvyšší přenesitelný točivý moment 250 Nm, což je pro novou Škodu Fabii s navrhovanou motorizací (viz. kapitola 3.1) ideální řešení.

Spojka č.1 obsluhuje převodové stupně 1, 3, 5 a zpětný chod. Spojka č.2 s menším průměrem přenáší točivý moment k převodům 2, 4, 6 a je spojena s dutým hřídelem. Na druhém konci převodovky (dále od motoru) je olejové čerpadlo, tepelný výměník a filtr. Zubové čerpadlo dodává 15 až 90 l oleje za minutu (olejová náplň 6,5 l) a zajišťuje tak mazání a chlazení ozubených kol, hřídelů a synchronizací a dále je použita také ve spojce a

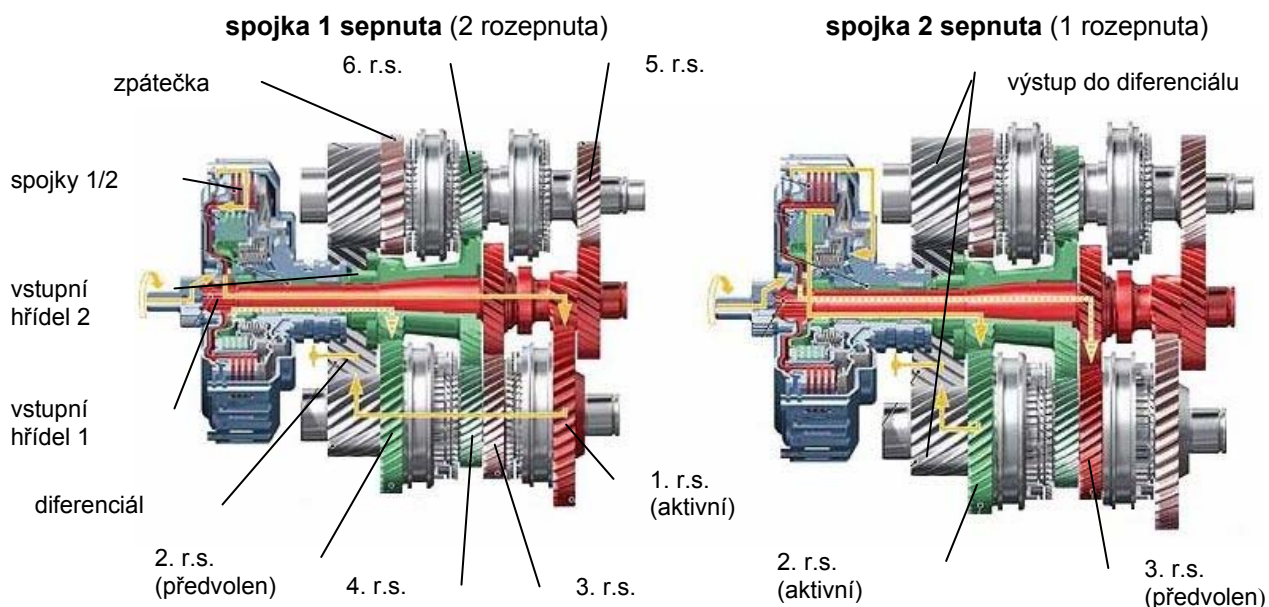
elektrohydraulickém systému, ovládajícím řazení. Uvnitř převodovky DSG (v oleji o teplotě až 140°C) je také tzv. mechatronický modul, který řídí jednotlivé procesy, na základě informací senzorů.

Princip činnosti:

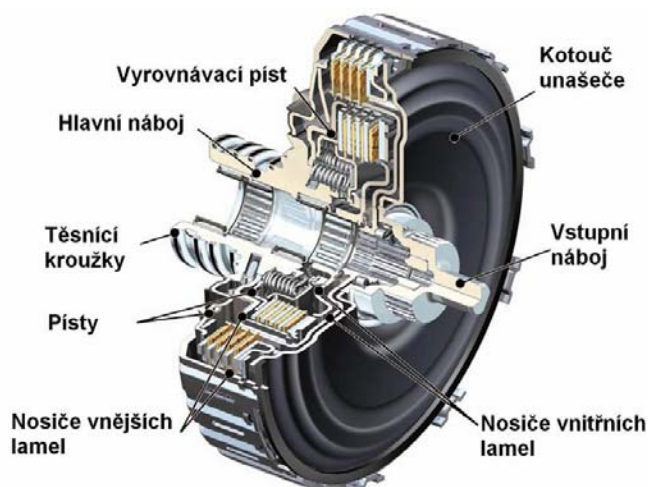
Účinnost převodovky DSG je blízka účinnosti běžné manuální převodovky díky inteligentnímu ovládní dvojice spojek a hřídelů. To je realizováno elektronicko-hydraulickým modulem, který stále připravuje jeden dopředu zařazený rychlostní stupeň. Například při rozjezdu, kdy je zařazen první a druhý převodový stupeň, je po sešlápnutí akcelérátoru aktivován první stupeň. Jakmile motor dosáhne otáček optimálních pro přeřazení, dojde ve skutečnosti jen k postupnému vypínání spojky číslo 1 a současnému sepnutí spojky číslo 2. Oba rychlostní stupně jsou stále zařazené, takže jde jen o rychlost a plynulost změny toku točivého momentu, který není při změně převodu přerušen. Ve chvíli, kdy je sepnuta spojka číslo 2, druhá větev převodovky připraví zařazením třetího stupně vše pro další bezproblémovou a plynulou akceleraci. Celé řazení trvá 0,3 až 0,4 s.

Na druhou stranu ve chvíli, kdy automobil začíná zpomalovat, připravuje převodovka nižší stupně. Je-li to potřeba, umí DSG podřadit dolů i o více stupňů (například ze šestého rychlostního stupně na druhý). Elektronika v tomto případě rozdělí celou operaci na dvě (řadí se ze 6. na 5. a pak teprve na 2. rychlostní stupeň). I toto složitější podřazení zvládá automatická převodovka DSG za 0,9 sekund.

Řidič volí podobné režimy jako v běžných automatizovaných převodovkách. Standardní režim „D“ může být vystřídán sportovním režimem „S“, kdy řídící jednotky motoru a převodovky spolupracují se senzory otáček kol (rozdílné otáčky kol ukazují na jízdu zatáčkou) a zabraňují nechtěnému přeřazení nahoru během průjezdu zatáčkou. Režim „Tiptronic“ nechává rozhodnutí o okamžiku změny převodu na řidiči (tlačítka na volantu, nebo samostatná dráha voliče). V režimech „S“ a „Tiptronic“ je k dispozici funkce „Launch Control“, která se u stojícího a provozní brzdou brzděného automobilu postará o efektní a rychlou akceleraci. Když sešlápnete současně brzdu i přidáte „plný plyn“, motor automaticky nastaví otáčky 3000 ot/min a po uvolnění brzdy je tak zrychlení ještě markantnější.



Obr. 3.1 Schéma automatické převodovky DSG



Obr. 3.2 Spočka převodovky DSG

3.2.1 Návrh odstupňování převodovky

Podle výzkumu předních výrobců převodovek bylo zjištěno, že optimální řešení v oblasti počtu převodových stupňů nabízí sedmistupňová převodovka. Oproti dosavadním koncepcím přináší plynulejší pokrytí přenosu výkonu, snížení mechanických ztrát a také menší spotřebu

paliva. Proto v rámci návrhu zavedení automatické převodovky DSG do vozidla Škoda Fabia Combi provedu výpočet odstupňování převodovky odpovídající sedmi převodovým stupňům, tak abych zohlednil rozhodující parametry vozidla a dosáhl optimální trakce při průjezdnosti terénem.

Rozsah převodových poměrů:

Prvním krokem při stanovení rozsahu převodových poměrů je výpočet minimálního a maximálního celkového převodu:

Minimální celkový převod – pro jeho výpočet jsem vycházel z požadavku na maximální rychlost jízdy na rovině, kterou jsem zvolil 190 km/h . Jelikož z druhé kapitoly této práce vím, že výkon motoru k docílení této rychlosti postačuje, mohu použít pro výpočet nejmenšího celkového převodu vztah, který vychází z kinematických podmínek:

$$i_{c \text{ min}} = 0,377 \frac{r_d \cdot n_v}{V_{\text{max}}} \quad (3-1)$$

kde r_d – dynamický poloměr kola (dosazeno pro $17''$) a n_v – otáčky motoru při maximální rychlosti. Po dosazení dostáváme:

$$i_{c \text{ min}} = 0,377 \frac{0,311 \cdot 4300}{190} = \underline{2,653}$$

Maximální celkový převod – pro jeho stanovení jsem vycházel z požadavku na maximální stoupavost vozidla, kterou jsem zvolil 30% . Zároveň požaduji, aby vozidlo do stanoveného stoupání bylo schopno jet maximální rychlostí 35 km/h . V tomto případě je však nejprve nutné zjistit, zda je výkon motoru pro navrhované požadavky dostačující:

$$P_m = \frac{V}{3600 \cdot \eta_m} \cdot m_a \cdot g (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (3-2)$$

kde za V dosadíme požadovanou rychlost do stoupání a úhel α je roven $13,5^\circ$, což odpovídá 30% stoupání. Po vyčíslení obdržíme:

$$P_m = \frac{35}{3600 \cdot 0,91} \cdot 1705,981 (0,015 \cdot \cos 13,5 + \sin 13,5) = \underline{44,32 \text{ kW}}$$

Jelikož maximální výkon motoru, který dosahuje 77 kW je větší než vypočtená hodnota, můžeme přistoupit k získání největšího celkového převodu. Pro jeho výpočet použijeme analogického vztahu jako v případě $i_{c \text{ min}}$. Dosazením patřičných hodnot, kde n_p představuje otáčky při maximálním výkonu obdržíme:

$$i_{c \max} = 0,377 \frac{r_d \cdot n_p}{V} = 0,377 \frac{0,311 \cdot 4000}{35} = \underline{13,399} \quad (3-3)$$

Po stanovení minimálního a maximálního celkového převodu nyní můžeme určit **rozsah převodových poměrů** vozidla. Ten představuje podíl:

$$r = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}} = \frac{13,399}{2,653} = \underline{\underline{5,051}} \quad (3-4)$$

Stálý převod, nejmenší a největší měnitelný převod:

Stálý převod se určí z požadavků kladených na jízdní výkony vozidla při jízdě relativně velkou rychlostí se zařazením nejrychlejšího rychlostního stupně. Hodnotu stálého převodu získáme ze vzorce:

$$i_0 = \frac{i_{c \min}}{i_{k \min}} = \frac{2,653}{0,8} = \underline{\underline{3,316}} \quad (3-5)$$

Odtud je zřejmé, že kromě $i_{c \min}$ musíme také znát nejmenší měnitelný převod $i_{k \min}$. Jelikož neznáme přesné konstrukční uspořádání převodovky, musíme tuto hodnotu zvolit. Ve většině případů (přímý záběr v tříhřídelové převodovce) se tato hodnota pohybuje kolem jedné. Vzhledem k hodnotě $i_{c \min}$ a většímu počtu rychlostních stupňů jsem se rozhodl navrhnout $i_{k \min} = 0,8$. Potom tedy stálý převod $i_0 = \mathbf{3,316}$.

Nejmenší měnitelný převod jsme tedy v předchozím kroku určili na $i_{k \min} = 0,8$. Zbývá dopočítat hodnotu největšího měnitelného převodu. K tomu použijeme následující vztah:

$$i_{k \max} = r \cdot i_{k \min} = 5,051 \cdot 0,8 = \underline{\underline{4,041}} \quad (3-6)$$

Největší měnitelný převod tedy odpovídá převodovému poměru $i_{k \max} = \mathbf{4,041}$.

Odstupňování převodů:

Z několika existujících variant pro výpočet odstupňování převodů jsem jako nejvhodnější zvolil odstupňování v **geometricko-harmonické řadě**. Toto řešení kombinuje vhodným způsobem výhody geometrického a harmonického odstupňování s ohledem na provozní podmínky vozidla. Vyšší (rychlejší) stupně je vhodné odstupňovat podle harmonické řady převodů, tak aby rozdíl rychlostí jízdy při přeřazení nebyl příliš velký. Naopak nižší (pomalejší) stupně je účelné uspořádat podle geometrické řady tak, aby poměr těchto převodů nepřesáhl kvocient q . Přechod jednoho způsobu odstupňování na druhý se provede v tom

místě, kde harmonická řada dosahuje většího poměru dvou sousedních rychlostních stupňů, než připouští kvocient geometrické řady.

Začneme výpočtem nižších převodových stupňů. Jelikož jsou tyto realizovány podle geometrické řady, vypočteme nejprve hodnotu kvocientu q podle následujícího vztahu:

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{i_{k \max}}{i_{k \min}}} = \sqrt[6]{\frac{4,041}{0,8}} = \underline{\underline{1,310}} \quad (3-7)$$

kde z - představuje počet rychlostních stupňů. Převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů potom získáme ze vztahu:

$$i_{z-1} = i_z \cdot q \quad (3-8)$$

Jelikož zatím přesně nevíme kolik rychlostních stupňů z geometrické řady použijeme, vypočítáme jednotlivé převodové poměry v celém rozsahu převodovky (Tab. 3.1), což nám zároveň nabízí pozdější možnost srovnání s příslušnými hodnotami vypočtenými při harmonickém odstupňování. Pro sedmistupňovou převodovku odstupňovanou podle geometrické řady dostáváme:

i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7
4,041	3,085	2,355	1,798	1,372	1,047	0,800

Tab. 3.1 Převody v geometrické řadě

Pro výpočet vyšších rychlostních stupňů podle harmonické řady musíme nejprve zvolit rozdíl rychlostí ΔV mezi sousedními rychlostními stupni. Tento rozdíl rychlostí stanovuji na $\Delta V = 30 \text{ km/h}$. Dále je pro stanovení jednotlivých rychlostních stupňů vhodné vypočítat konstantu:

$$K = \frac{\Delta V \cdot i_0}{0,377 \cdot r_d \cdot n_{\max}} = \frac{30 \cdot 3,316}{0,377 \cdot 0,311 \cdot 4500} = \underline{\underline{0,169}} \quad (3-9)$$

Tato konstanta nám usnadní následující výpočty, které vycházejí ze vztahu:

$$\frac{1}{i_2} - \frac{1}{i_1} = \frac{1}{i_3} - \frac{1}{i_2} = \frac{1}{i_4} - \frac{1}{i_3} = \frac{1}{i_5} - \frac{1}{i_4} = \frac{1}{i_6} - \frac{1}{i_5} = \frac{1}{i_7} - \frac{1}{i_6} = K \quad (3-10)$$

Úpravou tohoto vzorce získáme vztah pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$i_k = \frac{1}{K + \frac{1}{i_{k-1}}} \quad (3-11)$$

Pro sedmistupňovou převodovku odstupňovanou podle harmonické řady dostáváme:

i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7
4,041	2,401	1,708	1,325	1,083	0,915	0,793

Tab. 3.2 Převody v harmonické řadě

Nyní musíme rozhodnout, kde provedeme přechod z geometrického odstupňování na harmonické. Podle podmínky zmiňované v úvodním odstavci tento přechod zvolíme mezi třetím a čtvrtým rychlostním stupněm. Jinak řečeno první tři rychlostní stupně budou odpovídat geometrické řadě a zbylé čtyři budou realizovány podle odstupňování v řadě harmonické. Výsledný návrh odstupňování převodů v geometricko-harmonické řadě uvádí následující *tabulka 3.3*:

i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7
4,041	3,085	2,355	1,325	1,083	0,915	0,793

Tab. 3.3 Převody v geometricko-harmonické řadě

Vypočtené odstupňování převodových poměrů je pouze teoretické. Při konstruování převodovky je totiž potřeba vycházet ze skutečnosti, že jednotlivé převodové poměry jsou dány poměrem počtu zubů zabírajících kol, přičemž počet zubů každého kola musí být celé číslo. Kromě toho bývá volba převodového poměru rovněž ovlivněna požadavkem, aby kola, která jsou spolu v záběru, měla pokud možno nesoudělný počet zubů. Z těchto důvodů je nutné vypočtené hodnoty přizpůsobit konstrukčním požadavkům převodového ústrojí.

3.3 Pohon všech kol

Hlavními přednostmi pohonu všech kol z hlediska průjezdnosti ve srovnání s pohonem jedné nápravy jsou:

- lepší trakční schopnosti zejména na kluzké vozovce,
- zvýšení schopnosti rozjezdu a stoupavosti nezávisle na zatížení,
- vysoké rezervy stability při přejezdu větší vrstvy sněhu,
- příznivé rozdělení zatížení náprav.

Tato koncepce má ovšem i své nevýhody:

- větší pohotovostní hmotnost vozidla (cca + 100 kg),
- vyšší spotřeba paliva o 5 až 10 %.

Vzhledem k parametrům a účelu použití vozu Škoda Fabia považuji za nejlepší alternativu pohonu všech kol připojitelný pohon zadní nápravy řešený pomocí **mezinápravové spojky Haldex** druhé generace.

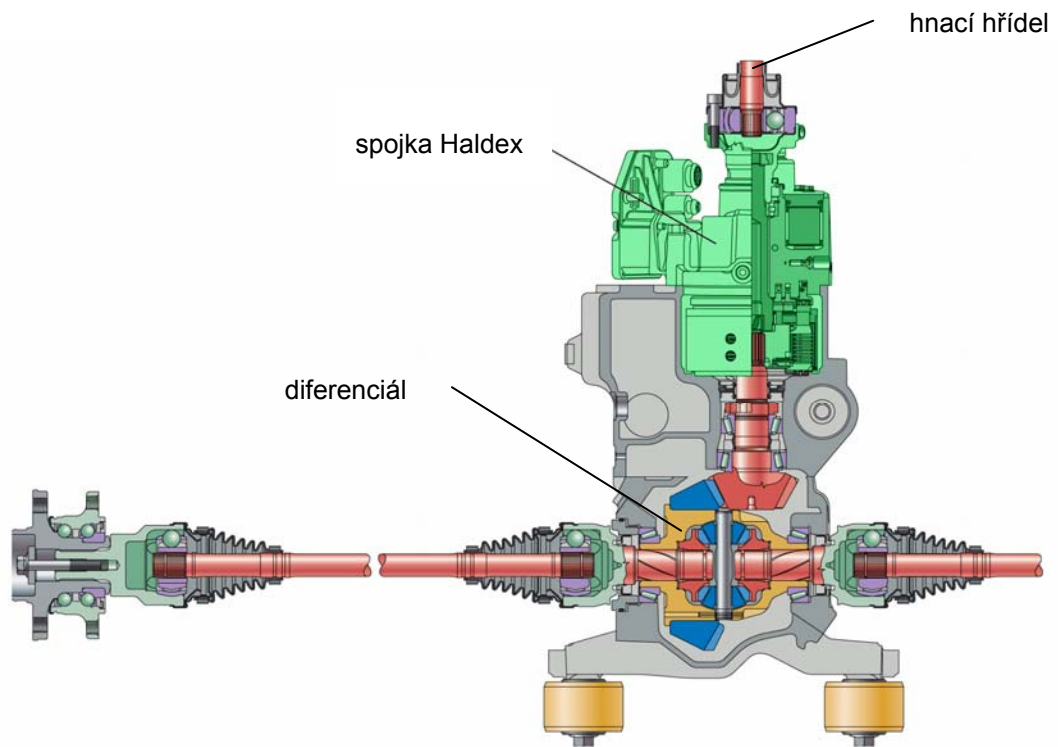
Popis systému [5]:

Spojka Haldex je elektrohydraulicky ovládaná spojka s vlastní elektronickou řídicí jednotkou, která pomocí snímačů vyhodnocuje stav trakčních podmínek přední nápravy a v případě potřeby je vydán příkaz zapojit i zadní náhon. Elektronická řídicí jednotka lamelové spojky Haldex vyhodnocuje stokrát za sekundu rychlost otáčení jednotlivých kol, polohu škrtkovací klapky, úroveň točivého momentu, otáčky motoru, činnost brzdové soustavy a podle situace přivádí 5 až 65 % točivého momentu ke kolům zadní nápravy. Rozdílné otáčení vstupního a výstupního hřídele aktivuje hydraulické čerpadlo, od něhož proudí olej k pístu spojky, jímž dojde ke stlačení lamel a snížení rozdílu v otáčkách. Jednosměrnými ventily se mění tlak oleje v soustavě a tím tlak na lamely spojky. Při jakémkoliv brzdění se pohon 4x4 vypíná, aby se zkrátila brzdná dráha a zachovala účinnost ABS.

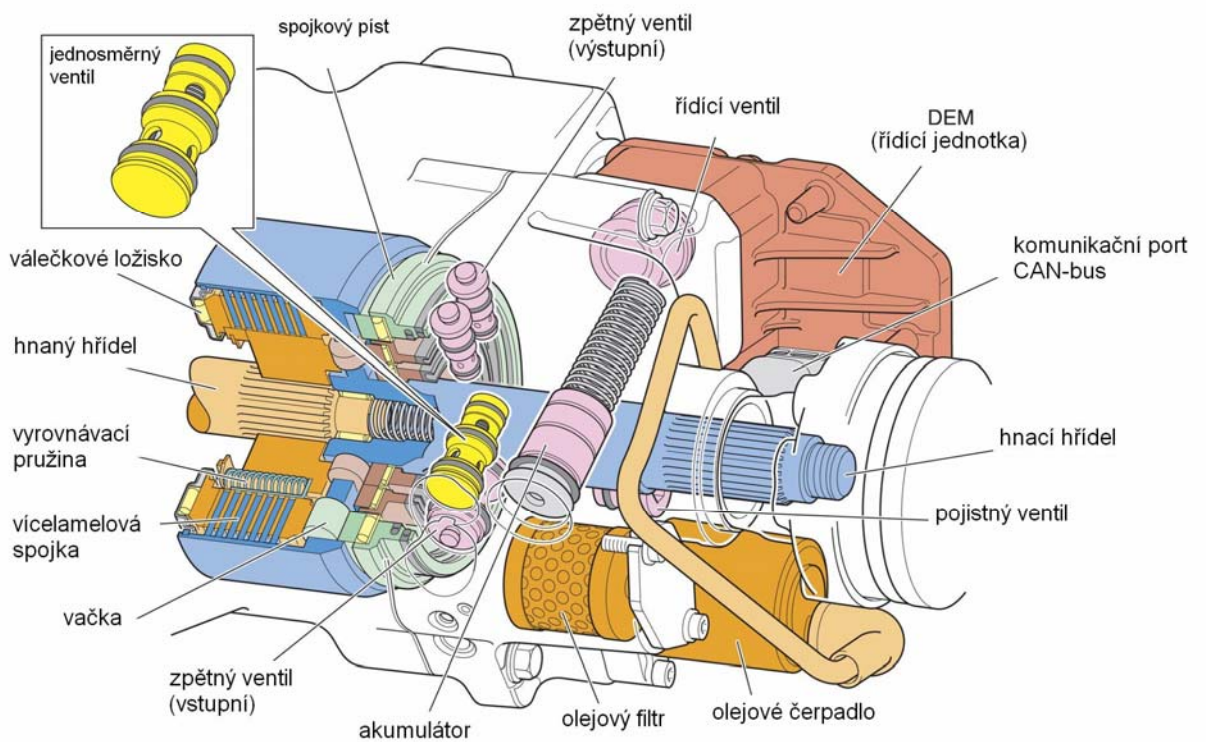
Konstrukční řešení a princip činnosti:

Výkon motoru se přenáší od převodovky jednak obvyklým způsobem ke kolům přední nápravy, jednak přes dvoudílný kloubový hřídel k zadní nápravě. Tam je v pomocném rámu zavěšena skříň rozvodovky s diferenciálem zadní nápravy. V její přední části, mezi spojovacím hřídelem a rozvodovkou zadní nápravy, je uložena také vícelamelová spojka Haldex. Uložení mezinápravové spojky u zadní nápravy (*Obr. 3.3*) přispívá ke vhodnému rozložení hmotnosti na obě nápravy, což má příznivý vliv na jízdní vlastnosti vozu. Spojka Haldex pracuje v olejové lázni a je ovládána dvojicí pístů, k nimž dodává potřebný tlak axiální hydraulické čerpadlo. Písty ovládá prostřednictvím soustavy regulačních ventilů elektronická řídicí jednotka. Tato jednotka zpracovává informace od řídicí jednotky motoru a snímačů ABS na všech kolech vozu, průběžně sleduje trakční podmínky a v případě jakékoliv změny přesně a velmi rychle vyhodnotí rozdíly v otáčkách kol obou náprav a zajistí zvětšení nebo zmenšení tlaku oleje působícího prostřednictvím ovládacích pístů na spojku. Mezinápravová spojka tak přenese na zadní kola vždy jen takový točivý moment, jaký je v daných podmínkách optimální. Poměr momentu přenášeného koly přední a zadní nápravy se tak podle potřeby takřka bleskově přizpůsobuje daným provozním podmínkám. Tím se dosahuje optimálního záběru všech kol na kluzkém povrchu a výrazně se zlepšují jízdní vlastnosti zejména v extrémních podmínkách.

Podstatnou výhodou této koncepce je nižší spotřeba paliva oproti uspořádání s mezinápravovým diferenciálem, protože za běžných jízdních podmínek je pohon zadní nápravy odpojen. Schéma mezinápravové spojky Haldex je znázorněno na *obrázku 3.4*.



Obr. 3.3 Umístění spojky Haldex u zadní nápravy



Obr. 3.4 Schéma spojky Haldex

3.4 Uzávěr diferenciálu

Vzhledem ke zvolenému řešení pohonu všech kol jsem se v otázce uzávěru diferenciálu přiklonil k následujícím dvěma alternativám:

- 1) systém EDS (elektronická uzávěrka diferenciálu),
- 2) samosvorný diferenciál Torsen v zadní nápravě vozidla.

Přednosti jednotlivých návrhů společně s jejich popisem a zavedením do vozidla budou popsány v následujících odstavcích.

3.4.1 EDS – elektronická uzávěrka diferenciálu

Při nastudování servisní literatury automobilky Škoda jsem zjistil, že všechny motorizace nové Fabie již mohou být na přání zákazníka vybaveny systémem ESP, který automaticky zahrnuje také elektronickou uzávěrku diferenciálu EDS. Systém ESP, resp. EDS však není standardní výbavou vozu, proto jsem se rozhodl jej zahrnout do svého výčtu konstrukčních úprav, jako jeden z dalších prvků zvyšujících průjezdnost.

Popis systému a princip činnosti:

EDS zabraňuje pomocí cíleného přibrzdění protáčejícího se kola prokluzu a umožňuje bezpečný rozjezd. Rovněž pomáhá při rozjíždění, pokud mají poháněná kola jedné nápravy rozdílný záběr. Systém EDS přibrzdí pomocí elektronického řízení protáčející se kolo tak, aby druhé kolo na téže nápravě mohlo přenášet hnací sílu na silnici. Tento systém je pro řidiče užitečný tím, že mu umožňuje bezpečný rozjezd i na kluzké vozovce. EDS se vypíná u vozů s poháněnou jednou nápravou při dosažení rychlosti 40 km/h, u vozů s pohonem všech kol pak při rychlosti 80 km/h. Aby se při neobvykle silném namáhání uzávěrky diferenciálu zabránilo možnému přehřívání dané brzdy, EDS se předtím automaticky vypne. Řidič neriskuje poškození brzd a může jet dále bez zásahu EDS. Systém využívá řídicí jednotku ABS a působí vlastně opačným způsobem. Zatímco ABS citlivě povoluje blokuující kolo až 12 x za sekundu, EDS naopak přibrzdňuje prokluzující kolo a tím přenáší větší díl hnací síly na kolo s lepší adhezí.

3.4.2 Diferenciál Torsen

Zapínání a vypínání uzávěrky diferenciálu komplikuje ovládání vozidla. Tuto nevýhodu odstraňují diferenciály se samočinným uzavíráním, tzv. samosvorné diferenciály. Jejich princip spočívá ve zvýšení tření v diferenciálu. Jedním z osvědčených představitelů skupiny samosvorných diferenciálů je diferenciál Torsen. Právě pro jeho vlastnosti, které do jisté míry nahrazují uzávěr diferenciálu a nulové nároky na obsluhu, jsem se rozhodl vybrat Torsen jako další alternativu uzávěrky. Na přední nápravě se uzávěr diferenciálu používá zcela výjimečně, např. pro vyproštění vozidla z těžkého terénu. Samosvorné diferenciály klasického typu nejsou pro přední pohon vhodné, neboť zhoršují říditelnost vozidla. Používají se jen u specifických vozidel (rallye) a použitá svornost je malá. Z uvedených důvodů a také pro lepší trakční vlastnosti jsem se rozhodl umístit tento typ uzávěrky pouze na zadní nápravu.

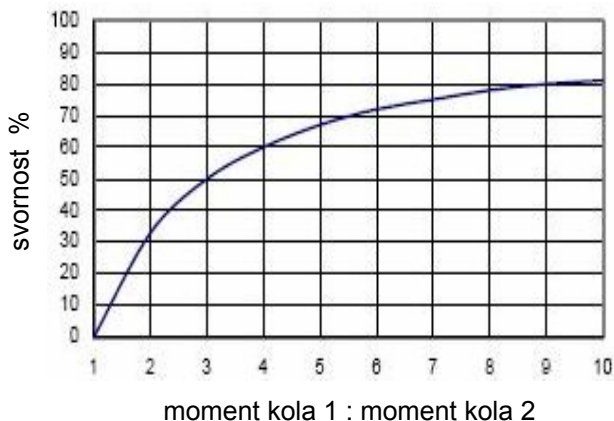
Popis systému:

Při přímé jízdě a stejné adhezi kol se otáčí diferenciál jako celek, otáčky klece a obou planetových kol jsou stejné a na každé kolo se přenáší stejný točivý moment. Zhorší-li se adheze jednoho kola, např. vlivem menšího zatížení, nemůže se protáčet, protože není možný přenos otáčivého pohybu ze satelitů na planetové kolo jako u čelního nebo kuželového diferenciálu. Díky svornému účinku se ale zvětší podíl točivého momentu připadající na kolo s lepší adhezí. Naopak v zatáčce ani zvýšená svornost neomezuje vyrovnávací činnost diferenciálu a obě kola se valí po vozovce otáčkami odpovídajícími jejich dráze. Svornost, resp. mechanická účinnost diferenciálu závisí na geometrii ozubení šnekového soukolí a může dosáhnout až 90% (*Graf 3.3*). Diferenciál Torsen se užívá nejen jako nápravový (*Obr. 3.5*), ale i jako mezinápravový.

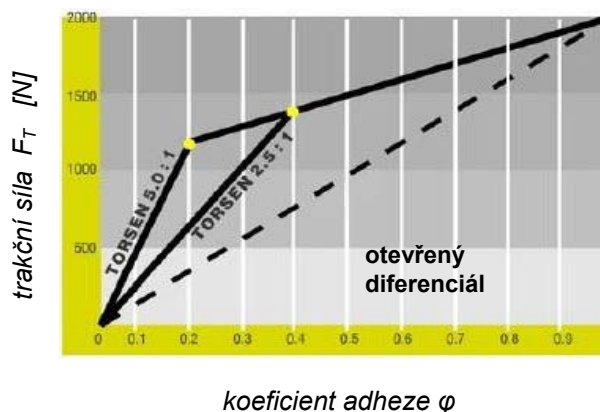
Konstrukční řešení a princip činnosti:

U tohoto šnekového provedení diferenciálu se využívá skutečnosti, že základní šnekový převod může přenášet sílu prakticky pouze ze strany šnekového kola. Centrální šroubová kola jsou v záběru se šroubovými satelity. Satelity jsou navzájem spojeny čelním soukolím. Při rozdílných otáčkách bočních hřídelů vzniká relativní pohyb ozubených kol, při kterém špatná účinnost šroubového ozubení vyvolá reakční točivý moment na kole s pohonem. Při protáčení hnacího vozidlového kola vzniká totiž samosvorný účinek třením ve šroubovém ozubení, což

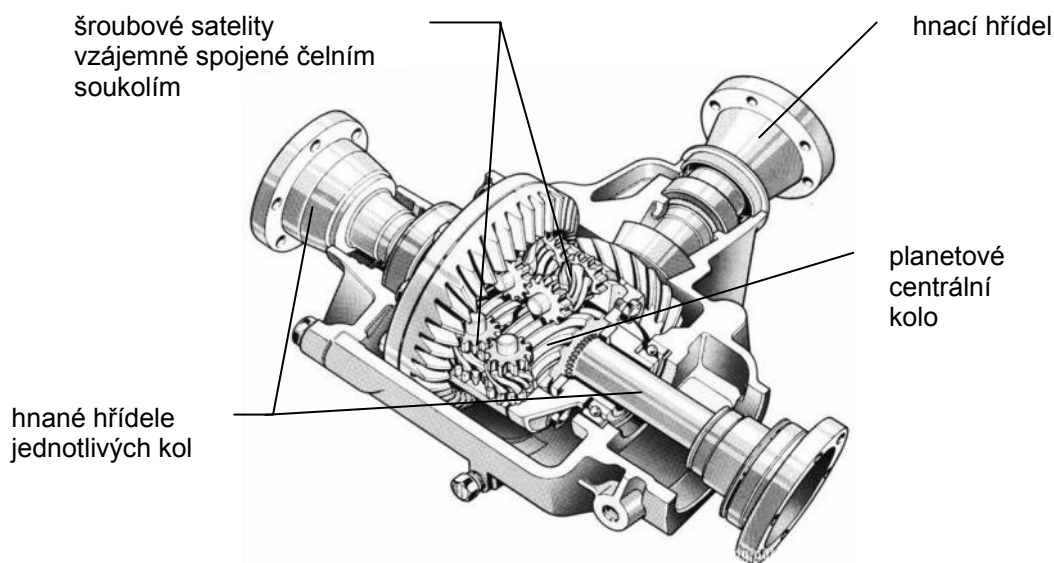
působí jako spojka. V grafu 3.4 je porovnána závislost trakční síly na koeficientu adheze u diferenciálu Torsen a diferenciálu otevřeného.



Graf 3.3 Svornost diferenciálu Torsen



Graf 3.4 Závislost přenosu trakční síly F_T na koeficientu adheze φ



Obr. 3.5 Diferenciál Torsen

Z obou nabízených alternativ zařízení, které plní obdobou funkci jako uzávěr diferenciálu se přikláním k systému **EDS**. Výhodou této koncepce je skutečnost, že oproti variantě s diferenciálem Torsen nabízí určitou pomoc také při prokluzování přední nápravy. Zohlednit lze také to, že automobilka Škoda má již se systémem EDS určité zkušenosti, takže případná realizace tohoto řešení, by byla snazší.

3.5 Doplnkové úpravy v odpružení vozidla

Tlumiče pérování patří k důležitým součástem automobilu, které zaručují zejména přesné řízení, brzdění, jízdní stabilitu a v neposlední řadě bezpečnost a pohodlí cestujících. Kromě uvedených oblastí se také svou konstrukcí částečně podílejí na hodnotě světlé výšky vozidla, která z hlediska průjezdnosti hraje jednu z nejdůležitějších rolí. Úkolem této kapitoly bude návrh konstrukčních úprav stávajícího odpružení vozidla, které budou umožňovat změnu světlé výšky vozu, resp. její navýšení.

3.5.1 Systém WEITEC Lift Kits

Popis systému:

Tento systém se skládá ze 2 rozpěrných vložek a 2 tlumičů pérování řady Ultra SD (*Obr. 3.6*). Rozpěrné vložky se montují přímo do vinutých pružin, případně do misek původních tlumičů přední nápravy. Tlumiče pérování Ultra SD jsou určeny pro zadní nápravu vozidla, kde nahrazují originální tlumiče. Montáží této sady na vozidlo dojde k navýšení světlé výšky na obou nápravách o 20 mm [6].

3.5.2 Tlumiče Monroe – Ride Leveler

Popis systému:

Tlumiče Monroe Ride Leveler nahrazují tlumiče pérování zadní nápravy. Ve všech ohledech jsou podobné běžným tlumičům, avšak jejich výhodou je doplňková pneumatická pružina, která zajišťuje sílu nezbytnou k navýšení vozidla. Těchto tlumičů je, kromě navýšení světlé výšky vozu, možno využít také v případě, kdy vozidlo pokleslo v důsledku naložení nákladu, popř. připojením přívěsu.

Princip činnosti:

Výšku vozidla lze nastavit zvýšením či snížením tlaku v systému (od 1,4 do 8 barů), kdy se přírůstek světlé výšky pohybuje v rozsahu 45 mm. Při potřebě zvednout podvozek vozidla řidič doplní tlak vzduchu v tlumičích. Toho lze docílit dvěma způsoby. Jednak pomocí vzduchového kompresoru v servisu či na čerpací stanici, nebo lze do interiéru vozidla

instalovat palubní kompresor (CK12), umožňující řidiči nastavit světlou výšku vozidla ze svého sedadla.

Celý systém se skládá ze dvou tlumičů pérování Monroe Ride Leveler (Obr. 3.7), ohebné pryžové trubice, připojovacího ventilu s T-spojku (pro doplňování tlaku vzduchu v tlumičích) a manometru.



Obr. 3.6 Sada Weitec Lift Kits



Obr. 3.7 Tlumič pérování Monroe Ride Leveler

3.5.3 Přídavné vaky vzduchového pérování AIR-SPRING®

Popis systému:

Základem technologie Air-Spring® jsou uzavřené gumové vaky (Obr. 3.8) s regulovatelnou vnitřní atmosférou, které se vkládají do vinutých pružin zadní nápravy (Obr. 3.9). Tlumiče pérování zadní nápravy musí být umístěny vně vinuté pružiny, což je u konstrukce podvozku nové Fabie Combi splněno. Přídavné vaky rovněž napomáhají prodloužení životnosti a zvýšení stability podvozku osobních automobilů v náročných podmínkách provozu.

Princip činnosti:

Princip činnosti je podobný jako u zmiňovaných tlumičů pérování značky Monroe. Při natlakování přídavných vaků vzduchového pérování na předepsanou hodnotu (0.6 až 2.0 bar) dojde ke zvýšení tuhosti podvozku a zároveň také k nárůstu světlé výšky automobilu (Obr. 3.10). Přírůstek světlé výšky je možno regulovat v rozmezí 20-65 mm v závislosti na tlaku v gumových vacích. Samotné dodávání tlaku vzduchu do vaků lze podobně jako u výše uvedené alternativy provádět vzduchovým kompresorem na čerpacích stanicích, nebo

12 V kompresorem z výbavy vozidla. Přístup ke koncovkám ventilků systému si uživatel zvolí při montáži, obvykle se doporučuje umístění v zavazadlovém prostoru automobilu. Vaky vzduchového pérování značky Air-Spring® nevyžadují zvláštní údržbu, doporučuje se pouze 1x měsíčně kontrolovat minimální tlak 0.6 bar.



Obr. 3.8 Přídavné vaky vzduchového pérování



Obr. 3.9 Montáž vzduchového vaku do vinuté pružiny



Obr. 3.10 Navýšení světlé výšky vozidla

Všechny tři popisované varianty jsou podle údajů výrobců kompatibilní s modelem Nová Škoda Fabia. V rámci svého návrhu jsem se rozhodl zvolit kombinaci dvou produktů, kdy do odpružení přední nápravy budou instalovány rozpěrné vložky systému **Weitec Lift Kits** a původní zadní tlumiče pérování vozidla budou nahrazeny tlumiči **Monroe Ride Leveler**. Touto úpravou tedy dojde k navýšení světlé výšky **přední nápravy o 20 mm** a **zadní nápravy o 45 mm**.

3.6 Montáž kol o větším průměru s pneumatikami do terénu

Ve druhé kapitole jsme uvažovali průměr ráfků kol 15 palců, což je zároveň největší průměr u sériově vyráběných modelů Nová Škoda Fabia. Nahrazením těchto stávajících 15“ kol za kola o větším průměru lze dosáhnout z hlediska průjezdnosti zlepšení hned několika parametrů. Kromě přispění k navýšení světlé výšky a s ní souvisejících rozměrů, dosáhneme touto úpravou také, např. zlepšení překročivosti a výstupnosti.

Vzhledem k rozměrům vozidla v oblasti podběhů a s uvažováním určité míry propérování karoserie navrhuji použití kol o průměru ráfku **17 palců**. Při navrhovaných úpravách v odpružení vozidla dojde ke zvětšení prostoru kola, čímž nebude při používání těchto kol docházet ke kolizním situacím. U stávajícího modelu s 15“ koly se používají ráfky s označením 6J, což je pro sedmnáctipalcová kola méně časté. Proto by při přechodu na kola větší bylo zřejmě nutné použít náboje kol příslušící ráfkům s označením 7J, které se vyskytují u většiny 17“ kol.

V oblasti průjezdnosti sehrávají neopomenutelnou úlohu také vhodné pneumatiky. Vzhledem k účelu vozu a navrhovanému pohonu 4x4 se nabízí možnost využít nabídky speciálních pneumatik určených pro terénní vozidla. Tyto pneumatiky se vyznačují zejména vynikající trakcí jak v terénu tak na silnici, zvýšenou odolností proti aquaplaningu, samočisticími schopnostmi, ale také přijatelnou úrovní hladiny hlučnosti. Někteří přední výrobci pneumatik dnes rovněž nabízí, tzv. samonosné pneumatiky, na kterých je možná jízda, i když u nich došlo ke ztrátě tlaku. Tyto pneumatiky lze používat na standardních ráfcích a umožňují bezpečné dojetí až 80 km při maximální rychlosti 80 km/h.

Z hlediska rozměrů pneumatik navrhuji použít konfiguraci **225/50 R 17**, která dosahuje statického poloměru kola **304 ± 2 % mm**. Touto úpravou dosáhneme oproti původním 15“ kolům **navýšení světlé výšky o 22 mm**.

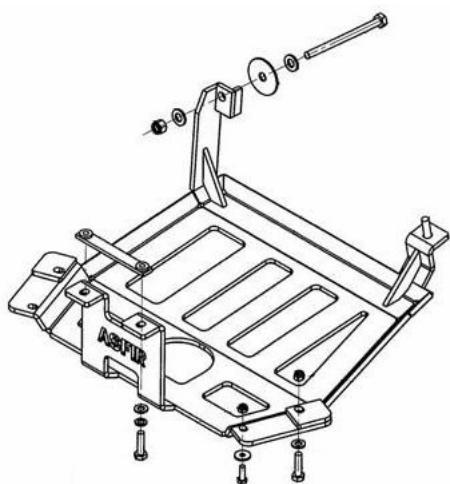
3.7 Pomocná konstrukční opatření

Mezi tato opatření patří veškerá výstroj, doplňkové konstrukční prvky, popř. výbava vozidla, která určitým způsobem rozšiřuje možnosti daného automobilu. V oblasti zvyšování průjezdnosti vozidla se jedná zejména o konstrukční opatření, jejichž cílem je zmírnit nebo nejlépe zcela eliminovat vliv terénu na automobil. S náročností terénu, který je potřeba zvládnout, přímo úměrně narůstá také počet zmiňovaných opatření. Jelikož vozidlo Nová Škoda Fabia není koncipováno pro jízdu v náročném terénu, bude se od této skutečnosti odvíjet také návrh jednotlivých pomocných konstrukčních opatření. Jejich výčet spolu se stručnou charakteristikou je následující:

Nájezdové kryty pod nárazníky – tyto kryty se zpravidla umísťují pod předním i zadním nárazníkem a jejich účelem je zabránit poškození plastových dílů, např. od odlétávajících kamenů nebo při kontaktu s terénem.

Kryt podvozku (*Obr. 3.11*) – účelem tohoto krytu je chránit před terénními vlivy zejména převodovku a motor. Avšak někdy bývá tento kryt rozšířen také na ostatní prvky podvozku, např. diferenciál nebo palivovou nádrž. Krytí se většinou vyrábí z duralového plechu o síle 4-8 mm.

Ochranný rám předního nárazníku (*Obr. 3.12*) – tento prvek má za účel chránit vozidlo při čelním nárazu a nedopustit tím poškození zejména chladiče. Pro jeho výrobu se používají nejčastěji trubky z leštěné nerezové oceli, popř. s jinou povrchovou úpravou.



Obr. 3.11 Alternativa krytu převodovky



Obr. 3.12 Ochranný rám předního nárazníku

4. ZÁVĚR

Závěr této diplomové práce bude věnován vyhodnocení navrhovaných konstrukčních úprav z hlediska jejich přispění ke zvýšení průjezdnosti zkoumaného vozidla. Výsledek jednotlivých návrhů se odráží ve dvou základních oblastech, podle kterých jsem rozčlenil tuto poslední kapitolu. Na konec textu jsem umístil tabulku, která porovnává parametry stávajícího modelu s parametry plynoucími z řešených ideových návrhů, a tím přehledně sumarizuje výsledek této diplomové práce. Změny, které přinesly mnou navrhované úpravy uvádí následující dvě podkapitoly.

4.1 Zlepšení trakčních schopností vozidla

Toto zlepšení zajistil zejména pohon všech kol, kdy je točivý moment v případě potřeby přiváděn pomocí **mezinápravové spojky Haldex** také na kola zadní nápravy. Touto úpravou dojde v okamžiku sepnutí mezinápravové spojky ke zvětšení adhezní tíhy vozidla, která je v ideálním případě rovna součtu radiálních reakcí obou poháněných náprav:

$$G_{ad} = Z_1 + Z_2 = G_a \cdot \cos \alpha \quad (4-1)$$

Při jízdě po vodorovné vozovce je adhezní tíha řešeného vozidla s pohonem 4x4 při celkové hmotnosti rovna:

$$G_{ad} = 16726 \cdot \cos 0 = \underline{16726 \text{ N}}$$

Z hlediska kritérií pro hodnocení průjezdnosti se tato skutečnost příznivě projeví zejména na hodnotě stoupavosti. V důsledku nárůstu adhezní tíhy vozidla ($\Delta G_{ad} = 8826 \text{ N}$) je zjištěná maximální hodnota dynamického faktoru $D_{max} = 0,558$ menší, než stanovuje omezení adhezní podmínkou (2-22), kde $D_{ad} = 0,699$. Proto při výpočtu stoupavosti můžeme hodnotu D_{max} bez omezení dosadit do vztahu (2-21):

$$\alpha = \arcsin(0,558 - 0,015) = 32,89^\circ \approx \underline{\underline{73 \%}}$$

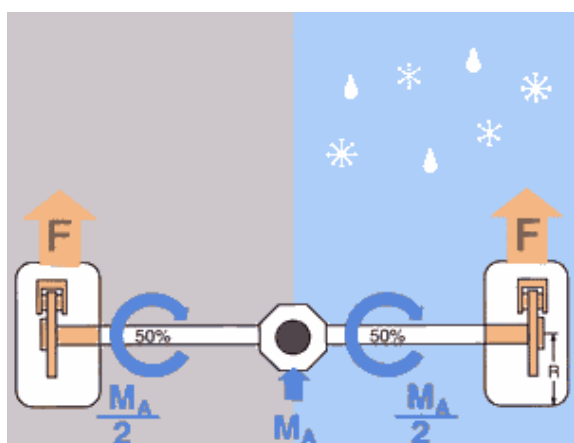
Tato hodnota koresponduje s maximální stoupavostí znázorněnou v trakčním diagramu. Je však potřeba zohlednit, že výpočty jsou pouze teoretické. Při jízdě za reálných podmínek, kdy na vozidlo působí další vlivy, které nejsou při našich výpočtech uvažovány, by hodnota stoupavosti byla zřejmě méně příznivá.

Montáž mezinápravové spojky, zejména pak spojovacího hřídele, s sebou ovšem přináší také zvýšení hmotnosti vozidla přibližně o hodnotu 100 kg . Tato skutečnost se samozřejmě

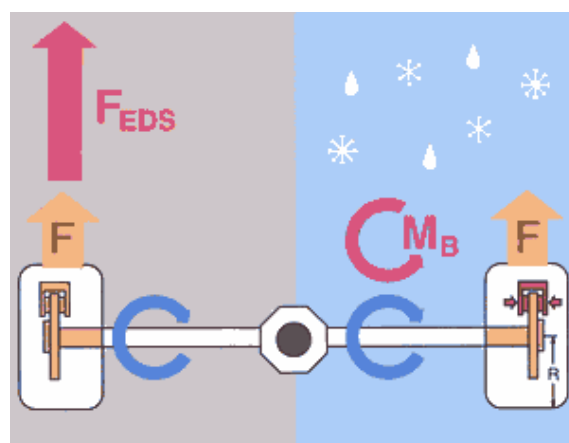
negativně projeví na dynamických vlastnostech automobilu. Rovněž je nutno podotknout, že navrhovaný pohon všech kol není řešen jako permanentní, nýbrž formou mezinápravové spojky Haldex, která přivádí točivý moment na zadní nápravu pouze při rozdílu otáček kol jednotlivých náprav.

Dalším prvkem, který se podílí na zlepšení trakčních vlastností vozidla je **automatická převodovka DSG**. Tato převodovka příznivě ovlivňuje trakční schopnosti řazením pod zátěží, a tak zajišťuje nepřerušovaný přenos hnací síly ke kolům vozidla.

Rovněž zde můžeme zahrnout závěr diferenciálu, který byl v příslušné kapitole řešen formou samosvorného diferenciálu Torsen nebo systémem EDS. Oba návrhy zabráňují ztrátě přenosu trakční síly v případě, kdy se jedno kolo nápravy ocitne na povrchu s horší adhezí. Z obou řešených variant byla vybrána elektronická uzávěrka diferenciálu **EDS**. Na *obrázcích 4.1 a 4.2* je schématicky znázorněno rozdělení přenosu momentů k jednotlivým kolům nápravy u vozidla bez systému EDS a vozidla vybaveného tímto systémem. V obrázku napravo M_B představuje brzdný moment, který v okamžiku prokluzu pravého kola vyvolá vznik hnací síly F_{EDS} na kole levém.



Obr. 4.1 Vozidlo bez EDS



Obr. 4.2 Vozidlo s EDS

4.2 Zvýšení světlé výšky vozidla

Na zvýšení hodnoty světlé výšky vozidla se největší měrou podílí navrhované změny ve stávajícím odpružení obou náprav. Světlá výška přední nápravy je navýšena rozpěrnými vložkami systému **Weitec Lift Kits** ve vinutých pružinách a v případě zadní nápravy došlo k výměně původních tlumičů pérování za tlumiče značky **Monroe Ride Leveler** s doplňkovou pneumatickou pružinou. Výsledkem této úpravy je navýšení světlé výšky přední nápravy o 20 mm a zadní nápravy o 45 mm. Dále se na přírůstku světlé výšky podílí záměna

původních patnáctipalcových kol za **kola** o průměru ráfku **17"**. Tato kola přinášejí další navýšení světlé výšky o 22 mm.

Výsledkem zmiňovaných řešení je tedy celkové navýšení světlé výšky vozidla o **42 mm na přední nápravě a 67 mm na nápravě zadní**.

Tato úprava světlé výšky s sebou přináší také změny ostatních parametrů vozidla, z nichž nás z hlediska průjezdnosti zajímá zejména:

- přední nájezdový úhel - po dosazení do vztahu (2-2) získáme: $\alpha = 18,6^\circ$,
- zadní nájezdový úhel - po dosazení do vztahu (2-2) získáme: $\alpha = 35,8^\circ$,
- poloměr podélné průjezdnosti – podle vztahu (2-4) je roven: $R_p = 3650 \text{ mm}$,
- poloměr příčné průjezdnosti - podle vztahu (2-6) je roven: $R_{pr} = 1037 \text{ mm}$,
- přechodový úhel – dosazením do (2-7) odpovídá hodnotě: $\alpha = 9,4^\circ$,
- výstupnost – je podle vzorce (2-3) rovna: $h = 220,2 \text{ mm}$,
- boční náklon – jenž podle vzorce (2-25) odpovídá 45° .

Samotné použití kol o větším průměru příznivě ovlivní také hodnotu překročivosti, která v tomto případě činí **456 mm**. K větší odolnosti vozidla při pohybu v terénu bezpochyby přispívají také některá řešená pomocná konstrukční opatření, z nichž podstatnou roli sehrává kryt podvozku.

4.3 Shrnutí

Všechny návrhy uvedené v této diplomové práci byly zohledňovány vzhledem k možnostem a původnímu účelu zadaného vozidla. Myslím, že hovořit zde o záležitostech, jako je např. zvýšené sání vzduchu či podobné „off-road“ prvky, by bylo poněkud bezpředmětné. Dále bych chtěl uvést, že účelem této práce bylo řešit pouze ideové návrhy úprav, proto jsem neprováděl žádné konkrétní konstrukční řešení. Vzhledem k tomu, že v tomto případě by bylo potřeba znát alespoň některé konstrukční údaje či rozměry, jenž většina automobilek zveřejňuje pouze výjimečně, bylo by řešení takovýchto konkrétních záležitostí obtížné. Výsledky všech zmiňovaných konstrukčních úprav, které bylo možné kvantitativně vyjádřit uvádí závěrečná tabulka (Tab. 4.1). V posledním sloupci této tabulky jsou pro možnost srovnání uvedeny některé parametry podle vyhlášky číslo 341/2002 Sb., která stanovuje podmínky za nichž lze vozidlo kategorie M1 (osobní vozidlo) považovat za terénní.

<i>parametr vozidla</i>	<i>původní hodnota</i>	<i>hodnota po úpravách</i>	<i>vyhláška č. 341</i>
poloměr kola	15"	17"	
světla výška	135 mm	177/202 mm*	180/180 mm*
přední nájezdový úhel	14,3°	18,6°	min 25°
zadní nájezdový úhel	16,3°	35,8°	min 20°
poloměr podélné průjezdnosti	5118 mm	3650 mm	
poloměr příčné průjezdnosti	1462 mm	1037 mm	
přechodový úhel	6,7°	9,4°	min 20°
stoupavost	40%	73%	min 30 %
výstupnost	204,27 mm	220,2 mm	
překročivost	423 mm	456 mm	
boční náklon	47°	45°	

* světla výška: přední náprava/zadní náprava

Tab. 4.1 Souhrn vybraných parametrů plynoucích z řešených úprav

PŘÍLOHA č.1

Jízdní odpory

Odpor valivý F_f + odpor do stoupání F_s

stoupání (%)	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100
F_f [N]	250,89	250,70	250,12	249,15	247,80	246,07	243,96	238,61	231,79	223,55	213,92	202,98	190,78	177,41
F_s [N]	0,00	656,66	1312,31	1965,93	2616,52	3263,08	3904,60	5168,61	6400,76	7593,44	8739,31	9831,29	10862,6	11827,0
$F_f + F_s$ [N]	250,89	907,36	1562,4	2215,0	2864,3	3509,1	4148,5	5407,2	6632,5	7816,9	8953,2	10034	11053	12004

Odpor vzduchu F_v

v [km.h ⁻¹]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
F_v [N]	0,00	3,32	13,27	29,86	53,08	82,94	119,44	162,57	212,34	268,74	331,78	401,45	477,76	560,70	650,28	746,50	849,35	958,83	1074,95	1197,71

Celkový jízdní odpor $\Sigma F = F_f + F_s + F_v$

ΣF 0%	250,89	254,21	264,16	280,75	303,97	333,83	370,33	413,46	463,23	519,63	582,67	652,34	728,65	811,59	901,17	997,39	1100,24	1209,72	1325,84	1448,60
ΣF 5%	907,36	910,67	920,63	937,22	960,44	990,30	1026,80	1069,93	1119,69	1176,09	1239,13	1308,81	1385,11	1468,06	1557,64	1653,85	1756,70	1866,19	1982,31	2105,07
ΣF 10%	1562,42	1565,74	1575,69	1592,28	1615,51	1645,37	1681,86	1724,99	1774,76	1831,16	1894,20	1963,87	2040,18	2123,12	2212,70	2308,92	2411,77	2521,26	2637,38	2760,13
ΣF 15%	2215,08	2218,40	2228,35	2244,94	2268,16	2298,02	2334,52	2377,65	2427,42	2483,82	2546,86	2616,53	2692,84	2775,78	2865,36	2961,58	3064,43	3173,91	3290,03	3412,79
ΣF 20%	2864,32	2867,64	2877,59	2894,18	2917,41	2947,27	2983,76	3026,89	3076,66	3133,06	3196,10	3265,77	3342,08	3425,02	3514,60	3610,82	3713,67	3823,15	3939,28	4062,03
ΣF 25%	3509,15	3512,47	3522,42	3539,01	3562,23	3592,09	3628,59	3671,72	3721,48	3777,89	3840,92	3910,60	3986,90	4069,85	4159,43	4255,64	4358,49	4467,98	4584,10	4706,86
ΣF 30%	4148,56	4151,88	4161,83	4178,42	4201,65	4231,51	4268,00	4311,13	4360,90	4417,30	4480,34	4550,01	4626,32	4709,26	4798,84	4895,06	4997,91	5107,39	5223,52	5346,27
ΣF 35%	4781,58	4784,90	4794,85	4811,44	4834,66	4864,52	4901,02	4944,15	4993,92	5050,32	5113,36	5183,03	5259,34	5342,28	5431,86	5528,08	5630,93	5740,41	5856,53	5979,29
ΣF 40%	5407,22	5410,54	5420,50	5437,08	5460,31	5490,17	5526,66	5569,80	5619,56	5675,96	5739,00	5808,67	5884,98	5967,93	6057,51	6153,72	6256,57	6366,06	6482,18	6604,94
ΣF 45%	6024,53	6027,85	6037,80	6054,39	6077,62	6107,48	6143,97	6187,10	6236,87	6293,27	6356,31	6425,98	6502,29	6585,23	6674,81	6771,03	6873,88	6983,37	7099,49	7222,24
ΣF 50%	6632,55	6635,87	6645,82	6662,41	6685,63	6715,49	6751,99	6795,12	6844,89	6901,29	6964,33	7034,00	7110,31	7193,25	7282,83	7379,05	7481,90	7591,38	7707,51	7830,26
ΣF 55%	7230,34	7233,66	7243,61	7260,20	7283,43	7313,29	7349,78	7392,91	7442,68	7499,08	7562,12	7631,79	7708,10	7791,04	7880,62	7976,84	8079,69	8189,17	8305,30	8428,05
ΣF 60%	7816,99	7820,30	7830,26	7846,84	7870,07	7899,93	7936,42	7979,56	8029,32	8085,72	8148,76	8218,43	8294,74	8377,69	8467,27	8563,48	8666,33	8775,82	8891,94	9014,70
ΣF 65%	8391,57	8394,89	8404,85	8421,43	8444,66	8474,52	8511,01	8554,14	8603,91	8660,31	8723,35	8793,02	8869,33	8952,28	9041,86	9138,07	9240,92	9350,41	9466,53	9589,29
ΣF 70%	8953,23	8956,54	8966,50	8983,09	9006,31	9036,17	9072,66	9115,80	9165,56	9221,96	9285,00	9354,67	9430,98	9513,93	9603,51	9699,72	9802,57	9912,06	10028,18	10150,9

PŘÍLOHA č. 2

Nová Fabia Combi 1.9 TDI PD DPF 77 kW

Technická data

Hmotnosti

Svislé zatížení koule tažného zařízení [kg]	50
Celková hmotnost [kg]	1705
Pohotovostní hmotnost [kg]	1190
Užitečné zatížení [kg]	515
Dovolené zatížení střechy [kg]	75
Hmotnost přípoj. vozidla brzd./nebrzd. - stoupání 12 % [kg]	1200/450

Karoserie

Karoserie	pětidveřová, pětimístná, dvouprostorová
Součinitel odporu vzduchu [Cw]	0,32

Náplně

Objem palivové nádrže [l]	45
---------------------------	----

Podvozek

Přední náprava	zavěšení McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny a příčným zkrutným stabilizátorem
Zadní náprava	kliková s vlečenými rameny
Brzdy	kapalinové dvouokruhové, diagonálně propojené s podtlakovým posilovačem Dual rate
Brzdy vpředu	kotoučové, s vnitřním chlazením a jednopístovými plovoucími třmeny
Brzdy vzadu	kotoučové
Parkovací brzda	ruční mechanická na zadní kola
Řízení	hřebenové přímočinné s elektrohydraulickým posilovačem

Pohon

Pohon	Pohon předních kol
Spojka	třecí suchá, hydraulicky ovládaná, jednokotoučová
Převodovka	mechanická pětistupňová, plně synchronizovaná

Provozní vlastnosti

Plněný emisní předpis	EU4
Emise CO ₂ (kombinované) [g/km]	135
Nejvyšší rychlost [km/h]	191
Zrychlení z 0 na 100 km/h [s]	11,0
Spotřeba - městský cyklus [l/100km]	6,5
Spotřeba - mimo město [l/100km]	4,1
Spotřeba - kombinovaná [l/100km]	5,1

Vnější rozměry

Vnější průměr zatáčení - obrysový [m]	10,0
---------------------------------------	------

Výška (pohotovostní zatížení) [mm]	1498
Délka [mm]	4239
Šířka [mm]	1642
Rozvor [mm]	2462
Světlá výška [mm]	135
Rozchod vpředu [mm]	1420
Rozchod vzadu [mm]	1410

Vnitřní rozměry

Šířka v loktech na předních sedadlech [mm]	1380
Šířka v loktech na zadních sedadlech [mm]	1384
Míra pohodlí vpředu (max./min.) [mm]	1075/858
Míra pohodlí vzadu (max./min.) [mm]	864/621
Efektivní prostor pro hlavu vpředu [mm]	989
Efektivní prostor pro hlavu vzadu [mm]	994
Objem zavazadlového prostoru do výše zadního pláta [l]	480
Objem zavazadlového prostoru při sklopených zadních sedadlech [l]	1460

Motor

Označení motoru a výkon	1,9 TDI DPF 77 kW
Popisek	Vznětový přeplňovaný, s nastavitelnou geometrií lopatek turbodmychadla, řadový, chlazený kapalinou, přímé vysokotlaké vstřikování paliva, OHC, uložený vpředu napříč. S filtrem pevných částic DPF.
Počet válců	4
Objem [cm ³]	1896
Největší výkon při otáčkách/min [kW/min-1]	77/4000
Největší točivý moment při ot./min [Nm]	240/1800
Zapalování	
Palivo	nafta
Plnění	



Zdvih	95,5
Kompresní poměr	
Exhalační norma	EU 4
Vrtání	79,5

SEZNAM ZKRATEK

ABS	(Anti-lock Brake System)	- protiblokovací brzdový systém
DSG	(Direct Shift Gearbox)	- automatická dvouspojková převodovka
EDS	(Elektronische Differenzial-Sperre)	- elektronický závěr diferenciálu
ESP	(Electronic Stability Programme)	- elektronický stabilizační systém
SUV	(Sport Utility Vehicle)	- vozidla pro volný čas
TORSEN	(Torque Sensing)	- druh samosvorného diferenciálu

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] VYHLÁŠKA 341/2002 Sb. *O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. Praha : MDS, 2002. 188 s.

- [2] VALA, Miroslav; BRAUN, Pavel. *Vojenská kolová vozidla : Díl II. Teorie pohybu vozidel*. Brno : VA Brno, 1998. 391 s.

- [3] CONTINENTAL, Praha. *Technický rádce – osobní pneumatiky 2007–2008*. 2007. 119 s.

- [4] ŠKODA AUTO a.s., Mladá Boleslav. *Dílenská příručka Fabia : Převodovka 02T*. 2008. 102 s.

- [5] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vydání. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. 354 s.

- [6] WEITEC, Fichtenberg. *Dealer Catalogue 2008*. 2008. 45 s.