

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

**Technika a technologie v dopravě a spojích
Silniční a městská automobilová doprava**



Bakalářská práce

**Specifikace významných provozních parametrů silničních
vozidel**

Vedoucí práce: Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

Autor práce: Stanislav Habala

© 2021 ČZU v Praze

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Stanislav Habala

Technika a technologie v dopravě a spojích
Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Specifikace významných provozních parametrů silničních vozidel

Název anglicky

Specification of significant technical parameters of road vehicles

Cíle práce

Cílem práce je na základě odborné literatury sofistikovaně vyjádřit a charakterizovat základní provozní parametry vozidel ovlivňující jejich jízdní vlastnosti.

Metodika

1. Úvod
2. Cíl práce
3. Metodika práce – rozbor současného trendu v oblasti konstrukce silničních vozidel
4. Rešeršní část – metody stanovení provozních parametrů silničních vozidel
5. Výsledky a diskuze – zhodnocení specifických ukazatelů dílčích komponentů vozidel pro individuální podmínky
6. Závěr
7. Seznam použitých zdrojů
8. Přílohy

Doporučený rozsah práce

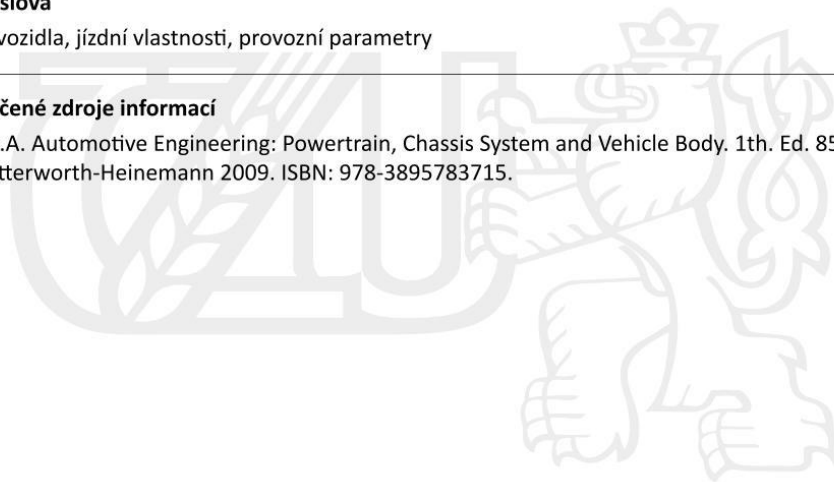
45-50

Klíčová slova

silniční vozidla, jízdní vlastnosti, provozní parametry

Doporučené zdroje informací

Crolla D.A. Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body. 1th. Ed. 850s.
Butterworth-Heinemann 2009. ISBN: 978-3895783715.



Předběžný termín obhajoby

2020/2021 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 29. 1. 2020

Ing. Martin Kotecký, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 19. 2. 2020

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 30. 01. 2021

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci „**Specifikace významných provozních parametrů silničních vozidel**“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené bakalářské práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze, dne 12. května 2021

Stanislav Habala

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Patrikovi Priknerovi, Ph.D. za odborné vedení, poskytnutou odbornou literaturu, cenné rady a připomínky při řešení mé práce.

Abstrakt: Cílem práce bylo vyjádřit a popsat základní provozní parametry vozidel, které ovlivňují jejich jízdní vlastnosti. První část práce byla věnovaná rozboru současného trendu v oblasti konstrukce silničních vozidel. Ve větší míře je v této části popsána konstrukce vozidel z pohledu nosných prvků karoserie a jednotlivých druhů rámové konstrukce. Další část práce popisuje výčet základních parametrů vozidel ovlivňujících jejich jízdní vlastnosti. Jedná se o hmotnosti a rozměry vozidla, poloha těžiště, které mají zásadní vliv na jízdní dynamiku. V části charakterizující dynamické zatěžování náprav, brzdění a řízení vozidla bylo pomocí empirických vztahů poukázáno na základní výpočty, ve kterých jsou důležitými parametry příslušné rozměry, poloha těžiště a zatížení, a které mají zásadní vliv na bezpečnost vozidla. Pro přenos výkonu a točivého momentu motoru byly uvedeny zjednodušené základní výpočty těchto parametrů. Dále bylo zde pojednáváno o jízdních odporech, které mají vliv na chování vozidla a ovlivňují jízdní vlastnosti. Bylo poukázáno na ekologické aspekty provozu vozidel a související snižování hodnot příslušných znečišťujících látek.

Klíčová slova: silniční vozidla, jízdní vlastnosti, provozní parametry

Specification of significant technical parameters of road vehicles

Summary: The aim of this work was explain and describe the basic operating parameters of vehicles that affect their driving characteristics. The first part of the work showed analysis of the current trend in the area of vehicle construction. This section described the vehicle construction from the view of load bearing elements of body and appropriate kind of frame constructions in greater extent. Next part of this work describes basic vehicle parameters of vehicles affecting their driving characteristics. These ones are weight and dimension, the position of center of gravity, which have a major impact on driving dynamic. The part characterizing the dynamic axle loading, braking and steering showed empirical relationships performed on basic calculations where are included important dimensions, center of gravity and load and which have major impact on vehicle safety. Simplified basic calculations of parameter as engine power and engine torque were mentioned for power transmission and torque. Driving resistances that affect the behaviour of the vehicle and affect driving characteristics were discussed in the last part of this work. The ecological aspects of vehicle operation and the related reduction of value of pollutants were pointed out.

Key words: road vehicle, vehicle driving parameters, vehicle performance parameters

Obsah

| | |
|---|-----------|
| 1. Úvod | 1 |
| 2. Cíl práce | 2 |
| 3. Technické parametry vozidel s ohledem na jejich dynamiku | 3 |
| 3.1 Základní typy uspořádání pohonné jednotky vozidla..... | 3 |
| 3.2. Charakteristika nosných prvků vozidla | 4 |
| 3.2.1 Rámová konstrukce | 5 |
| 3.2.2. Obdélníkový (žebřinový) rám | 6 |
| 3.2.3. Páteřový rám..... | 8 |
| 3.2.4. Trojúhelníkový trubkový (příhradový) rám | 9 |
| 3.2.5. „Monocoque“ rám | 9 |
| 3.2.6. Obvodový (perimetrický) rám | 10 |
| 3.2.7. Bezrámová konstrukce – samonosná karosérie | 10 |
| 3.3. Materiálová skladba karoserie | 11 |
| 4. Parametry silničních vozidel ovlivňující dynamické vlastnosti | 13 |
| 4.1. Vozidlový koordinační systém | 13 |
| 4.2. Hmotnost vozidla..... | 14 |
| 4.3. Rozměry vozidla s ohledem na dynamickou stabilitu | 15 |
| 5. Charakteristika významných technických parametrů vozidel | 18 |
| 5.1 Těžiště vozidla..... | 18 |
| 5.1.1. Vliv polohy těžiště na jízdní vlastnosti vozidla..... | 18 |
| 5.2. Zjišťování polohy těžiště | 19 |
| 6. Dynamika vozidla | 23 |
| 6.1. Podélná dynamika | 24 |
| 6.2. Příčná dynamika | 25 |
| 6.3. Vertikální dynamika | 25 |
| 6.4. Dynamické zatěžování náprav | 25 |
| 6.4.1. Zrychlující vozidlo na rovné ploše | 26 |
| 6.4.2. Zrychlující vozidlo na šikmé ploše..... | 28 |
| 6.5. Brzdění | 29 |
| 6.5.1. Rozdělení brzdných sil na přední a zadní nápravu | 31 |
| 6.6. Řízení..... | 35 |
| 6.6.1. Geometrie a kinematika řízení..... | 36 |

| | |
|--|-----------|
| 7. Výkonové parametry vozidel..... | 38 |
| 7.1 Přenos výkonu a točivého momentu od motoru | 38 |
| 7.2. Výkon motoru..... | 38 |
| 7.3. Točivý moment motoru | 40 |
| 7.4. Spotřeba paliva | 41 |
| 8. Provozní faktory pojezdového ústrojí | 42 |
| 8.1 Pneumatiky | 42 |
| 8.1.1. Tlak v pneumatice | 42 |
| 9. Jízdní odpory působící na vozidlo od pojezdového ústrojí..... | 44 |
| 9.1. Valivý odpor pneumatiky | 44 |
| 9.1.1. Vliv rychlosti na odpor valení pneumatiky | 46 |
| 9.1.2. Přenos normálové síly ve stykové ploše pneumatiky na podložku | 47 |
| 9.1.3. Vliv tření ve stykové ploše pneumatiky s podložkou..... | 49 |
| 9.1.4. Smykové namáhání pneumatiky při zatáčení vozidla | 51 |
| 9.1.5. Vliv akcelerace a brždění na provozní vlastnosti pneumatiky | 52 |
| 9.1.6. Teplota pneumatik | 53 |
| 9.2. Odpory setrvačnosti..... | 54 |
| 9.3. Odpor vzduchu | 55 |
| 10. Ekologické aspekty provozu vozidel | 61 |
| 10.1. Znečišťování ovzduší | 61 |
| 11. Závěr | 63 |
| Seznam použitých zdrojů..... | 66 |
| Seznam obrázků..... | 68 |

Nomenklatura

Veličiny:

| | |
|-----------------|---|
| l, L | rozvor náprav automobilu, (m) |
| T | rozchod kol nápravy automobilu, (m) |
| l_p, a_1, L_a | vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy, (m) |
| l_z, a_2, L_b | vodorovná vzdálenost těžiště od zadní nápravy, (m) |
| m, M | celková hmotnost vozidla, (kg) |
| m_p | hmotnost na přední nápravě, (kg) |
| m_z | hmotnost na zadní nápravě, (kg) |
| m_1 | hmotnost připadající na levé přední kolo, (kg) |
| m_2 | hmotnost připadající na pravé přední kolo, (kg) |
| m_3 | hmotnost připadající na levé zadní kolo, (kg) |
| m_4 | hmotnost připadající na pravé zadní kolo, (kg) |
| t_2 | vodorovná vzdálenost těžiště vozidla v příčném směru vepředu, (m) |
| t_4 | vodorovná vzdálenost těžiště vozidla v příčném směru vzadu, (m) |
| t_p | rozchod předních kol vozidla, (m) |
| t_z | rozchod zadních kol vozidla, (m) |
| h_{01} | kolmá vzdálenost těžiště od spojnice středů předního a zadního kola, (m) |
| H_1 | určitá výška při zvednuté zadní části vozidla, (m) |
| v_1, ϕ | úhel náklonu nakloněného vozidla, ($^\circ$) |
| Δm_{p1} | přírůstek hmotnosti na přední nápravě při zvednuté zadní části vozidla, (kg) |
| m_{p1} | hmotnost připadající na přední nápravu při zvednuté zadní části vozidla, (kg) |
| g | tíhové zrychlení, ($9,81 \text{ m.s}^{-2}$) |
| a | zrychlení, (m.s^{-2}) |
| C, CG, T | střed těžiště vozidla |
| h, h_g | výška těžiště ve svislém směru od země, (m) |
| x | osa x |
| y | osa y |
| z | osa z |
| G | tíha vozidla, (N) |
| F_{x1} | brzdná síla pod předním kolem, (N) |
| F_{x2} | brzdná síla pod zadním kolem, (N) |
| F_{z1} | vertikální síla pod předním kolem, (N) |
| F_{z2} | vertikální síla pod zadním kolem, (N) |

| | |
|------------------|--|
| ΣF_x | suma sil ve směru x, (N) |
| ΣF_z | suma sil ve směru z, (N) |
| ΣM_y | suma momentů k ose y, (N.m) |
| $(F_{z1})_{st}$ | statická složka vertikální síly pod předním kolem, (N) |
| $(F_{z2})_{st}$ | statická složka vertikální síly pod zadním kolem, (N) |
| $(F_{z1})_{dyn}$ | dynamická složka vertikální síly pod předním kolem, (N) |
| $(F_{z2})_{dyn}$ | dynamická složka vertikální síly pod zadním kolem, (N) |
| F_b | brzdná síla, (N) |
| F_{bf} | brzdná síla pod předními koly, (N) |
| F_{br} | brzdná síla pod zadními koly, (N) |
| T_b | brzdný moment, (N.m) |
| r_d | dynamický poloměr kola, (m) |
| F_{bmax} | největší přenositelná brzdná síla, (N) |
| F_{bfmax} | největší přenositelná brzdná síla na přední nápravě, (N) |
| F_{brmax} | největší přenositelná brzdná síla na zadní nápravě, (N) |
| μ, μ_0 | součinitel adheze (přilnavosti), (-) |
| W | reakční síla, (N) |
| j | zpomalení (decelerace), (m.s ⁻²) |
| j_{max} | maximální zpomalení (decelerace), (m.s ⁻²) |
| W_f | reakční síla pod předními koly, (N) |
| W_r | reakční síla pod zadními koly, (N) |
| β | poměr brzdných sil vozidla, (-) |
| δ_i | úhel natočení vnitřního kola, (°) |
| δ_{oA} | úhel natočení vnějšího kola, (°) |
| R | střední poloměr zatáčení zadní nápravy, (m) |
| $i. p.$ | indikovaný výkon motoru, (W) |
| $b. p.$ | brzdný výkon motoru, (W) |
| p | efektivní tlak, (Pa) |
| L | délka zdvihu, (m) |
| A | plocha pístu, (m ²) |
| N | otáčky klikového hřídele, (1.min ⁻¹) |
| n | počet válců motoru |
| T | točivý moment motoru, (N.m) |
| r | efektivní poloměr kliky, (m) |
| F | síla působící na kliku, (N) |
| π | Ludolfovo číslo, (~3,14) |

| | |
|--------------------------|---|
| R_{ZO} | odpor setrvačnosti vozidla, (N) |
| M_r | moment na zrychlení rotujících hmotností vozidla, (N.m) |
| r, r_{dyn} | poloměr hnacích kol, (m) |
| M_{rm} | moment zrychlení rotujících hmotností motoru, (N.m) |
| M_{rp} | moment zrychlení hmotností převodového mechanismu, (N.m) |
| M_{rk} | moment na zrychlení kol, (N.m) |
| ε_m | úhlové zrychlení rotujících hmotností motoru, (rad.s ⁻²) |
| I_m | moment setrvačnosti rotujících hmotností motoru, (kg.m ²) |
| I_k | moment setrvačnosti kol, (kg.m ²) |
| I_p | moment setrvačnosti rotující hmotnosti převodového mechanismu, (kg.m ²) |
| i_r | převodový poměr v převodovce |
| i_c | celkový převodový poměr |
| R_{vz} | odpor vzduchu vozidla, (N) |
| ρ_v | hustota vzduchu, (kg/m ³) |
| v_v | rychlost proudění vzduchu kolem automobilu, (m.s ⁻¹) |
| c_x | součinitel odporu vzduchu vozidla, (-) |
| S | čelní plocha vozidla, (m ²) |
| P_{vz} | výkon na překonání odporu vzduchu, (W) |
| v, v_x | rychlost vozidla, (m.s ⁻¹) |
| F_v | vztlaková síla, (N) |
| F_{bv} | boční síla, (N) |
| M_x | moment, který naklání karoserii, (N.m) |
| M_y | moment, který zaklání karoserii, (N.m) |
| M_z | moment, který otáčí karoserii, (N.m) |
| c_{Mx}, c_{My}, c_{Mz} | součinitele příslušných momentu, (-) |
| R_R | odpor valivého tření, (N) |
| C_R | součinitel valivého odporu, (-) |
| N | reakce na kole, (N) |
| F_t | třecí síla, (N) |
| r, r_{dyn} | poloměr kola, (m) |
| ω, ω_W | obvodová rychlost pneumatiky, (rad.s ⁻¹) |
| α | úhel bočního skluzu, (°) |
| $F_{z,w}$ | svislá síla na pneumatiku, (N) |
| $F_{z,w}$ | boční síla na pneumatiku, (N) |
| $M_{Z,W}$ | vyrovnávací moment na pneumatice, (N.m) |

| | |
|----------------|--|
| p_T | tlak v pneumatice, (Pa) |
| A_T | velikost kontaktní plochy pneumatiky, (m^2) |
| $F_{T,press}$ | síla tlaku vzduchu v pneumatice, (N) |
| $F_{T,struct}$ | únosnost pneumatiky, (N) |
| $F_{T,round}$ | síla tlaku vzduchu na pneumatiku, (N) |
| S_T | deformace pneumatiky, (%) |
| κ_A | jízdní prokluz pneumatiky, (%) |
| κ_B | brzdňý prokluz pneumatiky, (%) |
| v_w | rychlost odvalování pneumatiky, ($m \cdot s^{-1}$) |
| S_α | boční prokluz pneumatiky, (%) |

1. Úvod

Od vzniku prvního vozidla uplynulo už víc jak 130 let. Od té doby se mnohé změnilo, ovšem hlavní důvod, pro který vozidla jsou navrhovaná a vyráběna je přeprava osob, zvířat nebo věcí po komunikacích. Vozidla jsou nedílnou součástí běžného života na celém světě. Dnešní dobu bez vozidel si už nikdo nedokáže představit. Téměř každý průmysl je závislý na využití příslušného druhu vozidla.

U vozidel probíhá neustálý technický vývoj. Dochází ke zlepšování provozních vlastností vozidla, které zároveň určují jeho technickou úroveň. V současnosti je kladen velký důraz na bezpečnost vozidel, snižování provozních nákladů, snižování dopadu na životní prostředí, a to nejenom při jejich užívání, ale i při jejich výrobě.

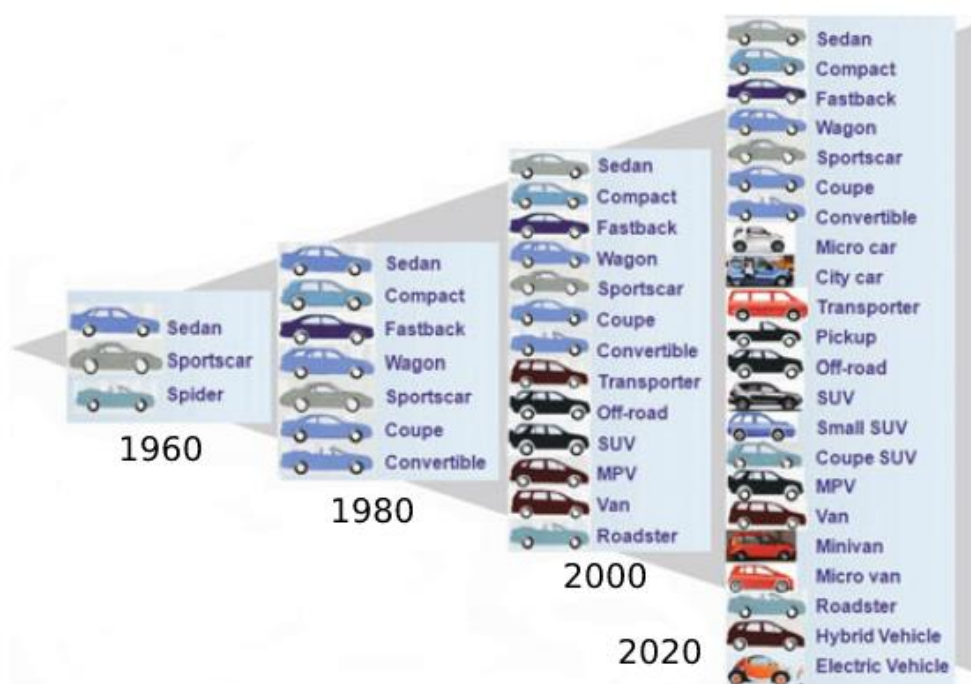
Technické provedení vozidla musí odpovídat účelu, pro který bylo vozidlo navrženo a vyrobeno. Musí mít vlastnosti, kterými jsou vyjádřeny provozní parametry vozidla, které určují technickou úroveň vozidla a ovlivňují jízdní vlastnosti. Provozní vlastnosti jsou dané konstrukcí vozidla. Konstrukce vozidel prošla řadou změn od původní koncepce hromadně používaných nosných rámu, a to hlavně změnou konstrukce z hlediska možnosti výroby a jednoduchosti spojení dílčích prvků rámu v jeden celek. Využití vhodného druhu materiálu a pokroku v technologii výroby se stal klíčovým při výrobě bezrámových (samonosných) konstrukcí vozidel. K zániku využívání rámových konstrukcí nedošlo, protože mají klíčové uplatnění, jak u nákladních automobilů, tak i u speciálních automobilů. Pro stanovení provozních parametrů silničních vozidel je nezbytné znát vozidlový koordinační systém, ve kterém je vozidlo nadefinováno, a ve kterém jsou nadefinovány příslušné pohyby vozidla a jsou základem při konstruování vozidla. Hmotnosti a rozměry vozidla, poloha těžiště jsou klíčovými parametry, které vstupují do rovnic, ve kterých je definován příslušný pohyb vozidla. Tyto parametry tvoří základ jízdní dynamiky. V procesu zrychlování, brzdění, řízení vozidlo vykazuje určité chování nebo projevy, které jsou dané základními parametry vozidla. Vozidlo by mělo mít určité jízdní vlastnosti, které je možné v procesu vývoje konstrukce vozidla modifikovat nebo měnit a souladu s požadavky zákazníků, resp. trhu a požadavky legislativy. Není možné opomenout jízdní odpory, které v nemalé míře ovlivňují jízdní vlastnosti. Důležité je také upozornit i na ekologické aspekty provozu vozidel a znečišťování ovzduší, a s tím spojené požadavky na snižování hodnot příslušných znečišťujících látek pro jednotlivé emisní třídy motorů.

2. Cíl práce

Cílem práce je na základě odborné literatury sofistikovaně vyjádřit a charakterizovat základní provozní parametry vozidel ovlivňující jejich jízdní vlastnosti. Formou literární rešerše je zpracování dosažených výsledků a závěrů vývojových trendů vozidel a poukázat na stěžejní vazby mezi jednotlivými dílčími parametry.

3. Technické parametry vozidel s ohledem na jejich dynamiku

V současné době je trendem automobilek nalézt společné charakteristiky u vyráběných vozidel. Společnými charakteristikami bývají objem motoru nebo rozměry a hmotnosti vozidel. Výrobci vyrábějí vozidla v určitých typových řadách, ze kterých jsou dále odvozované varianty nebo verze. Ve variantách nebo verzích se nacházejí různé provedení motorů, převodovek, výbavy nebo druhů karoserií (Heissing, 2011). Obrázek 1 popisuje vývoj modelového provedení vozidel.



Obrázek 1: Vývoj modelového provedení vozidel

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

3.1 Základní typy uspořádání pohonné jednotky vozidla

Ekonomicky vyrobitelné uspořádání vozidla s motorem vpředu, předním pohonem, předním zavěšením McPerson, otočným ramenem zadního zavěšení se dá najít ve vozidlech nižších tříd. Sofistikované, luxusní a dražší konfigurace vozidel jsou s pohonem všech kol, předním a zadním víceprvkovým zavěšením náprav, se vzduchovým pérováním, aktivními řídicími systémy je možné najít ve vyšších stupních zařazení vozidel podle tříd.

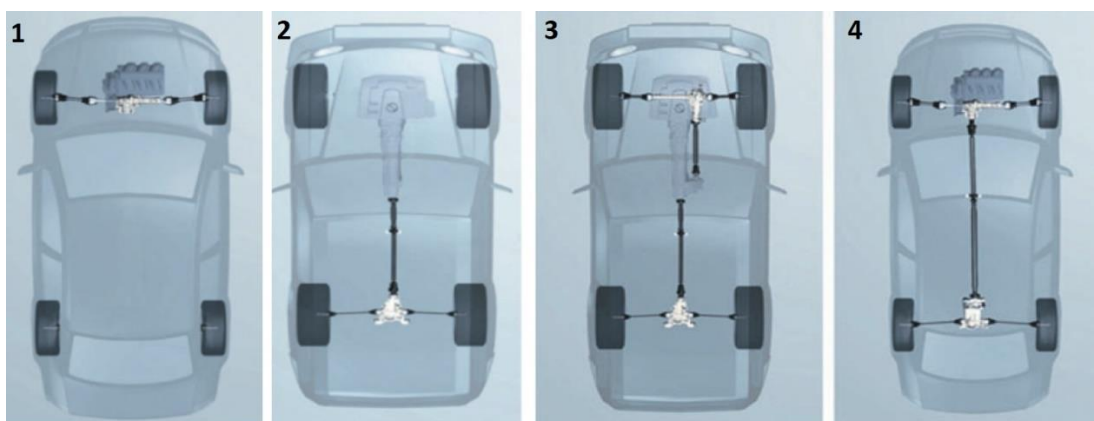
Důležitým faktorem v konstrukci podvozku je druh pohonu, který je charakterizován polohou motoru a hnacích náprav. Existují tři hlavní rozvržení: motor vpředu, uprostřed a vzadu s následujícími variantami orientace motoru: podélně uložen nebo příčně uložen. Možnosti

umístění hnacích náprav: pohon předních kol, pohon zadních kol nebo pohon všech kol. Tedy celkově 18 kombinací, ovšem mnoho z nich není technicky ani ekonomicky praktické (Heissing, 2011).

Možné kombinace:

- Vepředu příčně uložený motor s pohonem předních kol (1)
- Vepředu podélně uložený motor s pohonem zadních kol (2)
- Vepředu podélně uložený motor s pohonem všech kol (3)
- Vepředu příčně uložený motor s pohonem všech kol (4)
- Vepředu podélně uložený motor s pohonem předních kol
- Motor příčně vzadu s pohonem zadních kol
- Motor podélně vzadu s pohonem zadních kol
- Motor podélně vzadu s pohonem všech kol
- Motor podélně ve středě vozidla s pohonem zadních kol

Pro lepší představu, je na obrázku 2 zobrazeno nejběžnější uspořádání motoru a hnané nápravy (Heissing, 2011).



Obrázek 2: Nejběžnější uspořádání motoru a hnané nápravy

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

3.2. Charakteristika nosných prvků vozidla

Začátek výroby motorových vozidel je spojován s použitím samonosných rámu, na které byly připevňovány karoserie. Rám podvozku nese všechna vzniklá zatížení například celkovou tíhu vozidla, aerodynamické a dynamické zatížení. Většina rámu podvozku má žebřinový tvar. Hlavní nevýhodou samonosného rámového podvozku je použití prvků s vysokým modelem průřezu, a to má za následek vyšší hmotnost. Navíc také dochází k velkým rozdílům v tuhosti mezi rámem a karoserií. Tento druh rámu je stále používán, a to hlavně u nákladních a užitkových nebo speciálních vozidel, kde není potřeba tolik hledět na hmotnost, důležitější je pevnost a možnost použití různých druhů karoserií.

V současné době se především při konstrukci osobních vozidel upřednostňuje konstrukce bezrámová, které se také říká samonosná karoserie.

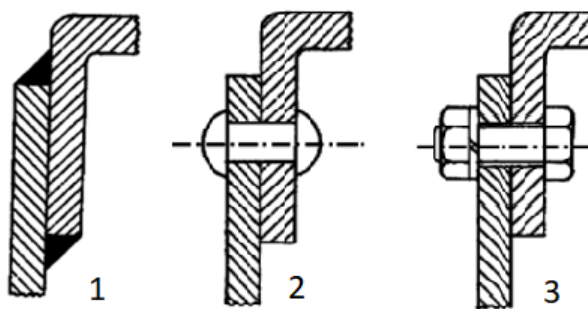
Hlavním účelem karoserie silničního vozidla je podpora všech hlavních součástí, které dohromady tvoří jeden celek. Karoserie musí být uzpůsobena tak, aby dokázala nést všechny prvky vozidla jako například motor, převodovku, zavěšení atd... Z pohledu cestujících je nejdůležitější bezpečnost a jízdní komfort a v neposlední řadě dopad na životní prostředí.

Nosné prvky podvozku lze rozdělit do dvou základních koncepcí: vozidla s rámovou konstrukcí a bezrámová (samonosná) konstrukce karoserie (Barton, 2018).

3.2.1 Rámová konstrukce

Rám je hlavním nosným prvkem, který spojuje poháněcí ústrojí, ostatní prvky podvozku a karoserii. Zachycuje síly a reakce vznikající při jízdě. U většiny osobních vozidel vyráběných v současnosti byla funkce rámu přesunuta na karoserii.

Rámy lze rozdělit na svařované (1), nýtované (2) a šroubované (3) viz obrázek 3. Svařované rámy bývají konstrukčně jednodušší, levnější a umožní přenos větších sil, avšak mezi nevýhody lze řadit tepelné ovlivnění místa kolem sváru. Nýtované rámy mají výhodu v možnosti použití vysokopevnostních materiálů bez tepelného ovlivnění. Hlavní nevýhodou nýtované konstrukce je cena, náročnost při výrobě a koncentrace sil v místě nýtového spoje. U šroubovaného provedení je to podobně jako u nýtovaného provedení (Nosné prvky podvozku, druhy rámu).

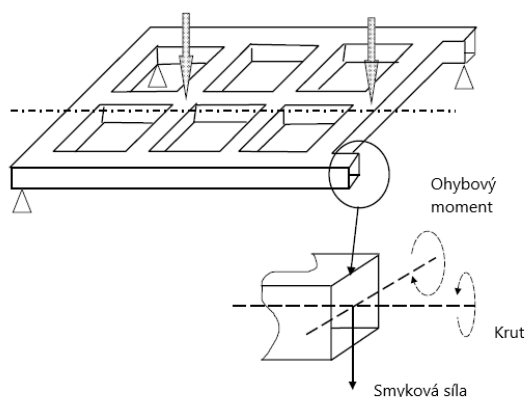


Obrázek 3: Spojování konstrukce

Zdroj: Genta (2009) (upraveno)

Crolla (2009) ve svém díle uvádí, že u nosných rámu lze pozorovat tři základní druhy namáhání popsány níže a zobrazeny na obrázku 4.

- Krut podél osy prutu rámu
- Ohyb kolem boční roviny prutu
- Smykovou sílu kolmou na rám



Obrázek 4: Namáhání rámu

Zdroj: Crolla (2009) (upraveno)

U prvních nosných rámu vozidel často docházelo ke vzniku torzního namáhání, které mělo vliv na celkovou ovladatelnost vozidla. Postupem let docházelo k modifikaci těchto rámu tak, aby vyhovovala požadavkům na tuhost a měla vlastnosti pro daný druh využití. Podélníky a příčníky rámu podvozku jsou navrhovány z materiálů s uzavřeným profilem, protože toto provedení dosahuje lepší tuhosti, oproti otevřeným profilům.

Nosné rámy se stále často používají u nákladních užitkových vozidel, ale své uplatnění nachází například i u sportovně užitkových vozidel (SUV), nebo také u závodních automobilů (Brown, 2002).

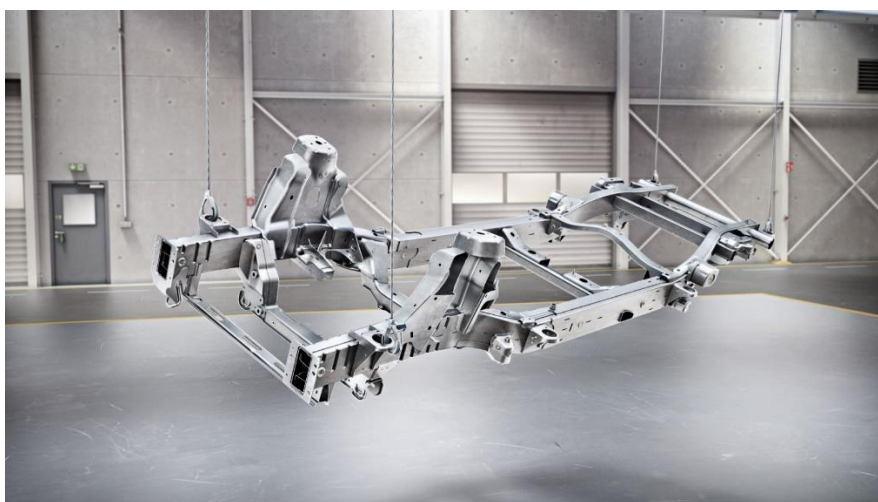
3.2.2. Obdélníkový (žebřinový) rám

Tato rámová koncepce je jednou z nejrozšířenějších u současných nákladních vozidel, jak je zobrazeno na obrázku 5. Základem je rám ve tvaru obdélníku. Nabízí možnost použití jakékoliv nástavby nebo například možnost použití různě variabilních kabin (denní kabina, prodloužená nebo spací kabina). Často bývají tyto rámy v přední části rozšířené z důvodu zástavby motoru a v oblasti náprav prohnuty z důvodu instalace pérování. Žebřinové rámy jsou, také používány u osobních terénních vozidel, jak je znázorněno na obrázku 6.



Obrázek 5: Žebřinový rám nákladního vozidla

Zdroj: <https://www.flickr.com/>



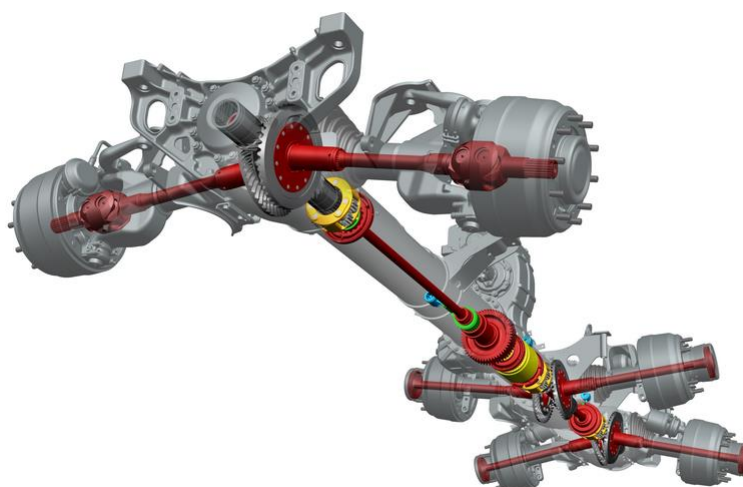
Obrázek 6: Rám terénního vozidla Mercedes Benz

Zdroj: <https://www.mercedes-benz.cz/>

Odvozeným rámem od obdélníkového žebřinového rámu je rám křížový. Křížový rám, kde prohnuté podélníky vytvoří rám ve tvaru písmene X, má větší tuhost, příčky jsou k podélníkům připojeny svařováním. Tato koncepce, ale nebývá příliš často používána (Nosné prvky podvozku, druhy rámu).

3.2.3. Páteřový rám

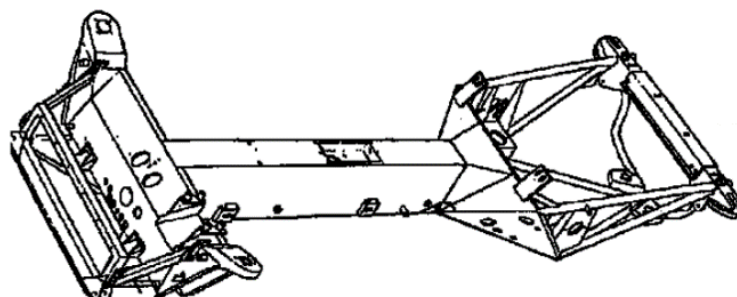
Princip toho rámu spočívá v provedení, které uprostřed disponuje jakousi páteří. Částí, ve které je koncentrovaná tuhost celé konstrukce. Páteřový rám lze rozdělit na dva druhy: páteřový rám nastavný a páteřový rám rozvidlený. Základním prvkem tohoto rámu je tzv. nosná roura. Nosná roura obsahuje některé kinematické řetězce jako například spojovací hřídele, rozdělovací převodovky, diferenciály. Tento druh rámu je typický pro vozy značky TATRA (obrázek 7). Obvykle bývá kombinován připojením rámu žebřinového, který zde slouží pouze k pomocné funkci pro nesení nastavby vozidla. Nevýhodou páteřového rámu je neumožnění pružného uložení motoru, avšak páteřový rám rozvidlený tuto možnost nabízí.



Obrázek 7: Páteřový rám vozu TATRA

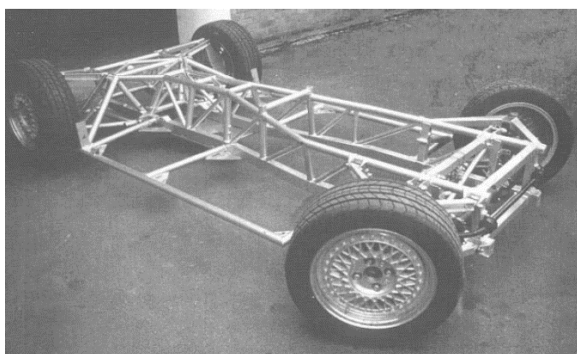
Zdroj: <https://www.tatra.cz/>

Obrázky 8 a 9 ukazují možnost provedení páteřního rámu za pomoci plechové konstrukce, nebo za pomoci použití trubek. Tento druh provedení je vhodný pro speciální nebo sportovní vozidla (Nosné prvky podvozku, druhy rámu).



Obrázek 8: Páteřní rám z výlisků plechu

Zdroj: Brown (2002) (upraveno)

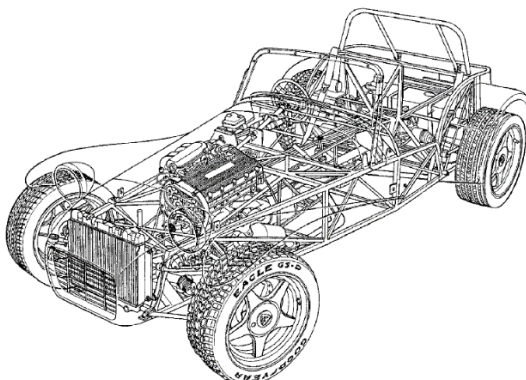


Obrázek 9: *Páteřní rám trubkový*

Zdroj: Brown (2002) (upraveno)

3.2.4. Trojúhelníkový trubkový (příhradový) rám

Brown (2002) ve svém díle uvádí provedení pomocí trubek propojených tak, aby tvořily trojúhelníky (příhradovou prostorovou konstrukci). Toto provedení nachází největší uplatnění v malosériové výrobě sportovních vozidel. Na obrázku 10 je uveden příklad závodního vozidla značky Catherham.

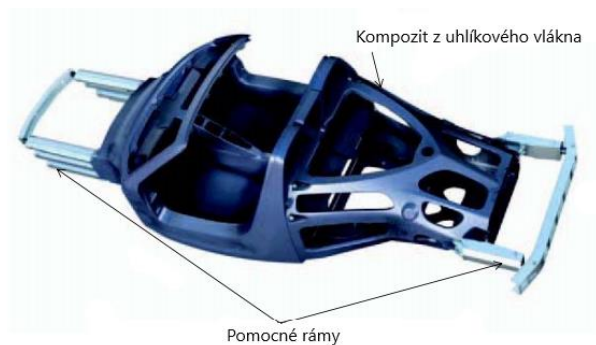


Obrázek 10: *Sportovní automobil Catherham*

Zdroj: Brown (2002) (upraveno)

3.2.5. „Monocoque“ rám

„Monocoque“ - Monokokový rám je tvořen skořepinou z uhlíkového vlákna a pomocnými integrovanými rámy s lehkých slitin. Využití tohoto provedení lze nalézt převážně u luxusních závodních vozidel viz. obrázek 11, kde je zobrazena tato varianta provedení na Porsche Carrera GT, ale objevuje se uplatnění toho provedení i při sériové výrobě například u vozidel značky BMW nebo Alfa Romeo (Šimon, 2015).

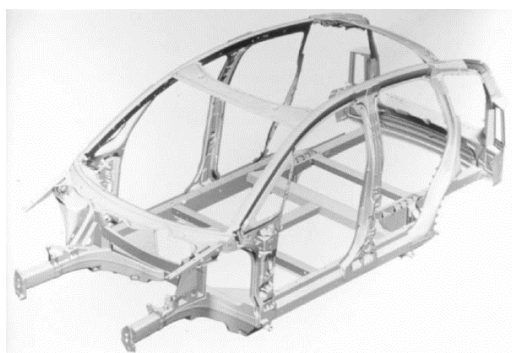


Obrázek 11: Kompozitní rám Porsche Carrera GT

Zdroj: Šimon (2015) (upraveno)

3.2.6. Obvodový (perimetrický) rám

Jak je zobrazeno na obrázku 12, jedná se o spojení obvodového rámu s karoserií. U tohoto provedení jsou trubkové prvky s malým průřezem zabudovány do celkové karoserie a tvoří tak podvozek automobilu. Toto provedení však není úplně vhodné z důvodu přenášení lokálního stříhového namáhání (Brown, 2002).



Obrázek 12: Obvodový rám

Zdroj: Brown (2002) (upraveno)

3.2.7. Bezrámová konstrukce – samonosná karosérie

Funkci prostorového rámu nahradila karoserie, často označovaná také jako „skelet“. Karoserie se skládá z povrchových rámu a pohyblivých částí, avšak klíčovými prvky jsou prahy, sloupky dveří, podélníky v motorovém prostoru a také středový tunel. Karoserie u mnoha současných vozidel představuje nosný prvek, který poskytuje prostor pro posádku a náklad. Na Karoserii jsou namontovány části jako motor, převodovka, výfukový systém, nápravy, odpružení a mnoho dalšího (Crolla, 2009). Většina těchto částí je s karoserií spojena

pomocí pružných členů, aby docházelo k zamezení přenosu vibrací do karoserie a nedocházelo k ovlivňování jízdního komfortu. Samonosná karoserie vozidla je zobrazena na obrázku 13.



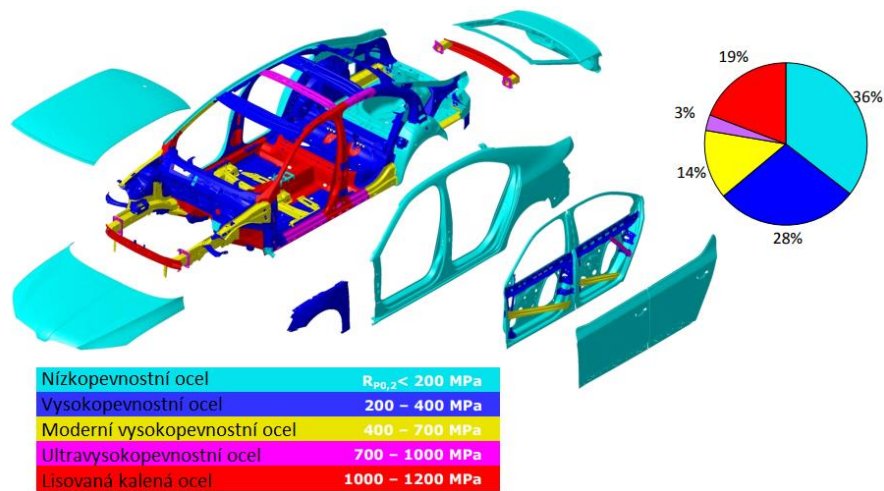
Obrázek 13: Samonosná karoserie vozidla

Zdroj: Crolla (2009) (upraveno)

Hlavní výhodou samonosné karoserie je její nízká hmotnost, a především možnost velkosériové výroby za pomoci robotů a montování na automatizovaných linkách. Vyspělost tohoto provedení karoserie natolik pokročila, že v dnešní době zajišťuje dostatečnou bezpečnost pro posádku a ochranu chodců při srážce. Tyto parametry jsou striktně zkoušeny a hodnoceny pomocí zkušebních orgánů a musí plnit technické požadavky definované v příslušné legislativě (EU).

3.3. Materiálová skladba karoserie

V průběhu let se neustále zvyšují požadavky na bezpečnost. Dochází k řadě změn v oblasti použitých materiálů a technologie výroby karoserie. Využívají se nejen ocelové plechy, ale začínají se více uplatňovat různé slitiny neželezných kovů a plastů. Od karoserie se totiž na každém jejím místě očekávají trochu jiné vlastnosti, někde se upřednostňuje pevnost, jinde zas lehkost. Obrázek 14 lépe zobrazuje použití rozdílných materiálů karoserie (Šimon, 2015).



Obrázek 14: Skladba karoserie vozidla Škoda

Zdroj: Šimon (2015) (upraveno)

Při výrobě plechových dílů karoserie se uplatňují technologie, jak tváření za studena, tak tváření za tepla.

Spojování lisovaných plechů se provádí těmito metodami: bodové svařování, tavné svařování, laserové svařování a pájení, lepení, nýtování nebo také šroubování (Šimon, 2015).

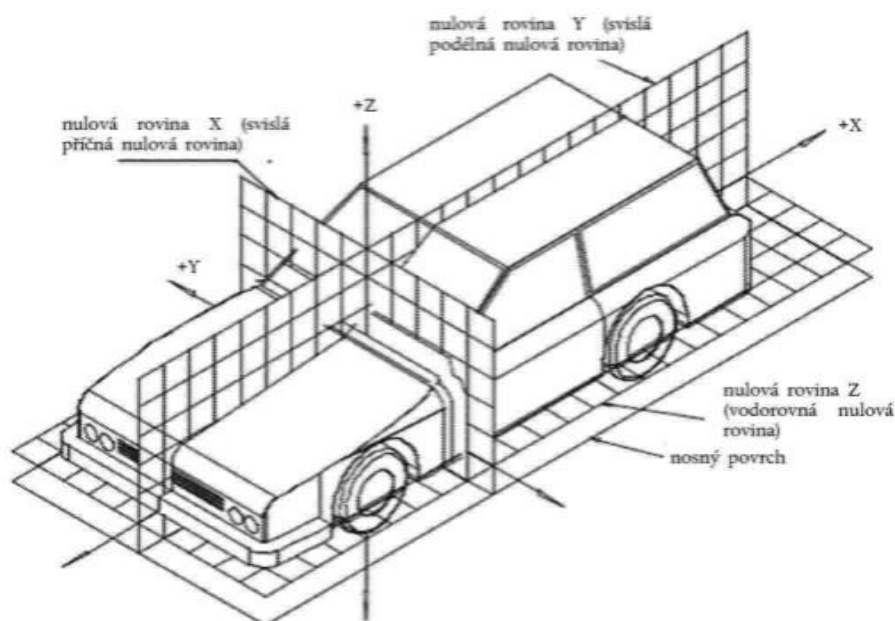
4. Parametry silničních vozidel ovlivňující dynamické vlastnosti

4.1. Vozidlový koordinační systém

Z důvodu standardizace je definovaná třírozměrná referenční soustava vozidla popisující roviny a směry. Výrobci obvykle definují nejméně tři body na karoserii vozidla, pomocí kterých se definují rozměry ve vztahu k referenční soustavě. Také dochází k definování polohy vozidla vůči podkladu (vozovce). Třírozměrná referenční soustava se také používá při definování dynamických účinků vozidla.

Referenční soustava je normalizovaná. Je to standart dodržovaný konstruktéry vozidel. Mezinárodní norma, která se zabývá touto soustavou je ISO 4130 (First, 2008). Obrázek 15 ukazuje, jak taková referenční rovina vozidla vypadá.

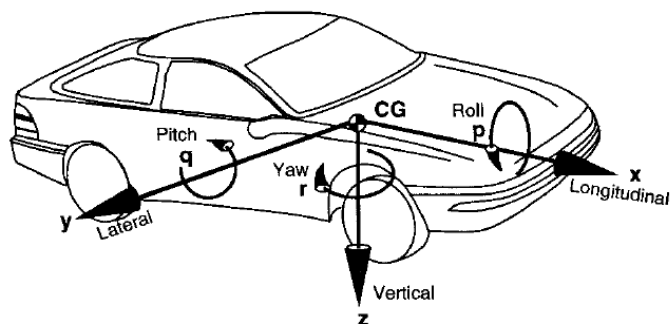
Třírozměrnou referenční soustavu neboli koordinační systém vozidla lze považovat za základ při vyjadřování pohybu vozidla v souladu s názvem jednotlivých pohybů karosérie (nástavby). Díky této soustavě lze definovat číselné hodnoty (rozměry), důležité pro výpočty prováděné při konstruování vozidla.



Obrázek 15: Vozidlový souřadnicový systém

Zdroj: www.esipa.cz (EHK/OSN č. 94)

Pohyb vozidla je obvykle popsán rychlostmi (dopředu, příčně, dolu, klopení, klonění a stáčení) vzhledem k pevnému souřadnému systému vozidla. Rychlosti jsou vztaženy k pevnému souřadnému systému země tak, jak je pro lepší pochopení zobrazeno na obrázku 16 (Gillespie, 1992).



Obrázek 16: Souřadné systémy k vyjádření pohybu vozidla

Zdroj: Gillespie (1992) (upraveno)

Souřadnice na obrázku 16 jsou značeny:

x – vpřed a v podélné rovině symetrie

y – příčně z pravé strany vozidla

z – dolů vzhledem k vozidlu

p – klopení – kolem osy **x**

q – klonění – kolem osy **y**

r – stáčení – kolem osy **z**

CG – poloha těžiště

4.2. Hmotnost vozidla

Hmotnost vozidla ovlivňuje celkové jízdní vlastnosti. Ovlivňuje například polohu těžiště, momenty setrvačnosti vozidla, brždění vozidla a stabilitu vozidla (Vlk, 1992).

Představuje důležitý parametr, který charakterizuje celé vozidlo. Hmotnost je jedním z hlavních kritérií, pomocí kterého určujeme druh vozidla a jeho rozdělení do kategorií. Je také důležitá z hlediska schvalování technické způsobilosti vozidla.

Hmotnost vozidla se zjišťuje vážením pomocí vah (mostové, pákové, plošinové přenosné, a jiné). Pro správnost měření je nezbytné, aby váhy měly dostatečnou přesnost (First, 2008).

Pro lepší představu je na obrázku 17 ukázáno, jak plošinové váhy vypadají. Zde se jedná o základní model, připojený pomocí kabelu, avšak v dnešní době již existují váhy i bezdrátové.



Obrázek 17: Ploštinové váhy

Zdroj: <https://www.vahyrobin.cz/>

S automobily jsou spojeny tyto pojmy hmotností: největší povolená hmotnost, pohotovostní a užitečná hmotnost (Škapa, 2008)

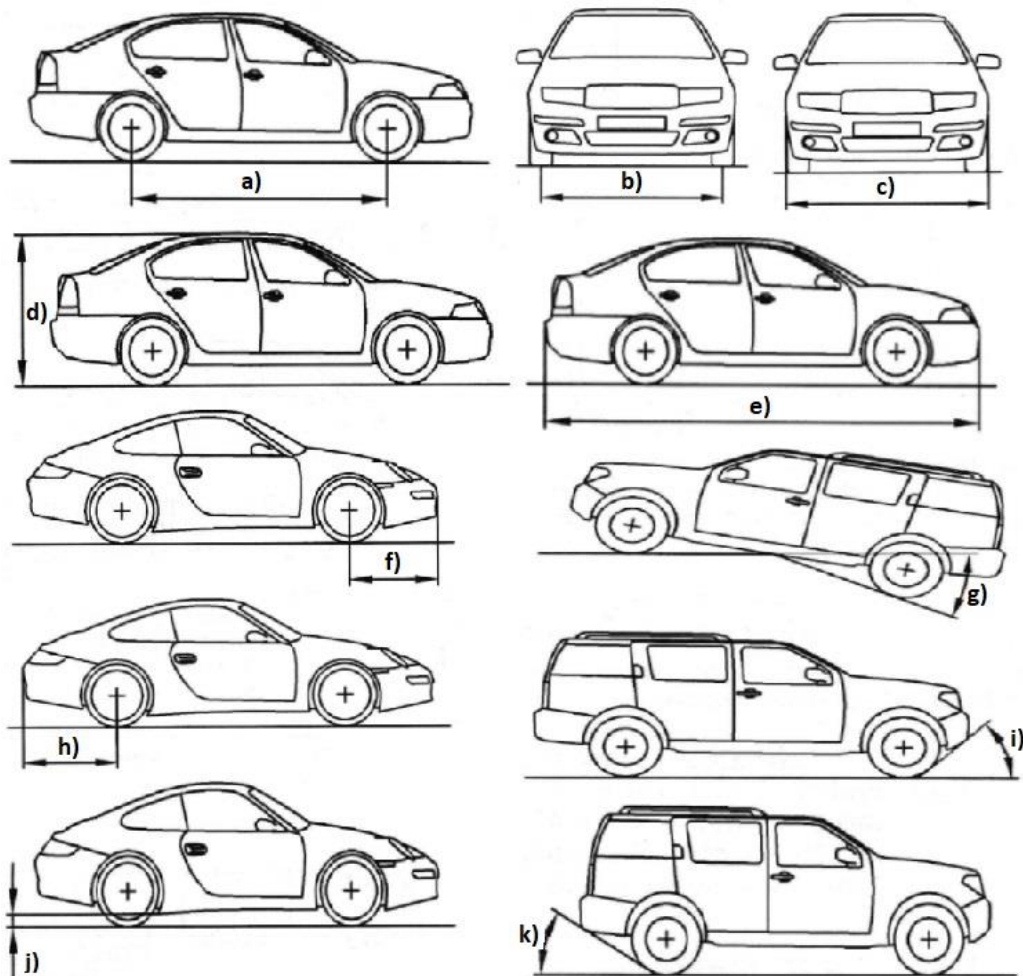
4.3. Rozměry vozidla s ohledem na dynamickou stabilitu

Rozměry vozidla jsou hlavním parametrem, který ovlivňuje dynamiku vozidla. Jsou definovány např. v normě ČSN 30 0026 nebo ISO 4131, ISO 612, ISO 6725...

Obrázek 18 ukazuje hlavní rozměry, které definují osobní automobil

- a) rozvor – je vzdálenost mezi kolmými čarami vytvořených, spuštěním na podélnou střední rovinu ze stopníků (středů) kol, umístěných na téže straně vozidla
- b) rozchod – je vzdálenost stopníků kol, pokud má vozidlo rozdílné rozvory na přední a zadní nápravě používá se ten větší
- c) šířka vozidla – je vzdálenost dvou rovin rovnoběžných s podélnou střední rovinou vozidla a dotýkající se vozidla na obou stranách, mimo tuto šířku mohou ležet například vnější zrcátka
- d) výška vozidla – je vzdálenost měřená mezi nejvyšším pevným bodem vozidla a základnou
- e) délka vozidla – je vzdálenost, která se měří mezi dvěma svislými kolmými rovinami k podélné střední rovině vozidla mezi předním a zadním koncem vozidla
- f) přední převis – je vzdálenost měřena od středů předních kol a nejvzdálenějším bodem v přední části vozidla
- g) přechodový úhel – je úhel, který je vozidlo schopno přejet, mezi vodorovnou a skosenou částí vozovky. Tento úhel definuje tzv. největší rampu, přes kterou vozidlo dokáže přejet

- h) zadní převis je vzdálenost měřena od středů zadních kol a nejbližší bodem v zadní části vozidla
- i) přední nájezdový úhel – je největší uhel měřený mezi základnou a rovinami tečnými k předním pneumatikám, žádný bod vozidla neleží pod touto úrovní
- j) světlá výška – je vzdálenost nejnižšího pevného bodu vozidla měřená od základny
- k) zadní nájezdový úhel – je největší uhel měřený mezi základnou a rovinami tečnými k zadním pneumatikám, žádný bod vozidla neleží pod touto úrovní (First, 2008).



Obrázek 18: Hlavní rozměry vozidla

Zdroj: First (2008) (upraveno)

Rozvor vozidla

Vozidlo s delším rozvorem přináší:

- více prostoru pro cestující
- lepší jízdní komfort
- vyšší bezpečnost

Vozidlo s kratším rozvorem přináší:

- lepší ovladatelnost (zatačení, parkování)
- nižší hmotnost a nižší náklady.

Typické hodnoty rozvoru jsou mezi 2 100-3 500 mm (průměrně 2 500 mm) a poměr rozvoru k délce vozidla je: $0,6 \pm 0,07$. Je známo obecné doporučení, kde rozvor by měl být tak dlouhý, jak je to možné.

V průběhu jízdy může dojít ke změně rozvoru maximálně o 20 mm. Výhodou toho je, že se zvýší pružný pohyb od odpružení vozidla. Nevýhodou je kolísání otáček kola, dále torzní vibrace, signály rychlosti kol pro ABS mohou být nesprávné. Dále může dojít k tzv. poskakování kola v průběhu brzdění.

Rozchod

Široký rozchod kol má za následek:

- lepší chování při řízení
- snížení naklápění vozidla

Úzký rozchod má nevýhody:

- méně stabilní
- zvýšení možnosti překlopení vozidla
- méně prostoru pro cestující a hnací ústrojí.

Typické hodnoty jsou od 1 210 až 1 600 mm. Poměr rozchodu k šířce vozidla bývá: 0,8 až 0,86. Rozchod kol se může u přední a zadní nápravy lišit.

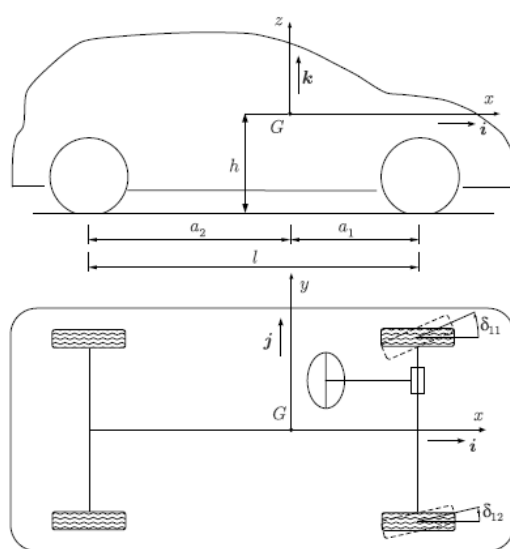
Změnou odklonu kol a vlivem kinematiky v průběhu stlačení a prodloužení pružin vede k změně místa kontaktní plochy pneumatiky v průběhu jízdy a vede to ke změně rozchodu kol. Nevýhodou toho je, že pneumatika klouže po povrchu vozovky, je narušen přímý směr vedení pneumatiky, vznikají boční síly, je zvýšen valivý odpor, co zároveň vede k vlivu i na řízení. Rozchod se může v průběhu jízdy změnit max. o 20 mm. Změna rozchodu by měla být omezena na minimum (Heissing, 2011).

5. Charakteristika významných technických parametrů vozidel

5.1 Těžiště vozidla

Ikrinský (1991) uvádí, že těžiště vozidla lze označit jako bod, ve kterém působí soustředěná celá hmotnost vozidla. Na poloze těžiště závisí různé statické a dynamické účinky, jako například zatížení předních a zadních kol, ovladatelnost vozidla, aerodynamická stabilita, zrychlení vozidla, zpomalení vozidla, stoupavost, celkové chování vozidla v zatáčkách i ovladatelnost v kritických situacích jako např. na hranici smyku.

Statickou vlastnost konstrukce vozidla představuje hmotnost vozidla, se kterou je spojená poloha těžiště, ale i rozměry vozidla. Dále je zde možné zařadit geometrie zavěšení náprav, systém řízení vozidla, typ náprav, nebo i druh pohonu. Těžiště vozidla se vyjadřuje pomocí technické mechaniky a v závislosti na čase se považují za téměř neměnné. Poloha těžiště automobilu je zobrazena na obrázku 19.



Obrázek 19: Poloha těžiště (G) automobilu

Zdroj: Guiggiani (2014) (upraveno)

5.1.1. Vliv polohy těžiště na jízdní vlastnosti vozidla

Nízká poloha těžiště:

- dobrá ovladatelnost a jízdní bezpečnost
- snížené naklápění vozidla a minimalizování možnosti převrácení vozidla
- snížené výkyvy zatížení kol na šikmých površích.

Vysoká poloha těžiště:

- zvýšené zatížení zadní nápravy na šikmých površích
- zvýšené naklápění vozidla a zvýšená možnost převrácení vozidla.

Poloha těžiště se mění v závislosti na zatížení vozidla (Heissing, 2011).

5.2. Zjišťování polohy těžiště

Vlk (1992) uvádí, že zjišťování polohy těžiště se nejčastěji provádí za pomoci plošinových vah. Zjišťuje se vodorovná vzdálenost těžiště v podélném (obrázek 20) a příčném směru (obrázek 21). Dále je nezbytně nutné zjistit i svislou vzdálenost polohy těžiště (obrázek 22).

Při zjišťování polohy těžiště se nejprve určí celková hmotnost vozidla (m) pomocí plošinových vah. Poté se určí hmotnost vozidla připadající na přední (zadní) nápravu viz obrázek 20. Následně se pomocí známého rozvoru náprav (l) z podmínky rovnováhy vypočte souřadnice těžiště, jak je odvozeno ve vzorci (1) od zadní nápravy nebo ve vzorci (2) od přední nápravy.

$$l_z = \frac{m_p}{m} l \quad (1)$$

$$l_p = \frac{m_z}{m} l \quad (2)$$

, kde:

m – celková hmotnost vozidla

m_p – hmotnost na přední nápravě

m_z – hmotnost na zadní nápravě

l – rozvor náprav automobilu

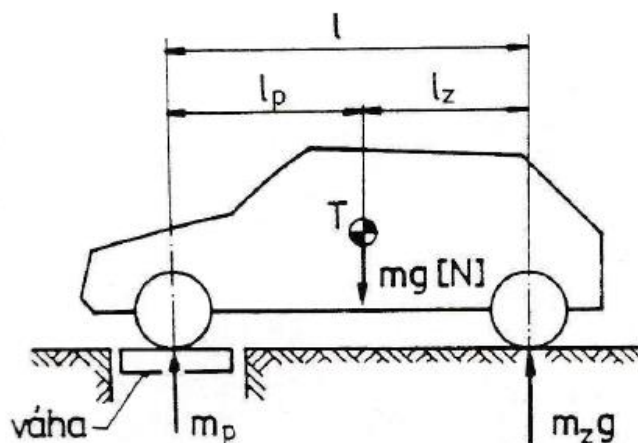
Součet výsledků l_z a l_p je roven rozvoru vozidla l – vzorec (3). Platí za předpokladu, že vozidlo stojí zcela rovně. Výpočet celkové hmotnosti vozidla je uveden ve vzorci (4).

$$l_z + l_p = l \quad (3)$$

$$m = m_p + m_z = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 \quad (4)$$

, kde:

m_1, m_2, m_3, m_4 – hmotnosti připadající na kola



Obrázek 20: Zjišťování vodorovné vzdálenosti těžiště v podélném směru

Zdroj: Vlk (1992) (upraveno)

Dalším důležitým krokem je určení polohy v příčném směru, jak je zobrazeno na obrázku 21. Postup je obdobný, avšak váží se polovina vozidla, kde se poté následně dosazuje do vzorce (5) nebo (6).

$$t_2 = \frac{m_1}{m_p} t_p \quad (5)$$

$$t_4 = \frac{m_3}{m_z} t_z \quad (6)$$

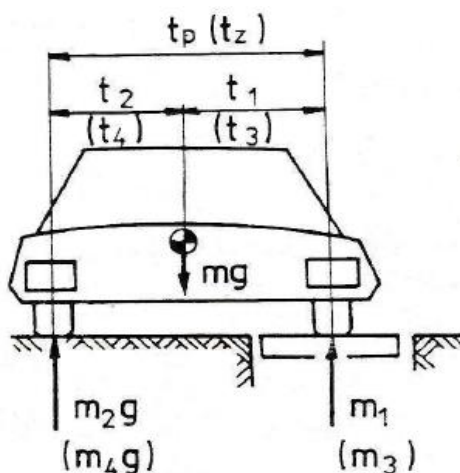
, kde:

t_2 , – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla v příčném směru vepředu

t_4 – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla v příčném směru vzadu

t_p – rozchod předních kol vozidla

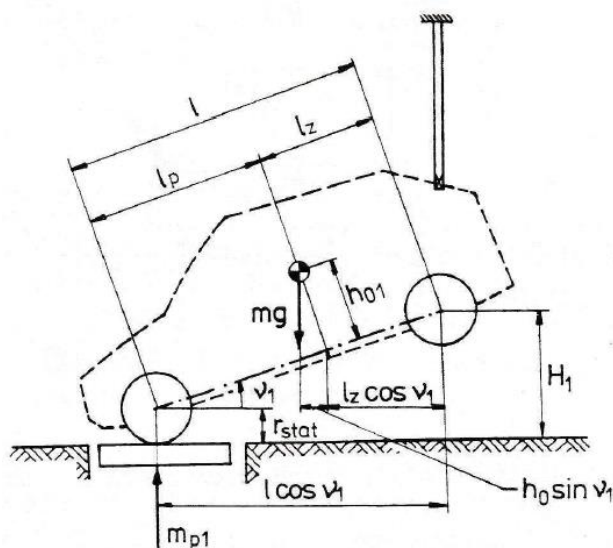
t_z – rozchod zadních kol vozidla



Obrázek 21: Zjišťování vodorovné vzdálenosti těžiště v příčném směru

Zdroj: Vlk (1992) (upraveno)

Výšková poloha těžiště vozidla se zjišťuje tak, že kola jedné nápravy jsou na váze a kola druhé nápravy se zvednou do určité výšky H_1 , tím dojde k naklonění vozidla o úhel ν_1 tak, jak je zobrazeno na obrázku 22.



Obrázek 22: Zjišťování výšky těžiště

Zdroj: Vlk (1992) (upraveno)

Pro tento stav lze napsat statickou rovnici rovnováhy momentů k ose zadní nápravy, která je odvozena níže v rovnici (7).

$$m_{p1} l \cos \nu_1 - m (h_{01} \sin \nu_1 + l_z \cos \nu_1) = 0 \quad (7)$$

Z rovnice (7) vyplývá, že pro hmotnost připadající na přední nápravu platí rovnice (8).

$$m_{p1} = \frac{m h_{01}}{l} \operatorname{tg} v_1 - m \frac{l_z}{l} = \frac{m h_{01}}{l} \operatorname{tg} v_1 - m_p \quad (8)$$

V rovnici (8) je hmotnost m_p , hmotnost zvážená na vozidle ve vodorovném stavu. Okamžitá hmotnost vozidla připadající na přední nápravu ve zvednuté poloze je však větší o hodnotu Δm_p , z toho vyplývá: $m_{p1} = m_p + \Delta m_{p1}$.

Kolmou vzdálenost těžiště od spojnice středů předního a zadního kola h_{01} potom vypočítáme podle vzorce (9) (Vlk, 1992).

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{p1}}{m} \frac{l}{\operatorname{tg} v_1} \quad (9)$$

, kde:

m_{p1} – hmotnost připadající na přední nápravu při zvednuté zadní části vozidla

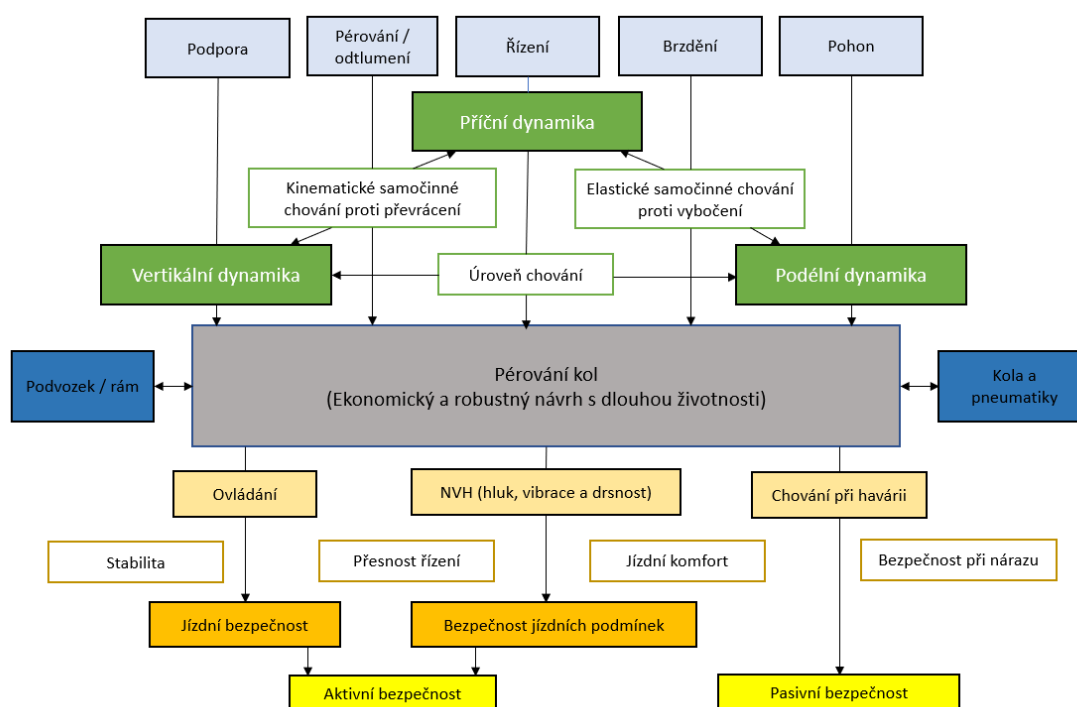
Δm_{p1} – přírůstek hmotnosti na přední nápravě při zvednutí zadní části vozidla

v_1 – úhel náklonu nakloněného vozidla

6. Dynamika vozidla

Heissing (2011) ve svém díle uvádí, že dynamická analýza motorových vozidel je obvykle rozdělena do tří oblastí odpovídajících třem translačním stupňům volnosti pohybu vozidla.

První stupeň volnosti pohybu vozidla je charakterizovaný podélným směrem. Patří sem brzdění a zrychlování, a týká se **podélné dynamiky**. Druhý stupeň volnosti je charakterizovaný **příčným směrem** a týká se boční – příčné dynamiky vozidla, tedy pohybů, které ovlivňují stabilitu vozidla, zatáčení a udržení na silnici. Třetí oblasti dynamiky vozidla je **vertikální dynamika**, která se týká pohybu vozidla ve svislém směru. Obrázek 23 znázorňuje jízdní dynamiku a požadavky na podvozek.



Obrázek 23: Jízdní dynamika a požadavky na podvozek

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

Nejdůležitějšími požadavky kladenými na podvozky vozidel jsou: jízdní dynamika, jízdní komfort, bezpečnost, jednoduchost ovládání, strategie jednotné platformy, hmotnost podvozku, cena podvozku, spolehlivost a životnost. Tyto požadavky jsou ovlivňovány polohou těžiště, rozložením hmotností, upořádáním hnacího traktu, max. rychlostí, max. točivým momentem, aerodynamikou a tuhostí karosérie. Jízdní dynamiku určují faktory, jako přesnost řízení, manévrovatelnost, trakce na suché vozovce, odolnost vůči kmitům atd. Jízdní komfort určují faktory, jako tlumení kol a vibrace vozidla, zrychlení vozidla atd. Třetí oblast charakterizující jízdní bezpečnost určují faktory, jako stabilita na špatné vozovce nebo vysokorychlostní

stabilita, ovládání prokluzu kol atd (Heissing, 2011). Faktory určující hodnocení podvozku s ohledem na jízdní dynamiku, jízdní komfort a jízdní bezpečnost jsou vyobrazeny na obrázku 24.



Obrázek 24: Faktory určující hodnocení podvozku s ohledem na jízdní dynamiku, jízdní komfort, jízdní bezpečnost

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

6.1. Podélná dynamika

Podélná dynamika je charakterizována jízdními odpory, výkonem a energií potřebnou k jejich překonání. Zohledňuje i brzdící a trakční vlastnosti kol na různých površích a za různých podmínek.

Během akcelerace a brzdění působí na vozidlo vnější síly. Podélné zrychlení a brzdící síly působí na kola. V těžišti vozidla působí setrvačné síly. Současná vozidla mají celkovou brzdící sílu rozdělenou na přední a zadní nápravu, podélná brzdící síla působí na všechny kola. Při zrychlení jsou podélným silám vystavena pouze hnaná kola. V případě pohonu všech kol se celková hnací síla dělí podle rozložení hnací síly hnacího ústrojí vozidla.

V důsledku vzdálenosti těžiště vozidla od vozovky, způsobuje zrychlení a brzdění vznik momentu náklonu. Tento moment způsobuje změny ve svislých silách kol. To vede k statické rovnováze mezi setrvačnými silami vozidla, podélnými silami pneumatik a výslednými změnami svislých sil pneumatik. Během brzdění se zvyšují svislé síly pneumatik předních kol. Svislé síly pneumatik zadních kol se zvyšují při akceleraci.

Větší svislá síla kola má za následek vyšší prahovou hodnotu přenosu síly. To vyplývá z principu Coulombova tření a lineárního vztahu mezi svislou a vodorovnou silou pneumatiky. Maximální přenositelná vodorovná síla pneumatiky blízko limitů stability vozidla se však snižuje se zvyšující se svislou silou pneumatiky.

Silové změny, které vznikají při brzdění a zrychlení obecně vedou k náklonu karoserie vozidla (Heissing, 2011).

6.2. Příčná dynamika

Do příčné dynamiky vozidla spadá jeho ovladatelnost a řízení. Týká se pohybů, které ovlivňují dynamickou stabilitu vozidla, zatáčení a udržení na silnici. Dnes má klíčovou roli u návrhu asistenčních systému řízení a systému řízení dynamiky vozidla. Zde je nezbytné zajistit koordinaci spojení mezi komponenty podvozku, zavěšením, parametry pneumatik, pružin, kinematikou odpružení a elasto-kinematikou.

Pod příční dynamiku spadá požadavek na řízení vozidla. Řidič vozidla působí jako ovládač v řídicím systému. Vozidlo a řidič jsou spolu v přímé interakci. Na řidiče působí překážky na silnici, boční vítr, nerovnosti povrchu jako rušení. Řidič dostává zpětnou vazbu při jakémkoliv pohybu vozidla. Musí mu být předány informace o změně točivého momentu volantu, zvětšení skluzu vozidla a hluku pneumatik před dosažením limitu stability vozidla. Boční vítr by měl způsobovat pouze minimální změnu směru vozidla (Heissing, 2011).

6.3. Vertikální dynamika

Cílem vertikální dynamiky je minimalizovat vertikální zrychlení karosérie vozidla, a tím vytvořit lepší podmínky jízdy a vyšší komfort pro cestující, ale také snížit dynamické změny sil na kolech, čímž se zvýší bezpečnost.

Svislé síly, které působí mezi karosérií vozidla a jeho odpružením nebo podvozkem můžou být způsobeny nerovným povrchem vozovky, dynamickým klopením nebo náklonem vozidla během manévrování a vnitřním buzením v hnacím traktu nebo pohybem pneumatiky/kola. Síly, které vznikají od nerovného povrchu vozovky mají za následek jízdní diskomfort. Cílem systému odpružení je snížit akceleraci karosérie, redukovat naklápění a náklon, snižovat svislé síly v pneumatikách a vibrační projevy, které jsou nezávislé od užitečného zatížení vozidla. Svislé síly jsou hlavně v pružinách a tlumičích. Jsou to pomocní síly pro karosérii vzhledem k podvozku a odpružení a omezují pohyb vozidla vzhledem k vozovce. Pro vyšetřování vibračního chování vozidla se využívají příslušné analogické modely, na kterých se aplikují obecné metody teorie vibrací a využívají se u matematických simulací (Heissing, 2011).

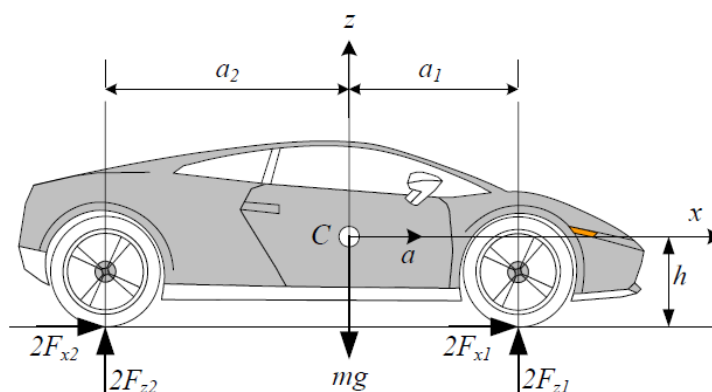
6.4. Dynamické zatěžování náprav

V průběhu jízdy motorového vozidla dochází ke změně zatížení náprav. Z původního statického zatěžování náprav stojícího vozidla se stane dynamické zatěžování. Dynamické zatěžování může být větší nebo menší než statické, záleží na tom zda-li vozidlo zrychluje nebo naopak zpomaluje a zda-li se jedná o přední nebo zadní nápravu.

Aby bylo možné nadefinovat dynamické zatěžování náprav je nezbytné znát síly a momenty působící na jednotlivé kola, případně obě kola jedné nápravy. Orientaci sil a momentů vychází z vozidlového koordinačního systému.

Základní zákon, z něhož vychází většina analýz dynamiky vozidla je druhý Newtonův zákon. Zákon se vztahuje na translační a rotační pohyb (Gillespie, 1992).

6.4.1. Zrychlující vozidlo na rovné ploše



Obrázek 25: Zrychlující vozidlo na rovné ploše

Zdroj: Jazar (2008) (upraveno)

Jazar (2008) popisuje zrychlující vozidlo na rovné ploše, jak je znázorněno na obrázku 25 a následně definuje vertikální síly pod předními a zadními koly, jak je uvedeno v rovnicích:

$$l = a_1 + a_2 \quad (10)$$

$$F_{z1} = \frac{1}{2}mg \frac{a_2}{l} - \frac{1}{2}mg \frac{h}{l} \frac{a}{g} \quad (11)$$

$$F_{z2} = \frac{1}{2}mg \frac{a_1}{l} + \frac{1}{2}mg \frac{h}{l} \frac{a}{g} \quad (12)$$

, kde:

l – rozvor náprav vozidla

a_1 – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy

a_2 – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy

m – celková hmotnost vozidla

g – tíhové zrychlení

h - výška těžiště ve svislém směru od země

a – zrychlení

F_{z1} – vertikální síla pod předním kolem

F_{z2} – vertikální síla pod zadním kolem

$\frac{1}{2}mg \frac{a_2}{l}, \frac{1}{2}mg \frac{a_1}{l}$ uvedené v první části vzorců představují statické účinky a $\pm \frac{1}{2}mg \frac{h}{l} \frac{a}{g}$ v druhé části představují dynamické účinky normálových sil.

Vozidlo je považováno za tuhou hmotu, která se pohybuje po vodorovné silnici. Síla v místě styku každé pneumatiky se silnicí je rozložena na normálovou a podélní složku. Pohybové rovnice pro zrychlující se vozidlo vycházejí z Newtonové rovnice ve směru x a ze dvou rovnic statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x = ma \quad (13)$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad (14)$$

$$\Sigma M_y = 0 \quad (15)$$

Ze třech rovnic vzniknou neznáme $F_{x1}, F_{x2}, F_{z1}, F_{z2}$

, kde:

F_{x1} – brzdná síla pod předním kolem

F_{x2} – brzdná síla pod zadním kolem

$$2F_{x1} + 2F_{x2} = ma \quad (16)$$

$$2F_{z1} + 2F_{z2} - ma = 0 \quad (17)$$

$$-2F_{z1}a_1 + 2F_{z2}a_2 - 2(F_{x1} + F_{x2})h = 0 \quad (18)$$

Následně je možné vyřešit normálové síly (F_{z1}, F_{z2}):

$$F_{z1} = (F_{z1})_{st} + (F_{z1})_{dyn} \quad (19)$$

$$= \frac{1}{2}mg \frac{a_2}{l} - \frac{1}{2}mg \frac{h a}{l g}$$

$$F_{z2} = (F_{z2})_{st} + (F_{z2})_{dyn} \quad (20)$$

$$= \frac{1}{2}mg \frac{a_1}{l} - \frac{1}{2}mg \frac{h a}{l g}$$

Statické části rovnic představují rozložení hmotnosti stojícího vozidla v závislosti na vodorovné poloze těžiště vozidla:

$$(F_{z1})_{st} = \frac{1}{2}mg \frac{a_2}{l} \quad (21)$$

$$(F_{z2})_{st} = \frac{1}{2}mg \frac{a_1}{l} \quad (22)$$

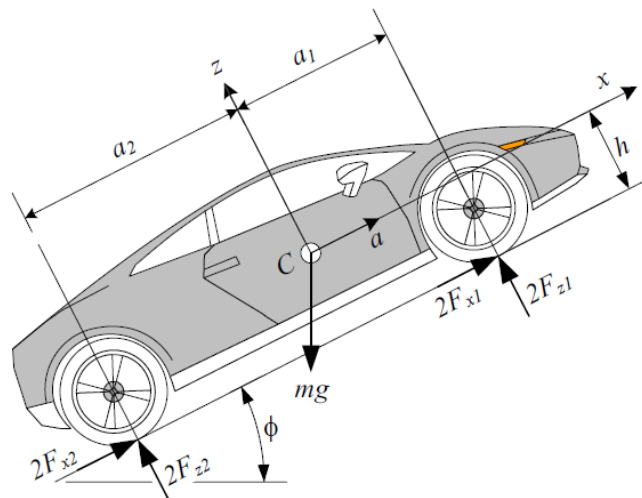
Dynamické části rovnic představují rozložení zatížení při akceleraci a závisí na svislé poloze těžiště a lze je vypočítat:

$$(F_{z1})_{dyn} = -\frac{1}{2}mg \frac{h a}{l g} \quad (23)$$

$$(F_{z2})_{dyn} = \frac{1}{2}mg \frac{h a}{l g} \quad (24)$$

Když je zrychlení vozidla $a > 0$, normálové síly pod předními pneumatikami jsou menší než statické zatížení a pod zadními pneumatikami jsou větší než statické zatížení (Jazar, 2008).

6.4.2. Zrychlující vozidlo na šikmé ploše



Obrázek 26: Zrychlující vozidlo na šikmé ploše

Zdroj: Jazar (2008) (upraveno)

Jazar (2008) uvádí, že pokud vozidlo zrychluje na šikmé ploše nakloněné pod úhlem ϕ , jak je uvedeno na obrázku 26, pod koly přední a zadní nápravy působí normálové síly F_{z1} , F_{z2} :

$$F_{z1} = \frac{1}{2}mg \left(\frac{a_2}{l} \cos\phi - \frac{h}{l} \sin\phi \right) - \frac{1}{2}ma \frac{h}{l} \quad (25)$$

$$F_{z2} = \frac{1}{2}mg \left(\frac{a_1}{l} \cos\phi + \frac{h}{l} \sin\phi \right) + \frac{1}{2}ma \frac{h}{l} \quad (26)$$

, kde:

l – rozvor náprav vozidla

a_1 – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy

a_2 – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy

m – celková hmotnost vozidla

g – tíhové zrychlení

h - výška těžiště ve svislém směru od země

a – zrychlení

F_{z1} – vertikální síla pod předním kolem

F_{z2} – vertikální síla pod zadním kolem

ϕ – úhel náklonu nakloněného vozidla

$\pm \frac{1}{2}mg \frac{h}{l} \frac{a}{g}$ druhé části představují dynamické účinky závislé na zrychlení a a výšce vozidla h v místě polohy těžiště C . Statické části jsou ovlivněny úlem ϕ a výškou těžiště h . Musí být řešena Newtonova rovnice ve směru x a dvě statické rovnice rovnováhy, aby se odvodila rovnice pohybu a silové reakce podložky:

$$\Sigma F_x = ma \quad (27)$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad (28)$$

$$\Sigma M_y = 0 \quad (29)$$

Z těchto třech rovnic vzniknou čtyři neznáme $F_{x1}, F_{x2}, F_{z1}, F_{z2}$:

$$2F_{x1} + 2F_{x2} - mg \sin \phi = ma \quad (30)$$

$$2F_{z1} + 2F_{z2} - mg \cos \phi = 0 \quad (31)$$

$$2F_{z1}a_1 - 2F_{z2}a_2 + 2(F_{x1} + F_{x2})h = 0 \quad (32)$$

Následně Jazar (2008) uvádí, že ze třech rovnic vzniknou neznámé F_{z1}, F_{z2} :

$$F_{z1} = (F_{z1})_{st} + (F_{z1})_{dyn} \quad (33)$$

$$= \frac{1}{2}mg \left(\frac{a_2}{l} \cos \phi - \frac{h}{l} \sin \phi \right) - \frac{1}{2}ma \frac{h}{l}$$

$$F_{z2} = (F_{z2})_{st} + (F_{z2})_{dyn} \quad (34)$$

$$= \frac{1}{2}mg \left(\frac{a_1}{l} \cos \phi + \frac{h}{l} \sin \phi \right) + \frac{1}{2}ma \frac{h}{l}$$

6.5. Brzdění

Výkon brzd je jedním z nejdůležitějších vlastností vozidla ovlivňující bezpečnost vozidla a schopnost zastavení.

Na obrázku 27 a) je zobrazeno kolo během brzdění. Brzdová destička je přitlačována na brzdovou plochu, tedy brzdový disk a vzniká třecí moment. Na základě tohoto momentu

vznikne brzdná síla mezi pneumatikou a podložkou a tato síla se snaží zabrzdit vozidlo. Ehsani (2018) ji vyjádřil jako:

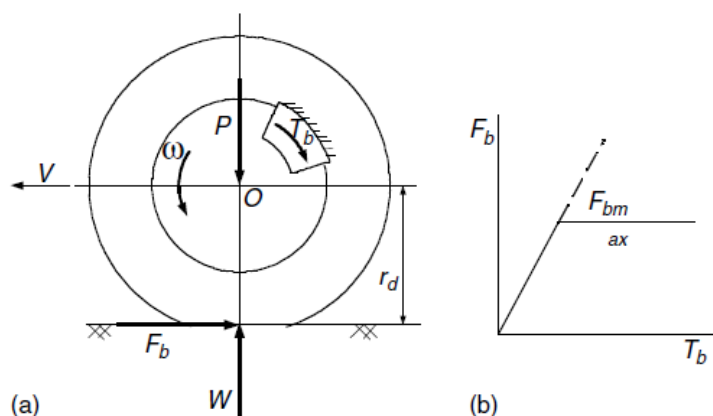
$$F_b = \frac{T_b}{r_d} \quad (35)$$

, kde:

F_b – brzdná síla

T_b – brzdny moment

r_d – dynamický poloměr kola



Obrázek 27: a) Brzdny moment a brzdna síla, b) Vztah mezi brzdny mementem a brzdou silou

Zdroj: Ehsani (2018) (upraveno)

Brzdna síla se zvyšuje se zvyšováním brzdneho momentu. Když však brzdna síla dosáhne maximální hodnoty, kterou je možné mezi pneumatikou a silnicí přenést, nebude se dál zvyšovat, i když se brzdny moment bude zvyšovat, jak je zobrazeno na obrázku 27 b).

Ehsani (2018) uvádí maximální brzdni sílu omezenou adhezní schopností pomocí vztahu:

$$F_{bmax} = \mu W \quad (36)$$

, kde:

F_{bmax} – největší přenositelná brzdna síla

μ – součinitel adheze

W – reakční síla

6.5.1. Rozdělení brzdných sil na přední a zadní nápravu

Ehsani (2018) popisuje síly působící na vozidlo při brzdění na rovné silnici, jak je zobrazeno na obrázku 28. Uvádí, že valivý odpor a aerodynamický odpor jsou zanedbány, protože v porovnání s brzdovými silami jsou poměrně malé. Dle tohoto autora je brzdové zpomalení možné vyjádřit jako:

$$j = \frac{F_{bf} + F_{br}}{M} \quad (37)$$

, kde:

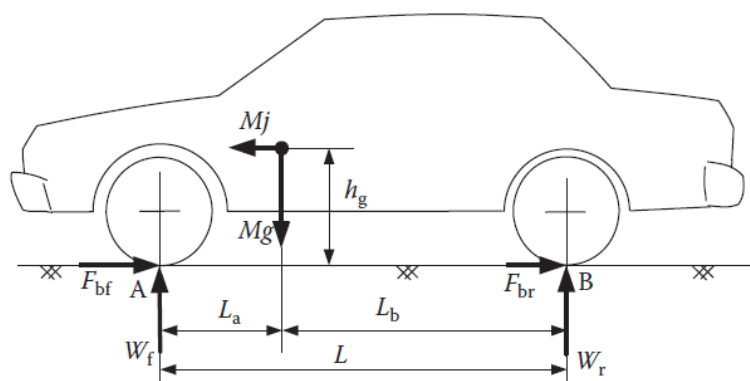
j – zpomalení

M – celková hmotnost vozidla

F_{bf} – brzdná síla pod předními koly

F_{br} – brzdná síla pod zadními koly

Maximální brzdící síla je omezená adhezí mezi pneumatikou a zemí. Skutečná brzdová síla je úměrná normálovému zatížení tak, aby přední a zadní kola dosáhly maximální brzdící síly současně. Během brzdění dochází k přenosu zatížení ze zadní nápravy na přední nápravu. Rozložení brzdových sil je znázorněno na obrázku 29.



Obrázek 28: Síla působící na vozidlo v průběhu brzdění na rovné ploše

Zdroj: Ehsani (2018) (upraveno)

Ehsani (2018) navrhuje, že na základě rovnováhy momentů k bodům A a B dostaneme:

$$W_f = \frac{M g}{L} \left(L_b + h_g \frac{j}{g} \right) \quad (38)$$

$$W_r = \frac{M g}{L} \left(L_a - h_g \frac{j}{g} \right) \quad (39)$$

, kde:

W_f – reakční síla pod předními koly

W_r – reakční síla pod zadními koly

L_a – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy

L_b – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy

j – zpomalení

g – tíhové zrychlení

Brzdné síly na přední a zadní nápravě by měly být úměrné jejich normálovému zatížení, následně tedy dostaneme:

$$\frac{F_{bf}}{F_{br}} = \frac{W_f}{W_r} = \frac{L_b + h_g j / g}{L_a - h_g j / g} \quad (40)$$

Na obrázku 29 je vidět závislost poměru ideálních brzdných sil na přední a zadní nápravě na brzdovém momentu v závislosti na zpomalení j a na silnici se součinitelem adheze μ .

Ideální křivka rozložení brzdné síly je nelineární hyperbola. Pokud je požadováno blokování předních a zadních kol současně na jakékoli silnici, brzdící síla na přední a zadní nápravě musí sledovat tuto křivku.

Při silném brzdění, brzdící síla přední a zadní nápravy dosáhne maximální hodnoty, která je omezená schopností pneumatik přenést tyto síly. U brzdových systému s ABS dojde k aktivaci protiblokovacího systému, který zamezí, aby brzdící síla stoupala a aby došlo k zablokování kol a vozidlo dosáhne maximálního zpomalení. Tedy platí vztah níže:

$$|j_{\max}|_{\mu} = \frac{F_{bf\max} + F_{br\max}}{M} = \frac{(W_f + W_r)\mu}{M} = g\mu \quad (41)$$

, kde:

j_{\max} – maximální zpomalení

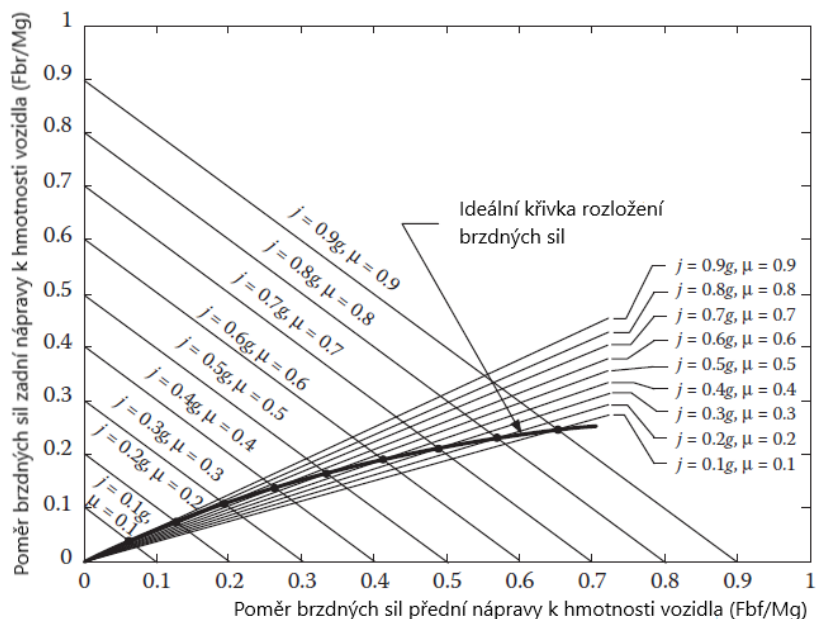
$F_{bf\max}$ – největší přenositelná brzdící síla na přední nápravě

$F_{br\max}$ – největší přenositelná síla na zadní nápravě

g – tíhové zrychlení

μ – součinitel adheze

M – celková hmotnost vozidla



Obrázek 29: Ideální křivka rozložení brzdných sil na přední a zadní nápravu

Zdroj: Ehsani (2018) (upraveno)

V konstrukci vozidla jsou skutečné brzdné síly na přední a zadní nápravě obvykle navrženy tak, aby byly lineární. To znamená, aby odpovídali poměru brzdné síly přední nápravy k celkové brzdné síle vozidla. Poměr brzdných sil je možné provést následně:

$$\beta = \frac{F_{bf}}{F_b} \quad (42)$$

, kde:

β – poměr brzdných sil vozidla

F_b – celková brzdná síla

F_{bf} – brzdná síla pod předními koly

Přitom celkovou brzdovou sílu je možné vyjádřit takto:

$$F_b = F_{bf} + F_{br} \quad (43)$$

Skutečnou brzdovou sílu přední a zadní nápravy je možné vyjádřit jako:

$$F_{bf} = \beta F_b \quad (44)$$

$$F_{br} = (1 - \beta)F_b \quad (45)$$

Následně poměr sil je možné vyjádřit:

$$\frac{F_{bf}}{F_{br}} = \frac{\beta}{1 - \beta} \quad (46)$$

Obrázek 30 zobrazuje křivky rozložení ideálních a skutečných brzdných sil označených I a β . Zde je vidět jeden průsečík, kde dojde k blokování přední a zadní nápravy současně. Tento bod představuje jednu konkrétní hodnotu koeficientu adheze μ .

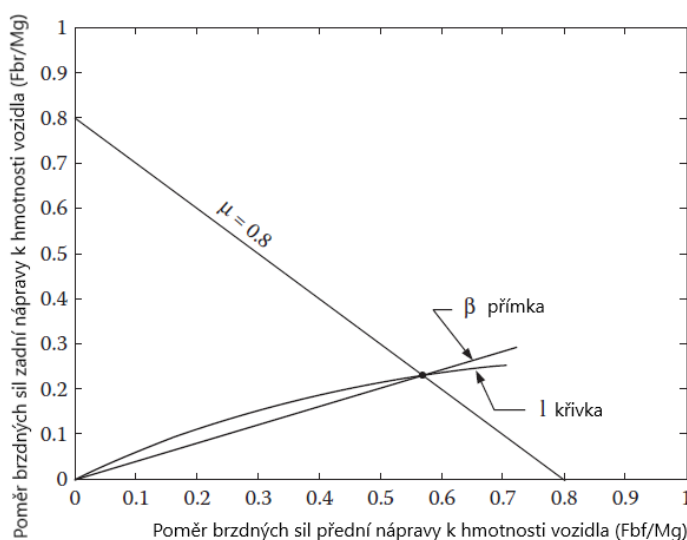
Použitím vzorce (40), kde nahradíme $\frac{j}{g}$ za μ_0 následně dostaneme:

$$\frac{\beta}{1 - \beta} = \frac{L_b + \mu_0 h_g}{L_a - \mu_0 h_g} \quad (47)$$

Ze vztahu (47) získáme:

$$\mu = \frac{L\beta - L_b}{h_g} \quad (48)$$

$$\beta = \frac{\mu_0 h_g + L_b}{L} \quad (49)$$



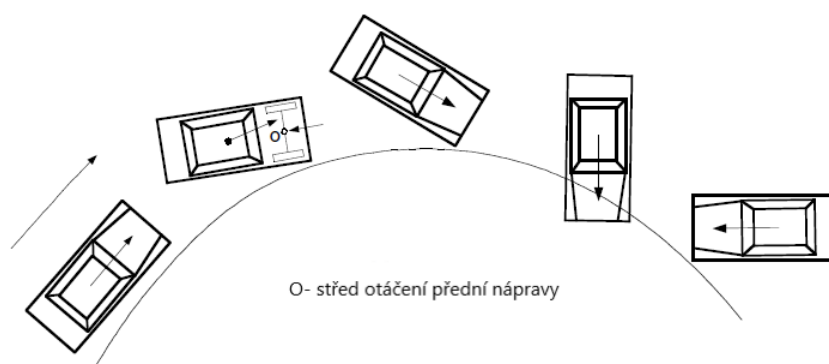
Obrázek 30: Křivky rozložení ideálních a skutečných brzdných sil

Zdroj: Ehsani (2018) (upraveno)

Při brzdění na silnici s nižším součinitelem adheze než μ_0 (oblast, ve které je přímka β pod křivkou I) se přední kola zablokují jako první, pokud součinitel adheze bude větší než μ_0 (oblast, ve které je přímka β nad křivkou I) se zadní kola zablokují jako první.

Když se zadní kola zablokují jako první, vozidlo ztratí stabilitu, jak je zobrazeno na obrázku 31. Tento obrázek ukazuje dvounápravové vozidlo, na které působí brzdná síla a setrvačná síla. Když se zablokují zadní kola, schopnost pneumatik zadních kol odolat bočním silám se sníží na nulu.

Když se zadní kola zablokují, zadní pneumatiky ztratí schopnost odolat bočním silám. Pokud fouká boční vítr, tak dojde k mírnému bočnímu pohybu zadních kol. Odkloněním vozovky nebo odstředivou silou, dojde k vybočení z důvodu setrvačné síly kolem středu otáčení přední nápravy. Při postupném zatáčení se momentové rameno setrvačné síly zvyšuje, což má za následek zvýšení bočního zrychlení. Když se zadní část vozidla otáčí o 90°, momentové rameno se postupně snižuje, a nakonec vozidlo se otáčí o 180°, přičemž zadní část směřuje k přední části. Blokování předních kol způsobí ztrátu směrové stability a řidič již nebude schopen účinně řídit. Zablokování předního kola nezpůsobuje směrovou nestabilitu. Důvodem je to, že kdykoli dojde k bočnímu pohybu předních kol, vyvine se samočinně opravený moment v důsledku setrvačné síly vozidla kolem středu zatáčení zadní nápravy. V důsledku toho má vozidlo tendenci nasměrovat ho zpět na přímou cestu (Ehsani, 2018).



Obrázek 31: Ztráta stability

Zdroj: Ehsani (2018) (upraveno)

6.6. Řízení

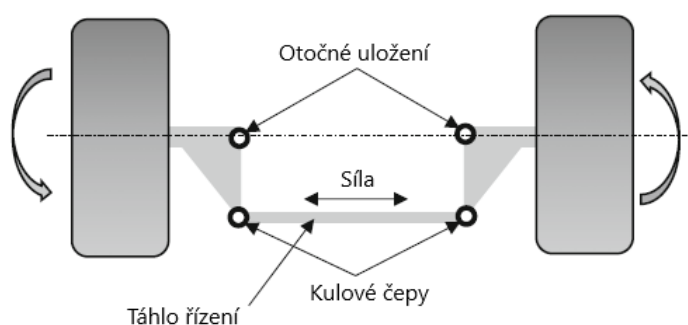
Základním cílem systému řízení, jak uvádí Barton (2018) je otáčet řízenými koly v reakci na zásah řidiče a zajistit, tak celkovou kontrolu nad směrem vozidla.

Z tohoto důvodu systém řízení musí plnit funkce:

- zajištění spolehlivého propojení mezi řízenými koly a zásahem řidiče na volantu,
- zajištění řízení kinematického vztahu, aby bylo dosaženo správných úhlu řízení vnitřních a vnějších kol,
- minimalizovat úsilí při řízení, a přitom udržet cit při řízení. Obecně musí být použitý systém řízení, který je bezpečný a musí odpovídat platným předpisům.

6.6.1. Geometrie a kinematika řízení

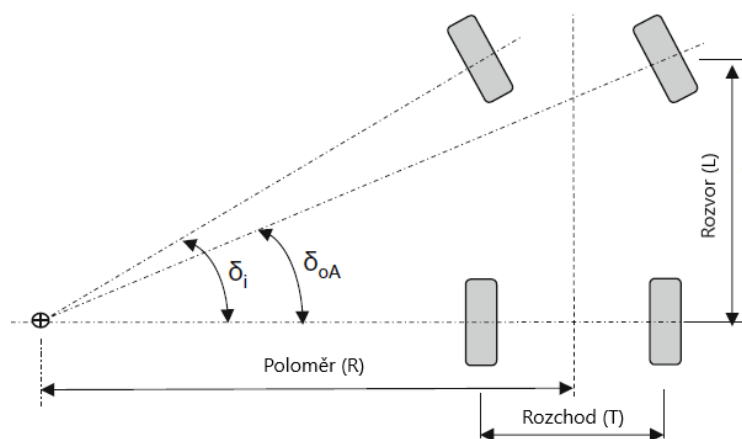
Základním požadavkům všech současných systémů řízení je spojit obě řízená kola na nápravě, aby bylo zajištěno, že zůstanou v související poloze bez ohledu na úhel otáčení. Tedy nutno zajistit kinematický vztah mezi oběma koly. Znázornění je na obrázku 32. Každé kolo je spojeno pomocí kloubů nebo sloupků, který je spojen s podvozkem pomocí otočného mechanismu. Každý kloub je poté spojen s táhlem pomocí kulových kloubů, takže při působení boční síly na táhlo se obě kola otáčejí kolem svého otočného čepu, a tak vozidlo mění svůj směr.



Obrázek 32: Schéma řízení

Zdroj: Barton (2018) (upraveno)

Působení síly na táhlo může být hydraulické, mechanické, elektrické nebo jejich kombinací. Dále je nutné, aby byly splněny Ackermannova úhlové požadavky. Zajištěno Ackermannova kritéria vyžaduje, aby každé z řízených kol se otočilo o různou velikost, a aby byly řízené kola orientovány tak, že sledují skutečný poloměr otáčení kolem společného bodu, jak je znázorněno na obrázku 33.



Obrázek 33: Ackermannova geometrie řízení

Zdroj: Barton (2018) (upraveno)

Ideální geometrie vozidla po zakřivené dráze je definována, jako Ackermannová geometrie řízení a je vyobrazená na obrázku 33. Zde je vidět, že kola se dokonale odvalují bez bočního skluzu (Barton, 2018).

Barton (2018) navrhuje používat vzorce, které popisují výpočet vnitřního a vnějšího úhlu natočení kol:

$$\tan\delta_i = \frac{L}{\left(R - \frac{T}{2}\right)} \quad (50)$$

$$\tan\delta_{oA} = \frac{L}{\left(R + \frac{T}{2}\right)} \quad (51)$$

, kde:

δ_i – úhel natočení vnitřního kola

δ_{oA} – úhel natočení vnějšího kola

L – rozvor náprav automobilu

T – rozchod kol nápravy automobilu

R – střední poloměr zatáčení zadní nápravy

Barton (2018) dále uvádí, že vnější úhel je také možné vypočítat z vnitřního úhlu, avšak k tomu je potřeba znát R a L :

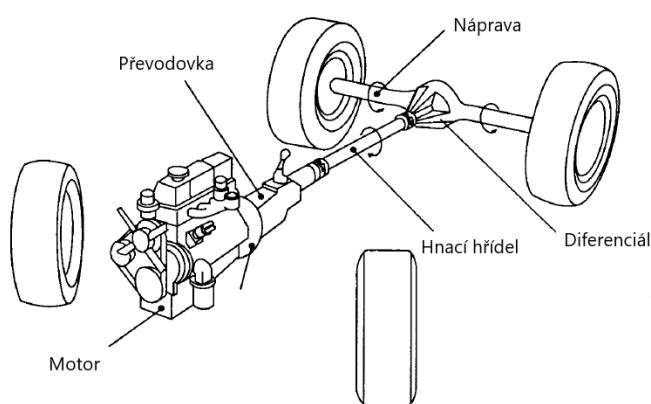
$$\cot\delta_{oA} = \cot\delta_i + \frac{R}{L} \quad (52)$$

7. Výkonové parametry vozidel

7.1 Přenos výkonu a točivého momentu od motoru

Nejrozšířenějším druhem motoru v automobilech je spalovací motor (benzínový nebo naftový). V motorových vozidlech se výkon motoru zpravidla přenáší přes spojku, převodovku a rozvodovku na hnací kola. Obrázek 34 znázorňuje schéma hnacího traktu vozidla.

Maximální výkon vozidla podélně akcelerujícího je určen buď výkonem motoru nebo trakčními limity na hnacích kolech. Na rychlosti vozidla je závislé, jestli bude převládat výkon nebo trakce. Při nízkých rychlostech může být limitujícím faktorem trakce pneumatiky a při vysokých rychlostech tím může být limitujícím faktorem výkon motoru (Gillespie, 1992).



Obrázek 34: Základní prvky hnacího traktu vozidla

Zdroj: Gillespie (1992) (upraveno)

7.2. Výkon motoru

Výkon motoru je charakterizován jako vykonaná práce. Jmenovitý výkon je možné vypočítat na základě indikovaného (i.p.), tj. výkonu skutečně vyvinutého ve válci, nebo na základě brzdného výkonu (b.p.), což představuje výstupný moment měřený na klikové hřídeli, b.p. je vždy menší než i.p. kvůli ztrátám způsobeným třením, hydraulickým ztrátám ve válcích při sání a ztrátám vratného mechanismu motoru.

Protože poměr vykonané práce se zvyšuje s narůstající rychlostí pístů, bude mít výkon tendenci růst s rychlostí otáčení klikového hřídele a až přibližně ve dvou třetinách rozsahu otáček motoru bude rychlost nárůstu výkonu klesat.

Různě Země používají standardizované zkušební postupy pro měření výkonu motoru, které vycházejí z příslušné legislativy (předpisy EHK OSN, nařízení (EU), SAE, DIN, ...) (Crolla, 2009).

Dle autora Crolla (2009) je možné indikovaný výkon vypočítat:

$$i.p. = \frac{pLANn}{60\,000} \quad (53)$$

, kde:

i.p. – indikovaný výkon

p – efektivní tlak

L – délka zdvihu

A – plocha pístu

N – otáčky klikového hřídele

n – počet válců

Vztah pro výpočet brzdového výkonu Crolla (2009) uvádí takto:

$$b.p. = \frac{2\pi TN}{60\,000} \quad (54)$$

, kde:

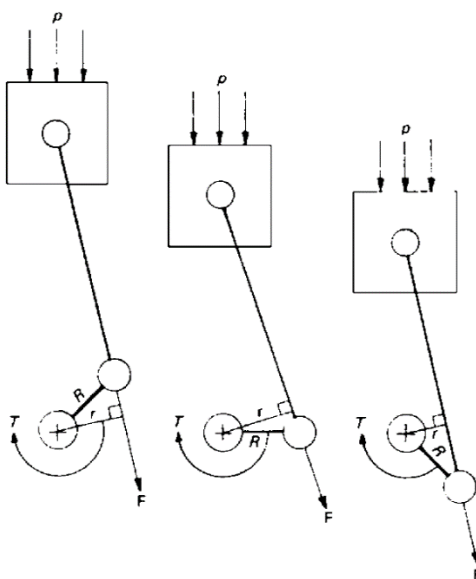
b.p. – brzdový výkon

π – 3,142

T – točivý moment motoru

N – otáčky klikového hřídele

Základní kinematické schéma motoru je zobrazeno níže na obrázku 35



Obrázek 35: Kinematika motoru

Zdroj: Crolla (2009) (upraveno)

7.3. Točivý moment motoru

Točivý moment představuje sílu k otáčení klikového hřídele. Je to síla působící podél ojnice na kolmé vzdálenosti ve středu otáčení klikového hřídele.

Dle Ehsani (2018) je možné vyjádřit točivý moment motoru:

$$T = Fr \quad (55)$$

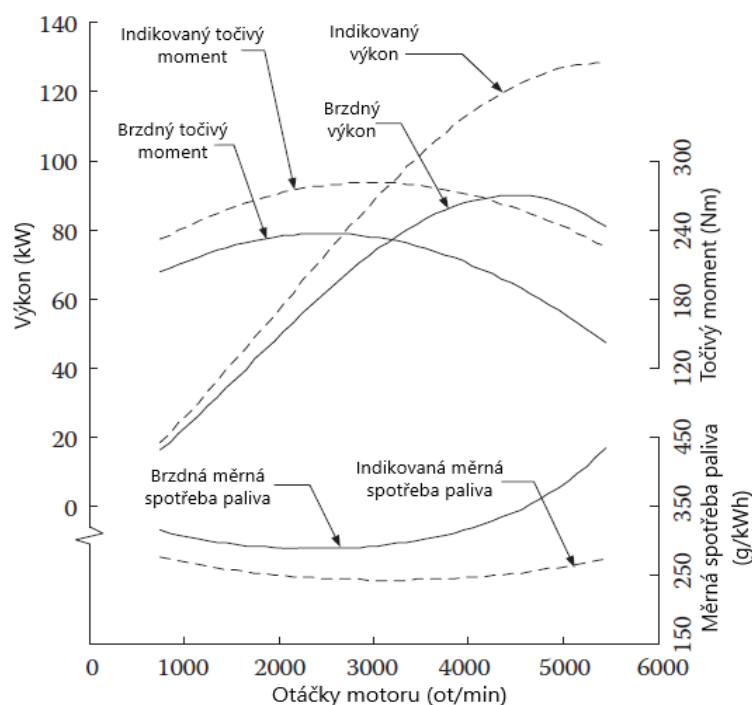
, kde:

T – točivý moment motoru

F – síla působící na kliku

r – efektivní poloměr kliky

Během pohybu kliky o 180° a zdvihu z horní úvratí do dolní se efektivní poloměr klikového ramene zvýší z nuly v horní části zdvihu na maximum a poté při klesání do dolní úvratě se opět sníží na nulu (obrázek 35). To znamená, že točivý moment se v důsledku zdvihu pístu neustále mění. Během volnoběhu není k dispozici užitečný točivý moment. Ve skutečnosti je část točivého momentu při zdvihu pístů použita na překonání kompresního odporu a hydraulických ztrát. Točivý moment uváděný výrobcí vozidel vždy představuje průměrnou hodnotu během celého cyklu motoru. Průměrný vyvinutý točivý moment se bude lišit v rozsahu otáček motoru. Maximum dosahuje přibližně při středních otáčkách a klesá na obou stranách (obrázek 36).

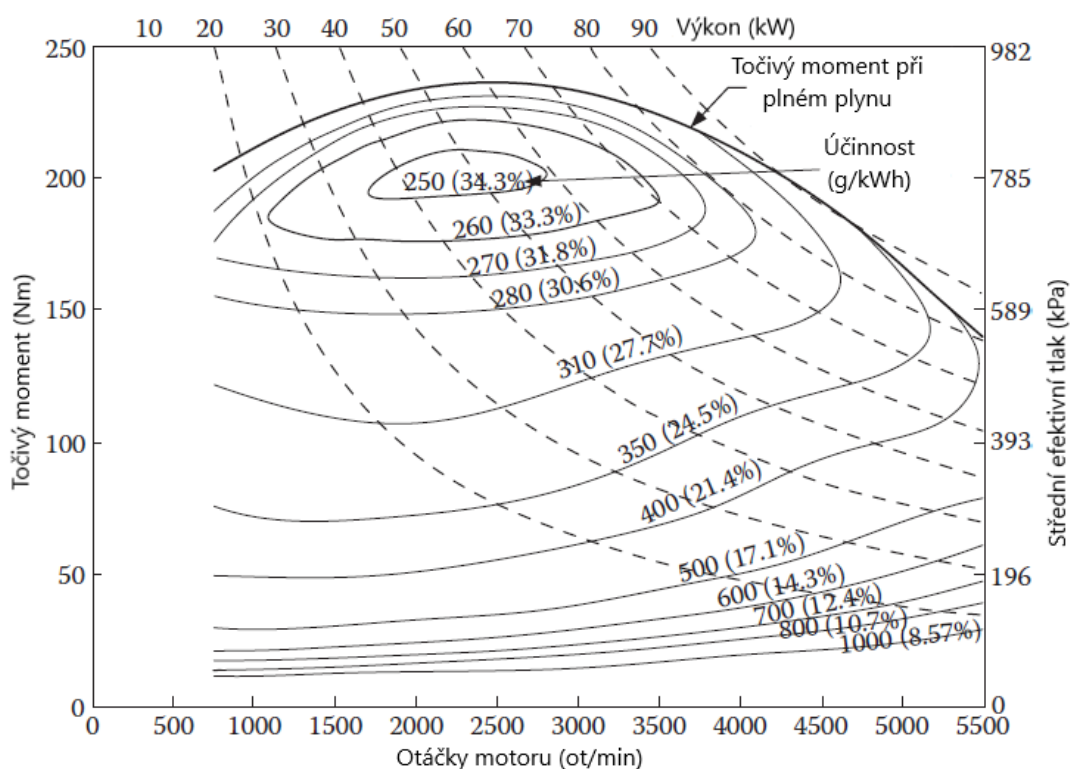


Obrázek 36: Charakteristika spalovacího motoru

Zdroj: Ehsani (2018) (upraveno)

7.4. Spotřeba paliva

Dalším významným parametrem v souvislosti s provozem vozidla je spotřeba motoru. Měrná spotřeba paliva se liší v závislosti na otáčkách a zatížení motoru, jak je znázorněno na obrázku 37. Obecně platí, že motor má optimální provozní vlastnosti, když je měrná spotřeba nízká. Tato oblast je obvykle umístěná uprostřed rozsahu otáček, což odpovídá maximálnímu točivému momentu. Z jiného úhlu pohledu je tato oblast blízka provozu s největším zatížením (tzv. plný plyn) a kde procento ztrát k celkovému indikovanému výkonu je malé. V konstrukci vozidla by pracovní body motoru měli být blízko této zmiňované oblasti, aby se dosáhlo nejekonomičtějšího provozu (Ehsani, 2018).



Obrázek 37: Charakteristika měrné spotřeby paliva benzínového motoru

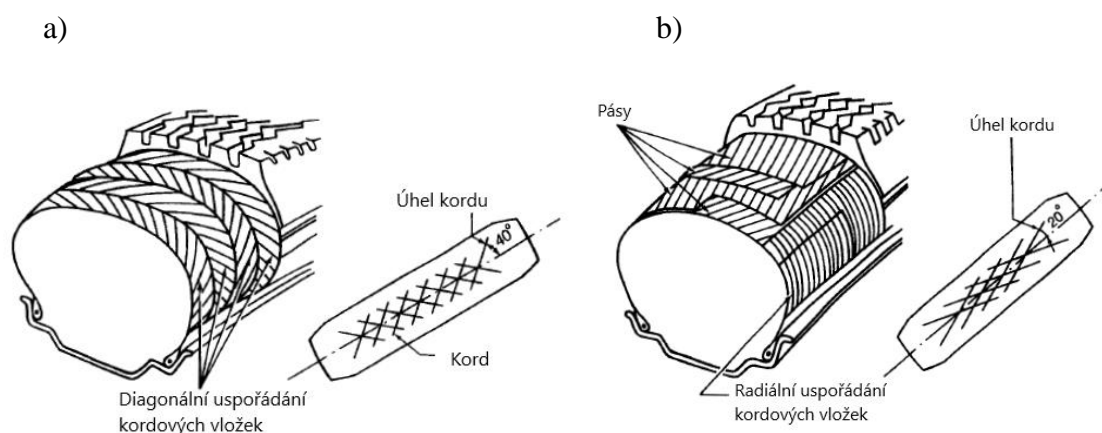
Zdroj: Ehsani (2018) (upraveno)

8. Provozní faktory pojzdového ústrojí

8.1 Pneumatiky

Konstrukce a design pneumatika ovlivňují její celkové vlastnosti, jak valivý odpor, tak chování při jízdě na různých površích (Wong, 2001).

Rozlišujeme dva základní typy konstrukcí pneumatik zobrazené na obrázku 38: radiální (RADIAL PLY) a diagonální (BIAS PLY). Radiální plášť má vložky kostry uloženy tak, že jejich kordová vlákna jsou téměř kolmo na střední rovinu pláště. Počet vložek závisí na požadované únosnosti pneumatiky. Diagonální pneumatiky mají vložky kostry uloženy tak, že sousední vložky jsou vždy symetrické. Velikost úhlu nití kordu ovlivňuje vlastnosti pneumatiky. Diagonální pneumatiky mají v porovnání s radiálními většinou vždy menší úhel kostry (Močkoř, 1993).



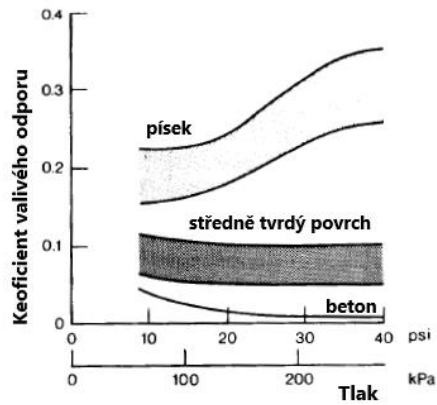
Obrázek 38: a) diagonální konstrukce pneumatiky, b) radiální konstrukce pneumatiky

Zdroj: Wong (2001) (upraveno)

8.1.1. Tlak v pneumatice

Tlak v pneumatice ovlivňuje její pružnost. V závislosti na deformování podkladu tento tlak ovlivní valivý odpor. Na tvrdém povrchu valivý odpor klesá s vyšším hustícím tlakem. Při vyšším hustícím tlaku, se pneumatika méně deformuje a dochází k menší ztrátě hystereze. Na měkkém povrchu jako je například písek, hlína nebo sníh má vysoký tlak v pneumatice za následek, že dochází ke většímu pronikání do podkladu a dochází tak k zvětšení valivého odporu.

Hustící tlak ovlivňuje nejen velikost valivého odporu, ale také opotřebení (Wong, 2011). Optimální tlak závisí na charakteristikách podkladu, pro lepší znázornění viz obrázek 39.



Obrázek 39: Závislost koeficientu valivého odporu na tlaku

Zdroj: Wong (2001) (upraveno)

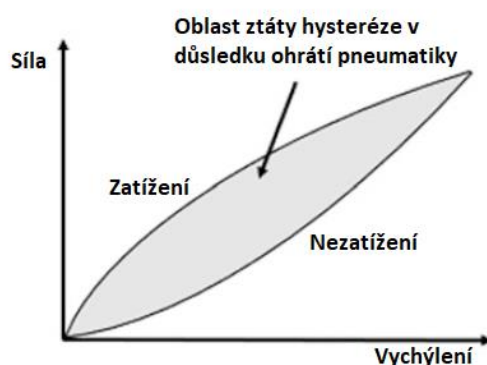
Obecně lze říci, že po snížení tlaku v pneumatice dochází ke zvýšení trakce (Gillespie, 1992).

9. Jízdní odpory působící na vozidlo od pojezdového ustrojí

Vozidlo během jízdy musí překonat celkový odpor, který se skládá z dílčích odporů. Mezi hlavní dílčí odpory lze zařadit: odpor setrvačnosti, odpor valení, odpor vzduchu, odpor stoupání a další. Celkový odpor lze vypočítat jako součet dílčích odporů (Ikrinský, 1991).

9.1. Valivý odpor pneumatiky

Valivý odpor je definován jako síla, kterou je nutné překonat, aby se vozidlo pohybovalo konstantní rychlostí po vodorovném povrchu za podmínky, že neexistují žádné aerodynamické odpory karosérie. Valivý odpor je síla mezi pneumatikami a silnicí. Valivý odpor vzniká ze dvou zdrojů, první je kontinuální deformace pneumatik během odvalování a druhým jsou třecí účinky v mechanických částech hnacího ústrojí. Pneumatika je vystavena cyklické deformaci, kde dochází k deformaci bočních stěn a plochy běhounu. Ovšem nejde o dokonalý pružný proces, ale dochází ke ztrátě energie, viz obrázek 40. Tato energie se projeví jako teplo (teplá pneumatika). Pokud je pneumatika podhuštěná, zvyšuje se spolu s teplotou i deformace bočnice. Pokud vozidlo pokračuje s podhuštěnými pneumatikami, může dojít až k oddělení jednotlivých vrstev bočnice. Při vysokých rychlostech působí aerodynamické účinky na rotující pneumatiku a vznikají ztráty.



Obrázek 40: Oblast ztráty hysteréze

Zdroj: Barton (2018) (upraveno)

Spojením všech ztrát valivého odporu pro vozidlo je možné dle Bartona (2018) vyjádřit:

$$R_R = N \cdot C_R = m \cdot g \cdot \cos\theta \cdot C_R \quad (56)$$

, kde:

R_R - valivý odpor

C_R - součinitel valivého odporu

N - reakce na kole

Barton (2018) uvádí typické příklady hodnot valivého odporu pro určité povrchy, které jsou zobrazeny v tabulce 1.

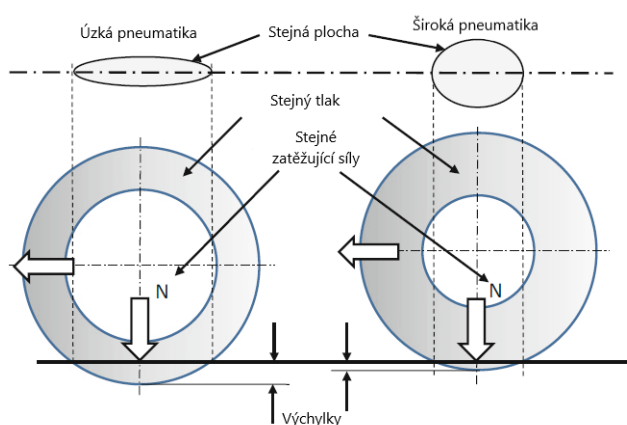
Tabulka 1: Typické hodnoty valivého odporu pro určité povrchy

| Typ vozidla | Koeficient valivého odporu (C_R) | | |
|------------------|--------------------------------------|--------------|-------|
| | Beton | Dobry asfalt | Písek |
| Osobní vozidlo | 0,012 | 0,08 | 0,30 |
| Nákladní vozidlo | 0,012 | 0,06 | 0,25 |
| Traktor | 0,02 | 0,04 | 0,20 |

Zdroj: Barton (2018) (upraveno)

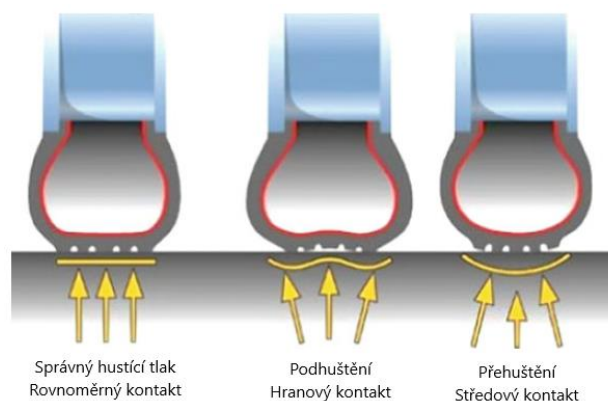
Valivý odpor je pro výrobce pneumatik kritickým konstrukčním parametrem a je ve vztahu:

- rychlostí vozidla – hysterezní ztráty
- teplotou pneumatik – ovlivňuje směs
- návrhem kostry a vlastnosti materiálu – tenčí materiál má za následek menší valivý odpor
- povrchem vozovky – měkčí povrch má za následek deformace, které vedou k vyššímu valivému odporu
- prokluzem a deformací dezénu při působení hnací síly „formula racing car“ používají v suchém počasí „semi slicky“ bez dezénu, aby byl minimalizovaný valivý odpor
- velikosti – zvětšení šířky pneumatiky má za následek nižší valivý odpor v důsledku nižších průhybů stěn pneumatiky viz obrázek 41
- zatížením a hustícím tlakem viz obrázek 42



Obrázek 41: Vliv šířky pneumatiky na valivý odpor

Zdroj: Barton (2018) (upraveno)



Obrázek 42: Vliv tlaku na kontaktní plochu a deformaci pneumatiky

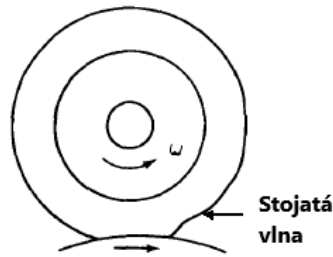
Zdroj: Barton (2018) (upraveno)

Pokud je pneumatika nahuštěna na správný tlak, snižuje se valivý odpor a zvyšuje se ekonomičnost provozu vozidla. Pokud je pneumatika podhuštěná, valivý odpor se zvýší v důsledku nadměrných deformací stěny pneumatiky. U nadměrného nahuštění je ovlivněna ovladatelnost vozidla. Současná technologie směřuje k automatickému monitorování tlaku, aby se zohlednily různé povrchy vozovky a nadmořská výška. Jde o systém, který by měl minimalizovat spotřebu paliva při zachování optimálního výkonu vozidla. Valivý odpor se může také výrazně změnit během zatáčení.

Při vyšších rychlostech to bývá menší problém, protože aerodynamický odpor hraje větší roli v celkových odporech. Tedy při vyšších rychlostech klesne součinitel dynamického tření na hodnotu niž, jak je hodnota statického tření. Při nízkých rychlostech, jako je jízda ve městě, parkování a provoz během dopravní kongesce, je aerodynamický odpor méně důležitý a manévrovací odpor se zvyšuje se zvyšujícím se koeficientem tření mezi pneumatikou a vozovkou. Odpor v zatáčkách obecně závisí na úhlu řízeného kola (který závisí na poloměru zatáčení), zatížení řízeného kola, úrovni tření mezi pneumatikou a vozovkou a konfiguraci pohonu (pohon předních, zadních nebo všech kol) (Barton, 2018).

9.1.1. Vliv rychlosti na odpor valení pneumatiky

Valivý odpor je ovlivněn rychlostí jízdy z důvodu deformování pneumatiky a vibracím v konstrukci pneumatiky. Vliv rychlosti je významnější, pokud dochází ke kombinaci rychlosti s nízkým hustícím tlakem. Kvůli tomuto stavu dochází na pneumatice k vzniku vysokoenergetické stojaté vlně. Pokud tato vlna přetrvává, může dojít až k selhání pneumatiky. Tato vlna je zobrazena na obrázku 43. Moderní pneumatiky s vysokým rychlostním indexem obvykle obsahují stabilizátory uvnitř pneumatiky, které mají zamezit vzniku této vlny (Gillespie, 1992).

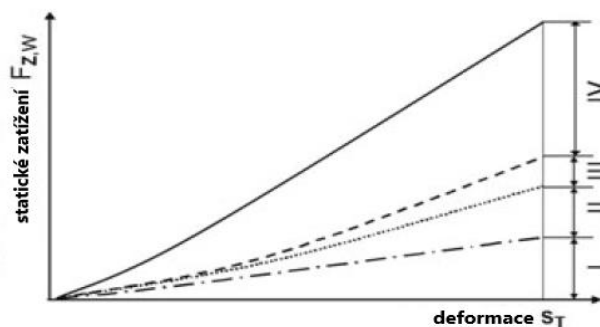


Obrázek 43: Stojatá vlna

Zdroj: Wong (2001) (upraveno)

9.1.2. Přenos normálové síly ve stykové ploše pneumatiky na podložku

Pneumatiku lze popsat jako pružinu. Konstanta pružiny pneumatiky závisí na tlaku v pneumatice, konstrukci pneumatiky, rychlosti valení, zatížení kola a frekvenci zatížení. Podle obrázku 44 lze pozorovat zatížení sil na pneumatice, kde lze pozorovat zatížení $F_{z,w}$ ve svislém směru a deformaci S_T . Obrázek dále popisuje: I. nosnost vypuštěné pneumatiky, II. sílu produkovanou tlakem vzduchu za účelem udržení kulatého tvaru pneumatiky, III. sílu vyplývající ze stlačení vzduchu, který je v pneumatice a IV. nosnost vzduchu v pneumatice.



Obrázek 44: Silového působení na pneumatiku

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

Složka I. odpovídá únosnosti $F_{T,struct}$ pneumatiky pod elastickou deformací. Složka II. představuje sílu $F_{T,round}$ tlakovou sílu od vzduchu p_T v pneumatice, který působí na stěny pneumatiky a zajišťuje jejich kulatý tvar. Složka III. představuje nejmenší část a je výsledkem síly $F_{T,press}$ stlačování uvnitř pneumatiky. Největší a nejzásadnější je složka IV. představující deformaci kontaktní plochy A_T v důsledku svislého zatížení $F_{z,w}$. Podle Heissinga (2011) tyto veličiny lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$F_{z,w} = p_T \cdot A_T + F_{T,press} + F_{T,struct} + F_{T,round} \quad (57)$$

, kde:

$F_{z,w}$ – svislá síla na pneumatiku

p_T – tlak v pneumatice

A_T – velikost kontaktní plochy pneumatiky

$F_{T,press}$ – síla stlačení uvnitř pneumatice

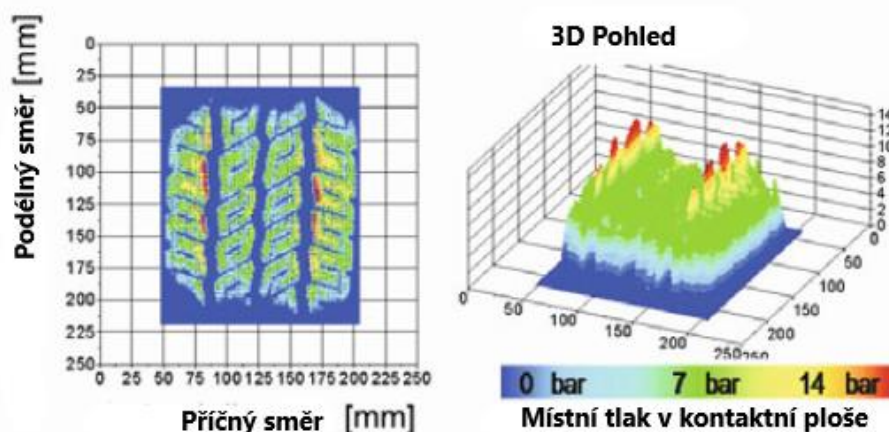
$F_{T,struct}$ – únosnost pneumatiky

$F_{T,round}$ – tlaková síla od vzduchu

Skutečná kontaktní plocha A_T závisí na velikosti profilu $l_{T,pos}$ běhounu pneumatiky, který je ve skutečnosti v kontaktu s povrchem vozovky a může být mnohem menší než plocha A_T . Velikost profilu je obvykle mezi 60–80 %. Výsledkem toho může být místní tlak na bloky běhounu vyšší než plnicí tlak pneumatiky p_T . Průměrný tlak v kontaktní ploše může být až o 1-2 bary (0,1-0,2 MPa) vyšší než tlak v pneumatice. Dalším faktorem, který může zapříčinit vyšší tlak v pneumatice je drsnost povrchu vozovky.

Drsnost povrchu vozovky může snížit velikost kontaktní plochy na 7-60 %. Toto další snížení může u pneumatik vést až k tlakovým špičkám (45 barů). Obecně lze říct, že větší svislé zatížení kol $F_{z,w}$ zvyšuje velikost kontaktní plochy A_T . Další možností pro zvýšení kontaktní plochy A_T je snížením tlaku v pneumatikách automobilu.

Na obrázku 45 lze vidět typické rozložení tlaku v kontaktu s vozovkou. Tvar tlakových špiček v kontaktní ploše je určen svislým zatížením kol $F_{z,w}$, tlakem v pneumatikách p_T , strukturálními vlastnostmi pneumatik a tvarem jejího vzorku dezénu (Heissing, 2011).



Obrázek 45: Typický tlak v kontaktu s vozovkou

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

9.1.3. Vliv tření ve stykové ploše pneumatiky s podložkou

Pneumatika je nejdůležitější součástí dynamického chování vozidla ve svislém, podélném a bočním směru. Všechny síly působící na vozidlo působí na kontaktní plochu mezi pneumatikou a povrchem vozovky. Vlastnosti pneumatiky jsou ovlivněny místními účinky na kontaktní ploše, kde díky tření pneumatiky o vozovku dochází k přenosu síly. Velikost přenášené síly závisí na třecích vlastnostech pneumatiky a vozovky. Přenos této síly je umožněn dvěma hlavními formami tření a těmi jsou adhezní a hysterezní tření (Heissing, 2011).

Ikrinský (1991) uvádí, že třecí sílu F_t mezi pneumatikou a silnicí lze vyjádřit základním vztahem:

$$F_t = \mu \cdot G \quad (58)$$

, kde:

F_t – třecí síla

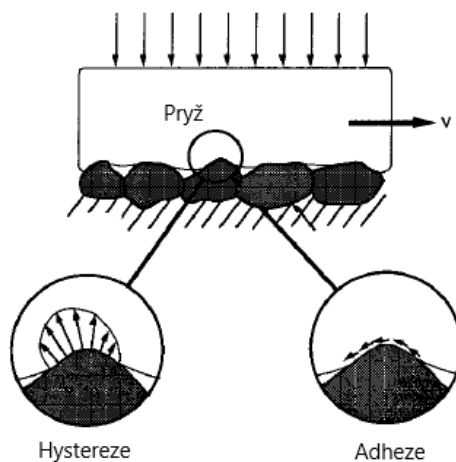
μ – součinitel adheze

G – tíha vozidla

Pokud je cesta skloněná pod nějakým úhlem, je potřeba tíhu vozidla přepočítat příslušnou goniometrickou funkcí kolmou na povrch silnice (Ikrinský, 1991).

Mezi dva základní mechanismy odpovědné za třecí spojení patří Adheze a Hystereze (zobrazeno na obrázku 46). Adheze povrchu vyplývá z intermolekulárních vazeb mezi pryží a silničním podkladem. Adhezní složka je dvakrát větší, ale to platí pouze za předpokladu, že povrch vozovky je suchý. Pokud je vozovka mokrá dochází tak ke ztrátě tření.

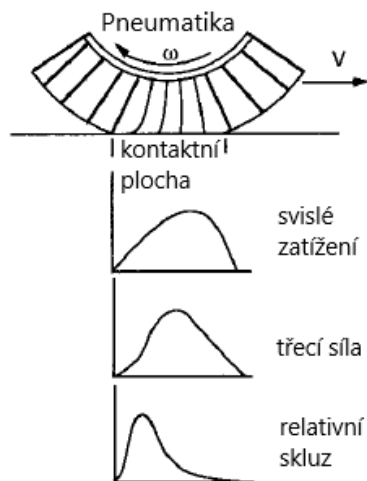
Hystereze představuje ztrátovou energii v pryži, u kterého dochází k deformaci vlivem klouzání po povrchu vozovky. Hystereze není tak ovlivněna vodou na vozovce. Pneumatiky s vysokou hysterezí deženu dosahují lepší trakce za mokra.



Obrázek 46: Mechanismus adheze a hystereze

Zdroj: Gillespie (1992) (upraveno)

Adhezivní i hysterezní tření úzce závisí na určitém malém skluzu, který nastane na rozhraní pneumatiky a silnice. Tento skluz je pozorován v důsledku deformace pryžových prvků běhounu pneumatiky. Běhoun se deformuje a zajišťuje tak brzdou sílu. Tento jev je zobrazen na obrázku 47.



Obrázek 47: Deformace v kontaktní ploše při brzdění

Zdroj: Gillespie (1992) (upraveno)

Prokluz kola lze vypočítat pomocí vzorce:

$$prokluz = \frac{v - \omega \cdot r}{v} \quad (59)$$

, kde:

v – rychlost vozidla

ω – obvodová rychlost pneumatiky

r – poloměr hnacích kol

Vzhledem na provozní podmínky se mechanismy přenosu sil do značné míry liší a je vhodné rozlišovat mezi:

- valení
- vlastnosti přenosu svislé síly
- brždění/akcelerace
- zatáčení

Přenos síly v kontaktní ploše odvalující se pneumatiky je vždy kombinován s pružnou deformací profilu běhounu a strukturální deformací pneumatiky. Při analýze dynamiky vozidla je nutné vzít tyto deformace v úvahu (Gillespie, 1992).

9.1.4. Smykové namáhání pneumatiky při zatáčení vozidla

Přenos boční síly je na kontaktní plochu pneumatiky je obdobný jako při podélných silách. V důsledku bočních pružností běhounu a struktury pneumatiky dochází k přenosu síly při pružné deformaci pneumatiky. Deformace je přímo závislá s bočním prokluzem S_α pneumatiky. Když na pneumatiku působí boční síla $F_{Y,W}$, potom úhel bočního skluzu α je úhel mezi skutečným směrem jízdy pneumatiky a jejím směrem valení v_x nebo v_w . Na pneumatice lze definovat rotační, podélný a boční prokluz viz obrázek 48.



Obrázek 48: Definice úhlu při prokluzu

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

Složka boční rychlosti $v_{W,boční}$ vyplívá z aplikace bočních sil pneumatiky a přímo souvisí s rychlostí volného odvalování pneumatiky $v_{W,podélný}$. Tento vztah lze popsat rovnicí:

$$S_\alpha = \frac{v_{W,boční}}{v_{W,podélný}} = \frac{v_W \cdot \sin(\alpha)}{v_W \cdot \cos(\alpha)} = \tan(\alpha) \quad (60)$$

, kde:

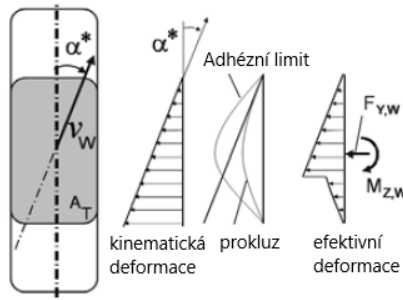
S_α – boční prokluz pneumatiky

v_W – rychlost odvalování pneumatiky

α – úhel bočního skluzu

Pneumatika, která se valí s úhlem bočního skluzu $\alpha = 45^\circ$ bude mít boční prokluz pneumatiky $S_\alpha = 100\%$. Tato skutečnost umožňuje srovnání mezi mechanismy přenosu síly v pneumatikách v podélném a bočním směru. V praxi však úhel bočního skluzu $\alpha = 45^\circ$ může nastat pouze teoreticky, a to v případě bočního klouzaní pneumatiky. Za normálních okolností se vyskytuje boční skluz do hodnot $\alpha > 12^\circ$.

Obrázek 49 lépe zobrazuje deformaci bloku běhounu pneumatiky způsobenou boční silnou $F_{Y,W}$ na valivém kole. Blok běhounu, při působení v oblasti kontaktní plochy A_T je přitlačen k povrchu vozovky. Místní lokální tlak p_{local} a koeficient statického tření μ_{static} způsobí to, že blok bude kinematicky sledovat vektor kola (Heissing, 2011).



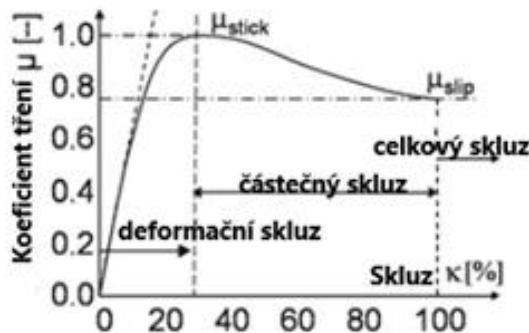
Obrázek 49: Deformace běhounu v kontaktní ploše pneumatiky

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

9.1.5. Vliv akcelerace a brždění na provozní vlastnosti pneumatiky

Přenos sil $F_{x,w}$ a $F_{y,w}$ přes oblast kontaktní plochy A_T je vždy doprovázen prokluzem mezi pneumatikou a vozovkou. Tento prokluz je způsoben pružností profilu pneumatiky a strukturou běhounu pneumatiky a také koeficientem tření mezi pneumatikou a vozovkou.

Celkový prokluz pneumatiky κ je kombinací deformace pneumatiky a jejího pohybu vzhledem k vozovce. Jak dochází ke zvětšování celkového prokluzu pneumatiky κ , zvyšuje se i podíl celkového prokluzu způsobeného pohybem pneumatiky vzhledem k povrchu vozovky. Vztah mezi prokluzem pneumatiky κ a koeficientem tření μ je zobrazeno na obrázku 50, kde je vidět oblasti deformačního prokluzu, částečného prokluzu a celkového prokluzu.



Obrázek 50: Vztah mezi koeficientem tření a skluzem

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

Většina analýz definuje jeden základní prokluz pneumatik pro podélný a příčný směr. V podélném směru jsou důležité dva typy prokluzu, které je možné vypočítat:

$$\kappa_A = \frac{\omega_W \cdot r_{dyn} - v_x}{\omega_W \cdot r_{dyn}} \quad (61)$$

$$\kappa_B = \frac{\omega_W \cdot r_{dyn} - v_x}{v_x} \quad (62)$$

, kde:

κ_A – jízdní prokluz pneumatiky

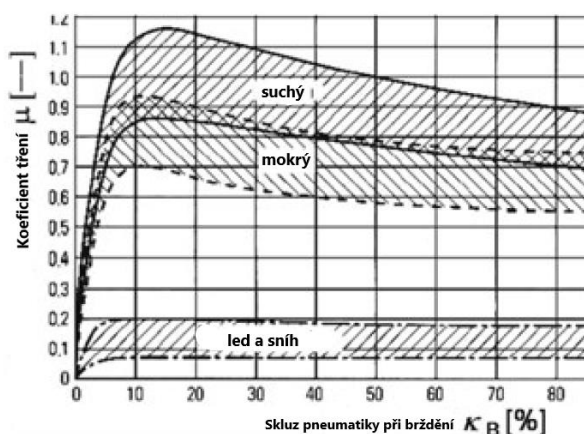
κ_B – brzdňý prokluz pneumatiky

ω_W – obvodová rychlost pneumatiky

r_{dyn} – poloměr kola

v_x – rychlost vozidla

Podle rovnic (61) a (62) je jízdní prokluz vždy kladný a brzdňý prokluz vždy záporný, protože během jízdního skluzu se kolo otáčí rychleji a u brždění naopak pomaleji.



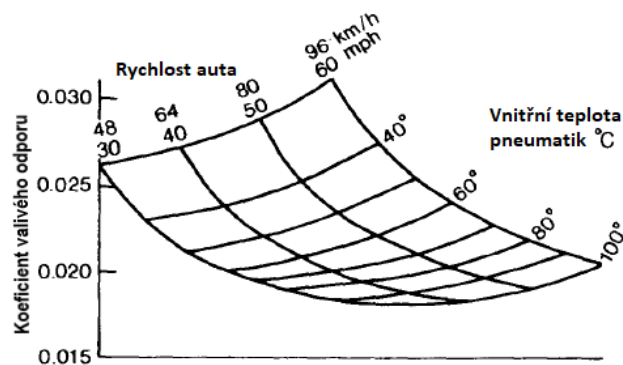
Obrázek 51: Vztah mezi skluzem pneumatiky a koeficientem tření

Zdroj: Heissing (2011) (upraveno)

Křivky na obrázku 51 představují účinek rychlosti vozidla v_x na koeficientu tření μ . Vyšší rychlost v má za následek zvýšení relativní rychlosti v posuvné části kontaktní plochy. To vede k nižšímu koeficientu valivému tření. Vliv rychlosti vozidla je patrný zejména při vyšších procentech skluzu viz obrázek 50 (Heissing, 2011).

9.1.6. Teplota pneumatik

Teplota pneumatik ovlivňuje její valivý odpor dvěma způsoby. Jedním z nich je změna teploty uvnitř pneumatiky, což má za následek změny tlaku uvnitř pneumatiky a druhý způsob je změna tuhosti a hystereze pneumatiky. Na obrázku 52 můžeme lépe vidět vliv vnitřní teploty pneumatiky a rychlosti na ovlivnění koeficientu valivého odporu (Wong, 2001).



Obrázek 52: Vliv vnitřní teploty pneumatiky a rychlosti na koeficientu valivého odporu

Zdroj: Wong (2001) (upraveno)

9.2. Odpor setrvačnosti

Vozidlo, které zrychluje musí překonat odpor setrvačnosti celé hmotnosti vozidla a setrvačnosti rotujících částí. Přehled rotujících hmotností vozidla je znázorněn na obrázku 53. Tento odpor působí proti směru pohybu vozidla, Ikrinský (1991) uvedl vztah pro výpočet odporu setrvačnosti vozidla následně:

$$R_{ZO} = \frac{G}{g} \cdot a + \frac{M_r}{r} \quad (63)$$

, kde:

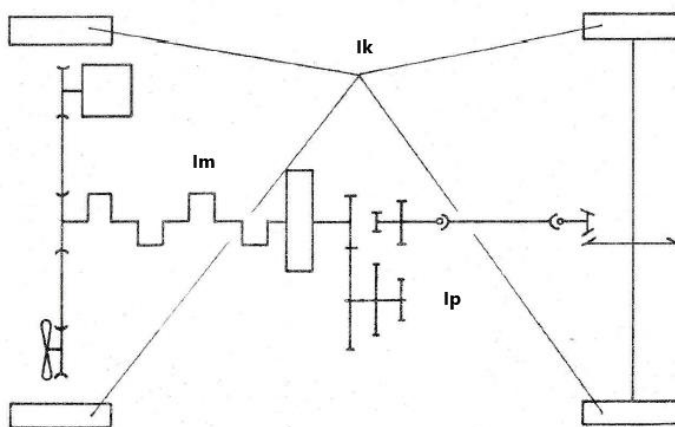
G - tíha vozidla

g - gravitační zrychlení

a - zrychlení vozidla

M_r - moment na zrychlení rotujících hmotností vozidla

r - poloměr hnacích kol



Obrázek 53: Přehled rotujících hmotností vozidla

Zdroj: Ikrinský (1991) (upraveno)

Dále dle Ikrinského (1991) lze moment zrychlení rotujících částí vypočítat následně:

$$M_r = M_{rm} + M_{rp} + M_{rk} \quad (64)$$

, kde:

M_{rm} – moment zrychlení rotujících hmotností motoru

M_{rp} – moment zrychlení hmotností převodového mechanismu

M_{rk} – moment na zrychlení kol

Tyto dílčí momenty M_{rm} , M_{rp} , M_{rk} lze vypočítat pomocí následujících vztahů:

$$M_{rm} = \varepsilon_m \cdot I_m \cdot i_c \quad (65)$$

, kde:

ε_m – úhlové zrychlení rotujících hmotností motoru a je definováno:

$$\varepsilon_m = \frac{a}{r} \cdot i_c \quad (66)$$

, kde:

I_m – moment setrvačnosti rotujících hmotností motoru

i_c – celkový převodový poměr

$$M_{rp} = \frac{a}{r} \cdot I_p \cdot i_r^2 \quad (67)$$

, kde:

I_p – moment setrvačnosti rotující hmotnosti převodového mechanismu

i_r – převodový poměr v převodovce

I_k – moment setrvačnosti kol

$$M_{rk} = \frac{a}{r} \cdot I_k \quad (68)$$

Tyto dílčí vzorce lze dosadit do rovnice (68) a získat tak vztah pro výsledný výpočet celkového momentu na zrychlení rotujících hmotností vozidla, jak uvádí Ikrinský (1991):

$$M_r = \frac{a}{r} \cdot (I_m \cdot i_c^2 + I_p \cdot i_r^2 + I_k) \quad (69)$$

9.3. Odpor vzduchu

Proudění vzduchu při jízdě vozidla můžeme rozdělit na tři části: proudění vzduchu kolem vozidla, proudění vzduchu přes karoserii a proudění přes agregát. Toto proudění působí na vozidlo silami a momenty. Síly a momenty ovlivňují hospodárnost, jízdní výkon a stabilitu při změně směru.

Aerodynamika vozidla musí být řešena tak, aby vozidlo dosahovalo optimálních vlastností. Mimo to se také přihlíží k tomu, aby se světla a skla, co možná nejméně znečišťovaly, a aby bylo zamezeno nadlehčování stěračů. Velmi důležité je, aby nedocházelo ke vniku nadměrného hluku, aby byl zajištěn dostatečný přívod vzduchu na části, které vyžadují chlazení jako například brzdy a chlazení olejové vany.

Simulace ve větrném tunelu lépe ukazuje proudění vzduchu kolem vozidla. Podle zhoustnutí proudnic je možné předpokládat velikost vztahové síly (Ikrinský, 1991).

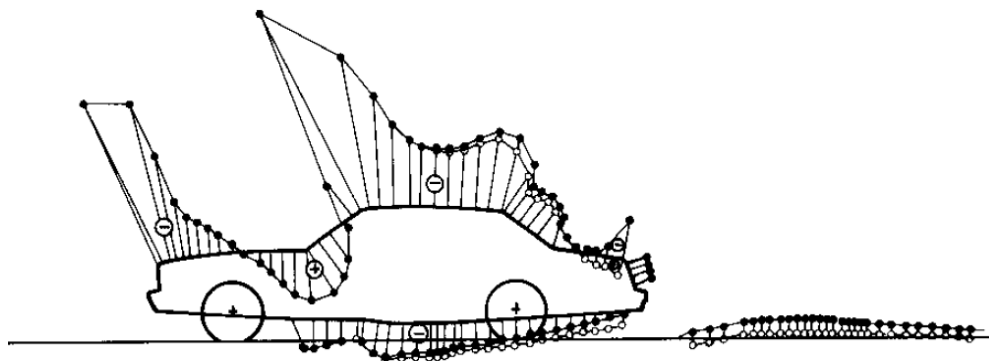
Obrázek 54 znázorňuje proudnice vzduchu obtékající vozidlo Mercedes v aerodynamickém tunelu. Čím dříve se vzduch oddělí od vozidla, tím větší je oblast přímo za vozidlem, což má za následek zvýšení podtlaku v zadní části vozidla a zvýšení aerodynamického odporu. K dalším ztrátám dochází, pokud vzduch vytváří víry nebo je veden klikatou cestou (cesta v motorovém prostoru nebo podběhy kol). Tyto cesty se označovat jako řízení vzduchu, přičemž se to používá k chlazení motoru a brzd (Barton, 2018).



Obrázek 54: Proudění vzduchu kolem vozidla v aerodynamickém tunelu

Zdroj: Barton (2018) (upraveno)

Rozložení tlaku na vozidle je zobrazeno na obrázku 55. Je zde zobrazen tlak, který vzniká podél karoserie. Tlak je zde indikován jako záporný nebo kladný s ohledem na okolní tlak a měřený v určité vzdálenosti od vozidla (Gillespie, 1992).

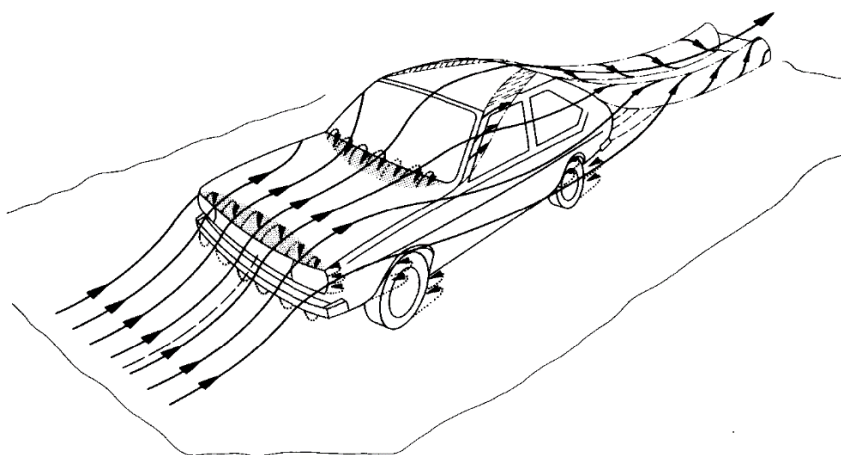


Obrázek 55: Rozložení tlaku vzduchu na vozidle

Zdroj: Gillespie (1992) (upraveno)

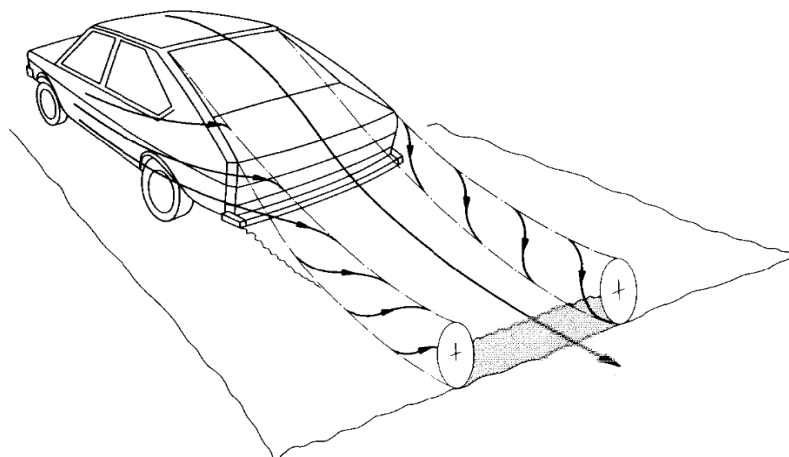
Odpor vzduchu je výslednicí normálových tlaků vzduchu a třecích sil na povrchu karoserie vozidla. Dle obrázku je patrné, že v oblasti čelního okna je přetlak. Díky tomu se zde nejčastěji umísťují otvory na vstup vzduchu do topení automobilu. V zadní části automobilu převládá podtlak, proto zde nejčastěji bývají umístěny odsávací otvory, které zajišťují odsání vydýchaného vzduchu z vnitřního prostoru. Tyto prvky musí být navrženy tak, aby v kabině vozidla vládl přetlak. Díky tomu je zamezeno vstupu vzduchu do automobilu. Toto provedení má však velké nevýhody při velkých rychlostech, proto je vhodnější otvory na vstup a výstup umístit na místa, kde je pouze tlak okolí a vzduch poté vhnět do automobilu pomocí větráků (Ikrinský, 1991).

Na obrázku 56 a 57 jsou znázorněna místa, kde může dojít k odtrhnutí proudění. Odtrhnutí na zadní hraně střechy se většinou nedá zamezit, kvůli omezené délce a tvaru automobilu (Hucho, 1987).



Obrázek 56: Přední pohled na proudění a odtrhnutí

Zdroj: Hucho (1987) (upraveno)



Obrázek 57: Zadní pohled na proudění a odtrhnutí

Zdroj: Hucho (1987) (upraveno)

Ikriňský (1991) navrhuje pro vyjádření odporu vzduchu R_{vz} motorového vozidla použít vztah:

$$R_{vz} = \frac{\rho_v \cdot v_v^2}{2} \cdot c_x \cdot S \quad (70)$$

, kde:

ρ_v – je hustota vzduchu

v_v – rychlost proudění vzduchu kolem automobilu

c_x – součinitel odporu vzduchu vozidla

S – čelní plocha vozidla

V praxi je výhodnější, ale použít vzorec v kterém se v_v přímo dosazuje v (km/h):

$$R_{vz} = 0,038 \cdot \rho_v \cdot c_x \cdot S \cdot v_v^2 \quad (71)$$

Potřebný výkon P_{vz} na překonání odporu vzduchu učíme z rovnice:

$$P_{vz} = \frac{R_{vz} \cdot v}{3\,600} \quad (72)$$

, kde

R_{vz} – odpor vzduchu

v – rychlost vozidla

Praktická rovnice na výpočet výkonu:

$$P_{vz} = 10,716 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_v \cdot c_x \cdot S \cdot v^3 \quad (73)$$

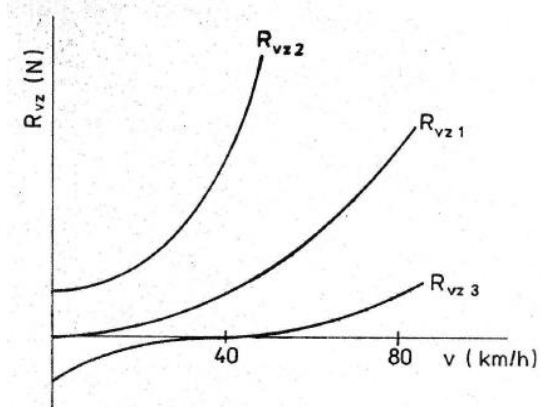
Z rovnice (71) je patrné, že největší vliv na odpor vzduchu má rychlost proudění větru kolem vozidla, za bezvětrí se rovná rychlosti vozidla (rychlosti jízdy).

Z obrázku 58 je vyplývá, že při zvýšení rychlosti vozidla se zvýší odpor vzduchu, to má za následek, že pro zvýšení rychlosti je potřeba větší výkon. S vyšším výkonem souvisí i vyšší spotřeba paliva (Ikrinský, 1991).

R_{vz1} – bezvětrí

R_{vz2} – protivítr s rychlostí 40 km/h

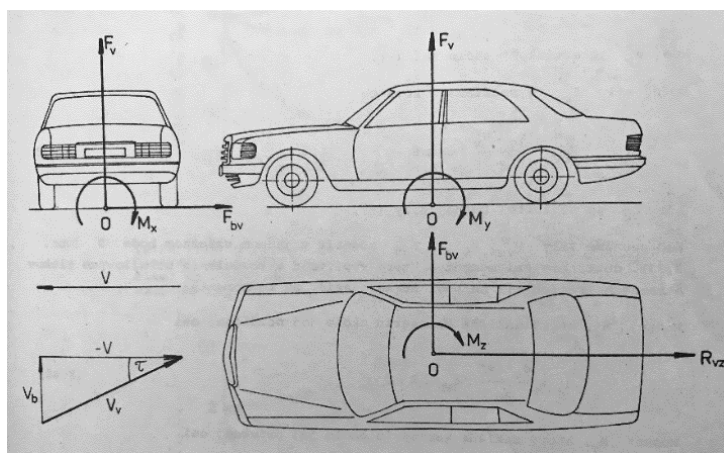
R_{vz3} – zadní vítr působící ve směru jízdy s rychlostí 40 km/h



Obrázek 58: Závislost odporu vzduchu na rychlosti vozidla

Zdroj: Ikrinský (1991) (upraveno)

Pokud na vozidlo proudí vzduch nesymetricky je nutno uvažovat vztakovou sílu, boční sílu a momenty, jak je zobrazeno na obrázku 59. Tyto síly a momenty mají velký vliv na stabilitu automobilu a jejich výpočet je naznačen pod obrázkem. Aerodynamické účinky nesouvisí s polohou těžiště automobilu a často jeho poloha při testování ve větrném tunelu není známá. Poloha pro měření sil a momentu se umísťuje pod vozidlo do středu rozvoru a rozchodu vozidla, zpravidla pokud je vozidlo symetrické. Pokud vozidlo není symetrické, je možné zvolit bod 0 ve středu předního okraje karoserie.



Obrázek 59: Silové a momentové účinky nesymetrického proudění vzduchu na vozidlo

Zdroj: Ikrinský (1991) (upraveno)

Vztlaková síla $F_v = \frac{\rho_v \cdot v_v^2}{2} \cdot c_v \cdot S$ (74)

Boční síla $F_{bv} = \frac{\rho_v \cdot v_v^2}{2} \cdot c_b \cdot S$ (75)

Moment, který naklání karoserii $M_x = \frac{\rho_v \cdot v_v^2}{2} \cdot c_{Mx} \cdot S \cdot l$ (76)

Moment, který zaklání karoserii $M_y = \frac{\rho_v \cdot v_v^2}{2} \cdot c_{My} \cdot S \cdot l$ (77)

Moment, který otáčí karoserii $M_z = \frac{\rho_v \cdot v_v^2}{2} \cdot c_{Mz} \cdot S \cdot l$ (78)

, kde:

c_v – vztlakový součinitel

c_b – součinitel boční síly

c_{Mx} , c_{My} , c_{Mz} jsou součinitele příslušných momentu

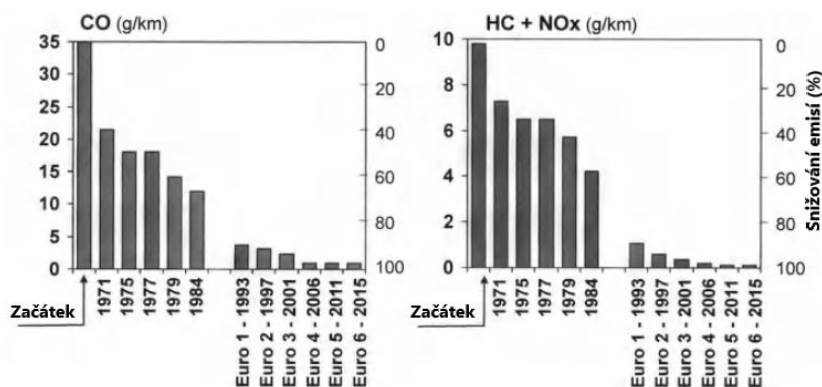
l – rozvor náprav automobilu (Ikrinský, 1991).

10. Ekologické aspekty provozu vozidel

10.1. Znečišťování ovzduší

Začátkem 70-tých lech začalo docházet k snaze o snížení škodlivých emisí vznikajících při výrobě a užívání automobilů. Stanovení přísných předpisů se týkalo především kvantifikace a specifikace emisí s ohledem na spotřeby paliva. V současnosti se ekologické předpisy nezabývají pouze látkami, které jsou definovány jako znečišťující látky (oxid uhelnatý (CO), uhlovodíky (HC), oxidy dusíku (NO_x) a pevné částice (PM), ale také skleníkovými plyny jako je oxid uhličitý (CO₂). Oxid uhličitý není sám o sobě nebezpečný pro život, ale nad určitou koncentrací může způsobit zvýšení teploty planety. Určitý skleníkový efekt je potřeba pro optimalizaci teploty na Zemi, aby například zima nebyla příliš chladná.

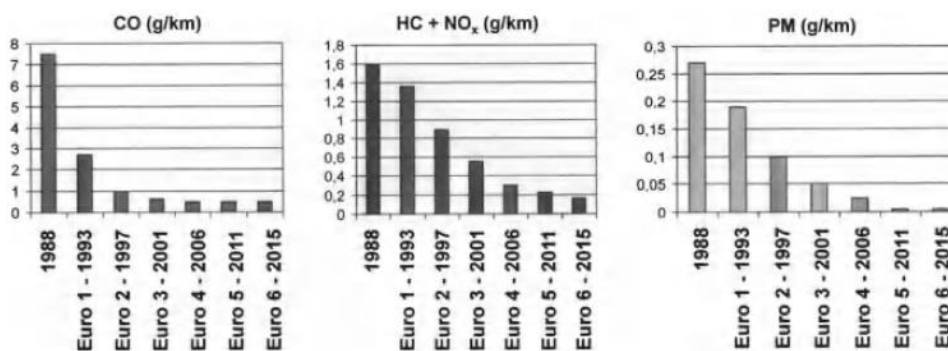
U benzínových motorů je vyžadováno snížení oxidu uhelnatého CO, HC a NO_x. Časový průřez změn u benzínových motorů je zobrazen na obrázku 60.



Obrázek 60: Časový průřez na snižování emisí pro benzínové motory

Zdroj: Genta (2014) (upraveno)

U naftových motorů je vyžadováno snížení oxidu uhelnatého CO, HC a NO_x, PM viz obrázek 61.



Obrázek 61: Časový průřez na snižování emisí pro naftové motory

Zdroj: Genta (2014) (upraveno)

Pro správný přístup je potřeba tento problém řešit globálně. Nejde jen o pouhý fakt, kolik znečišťujících látek vyprodukuje nebo kolik energie spotřebuje určité vozidlo, když je v provozu, ale o globální znečištění a spotřebu energie daného vozidla po celý jeho životní cyklus. Při výrobě vozidla musí být zohledněna výroba, údržba a likvidace. Nejdůležitější je znečištění a spotřeba energie vznikající při výrobě vozidla. Snaha za účelem snížení emisí nebo snížení spotřeby paliva často právě vede k negativním dopadům, z důvodu složitější výroby nebo použitých materiálů (Genta, 2014).

11. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo na základě odborné literatury sofistikovaně vyjádřit a charakterizovat základní provozní parametry vozidel ovlivňující jejich jízdní vlastnosti. Tato práce je provedena formou literární rešerše. Podklady byly čerpány z odborné literatury (vědeckých článků, publikací atd.) zahraničních i českých autorů, která je zaměřena na tuto problematiku.

První část práce je věnovaná objasnění současného trendu v oblasti konstrukce vozidel. Je zde poukázáno na současný směr automobilek využívat společné charakteristiky, jako je objem motoru nebo rozměry a hmotnosti. Z časového průřezu modelových provedení vozidel je patrné, jak se v závislosti na čase měnily požadavky zákazníku z pohledu modelového provedení a zajímavé je, že za posledních dvacet let došlo k navýšení modelových provedení téměř na dvounásobek. V této části je zmíněno i uspořádání hnacího traktu (uložení motoru versus pohon příslušné nápravy), kde je poukázáno na ekonomicky vyrobitelné uspořádání: motor vpředu, přední pohon, přední zavěšení McPerson, otočné rameno zadního zavěšení a využití pohonu všech kol, víceprvkové zavěšení náprav, vzduchové pérování, aktivní řídicí systémy u luxusních a dražších vozidel.

Dále je zde přiblížena konstrukce vozidel z pohledu nosných prvků karoserie. Je zde proveden výčet rámových konstrukcí vozidel a nejběžnější samonosné bezrámové karoserie a její stručná materiálová skladba. Z rešeršních článků uvedených v této práci je vidět, že rámová konstrukce je hojně využívána u nákladních vozidel. Zde je benefitem možnost osazení pomocí různě velkých kabin a nástaveb a s tím spojeno možnost vyššího zatížení nákladem, ovšem nevýhodou je vyšší hmotnost. Rámová konstrukce není využívána pouze jen u nákladních vozidel, ale své uplatnění nachází i v oblasti sportovních vozidel. Zde je však tato koncepce pojata za účelem zvýšení tuhosti a bezpečnosti vozidla. Moderní supersportovní vozidla používají tzv. „Monokokový“ rám, kde se jedná o skořepinový rám vyrobený z uhlíkových vláken a na něj připojené pomocné rámy z lehkých slitin pro uchycení motoru, náprav a zbylých součástí. Skořepinový rám je kvůli své vysoké ceně používán u luxusních sportovních vozidel např. v sérově vyráběných vozidlech značky BMW nebo Alfa Romea. Nejběžnější samonosná karoserie patří mezi standart v oblasti konstrukce běžných osobních vozidel. Je tvořena z povrchových rámu a pohyblivých částí, kde prahy, sloupky dveří, podélníky a středový tunel jsou klíčovými prvky, na které jsou namontovány pomocí pružných členů části jako motor, převodovka, výfukový systém, nápravy odpružení atd. Samonosná karoserie má hlavní výhodu, a tou je nízká hmotnost a v současné době možnost velkosériové výroby za pomoci automatizovaných procesů a robotů. Tento typ karoserie je v dnešní době natolik vyspělý, že zajišťuje dostatečnou bezpečnost posádky a chodců. Karoserie vozidel jsou zkoušeny a hodnoceny pomocí zkušebních orgánů a musí plnit technické požadavky definované v příslušné legislativě (EU).

Další část práce je věnována vozidlovému koordinačnímu systému, tedy normalizované třírozměrné referenční soustavě, ve které jsou nadefinovány příslušné pohyby vozidla v souladu

s názvy jednotlivých pohybů karosérie (nástavby) a pomocí této soustavy je možné nadefinovat číselné hodnoty rozměrů nezbytných pro výpočty při konstruování vozidel. Dále je zde poukázáno na základní parametry vozidla, jako jsou hmotnosti a rozměry vozidla, poloha těžiště. Jedná se o klíčové parametry, které vstupují do rovnic, ve kterých je definován příslušný pohyb vozidla a tvoří základ jízdní dynamiky. Při hodnocení rozměrů vozidla s ohledem na dynamickou stabilitu, je důležité upozornit, že čím je delší rozvor u vozidla, tím je vozidlo komfortnější (větší prostor pro cestující) a přináší vyšší bezpečnost. Naproti tomu vozidlo s kratším rozvorem vykazuje lepší ovladatelnost při zatáčení a parkování. Široký rozchod přináší lepší chování vozidla při řízení a snížení naklápění, ovšem vozidlo s úzkým rozchodem je nestabilní, má vyšší tendenci ke překlopení a neposlední řadě méně prostoru pro cestující a uložení hnacího ústrojí. Nejdůležitějším parametrem pro jízdní vlastnosti vozidla je poloha těžiště. Od polohy těžiště jsou závislé různé statické a dynamické účinky, jako je zatížení předních a zadních kol, ovladatelnost vozidla, aerodynamická stabilita, zrychlení vozidla, zpomalení vozidla, stoupavost, celkové chování vozidla v zatáčkách i ovladatelnost v kritických situacích jako např. na hranici smyku. Nízká poloha těžiště přináší dobrou ovladatelnost a jízdní bezpečnost, nižší naklápění vozidla a menší možnost převrácení vozidla, kdežto u vozidla s vysokou polohou těžiště je to naopak.

Dynamika vozidla je rozdělena na podélnou, která je charakterizována jízdními odpory, výkonem a energií, která je potřebná k jejich překonání. Dále příčná dynamika, kam spadá ovladatelnost a řízení a zahrnuje pohyby ovlivňující stabilitu vozidla, zatáčení a udržení vozidla na silnici. Posledním rozdělením dynamiky je na vertikální, která má za cíl minimalizaci vertikálního zrychlení karoserie a tím vytvořit větší komfort pro cestující.

Dynamické zatěžování náprav v sobě zahrnuje důležité informace o silách a momentech působících na jednotlivé kola, u kterých se uplatňuje druhý Newtonův zákon. Na základě toho je možné získat představu o tom, jak velké jsou statické a dynamické složky sil a například, jak důležitá je právě svislá poloha těžiště vozidla, která se vyskytuje v dynamických částech rovnic.

Bod brzdění nastiňuje základní pohled na nejdůležitější parametry, které se při brzdění vyhodnocují a patří k nejdůležitějším vlastnostem ovlivňující bezpečnost vozidla.

Řízení popisuje základní pohled na geometrii řízení a stručný výpočet nejdůležitějších úhlu při manévrování vozidla vycházející z tzv. Ackermannova geometrie řízení.

V části práce, která charakterizuje přenos výkonu a točivého momentu motoru jsou uvedeny zjednodušené základní výpočty pro indikovaný a brzdový výkon a točivý moment. Dále je zde zmapována závislost těchto zmíněných parametrů a spotřeba paliva v závislosti na otáčkách.

V práci byl věnován prostor i pneumatikám z pohledu provozních faktorů pojezdového ústrojí. Dále ve značné míře i jízdním odporům působících na vozidlo od pojezdového ústrojí. Jedná se o odpory, které mají vliv na chování vozidla a ovlivňují jeho jízdní vlastnosti, jako například odpor setrvačnosti, který působí proti směru pohybu vozidla. Dále odpor vzduchu

a v neposlední řadě velice důležitý odpor valivý, který je např. ovlivňován tlakem v pneumatikách, šířkou pneumatik nebo povrchem vozovky.

Je zde poukázáno na ekologické aspekty provozu vozidel a znečišťování ovzduší a s tím spojené požadavky na snižování hodnot příslušných znečišťujících látek.

V této práci byl nastíněn pohled na současný trend v oblasti konstrukce silničních vozidel a byly zde charakterizovány základní provozní parametry vozidel ovlivňující jejich jízdní vlastnosti.

Seznam použitých zdrojů

BARTON, D. C., FIELDHOUSE J. D., 2018. *Automotive chassis engineering*. Cham: Springer International Publishing. ISBN 978-3-319-72436-2.

BROWN, J. C., ROBERTSON A. J., SERPENTO S. T., 2002. *Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals*. Oxford: Butterworth-Heinemann. ISBN 0 7506 5134 2.

CROLLA, D. A., ed., 2009. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. Elsevier: Butterworth-Heinemann. ISBN 978-1-85617-577-7.

EHSANI, M., GAO Y., LONGO S., EBRAHIMI K. M., 2018. *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles*. Third edition. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group. ISBN 978-1-4987-6177-2.

FIRST, J., 2008. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Praha: S&T CZ. ISBN 978-80-254-1805-5.

GENTA, G., MORELLO L., 2009. *The Automotive Chassis: Components Design*. Springer. ISBN 978-1-4020-8674-8.

GENTA, G., MORELLO L., CAVALLINO F. FILTRI L., 2014. *The motor car: Past, Present and Future*. Dordrecht: Springer. Mechanical engineering series. ISBN 978-94-007-8551-9.

GILLESPIE, T. D., 1992. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers. ISBN 978-1560911999.

GUIGGIANI, M., 2014. *The Science of Vehicle Dynamics: Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars*. Dordrecht: Springer. ISBN 978-94-017-8532-7.

HEISSING, B. ERSOY M., 2011. *Chassis handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner. ISBN 978-3-8348-0994-0.

HUCHO, W. H., ed., 1987. *Aerodynamics of Road Vehicles: From Fluid Mechanics to Vehicle Engineering*. Cambridge: University Press. ISBN 0-408-01422-9.

IKRINSKÝ, A., PATEK P., TICHÝ J., 1991. *Teória dopravných prostriedkov*. 2.vyd. Bratislava: STU. ISBN 80-227-0419-9.

JAZAR, R. N., 2008. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. New York: Springer Science. ISBN 978-0-387-74243-4.

MOČKOŘ, R., 1993. *Motorové vozidla II: Podvozkové orgány*. STU Bratislava: STU Bratislava. ISBN 80-227-0574-8.

ŠKAPA, P., 2008. *Základy dopravy*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita. ISBN 978-80-248-1521-3.

VLK, F., 1992. *Zkoušení vozidel*. 3. vyd. Brno: VUT Brno. ISBN 80-214-0403-5.

WONG, J. Y., 2001. *Theory of ground vehicles*. 3rd ed. Canada: Wiley. ISBN 0-471-35461-9.

IVECO. *TRAKKER* [online]. [cit. 2021-4-29]. Dostupné z:
<https://www.flickr.com/photos/iveco/sets/72157631580122543/>

Mercedes - Benz [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z: <https://www.mercedes-benz.cz/passengercars/mercedes-benz-cars/models/g-class/suv-w463/specifications.pi.html/mercedes-benz-cars/models/g-class/suv-w463/specifications/offroad-performance-gallery/ladderframe>

Nápravová váha DINI ARGEO WWSB [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z:
<https://www.vahyrobin.cz/Napravova-vaha-DINI-ARGEO-WWSB-do-3t-d706.htm>

Nosné prvky podvozku, druhy rámu [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: https://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2020/10/Nosne_prvky_podvozku-druhy_ramu.pdf

Předpis č. 94 (EHK/OSN): Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel z hlediska ochrany cestujících při čelním nárazu, 2007. Dostupné také z:
[https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42010X0528\(03\)#ntr1-L_2010130CS.01007801-E0001](https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42010X0528(03)#ntr1-L_2010130CS.01007801-E0001)

ŠIMON, Petr. *Karosérie osobního automobilu* [online]. 2015 [cit. 2021-5-12]. Dostupné z:
<https://docplayer.cz/18241549-Karoserie-osobniho-automobilu-ing-petr-simon-skoda-auto-a-s-04-03-2015.html>

Technická koncepce TATRA: Tatrovácká koncepce [online]. [cit. 2021-5-12]. Dostupné z:
<https://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/tatrovacka-koncepce/>

Seznam obrázků

| | |
|---|----|
| OBRÁZEK 1: VÝVOJ MODELOVÉHO PROVEDENÍ VOZIDEL | 3 |
| OBRÁZEK 2: NEJBĚŽNĚJŠÍ USPOŘÁDÁNÍ MOTORU A HANÉ NÁPRAVY | 4 |
| OBRÁZEK 3: SPOJOVÁNÍ KONSTRUKCE | 5 |
| OBRÁZEK 4: NAMÁHÁNÍ RÁMU | 6 |
| OBRÁZEK 5: ŽEBŘINOVÝ RÁM NÁKLADNÍHO VOZIDLA | 7 |
| OBRÁZEK 6: RÁM TERÉNNÍHO VOZIDLA MERCEDES BENZ | 7 |
| OBRÁZEK 7: PÁTEŘOVÝ RÁM VOZU TATRA | 8 |
| OBRÁZEK 8: PÁTEŘNÍ RÁM Z VÝLISKŮ PLECHU | 8 |
| OBRÁZEK 9: PÁTEŘNÍ RÁM TRUBKOVÝ | 9 |
| OBRÁZEK 10: SPORTOVNÍ AUTOMOBIL CATHERHAM | 9 |
| OBRÁZEK 11: KOMPOZITNÍ RÁM PORSCHE CARRERA GT | 10 |
| OBRÁZEK 12: OBVODOVÝ RÁM | 10 |
| OBRÁZEK 13: SAMONOSNÁ KAROSERIE VOZIDLA | 11 |
| OBRÁZEK 14: SKLADBA KAROSERIE VOZIDLA ŠKODA | 12 |
| OBRÁZEK 15: VOZIDLOVÝ SOUŘADNICOVÝ SYSTÉM | 13 |
| OBRÁZEK 16: SOUŘADNÉ SYSTÉMY K VYJÁDŘENÍ POHYBU VOZIDLA | 14 |
| OBRÁZEK 17: PLOŠINOVÉ VÁHY | 15 |
| OBRÁZEK 18: HLAVNÍ ROZMĚRY VOZIDLA | 16 |
| OBRÁZEK 19: POLOHA TĚŽIŠTĚ (G) AUTOMOBILU | 18 |
| OBRÁZEK 20: ZJIŠŤOVÁNÍ VODOROVNÉ VZDÁLENOSTI TĚŽIŠTĚ V PODÉLNÉM SMĚRU | 20 |
| OBRÁZEK 21: ZJIŠŤOVÁNÍ VODOROVNÉ VZDÁLENOSTI TĚŽIŠTĚ V PŘÍČNÉM SMĚRU | 21 |
| OBRÁZEK 22: ZJIŠŤOVÁNÍ VÝŠKY TĚŽIŠTĚ | 21 |
| OBRÁZEK 23: JÍZDNÍ DYNAMIKA A POŽADAVKY NA PODVOZEK | 23 |
| OBRÁZEK 24: FAKTORY URČUJÍCÍ HODNOCENÍ PODVOZKU S OHLEDEM NA JÍZDNÍ DYNAMIKU, JÍZDNÍ KOMFORT, JÍZDNÍ BEZPEČNOST | 24 |
| OBRÁZEK 25: ZRYCHLUJÍCÍ VOZIDLO NA ROVNÉ PLOŠE | 26 |
| OBRÁZEK 26: ZRYCHLUJÍCÍ VOZIDLO NA ŠIKMÉ PLOŠE | 28 |
| OBRÁZEK 27: A) BRZDNÝ MOMENT A BRZDNÁ SÍLA, B) VZTAH MEZI BRZDNÝM MEMENTEM A BRZDNOU SILOU .. | 30 |
| OBRÁZEK 28: SÍLA PŮSOBÍCÍ NA VOZIDLO V PRŮBĚHU BRZDĚNÍ NA ROVNÉ PLOŠE | 31 |
| OBRÁZEK 29: IDEÁLNÍ KŘIVKA ROZLOŽENÍ BRZDNÝCH SIL NA PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVU | 33 |
| OBRÁZEK 30: KŘIVKY ROZLOŽENÍ IDEÁLNÍCH A SKUTEČNÝCH BRZDNÝCH SIL | 34 |
| OBRÁZEK 31: ZTRÁTA STABILITY | 35 |
| OBRÁZEK 32: SCHÉMA ŘÍZENÍ | 36 |
| OBRÁZEK 33: ACKERMENNOVA GEOMETRIE ŘÍZENÍ | 36 |
| OBRÁZEK 34: ZÁKLADNÍ PRVKY HNACÍHO TRAKTU VOZIDLA | 38 |

| | |
|---|----|
| OBRÁZEK 35: KINEMATIKA MOTORU | 39 |
| OBRÁZEK 36: CHARAKTERISTIKA SPALOVACÍHO MOTORU | 40 |
| OBRÁZEK 37: CHARAKTERISTIKA MĚRNÉ SPOTŘEBY PALIVA BENZÍNOVÉHO MOTORU..... | 41 |
| OBRÁZEK 38: A) DIAGONÁLNÍ KONSTRUKCE PNEUMATIKY, B) RADIÁLNÍ KONSTRUKCE PNEUMATIKY | 42 |
| OBRÁZEK 39: ZÁVISLOST KOEFICIENTU VALIVÉHO ODPORU NA TLAKU | 43 |
| OBRÁZEK 40: OBLAST ZTRÁTY HYSTEREZE | 44 |
| OBRÁZEK 41: VLIV ŠÍŘKY PNEUMATIKY NA VALIVÝ ODPOR | 45 |
| OBRÁZEK 42: VLIV TLAKU NA KONTAKTNÍ PLOCHU A DEFORMACI PNEUMATIKY | 46 |
| OBRÁZEK 43: STOJATÁ VLNA..... | 47 |
| OBRÁZEK 44: SILOVÉHO PŮSOBENÍ NA PNEUMATIKU..... | 47 |
| OBRÁZEK 45: TYPICKÝ TLAK V KONTAKTU S VOZOVKOU | 48 |
| OBRÁZEK 46: MECHANISMUS ADHEZE A HYSTEREZE..... | 49 |
| OBRÁZEK 47: DEFORMACE V KONTAKTNÍ PLOŠE PŘI BRZDĚNÍ | 50 |
| OBRÁZEK 48: DEFINICE ÚHLU PŘI PROKLUZU | 51 |
| OBRÁZEK 49: DEFORMACE BĚHOUNU V KONTAKTNÍ PLOŠE PNEUMATIKY | 52 |
| OBRÁZEK 50: VZTAH MEZI KOEFICIENTEM TŘENÍ A SKLUZEM | 52 |
| OBRÁZEK 51: VZTAH MEZI SKLUZEM PNEUMATIKY A KOEFICIENTEM TŘENÍ | 53 |
| OBRÁZEK 52: VLIV VNITŘNÍ TEPLoty PNEUMATIKY A RYCHLOSTI NA KOEFICIENTU VALIVÉHO ODPORU | 54 |
| OBRÁZEK 53: PŘEHLED ROTUJÍCÍCH HMOTNOSTÍ VOZIDLA | 54 |
| OBRÁZEK 54: PROUDĚNÍ VZDUCHU KOLEM VOZIDLA V AERODYNAMICKÉM TUNELU | 56 |
| OBRÁZEK 55: ROZLOŽENÍ TLAKU VZDUCHU NA VOZIDLE | 57 |
| OBRÁZEK 56: PŘEDNÍ POHLED NA PROUDĚNÍ A ODTRHNUTÍ..... | 57 |
| OBRÁZEK 57: ZADNÍ POHLED NA PROUDĚNÍ A ODTRHNUTÍ | 58 |
| OBRÁZEK 58: ZÁVISLOST ODPORU VZDUCHU NA RYCHLOSTI VOZIDLA..... | 59 |
| OBRÁZEK 59: SILOVÉ A MOMENTOVÉ ÚČINKY NESYMETRICKÉHO PROUDĚNÍ VZDUCHU NA VOZIDLO | 59 |
| OBRÁZEK 60: ČASOVÝ PRŮŘEZ NA SNIŽOVÁNÍ EMISI PRO BENZINOVÉ MOTORY | 61 |
| OBRÁZEK 61: ČASOVÝ PRŮŘEZ NA SNIŽOVÁNÍ EMISI PRO NAFTOVÉ MOTORY | 61 |