

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti automobilu vzhledem k jeho
podélné ose na stabilitu jízdy v dopředném směru

Bakalářská práce

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2021/2022

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Petr Daniček**
Osobní číslo: **D18144**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Téma práce: **Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti automobilu vzhledem k jeho podélné ose na stabilitu jízdy v dopředném směru**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

Jednotlivé body pro zpracování práce:

1. Monitorování aktuální situace ve vztahu k tématu práce.
2. Problematika dopředného chování automobilu v závislosti na jízdním režimu.
3. Teoretické zpracování vlivu nesouměrnosti hmotnosti na jízdní režim vozidla.
4. Zhodnocení získaných závěrů.

Rozsah pracovní zprávy: **35 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
[2] VLK, F.: *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Jilek, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **7. února 2022**
Termín odevzdání bakalářské práce: **16. května 2022**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Práci s názvem Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti automobilu vzhledem k jeho podélné ose na stabilitu jízdy v dopředném směru jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne

Petr Daníček v.r.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Petru Jilkovi, PhD, za odborné vedení a cenné rady, které mi během zpracování této práce poskytoval. Dále bych chtěl také poděkovat panu Ing. Ivu Šefčíkovi, PhD, za jeho věcné připomínky během psaní této práce a pomoc při gramatické kontrole.

ANOTACE

Práce se zabývá vlivem nesouměrnosti rozložení hmotnosti na jízdní režim vozidla. V úvodu práce jsou uvedeny základní charakteristiky vozidel, včetně základních pohybů a legislativních předpisů týkajících se tématu. Další část práce obsahuje vysvětlení chování vozidel a teoretické zpracování vlivu příčného posunu těžiště. Výpočty jsou prováděny analyticky na reálných vozidlech. Je zjišťována příčná stabilita pomocí rovnic statické rovnováhy a stabilita vozidla při brzdění na mezi adheze.

KLÍČOVÁ SLOVA

těžiště, stabilita, adheze, klopení, brzdění

TITLE

Effect of the asymmetry of the mass distribution of the car with respect to its longitudinal axis on the stability of driving in the forward direction

ANNOTATION

This thesis addresses the influence of the mass distribution asymmetry on the driving behaviour of the vehicle. The first part of the thesis presents the basics vehicles' characteristics, including its basic movements and the legislative regulations related to the topic. The next part of the thesis contains an explanation of vehicle behaviour and theoretical treatment of the effect that centre of gravity displacement has on example vehicles. The calculations are performed theoretically on specific vehicles. The lateral stability is determined using static equilibrium equations and the vehicle stability during braking on adhesion limit.

KEYWORDS

centre of gravity, stability, adhesion tilting, braking

OBSAH

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK.....	9
SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK.....	11
ÚVOD.....	13
1 SILNIČNÍ VOZIDLO A JEHO ČÁSTI.....	14
1.1 Koncepce vozidel	14
1.1.1 Klasická koncepce	14
1.1.2 Koncepce s předním pohonem	15
1.1.3 Koncepce se zadním pohonem a motorem uprostřed.....	17
1.1.4 Koncepce se zadním pohonem a motorem vzadu	17
1.1.5 Koncepce pohonu všech čtyř kol (4x4).....	18
1.2 Zavěšení kol	20
1.2.1 Tuhá náprava	20
1.2.2 Nezávislé zavěšení kol	23
1.3 Souřadnicový systém vozidla.....	26
1.4 Těžiště vozidla	26
1.4.1 Zjištění těžiště metodou vážení	27
1.4.2 Zjištění těžiště pomocí speciálních zařízení.....	29
1.4.3 Zjištění těžiště výpočtovou metodou.....	31
1.5 Právní předpisy.....	31
1.5.1 Rozložení hmotnosti.....	31
1.5.2 Příčná stabilita vozidla	32
2 CHOVÁNÍ VOZIDLA V ZÁVISLOSTI NA JÍZDNÍM REŽIMU	34
2.1 Stabilita vozidla.....	34
2.1.1 Příčná stabilita vozidla	34
2.1.2 Naklápění vozidla.....	36
2.2 Brzdění	38
2.2.1 Stabilita vozidla při brzdění	39
2.2.2 Rozložení brzdných sil	40
3 VLIV NESOUMĚRNOSTI HMOTNOSTI NA JÍZDNÍ REŽIM VOZIDLA	43
3.1 Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti u osobního automobilu.....	43
3.1.1 Zjištění maximálního náklonu vozidla	45
3.1.2 Rychlost vozidla při průjezdu zatáčkou	51

3.1.3	Vliv maximálního posunu těžiště	54
3.2	Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti u nákladního automobilu	56
3.2.1	Zjištění maximálního náklonu vozidla	58
3.2.2	Rychlost vozidla při průjezdu zatáčkou	62
3.2.3	Převážení kapalin	63
3.3	Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti při brzdění automobilu.....	65
4	ZÁVĚR	68
	POUŽITÉ ZDROJE	69

SEZNAM ILUSTRACÍ A TABULEK

Obrázek 1: Klasická koncepce vozu ^[10]	15
Obrázek 2: Koncepce s předním pohonem a podélně umístěným motorem ^[21]	16
Obrázek 3: Koncepce s předním pohonem a příčně umístěným motorem ^[22]	16
Obrázek 4: Koncepce se zadním pohonem a motorem uprostřed ^[23]	17
Obrázek 5: Koncepce se zadním pohonem a motorem vzadu ^[24]	18
Obrázek 6: Koncepce 4x4 klasická ^[25]	19
Obrázek 7: Koncepce 4x4 s elektrickým motorem ^[26]	19
Obrázek 8: Vlevo – tuhá náprava, Vpravo – nezávislé zavěšení ^[12]	20
Obrázek 9: Tuhá náprava a Panhardská tyč ^[13]	21
Obrázek 10: Wattův přímovod ^[1]	22
Obrázek 11: Ojnicová náprava s Panhardskou tyčí ^[1]	22
Obrázek 12: Náprava s dlouhým (vlevo) a zkráceným (vpravo) horním ramenem ^[14]	23
Obrázek 13: Kyvadlová náprava ^[15]	24
Obrázek 14: Víceprvkové zavěšení kol ^[16]	25
Obrázek 15: Souřadný systém a jednotlivé pohyby vozidla ^[2]	26
Obrázek 16: Měření polohy těžiště v příčném a podélném směru ^[3]	27
Obrázek 17: Vehicle inertia measurement facility, S-E-A ^[18]	29
Obrázek 18: Vehicle inertia measuring machine, CFM Schiller ^[19]	30
Obrázek 19: Zatížení autobusu při testu náklonu ^[27]	32
Obrázek 20: Test maximálního náklonu autobusu ^[27]	32
Obrázek 21: Test maximálního náklonu (r. 1933) ^[28]	33
Obrázek 22: Nedotáčivost (vlevo), přetáčivost (vpravo) ^[29]	35
Obrázek 23: Naklápění vozidla ^[2]	37
Obrázek 24: Možné případy narušení stability při blokování kol ^[2]	39
Obrázek 25: Škoda Octavia II, Souřadnice ^[7]	44
Obrázek 26: Náklon vozidla	45
Obrázek 27: Referenční náklon vozidla	47
Obrázek 28: Posun těžiště osobního automobilu	50
Obrázek 29: Průjezd vozidla zatáčkou	51
Obrázek 30: Průjezd zatáčkou při posunu těžiště	53
Obrázek 31: Iveco Stralis, souřadnice ^[30]	57
Obrázek 32: Maximální náklon nákladního automobilu	59

Obrázek 33: Posun těžiště nákladního automobilu	60
Obrázek 34: Přelévání kapaliny bez přepážek (nahore), a s přepážkami (dole) ^[31]	64
Tabulka 1: Vliv povrchu vozovky na součinitel adheze ^[2]	40
Tabulka 2: Škoda Octavia II ^[7]	43
Tabulka 3: Iveco Stralis 190 ^[30]	56
Graf 1: Vliv nesouměrného rozložení hmotnosti na maximální náklon vozidla	55
Graf 2: Vliv nesouměrného rozložení hmotnosti na rychlost průjezdu zatáčkou	55
Graf 3: Stáčivý moment při brzdění.....	67

SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

EURO NCAP – European New Car Assessment Programme

NHTSA – národní bezpečnost silniční dopravy

VIMF – vehicle inertia measurement facility

VIMM – vehicle inertia measuring machine

B – rozchod kol

F_B – brzdná síla

F_{od} – odstředivá síla

F_x – setrvačná síla v podélné ose

F_y – setrvačná síla v příčné ose

g – gravitační zrychlení

h_T – výška těžiště

h_{Tb} – výška těžiště bez zatížení

h_{Tb} – výška těžiště střešního zatížení

l – rozvor náprav

$l_{z(p)}$ – vzdálenost těžiště od zadní (přední) nápravy

m – hmotnost

m_c – celková hmotnost vozidla s pasažéry

m_n – hmotnost střešního zatížení

m_p – hmotnost pasažérů

M_L – moment ke středu levého kola

M_S – stáčivý moment

q – nerovnoměrnost rozložení hmotnosti

R – radiální reakce

r – poloměr

t_p – rozchod kol přední nápravy

t_z – rozchod kol zadní nápravy

v – rychlost

Y – boční síla

φ – součinitel adheze

ÚVOD

U silničních vozidel je čím dál více kladen důraz na bezpečnost. Výrobci musí své nové modely podrobovat řadám testů, které mohou být provedeny jako nedestruktivní zkoušky, ale také například jako nárazové zkoušky, které jsou pro vozidlo konečné. Tyto testy ale neodhalí, jak se bude budoucí řidič k vozidlu chovat, jmenovitě jaké zvolí rozmístění nákladu. Rozložení nákladu ve vozidle (do něhož se může uvažovat i samotná posádka), ovlivní polohu těžiště tohoto vozidla.

Těžiště tělesa je místo, ve kterém působí tíhová síla. Na vozidlo při jeho pohybu působí v tomto místě například i síla odstředivá. Těžiště se dá také označit jako bod ležící uvnitř vozidla a může být ovlivněno různými vlivy, které by se daly označit jako vnější a vnitřní. Vnější vlivy jsou takové, které nejsou dány přímo konstrukcí vozidla, ale vozidlo je s těmito vlivy vyvíjeno a navrhováno. Hlavní vnější vliv, který při jízdě ovlivňuje těžiště vozidla, je rozložení a vlastnosti nákladu.

Cílem této práce je zjistit, jak velký vliv bude mít nesouměrné rozložení hmotnosti na chování vozidla. Posun těžiště na stranu vozidla má za následek snížení ramena, na kterém může působit tíhová síla vozidla a vytvářet tak na tomto rameni stabilizační moment. Posun těžiště ke straně má také za následek zvýšení radiálních sil na kolech, k nimž se těžiště přiblížilo, a tím i schopnost těchto kol přenášet větší brzdě síly.

Práce je rozdělena na dvě hlavní části. První část práce se zabývá popisem základních charakteristik vozidla, jeho těžiště a zavěšení kol. Dále jsou zde analyzovány vlivy na chování a stabilitu vozidla při jízdě v dopředném směru, jako jsou změny radiálních reakcí při naklánění vozidla nebo při brzdění. V neposlední řadě je věnována pozornost právním předpisům, které se nerovnoměrnosti rozložení hmotnosti týkají. Druhá část práce je pak věnována konkrétním příkladům vozidel, u nichž byla spočítána poloha těžiště nejdříve umístěná ideálně na jeho podélné ose, a poté posunuta na jednu stranu. Tyto dva stavy jsou pak porovnány jak mezi sebou, tak s relevantními právními předpisy.

1 SILNIČNÍ VOZIDLO A JEHO ČÁSTI

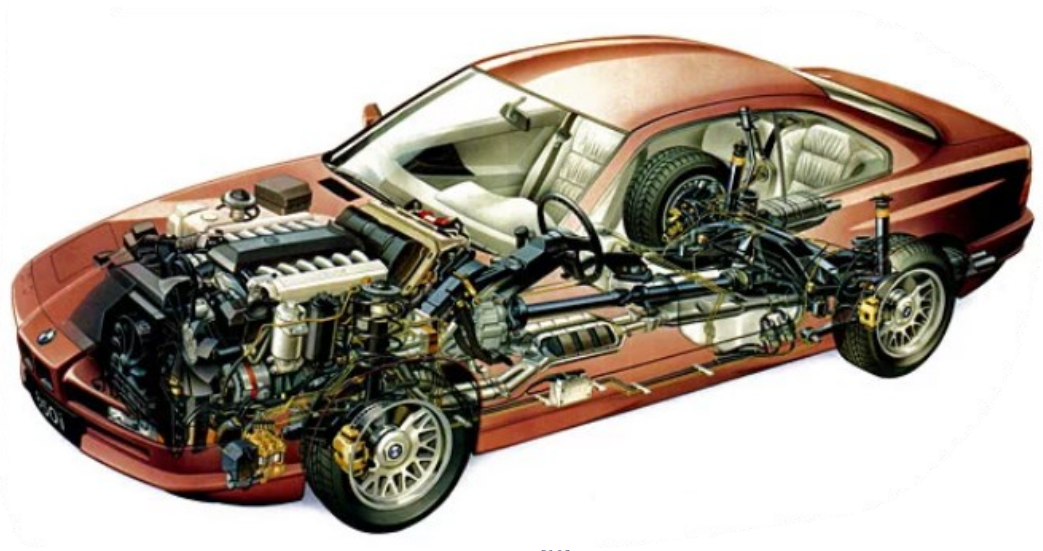
1.1 Koncepce vozidel

Koncepcí silničního vozidla se rozumí umístění hnacího ústrojí (motoru, převodovky, spojky a rozvodovky) vzhledem k nápravám vozidla. Existují čtyři základní koncepce a poté speciální koncepce s pohonem všech kol.

- klasická
- s předním pohonem
- se zadním pohonem a motorem uprostřed
- se zadním pohonem a motorem vzadu
- s pohonem všech kol

1.1.1 Klasická koncepce

Motor a převodovka jsou umístěny vpředu podélně a hnací síla se od převodovky přenáší pomocí kloubového hřídele k zadním kolům vozidla. Tato koncepce je typická pro americké výrobce automobilů, v Evropě poté hlavně pro značky BMW a Mercedes-Benz. Tato koncepce je také u většiny nákladních vozidel. Hlavní výhodou této koncepce je minimálně omezená délka motoru a jednoduchost celého systému. Tento typ se tak využíval u prvních silničních vozidel, proto je nyní nazýván jako klasická koncepce. Nevýhodou je naopak přetáčivé chování automobilu, a to hlavně z důvodu nízkého zatížení zadní (poháněné) nápravy. To může například při mokrých a zimních podmínkách ztěžovat výjezd kopce. Další nevýhodou pak může být nutnost použití spojovacího hřídele napříč vozidlem. ^[10]



Obrázek 1: Klasická koncepce vozu ^[10]

Toto nerovnoměrné podélné rozložení hmotnosti se snaží vyřešit takzvaný typ transaxle, kdy jsou spojka a převodovka umístěny vzadu před zadní nápravou. To významně zlepšuje rozložení hmotnosti vozidla. ^[10]

1.1.2 Koncepce s předním pohonem

Veškeré hnací ústrojí (motor s převodovkou, spojkou i rozvodovkou) tvoří jednu jednotku a je umístěno vpředu u přední nápravy. V současné době je toto nejrozšířenější koncepce u osobních vozidel. Její kompaktnost na rozdíl od klasické koncepce znamená, že vozidlo může mít větší prostor pro cestující a velký, lépe přístupný zavazadlový prostor. Přední náprava je ale u této koncepce více zatěžována. To se projevuje těžším řízením a je nutnost použití masivnější přední (hnací) nápravy. Výhodou je lepší trakce a větší stabilita vozidla oproti klasické koncepci. Tuto koncepci můžeme rozdělit na dva základní typy:

- s podélně umístěným motorem
- s příčně umístěným motorem.

[11]

Podélně umístěné motory

Jsou obvykle používány pouze u větších vozidel, z důvodů možnosti umístění objemnějších motorů. Motor je umístěn co nejbližší přední nápravě a převodovka je umístěna na druhé straně nápravy, blíže k prostoru pro cestující. V některých případech musí být od převodovky veden další hřídel, který vede sílu k diferenciálu v přední části převodovky. ^[11]



Obrázek 2: Koncepce s předním pohonem a podélně umístěným motorem ^[21]

Příčně umístěné motory

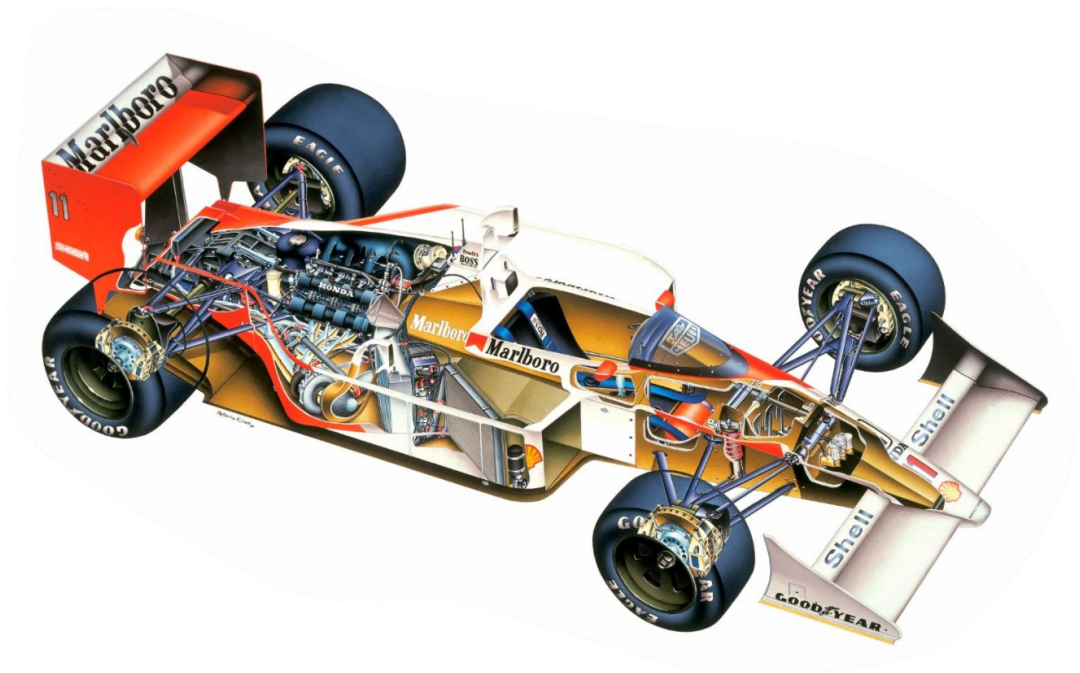
Jsou používány u menších vozidel a vozidel s menšími motory. Motor a převodovka jsou umístěny vedle sebe v přední části vozidla. Součástí převodovky bývá v tomto případě i diferenciál s poloosami různé délky vedoucími ke kolům. Většina dnešních menších a středních vozidel má motor umístěný napříč, protože je tak maximalizován prostor pro cestující a motory jsou dnes čím dál menší. ^[11]



Obrázek 3: Koncepce s předním pohonem a příčně umístěným motorem ^[22]

1.1.3 Koncepce se zadním pohonem a motorem uprostřed

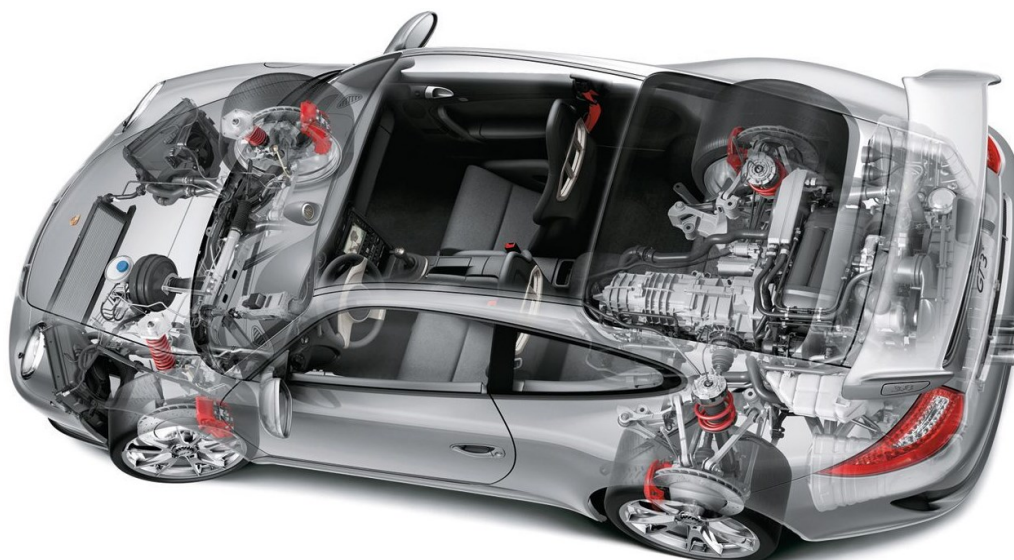
Motor s převodovkou je umístěn uprostřed mezi nápravami. Tato koncepce má velice výhodné rozložení hmotnosti, což má za následek lehčí řízení a větší dynamiku vozidla. Proto se toto rozložení používá hlavně u sportovně zaměřených vozidel a závodních speciálů. Nevýhodou pak může být obtížné, až nemožné umístění zadních sedadel a větší pronikání hluku od motoru do prostoru posádky. [8]



Obrázek 4: Koncepce se zadním pohonem a motorem uprostřed [23]

1.1.4 Koncepce se zadním pohonem a motorem vzadu

Motor je umístěn vzadu za zadní nápravou, převodovka je obvykle umístěna před ním mezi koly zadní nápravy. Vlastnosti této koncepce jsou podobné koncepci s motorem uprostřed. Umístění motoru a převodovky blízko kol zadní (hnací) nápravy umožňuje menší a lehčí hnací ústrojí. Tato koncepce je typická pro sportovní vozidla značky Porsche, popřípadě starší automobily, například Škoda typ 742. Toto umístění má však za následek horší možnost chlazení motoru a obtížnější vytápění automobilu. Posunutí těžiště směrem k zadní části vozu poté může způsobovat přetáčivost při průjezdu zatáčkou, naproti tomu je však zadní náprava dostatečně zatížena, což je naopak v situacích, jako je jízda do svahu či akcelerace výhodou. [24]

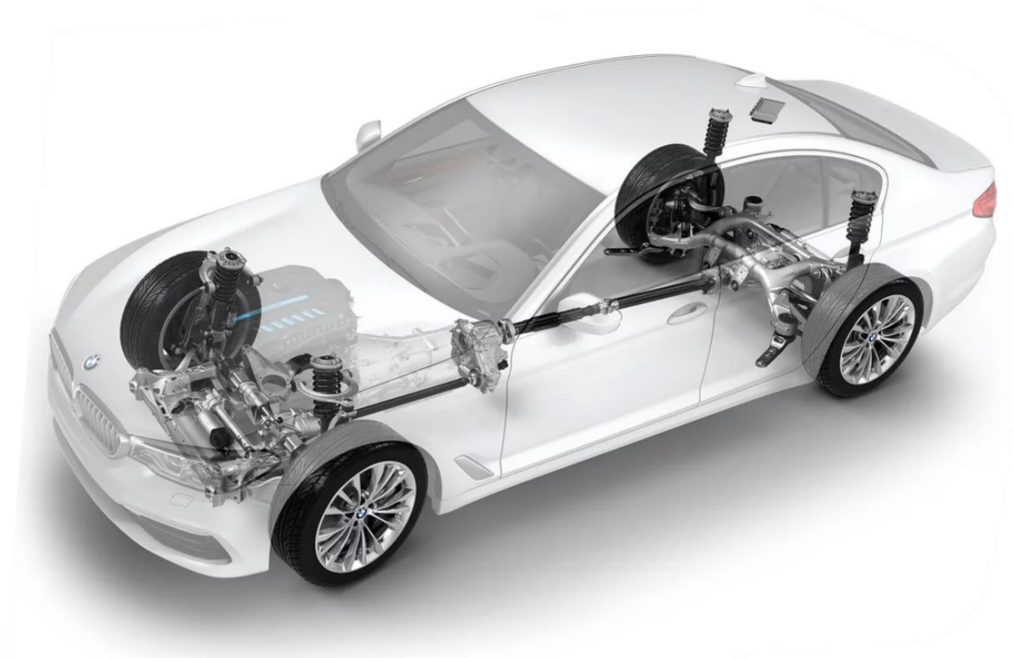


Obrázek 5: Koncepce se zadním pohonem a motorem vzadu ^[24]

1.1.5 Koncepce pohonu všech čtyř kol (4x4)

Motor s převodovkou bývá zpravidla umístěn vpředu, jako u klasické koncepce. Hnací síla je přenášena na mezinápravový diferenciál, který sílu rozděljuje na přední a zadní nápravu. Tato konstrukce byla dříve využívána pouze u nákladních vozidel, popřípadě u vozidel terénních. Postupně se ale z důvodu výrazného vylepšení jízdních vlastností dostala tato koncepce i do klasických osobních vozidel. Nevýhodou této koncepce je pak náročnější konstrukce vozidla a složitější opravy. U tohoto typu pohonu je také kvůli mezinápravovému diferenciálu zvýšené těžiště vozidla, což může způsobit zvýšené kolébání a houpání vozidla. U jízdy v terénu je ale naopak zvýšená světlá výška vozidla výhodou.

Pohon druhé nápravy může být pomocí přídatné převodovky vypínatelný, eventuálně může být pohon trvalý. V současnosti se u osobních vozidel stále častěji objevuje systém pohonu všech kol kombinací koncepce pohonu přední nápravy klasickým spalovacím motorem a elektrického motoru pohánějícího zadní nápravu (hybridů). U tohoto typu pohonu tak odpadá potřeba mezinápravového diferenciálu. ^[10]



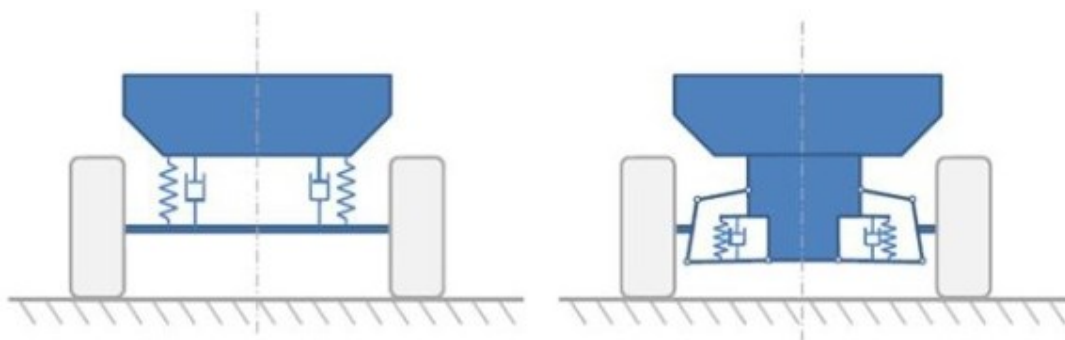
Obrázek 6: Koncepce 4x4 klasická [25]



Obrázek 7: Koncepce 4x4 s elektrickým motorem [26]

1.2 Zavěšení kol

Zavěšením kola se rozumí způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla. Zavěšení umožňuje kolu svislý pohyb potřebný k propružení a zabraňuje bočnímu posuvu a naklápění kola (tzv vedení kola). Dále je od zavěšení požadován přenos sil a momentů mezi kolem a karosérií. Těmi jsou svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (hnací a brzdné), příčné síly (odstředivé) a hnací a brzdné momenty. ^[12]



Obrázek 8: Vlevo – tuhá náprava, Vpravo – nezávislé zavěšení ^[12]

Zavěšení kol bývá děleno na dva základní druhy, a to na závislé (tuhá náprava), a nezávislé. U závislého zavěšení jsou kola uložena na společném nosníku, u nezávislého zavěšení je každé kolo zavěšeno na karoserii zvlášť. ^{[1][12]}

1.2.1 Tuhá náprava

Tuhá náprava je jedním z nejstarších dnes stále používaných druhů zavěšení kol. Je zejména využívána u zadních náprav užitkových a nákladních automobilů, ale i u osobních automobilů. Jde o spojení obou kol nápravy na jednom společném nosníku, označovaném jako most nápravy. Náprava je odpružena jako celek, poloha kol tak zůstává při pohybech nápravy navzájem nezměněna. Toto propružení vyžaduje dostatek místa, což zvyšuje stavbu vozidla. To má mimo jiné za následek zvýšenou čelní plochu vozidla, což zvětšuje odpor vzduchu. Výhodou je pak dobré vedení kol a jednoduchost konstrukce nápravy. ^{[1][13]}

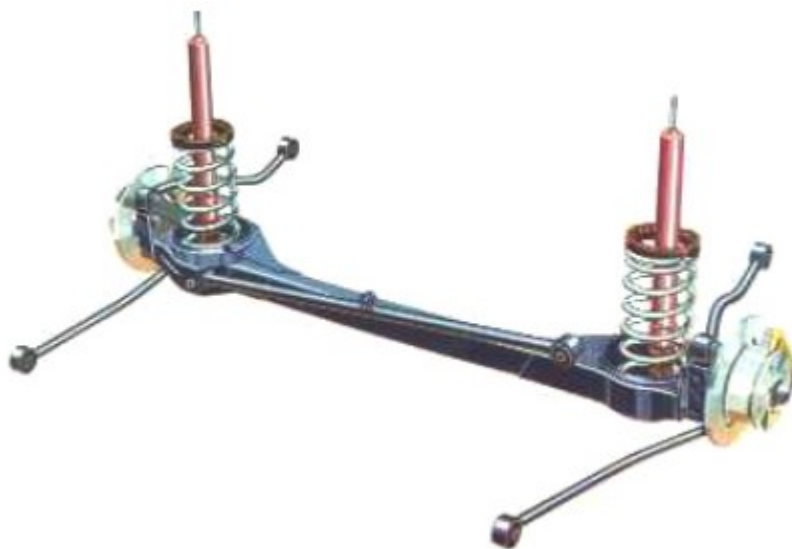
U nákladních automobilů se tuhá náprava používá ve spojení s dvojicí listových pružin. Pružiny při tomto použití zastávají funkce vedení nápravy, odpružení a tlumení kmitů.

K odpružení náprav osobních a lehkých nákladních automobilů se ale listové pružiny obvykle nepoužívají a jsou nahrazovány šroubovými pružinami. K bočnímu a podélnému vedení nápravy se tak používá:

- Dva páry podélných ramen a jedno příčné rameno (tzv. Panhardská tyč)
- Wattův přímovod
- Podélná ramena a střední trojúhelníková rameno ^[1]

Dva páry podélných ramen a jedno příčné rameno

Podélná ramena vedou most nápravy v podélném směru a přenášejí podélné síly a jejich momenty. Příčné rameno (Panhardská tyč) poté vede most nápravy v příčném směru a přenášejí boční síly, což má pro řidiče za následek lepší předvídatelnost chování vozidla. Uložení ramen musí být v provedení kulových kloubů pomocí pryžových silentbloků. Panhardská tyč způsobuje při propružení boční posunutí mezi nápravou a nástavbou, tyč musí být proto co nejdelší a umístěna co nejvíce vodorovně. ^{[1][13]}



Obrázek 9: Tuhá náprava a Panhardská tyč ^[13]

Wattův přímovod

Wattův přímovod je vytvořen ze spodních příčných ramen, která jsou jedním koncem otočně uchycena k nápravě a druhým koncem k nástavbě. Wattovo uspořádání je oproti výše zmíněné Panhardské tyči komplikovanější a dražší řešení, ale díky vzájemné kompenzaci obou příčných ramen je při propružení schopno vést nápravu vozidla přesně kolmo k vozovce. Nevzniká tak efekt samořízení a vozidlo má lepší směrovou stabilitu. [1]

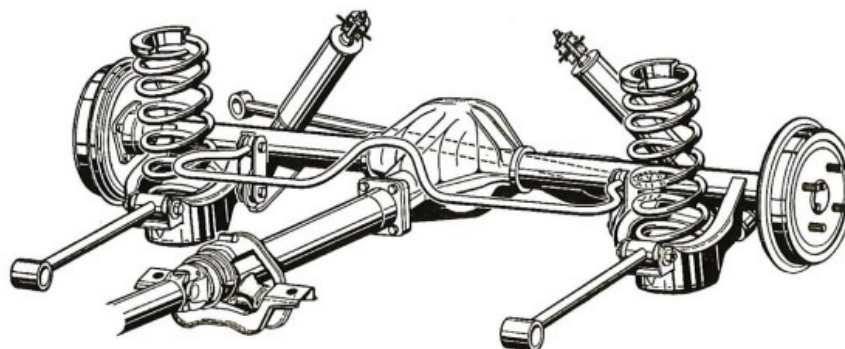


Obrázek 10: Wattův přímovod [1]

Ojnicové tuhé nápravy

Výše uvedené způsoby zavěšení tuhé nápravy mají společně tu nevýhodu, že jsou náchylné na předklánění a zaklánění karosérie při brzdění, respektive akceleraci. Tuto nevýhodu odstraňují tzv. ojnicové tuhé nápravy. [4]

Ojnicové nápravy mohou být ve spojení s Panhardskou tyčí, Wattovým přímovodem i trojúhelníkovým ramenem.



Obrázek 11: Ojnicová náprava s Panhardskou tyčí [1]

Speciálním typem ojniové nápravy je tzv. náprava De-Dion, která je takový mezikrok k nezávislému zavěšení. Tato náprava snižuje hmotnost neodpružených částí oddělením pohonu z mostu nápravy. Části pohonu (rozvodovka a diferenciál) jsou tak připevněny ke karosérii, což má za následek odlehčení nápravy a zlepšení jízdních vlastností při přejíždění nerovností. Nevýhodou této nápravy je ale podstatně dražší konstrukce. ^{[1][4]}

1.2.2 Nezávislé zavěšení kol

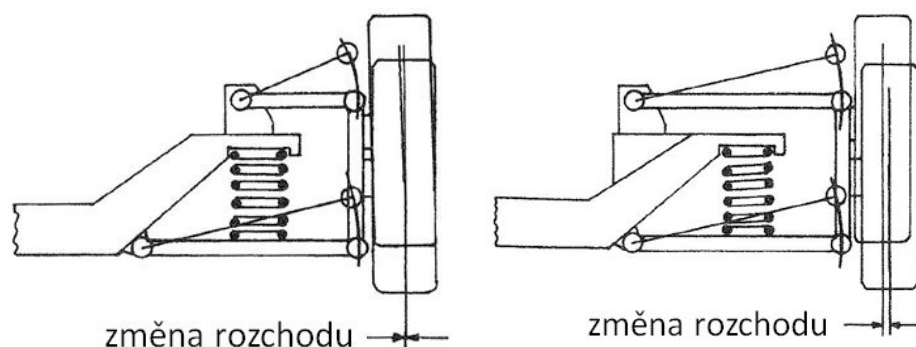
U nezávislého zavěšení se kola na pravé a levé straně pohybují nezávisle na sobě, a jsou tak vázány jen nepřímo přes karosérii. Toto řešení umožňuje také snížení neodpružených částí, jelikož je pohon (rozvodovka a diferenciál) upevněn na karosérii.

Nejčastěji používanými typy nezávislého zavěšení kol jsou:

- náprava lichoběžníková
- náprava McPherson
- kyvadlová náprava
- kliková náprava
- víceprvková náprava. ^{[1][12]}

Lichoběžníková náprava

Lichoběžníková náprava se používá obvykle pro lehká nákladní vozidla. Skládá se ze dvou trojúhelníkových ramen, která při čelním pohledu tvoří tvar lichoběžníku. Ramena jsou v klidové poloze rovnoběžná, čímž zajišťují tuhost při brzděném momentu. Při propružení kola dochází ke změně odklonu kol a změně rozchodu. Menší rozchod poté může mít vliv na stabilitu vozidla při náklonu. Výhodou této nápravy je její malá výška. ^{[1][14]}



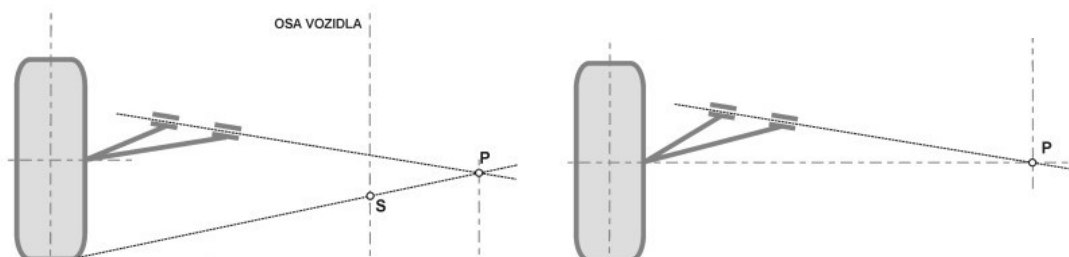
Obrázek 12: Náprava s dlouhým (vlevo) a zkráceným (vpravo) horním ramenem ^[14]

Náprava McPherson

Náprava McPherson vychází z lichoběžníkového zavěšení, kdy je horní rameno nahrazeno tlumičem. Ten je ve spodní části pevně spojen se spodním trojúhelníkovým ramenem. Okolo vodící tyče tlumiče bývá obvykle nasazena vinutá pružina. Nepřítomnost horního ramene má za následek větší příčný prostor pro motor, popřípadě zavazadlový prostor.^{[1][14]}

Kyvadlová náprava

Kyvadlová náprava (nebo také úhlová) se používá výhradně jako zadní náprava, jelikož nemůže být použita jako náprava řídicí. Osa kývání je v nárysu a většinou i v půdorysu šikmá, tím může docházet při propružení k samořízení. Délka kývání (vzdálenost bodu P a kola) je u kyvadlových náprav menší než polovina rozchodu kol, a tím vznikají při pohybech nápravy větší změny rozchodu, které způsobují změnu stability vozidla.^{[1][15]}



Obrázek 13: Kyvadlová náprava^[15]

Kliková náprava

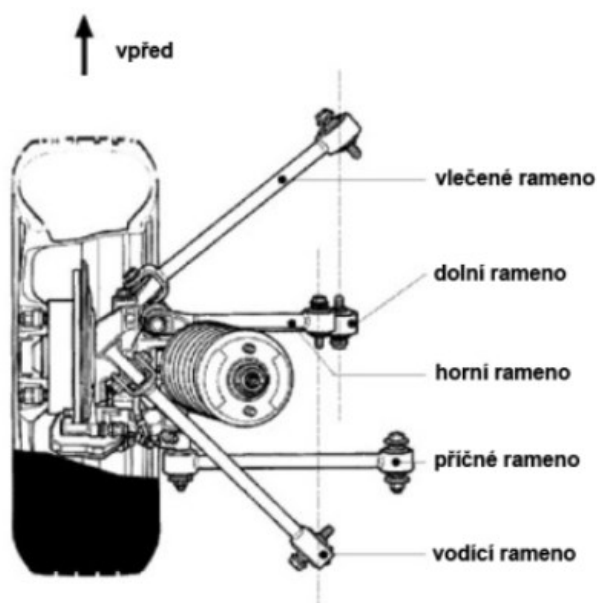
Kliková náprava se používá většinou jen pro nepoháněné zadní nápravy. Náprava má k podélné rovině kolmou osu kývání, a díky své prostorové úspornosti je vhodná zejména pro vozidla s velkým zavazadlovým prostorem. Pro odpružení nápravy lze použít jak zkrutné tyče, tak vinuté pružiny, popřípadě hydropneumatické odpružení. U vinutých pružin je kvůli namáhání ložisek důležité, aby byly co nejbližší středu kola.^[1]

Torzni kliková náprava (spřažená náprava)

Variantou klikové nápravy je torzní kliková náprava. Vzniká spojením obou podélných ramen příčkou ve tvaru U. Tato příčka je tuhá na ohyb, avšak torzně je měkká. Funguje proto jako příčný stabilizátor. Tato náprava je z kinematického hlediska přechod mezi klikovou a tuhou nápravou. Výhodou klikových náprav je jejich konstrukční jednoduchost a snadná montáž. [1][8]

Víceprvková náprava

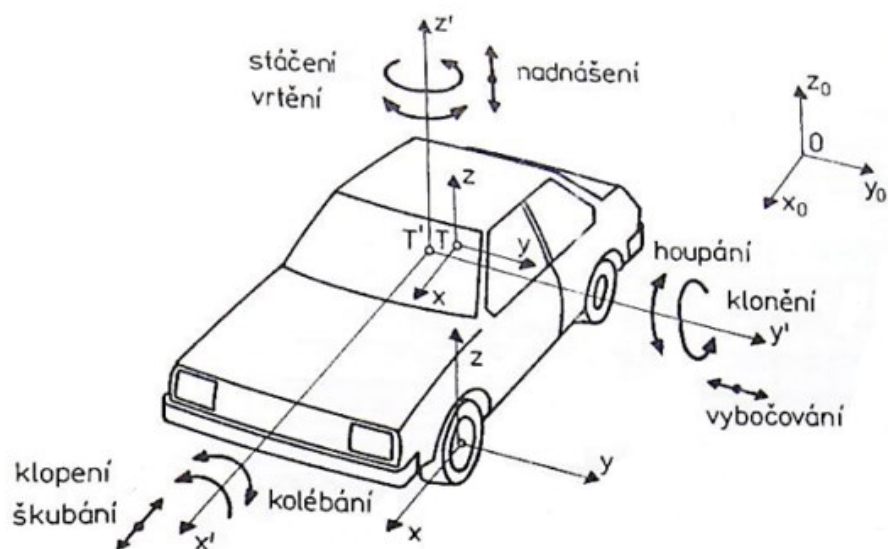
U víceprvkové nápravy je každé kolo zavěšeno až na pěti ramenech. Tato náprava je prostorově náročnější, ovšem pohyb kola je při propružení optimální. Tato náprava vznikla modifikací lichoběžníkové nápravy. Ramena jsou uložena na kulový nebo pružný kloub, jsou tak namáhána jen na tah a tlak. Víceprvkové zavěšení může být použito na přední i zadní nápravě jako hnané i hnací. [16]



Obrázek 14: Víceprvkové zavěšení kol [16]

1.3 Souřadnicový systém vozidla

Pohyb vozidla lze popsat pomocí takzvaného pevného souřadného systému (x_0, y_0, z_0) , a souřadného systému, který je pevně spojen s vozidlem (x', y', z') . Tento souřadnicový systém leží v těžišti karosérie vozidla, přesněji v těžišti odpružené části vozidla T' . [2]



Obrázek 15: Souřadný systém a jednotlivé pohyby vozidla [2]

Při jízdě v dopředném směru mají souřadnice x a x_0 obvykle stejný směr. Pohyby ve směru osy y_0 a osy y charakterizují směrové stability vozidla. Pohyby ve směrech osy z_0 a z se týkají zejména svislé dynamiky, neboli kmitání vozidla. [2]

1.4 Těžiště vozidla

Těžiště je působištem tíhové síly na těleso, což je v případě této práce silniční vozidlo, a je ovlivněno hlavně nákladem umístěným na vozidle a jeho vlastnostmi. U osobního automobilu se za náklad může považovat i samotná posádka, která také těžiště ovlivní. Náklad v zavazadlovém prostoru ale může mít veliký vliv na polohu těžiště. Velký těžký objekt uložený ve vozidle, případně na střešních nosičích, způsobuje při průjezdu zatáčkou zvětšení klopení vozidla. Takovýto náklad tak musí být ve vozidle správně umístěn. V opačném případě je tento vliv nákladu větší, snižuje se například maximální možná rychlost průjezdu zatáčkou.

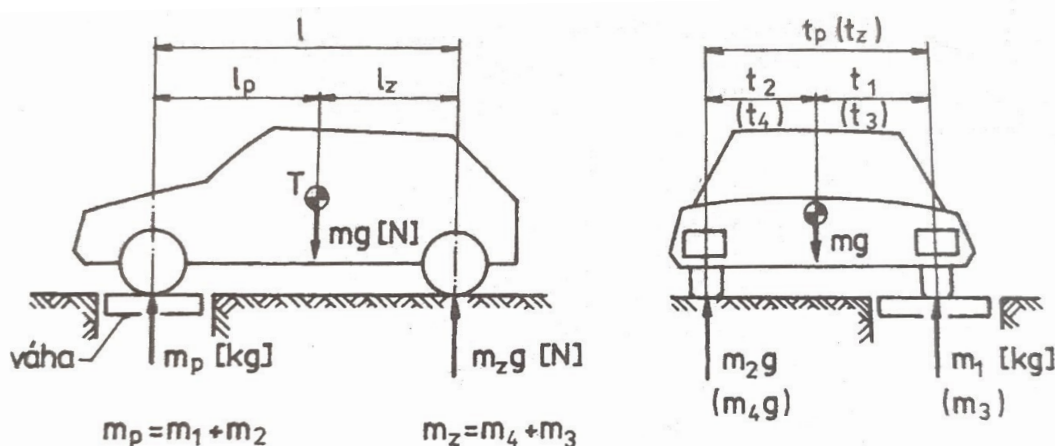
Rozložení hmotnosti nákladu ale především ovlivňuje těžiště u nákladních vozidel, jejichž nákladový prostor zaujímá významnou část automobilu. Náklad se podstatnou měrou podílí na poloze těžiště vozidla a ovlivňuje tak jeho jízdní vlastnosti. Při nakládce nákladu je tak důležité jeho správné rozmístění, aby nezpůsobil například nepřiměřené zatížení jedné

ze stran vozidla. Náklad také musí být k vozidlu vždy pevně připevněn, aby se zabránilo jeho posunu po ložné ploše. Ovšem ne každé břemeno lze uchytit k vozidlu takovým způsobem, aby svým pohybem při jízdě nezpůsobovalo změnu těžiště a neměnilo tak vlastnosti vozidla. Takovými typy nákladů jsou hlavně kapaliny, popřípadě sypké materiály. Ty svým přetékáním, respektive přesypáním, mohou způsobit značnou změnu polohy těžiště, která může například při brždění prodlužovat brzdovou dráhu. Při zatáčení vozidla může být naopak vliv kapaliny tak velký, že by dokázal způsobit převrácení vozidla. Z tohoto důvodu je při převážení takovýchto nákladů nutné použití speciálních vozidel, nebo přípojných vozidel. Tato vozidla budou podrobněji popsána v kapitole 3.2.3.

Poloha těžiště může být zapsána pomocí kartézských souřadnic. Rozeznávána je tak nejen podélná poloha těžiště, ale také příčná a výšková. [3]

1.4.1 Zjištění těžiště metodou vážení

Pro zjištění příčné a podélné polohy těžiště je potřeba zjistit hmotnost vozidla, která připadá na jednotlivá kola, popřípadě na jednotlivé nápravy. Tyto hmotnosti jsou zjištěny vážením vozidla. Při vážení musí vozidlo stát na plošině váhy ve vodorovné poloze tak, aby se součet hmotností připadajících na jednotlivá kola (m_1, m_2, m_3, m_4) rovnal celkové hmotnosti vozidla m . Při požadavku na vyšší přesnost je také důležité, aby pneumatiky vozidla byly nahuštěny na předepsaný tlak, respektive musí být zajištěna stejná výška jednotlivých kol. Jinak by mohlo docházet k mírnému zkreslení naměřených hodnot vlivem naklonění vozidla. Ze znalosti statické momentové rovnováhy pak probíhá výpočet polohy těžiště. [3]



Obrázek 16: Měření polohy těžiště v příčném a podélném směru [3]

Vodorovná vzdálenost těžiště od zadní nápravy tak vychází ze vztahu ^[3]:

$$l_z = \frac{m_p}{m} \cdot l = \frac{m_p}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{m_p/m_z}{1 + m_p/m_z} \cdot l \quad (1-1)$$

Pro vzdálenost těžiště od přední nápravy pak platí vztah ^[3]:

$$l_p = \frac{m_z}{m} \cdot l = \frac{m_z}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{1}{1 + m_p/m_z} \cdot l \quad (1-2)$$

kde: $l_{z(p)}$ – vzdálenost těžiště od zadní (přední) nápravy [m]

$m_{z(p)}$ – hmotnost vozidla připadající na zadní (přední) nápravu [kg]

l – rozvor náprav [m]

m – hmotnost vozidla [kg]

Předpoklad, že vozidlo stojí skutečně vodorovně, lze zjistit z podmínky, že se součet vzdáleností těžiště od zadní nápravy a od přední nápravy rovná rozvoru vozidla, tedy vzdálenosti mezi přední a zadní nápravou. Musí tedy být splněno ^[3]:

$$l_z + l_p = l \quad (1-3)$$

Příčná poloha těžiště lze zjistit pomocí obdobných vztahů, vycházejících z obrázku (Obrázek 16)

$$t_2 = \frac{m_1}{m_p} \cdot t_p = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot t_p \quad (1-4)$$

kde: t_2 – vzdálenost těžiště od pravého kola přední nápravy [m]

t_p – rozchod kol přední nápravy [m] ^[3]

$M_{1,2}$ jsou hmotnosti připadající na levé a pravé kolo a t_p označuje rozchod předních kol. Příčnou polohu těžiště na zadní nápravě pak lze podobně zjistit ze vztahu:

$$t_4 = \frac{m_3}{m_z} \cdot t_z = \frac{m_3}{m_3 + m_4} \cdot t_z \quad (1-5)$$

kde: t_2 – vzdálenost těžiště od pravého kola zadní nápravy [m]

t_z – rozchod kol zadní nápravy [m]

Pomocí hodnot l_z , l_p , t_2 a t_4 lze poté určit příčnou vzdálenost těžiště od podélné osy.

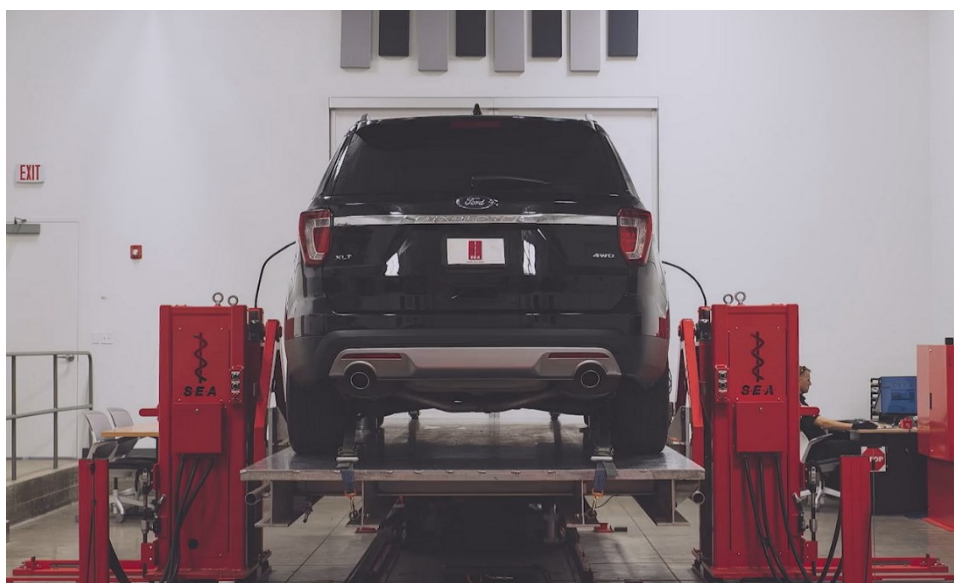
1.4.2 Zjištění těžiště pomocí speciálních zařízení

Momenty setrvačnosti a s těmi i poloha těžiště vozidla mají veliký vliv na jízdní vlastnosti. V dnešní době stálého zvyšování bezpečnosti vozidel rostou i nároky kladené na přesnost měření hmotnostních parametrů. Výše zmíněné metody nejsou pro tyto požadavky dostatečně přesné a jsou časově náročnější. Proto jsou dnes vyvíjena stále přesnější měřicí zařízení, která jsou schopna během krátké doby zjistit jak jednotlivé souřadnice těžiště, tak i další parametry zkoušeného vozidla důležité pro pochopení jeho budoucího chování. [19]

Vehicle Inertia measurement facility (VIMF)

V oblasti měření těžiště vozidla je přední světovou značkou společnost S-E-A. Již v roce 1994 navrhla a sestrojila velice přesné zařízení s názvem VIMF (vehicle inertia measurement facility), a od té doby jsou na těchto zařízeních testovány nejrůznější druhy vozidel, včetně závodních speciálů. Ve Spojených státech amerických jsou všechna nová vozidla tímto zařízením testována pro takzvaný Faktor statické stability, který je požadován americkou NHTSA (národní bezpečnost silniční dopravy), která je obdobou naší EURO NCAP. [18]

Zjištěním těžiště vozidla a jeho momentu setrvačnosti lze předvídat, jak se vozidlo bude chovat v různých situacích. Používá se také při vyšetřování dopravních nehod, kdy se může pomocí tohoto zařízení odhadnout, jak se vozidlo chovalo v podmínkách vedoucích k této nehodě. Pomocí zařízení VIMF se dnes testují nejen osobní vozidla, ale i nákladní či vojenská vozidla. [10]



Obrázek 17: Vehicle inertia measurement facility, S-E-A [18]

Vehicle Inertia Measuring Machine (VIMM)

V Evropě je v této oblasti lídrem německá společnost CFM Schiller se svým relativně kompaktním měřicím zařízením VIMM, které je schopné během jednoho cyklu změřit až deset hmotnostních parametrů. Kromě hmotnosti vozidla lze zařízením zjistit také poloha těžiště ve všech třech hlavních osách, a také například momenty setrvačnosti vzhledem k hlavním osám vozidla. Plošina pro umístění vozidla je se základním rámem spojena pomocí speciálního kardanového kloubu. Pístnice na stranách rámu poté zajišťují kývání plošiny kolem os rotace vozidla. Samotné vozidlo musí být k plošině řádně přichyceno tak, aby bylo zabráněno vzniku chyb při měření při propružení kol či pneumatik. Poloha těžiště je zjišťována statickým rozborem pomocí naklápění os rovnoběžných se základními osami vozidla. Přesnost měření je uváděna na ± 5 mm. ^[19]



Obrázek 18: Vehicle inertia measuring machine, CFM Schiller ^[19]

1.4.3 Zjištění těžiště výpočtovou metodou

Výpočtovou metodu lze obvykle použít pouze v případech, kdy je známa poloha těžiště u vozidla před určitou změnou, jakou může být například naložení nákladu na ložnou plochu vozidla. Tuto metodu lze poté v těchto případech využít bez použití speciálních přístrojů, ale s využitím pouze znalosti rovnic statické rovnováhy. Vozidlo je zakresleno do souřadného systému. Na vozidle je zaznamenána poloha jeho těžiště. Dalším krokem je přidání zatížení na vozidlo, u kterého je také známa poloha jeho těžiště, případně je tato poloha změřena. Sestavením rovnic lze poté vypočítat novou, posunutou polohu těžiště. [3]

$$X_3 = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2}{m_1 + m_2} \quad (1-6)$$

kde: $m_{1(2)}$ – hmotnost tělesa 1(2) [kg]

$x_{1(2)}$ – souřadnice tělesa 1(2) [mm]

X_3 – nová souřadnice těžiště [mm]

1.5 Právní předpisy

V České republice existuje několik předpisů, které se týkají rozložení hmotnosti u silničních vozidel. Jejich ustanovení jsou kontrolována a testována při schvalování nových modelů vozidel a jsou dále vyžadována pro jejich provoz na pozemních komunikacích.

1.5.1 Rozložení hmotnosti

Maximální hmotnost vozidla připadající na jednu nápravu, popřípadě na skupinu náprav, jsou rozsáhle upraveny v § 5 vyhlášky 209/2018 Sb. Pro účely této práce jsou ale důležitější další pravidla, která jsou upravena v § 6. [19]

Hmotnost vozidla připadající na řízenou nápravu nesmí u nákladních vozidel s nejméně 4 koly na vodorovném povrchu klesnout pod 20 % celkové hmotnosti vozidla. U autobusů pak nesmí klesnout pod 25 %. Mezi pravým a levým kolem nápravy se pak dále u všech silničních vozidel, s výjimkou traktorů a speciálních vozidel, připouští nerovnoměrnost rozložení hmotnosti maximálně 15 % hmotnosti připadající na tuto nápravu. Tato hodnota však může být překročena v případě, že výrobce vozidla stanoví určité rozmezí přípustných poloh těžiště vozidla a uvede je v manuálu vozidla. [19]

1.5.2 Příčná stabilita vozidla

Dalším parametrem, který je u vozidel testován, je příčná stabilita proti překlolení. Tato stabilita je ovlivněna výškovou polohou těžiště a je důležitá hlavně u autobusů a nákladních vozidel. Vozidlo musí u této zkoušky zvládnout naklonění plošiny, na které vozidlo stojí, na obě strany o 28° , aniž by došlo k převrácení vozidla. Vozidlo je u této zkoušky zatíženo na maximální provozní hmotnost. U autobusů to například znamená zatížení každého sedadla barelem s vodou o hmotnosti 68 kg, u dvoupodlažního autobusu toto platí pouze pro horní podlaží, a zatížení podlahy se zvýšeným těžištěm, simulující stojící pasažéry. ^[20]



Obrázek 19: Zatížení autobusu při testu náklonu ^[27]

V České republice existuje relativně nově otevřená zkušebna pro měření příčné stability autobusů společnosti TÜV SÜD Czech. Na měřicí plošině se vozidlo nakloní na 28° , přičemž si musí všechna kola vozidla zachovat styk s plošinou. Poté se u vozidla pokračuje s náklonem a měří se okamžik takzvané lability, tedy momentu, kdy se od plošiny odlepí poslední kolo. ^[27]



Obrázek 20: Test maximálního náklonu autobusu ^[27]

Tyto zkoušky náklonu jsou důležitou známkou příčné stability už po mnoho let. Na následujícím obrázku (Obrázek 21) je ukázka testování náklonu anglického autobusu, takzvaného „double-decker“, prováděného v roce 1933. Horní podlaží je v tomto případě zatíženo pytlí s pískem. Obrázek navíc ukazuje rozdíl mezi náklonem plošiny, který je 28°, a náklonem samotné karoserie, který je asi 35°. [28]



Obrázek 21: Test maximálního náklonu (r. 1933) [28]

2 CHOVÁNÍ VOZIDLA V ZÁVISLOSTI NA JÍZDNÍM REŽIMU

2.1 Stabilita vozidla

Stabilita jako obecný pojem je stav tělesa nebo soustavy, kdy se těleso nebo soustava po malé poruše rovnováhy sama vrací do původní polohy. U silničních vozidel se za takovýto rovnovážný stav obvykle považuje jízda na všech kolech ve směru určeném řízením nebo ustálené zatáčení. U konstrukce každého vozidla je tak jedním z hlavních požadavků docílit co největší stability. Stabilita ale není neomezená. Překročení meze stability vozidla, tedy změna stavu ze stabilního na nestabilní, můžeme chápat jako ztrátu kontroly nad vozidlem. [8]

2.1.1 Příčná stabilita vozidla

Velikost bočních sil na nápravách závisí na poloze těžiště a velikosti odstředivé síly. Posun těžiště k některé nápravě zvětšuje její boční sílu a tím i směrovou úchytku jejich kol. Při průjezdu vozidla zatáčkou, případně při jízdě na bočním svahu, může kvůli vlivu odstředivé síly F_{od} docházet k naklápění vozidla a porušení příčné stability. Odstředivá síla F_{od} vzniká v těžišti vozidla a lze ji vyjádřit jako:

$$F_{od} = \frac{m \cdot v^2}{r} \quad (2-1)$$

kde: m – hmotnost vozidla [kg]

v – rychlost vozidla [m/s]

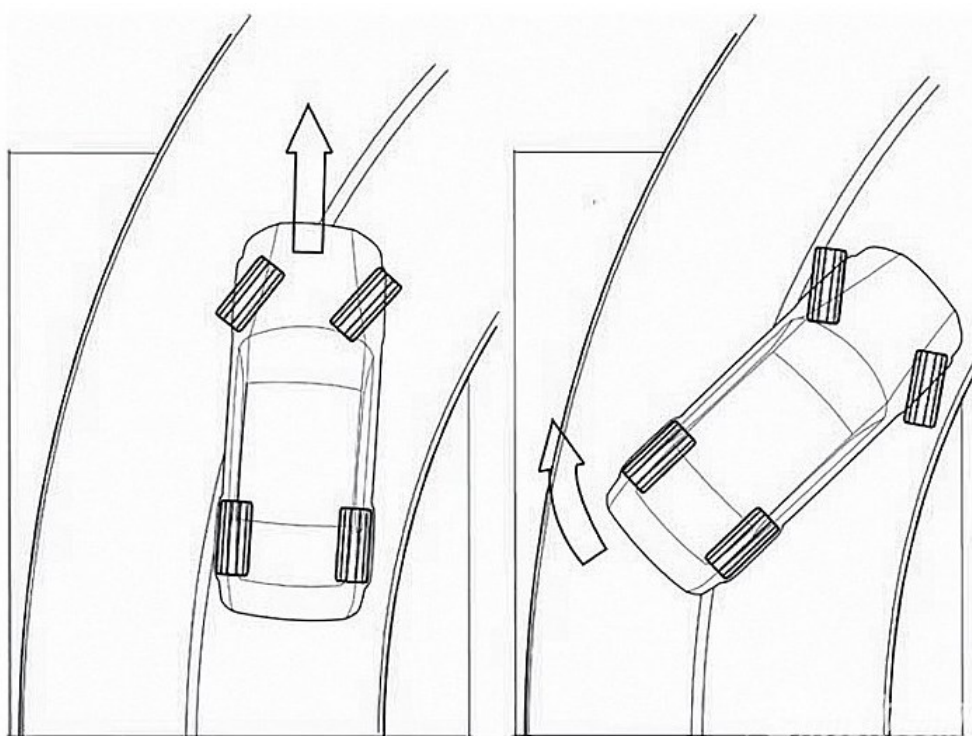
r – poloměr zatáčky [m] [2]

V případě, kdy odstředivá síla F_{od} dosáhne kritické hodnoty, dochází u vozidla ke ztrátě příčné stability. V tomto případě může v závislosti na poloze těžiště a vlastnostech zatáčky dojít ke smyku vozidla nebo k jeho převrácení. K překročení meze stability vozidla může dojít také v případech, kdy je náklad nerovnoměrně rozložený, nevyvážený či mění své vlastnosti v průběhu jízdy (tuhne či sedimentuje), při proměnlivém těžišti vozidla dochází k nerovnoměrnému a nestálému zatížení jednotlivých náprav i jednotlivých kol, což má negativní dopad na ovladatelnost a stabilitu vozidla. [9]

Přetáčivost, nedotáčivost

Stabilita a říditelnost vozidla úzce souvisí i s takzvanou stáčivostí automobilu, a to nedotáčivostí a přetáčivostí. Přesun hmotnosti mezi nápravami či stranami vozidla má za následek snížení příčné síly, kterou je příslušná pneumatika schopna přenést. Nepřenese tedy takovou příčnou sílu, jako ostatní kola na vozidle. Tyto rozdílné přenosy sil na jednotlivých kolech poté mohou způsobit tuto přetáčivost či nedotáčivost vozidla. Pokud je snížen přenos sil na přední nápravě, jedná se o nedotáčivost, v případě zadní nápravy o přetáčivost. Důležité je také poznamenat, že schopnost přenášet boční sílu se na pneumatice nesnižuje lineárně s narůstajícím zatížením. U neutrálního vozidla se rejď poloměru zatáčky shoduje s nastavením rejďových kol. Přetáčivé vozidlo má poloměr zatáčky menší, nedotáčivé vozidlo poté větší, než jsou nastavena rejďová kola. [29]

Přesun hmotnosti na jednu stranu vozidla může mít pak za následek další snižování radiální reakce a tedy příčné síly, kterou je kolo schopno přenést, a například u již nedotáčivého vozidla se může dále snižovat jeho nedotáčivost v závislosti na jízdě danou zatáčkou. Při jízdě na druhou stranu bude tento jev přesně opačný.



Obrázek 22: Nedotáčivost (vlevo), přetáčivost (vpravo) [29]

2.1.2 Naklápění vozidla

Pojem naklápění vozidla, neboli klopení, se používá v případech, kdy se vozidlo vychyluje vzhledem ke své podélné ose. Tento pohyb vozidla má vliv na jeho říditelnost. Klopení vozidla při rozdílném svislém zatížení kol nápravy může mít vliv na klopení kol a tedy efekt samořízení. [9]

Ke změně svislého zatížení může u vozidla dojít například při průjezdu zatáčkou nebo při nerovnoměrně rozloženém nákladu. Při průjezdu zatáčkou působí na vozidlo v místě těžiště odstředivá síla F_{od} , která byla popsána v předchozí kapitole (rovnice (2-1)) Tato síla vyvolá v těžišti, které má svoji výškovou souřadnici h , moment kolem podélné osy. Tento moment pak lze vyjádřit jako:

$$M = \frac{m \cdot v^2}{r} \cdot h \quad (2-2)$$

kde: m – hmotnost vozidla [kg]

v – rychlost vozidla [m/s]

r – poloměr zatáčky [m]

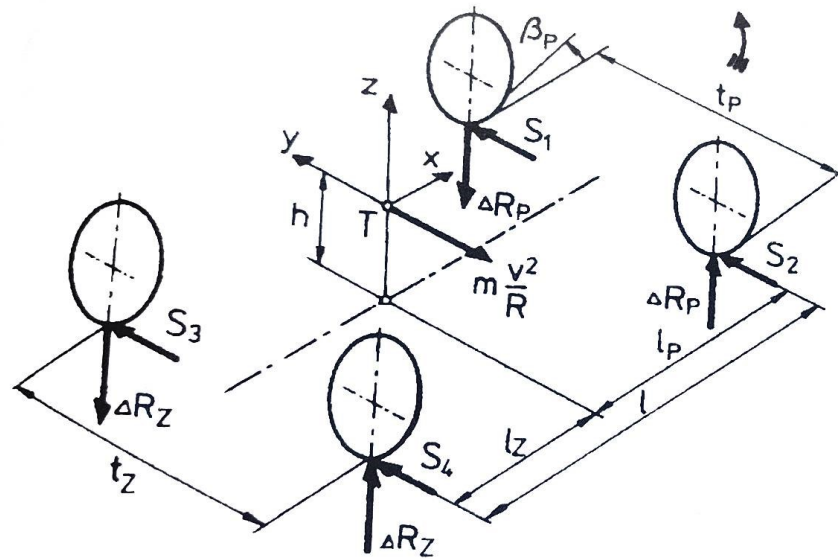
h – výška vozidla [m]^[2]

Vzniklý klopný moment tak způsobuje změnu svislých zatížení kol, tedy změnu reakčních sil působících vozovkou na kola. Na vnitřní straně vozidla (vzhledem ke směru zatáčení) dojde ke zmenšení reakční síly o hodnotu ΔR_z , a u vnějšího kola naopak zvětšení reakční síly o stejnou hodnotu ΔR_z . Obdobně je tomu na zadní nápravě, kde vzniká reakční moment

$$M = \Delta R_p \cdot t_p + \Delta R_z \cdot t_z \quad (2-3)$$

kde: ΔR_p – rozdíl radiální reakce na přední nápravě [N]

ΔR_z – rozdíl radiální reakce na zadní nápravě [N]



Obrázek 23: Naklápění vozidla ^[2]

Jelikož klopný moment od odstředivé síly a reakční moment od změny radiálních reakcí musí být v rovnováze, do rovnice (2-3) potom lze za M dosadit rovnici (2-2).

$$\frac{m \cdot v^2}{r} \cdot h = \Delta R_p \cdot t_p + \Delta R_z \cdot t_z \quad (2-4)$$

Výsledný vztah (2-4) obsahuje dvě neznámé, ΔR_p a ΔR_z , v jedné rovnici. Jedná se tedy o staticky neurčitou úlohu. Pro řešení úlohy je tedy nutné zavést další (deformační) podmínky. V tomto případě je potřeba zjistit klopení karosérie vozidla, která je vzhledem ke kolům podepřena pružinami. Určením hodnot ΔR_p a ΔR_z je pak možné vypočítat okamžitá svislá zatížení jednotlivých kol. Statická zatížení, která připadají na kola přední nápravy, případně na kola zadní nápravy, jsou:

$$R_{p_{stat}} = m \cdot g \cdot \frac{l_z}{l} \quad (2-5)$$

$$R_{z_{stat}} = m \cdot g \cdot \frac{l_p}{l} \quad (2-6)$$

kde: m – hmotnost vozidla [kg]

g – gravitační zrychlení [m/s^2] ^[2]

Radiální reakce na jednotlivých kolech se poté dají zjistit z rovnic (2-5) a (2-6) pro statická zatížení kol příslušných náprav. V závislosti, jestli se jedná o vnitřní či vnější kolo (vzhledem ke směru zatažení) se přičte, respektive odečte hodnota změny reakčního zatížení ΔR .

$$R_1 = \frac{1}{2} \cdot R_{p_{stat}} - \Delta R_p = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_z}{l} - \Delta R_p \quad (2-7)$$

$$R_2 = \frac{1}{2} \cdot R_{p_{stat}} + \Delta R_p = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_z}{l} + \Delta R_p \quad (2-8)$$

$$R_3 = \frac{1}{2} \cdot R_{z_{stat}} - \Delta R_z = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_p}{l} - \Delta R_p \quad (2-9)$$

$$R_4 = \frac{1}{2} \cdot R_{z_{stat}} + \Delta R_z = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_p}{l} + \Delta R_p \quad (2-10)$$

[2]

2.2 Brzdění

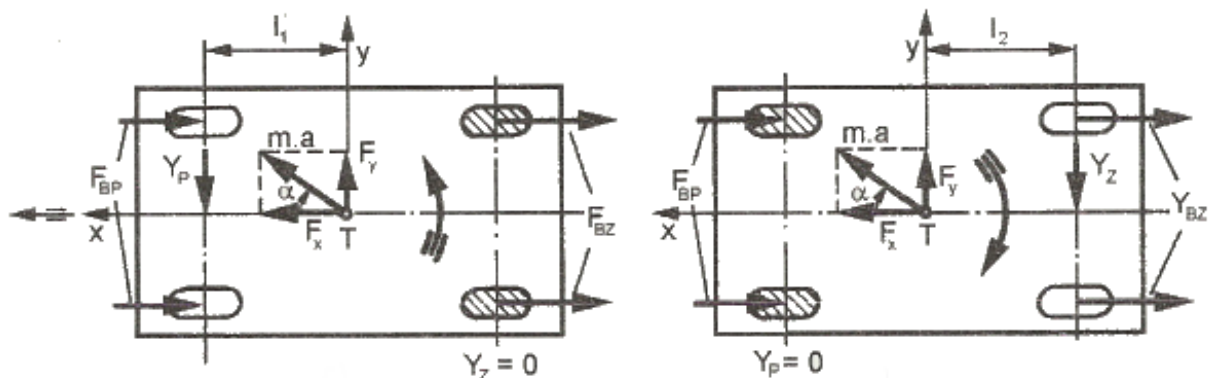
Brzdění lze definovat jako záměrné snižování rychlosti vozidla. Brzdy silničních vozidel už se po stovky let spoléhají na tření. Použití třecích sil vyvolaných mezi dvěma plochami ve vzájemném kontaktu třecí podložky a točícího se kola můžeme datovat až do 17. století na koňmi tažené kočáry. Podobná jednoduchá brzdová zařízení pak lze nalézt i na prvních silničních vozidlech, tzv. “kočárech bez koňů“, ke konci 18. století. Moderní brzdy, které se postupně vyvinuly, jsou samozřejmě na zdaleka jiné úrovni, základ rotující a statické části je však stejný. Základní systém brzdění pro jakékoliv silniční vozidlo počítá s klasickou dvojosou konfigurací. Tento systém se používá pro osobní vozidla, lehká nákladní a dodávková vozidla, která za sebou netáhnou žádný přívěs. [2][5]

Při brzdění tak dochází k deceleraci vozidla a s tím spjatými dynamickými účinky. Za asi nejvíce očividné by se dalo považovat takzvané klonění vozidla, kde přední část vozidla klesne k zemi. Těžiště vozidla je totiž v určité výšce nad rovinou vozovky a setrvačná síla, která v těžišti působí, způsobuje klopný moment. Tento moment navíc kromě klonění vozidla způsobuje i změnu vertikálního zatížení kol. Nezávislé zavěšení kol i uchycení tuhé nápravy lze ale konstrukčně uspořádat tak, že toto klonění vozidla je pomocí přenosu vodorovné reakce na vozovku částečně redukováno. [2][5]

Propracovaným návrhem statiky a kinematiky nápravy lze u vozidel pracovat se stabilitou při různých provozních podmínkách. Například u vozu Škoda Octavia 2. generace je zadní náprava konstruována s nepatrným řídícím účinkem. Kola na zadní nápravě se tak během brzdění mírně stáčí ke středu vozidla a způsobují tak lehkou sbíhavost, což zvyšuje směrovou stabilitu vozidla, dokonce i při brzdění v zatáčce. Řídící účinek je navíc závislý i na zatížení vozidla. S rostoucím zatížením vozidla se tak zvětšuje i tento řídící účinek. Vozidlo je tedy při brzdění směrově stabilní v případě, že řidič sedí ve vozidle sám, a zároveň pokud je vozidlo plně zatíženo posádkou i nákladem v zavazadlovém prostoru. [6]

2.2.1 Stabilita vozidla při brzdění

Stabilita vozidla je při brzdění závislá na rozdělení brzdných sil. Rozdělení brzdných sil na nápravy se řídí podle toho, kdy se brzdná síla na jednotlivých nápravách dostane na mez adheze, tedy dojde k blokování kol. U dvounápravového vozidla tak mohou nastat dva případy, kdy jsou kola na mezi adheze buď na přední, nebo na zadní nápravě.



Obrázek 24: Možné případy narušení stability při blokování kol [2]

Na obrázku jsou znázorněny brzdné síly od jednotlivých kol a síla F_x , která symbolizuje setrvačnou sílu pohybu vozidla. Na obrázku je také znázorněna složka setrvačné síly F_y . Tato složka vzniká v případě, kdy setrvačná síla neleží ve směru podélné osy vozidla, ale leží vzhledem k této ose pod jistým úhlem α . Toto vyosení setrvačné síly mohou způsobit například nerovnosti na vozovce a je zachycováno bočními silami náprav.

Pokud tedy dojde k dosažení meze adheze na zadní nápravě, boční sílu Y_p přenáší pouze kola na přední nápravě. Vozidlové kolo přenášející obvodovou sílu na mezi adheze totiž prakticky ztrácí schopnost přenášet boční síly. Síly Y_p a F_y tak vytvoří stáčivý moment

na rameni l_1 , který natáčí proti směru příčné síly. Tím příčná síla narůstá a tak se tento stav označuje jako nestabilní. Pokud ale dojde k dosažení meze adheze na přední nápravě, moment, který je tvořen silami Y_z na zadní nápravě, a složka setrvačné síly F_y spolu vytvoří naopak stabilizační stáčivý moment. To znamená, že se příčná síla zmenšuje a snižuje se tak i stáčení vozidla. Vozidlo se tedy natáčí zpět do směru setrvačné síly, pohybuje se tedy v přibližně stejném směru jako před brzděním a chová se stabilně. [2]

2.2.2 Rozložení brzdných sil

Největší intenzity brzdění bude dosaženo v případě, že jsou brzdící kola na mezi adheze a brzdné reakce jsou na jednotlivá kola rozděleny úměrně vzhledem k jejich radiálnímu zatížení. Pokud jsou kola jedné nápravy zatížena stejně, platí pro brzdění na mezi adheze:

$$F_{BPid} = R_{1,2} \cdot \varphi \quad ; \quad F_{BZid} = R_{3,4} \cdot \varphi \quad (2-11)$$

kde: $F_{B(P, Z)id}$ – ideální brzdná reakce na přední (P) a zadní (Z) nápravě [N]

$R_{1,2}$ – radiální zatížení přední nápravy [N]

$R_{3,4}$ – radiální zatížení zadní nápravy [N]

φ – součinitel adheze [2]

Součinitel adheze φ dosahuje nejvyšších hodnot při suché, drsné vozovce. Ve výjimečných případech může tento součinitel dosahovat i hodnot vyšších než 1. Na sněhu a náledí bude poté dosahovat hodnot nejnižších. Přehled vlivu vlastností povrchu vozovky na průměrnou hodnotu součinitele adheze je zobrazen v tabulce (Tabulka 1).

Povrch vozovky	Součinitel adheze
beton	0,8 - 1,0
asfalt – suchý	0,6 - 0,9
– mokrý	0,3 - 0,8
dlažba – suchá	0,6 - 0,8
– mokrá	0,3 - 0,5
makadam	0,6 - 0,8
tráva – suchá	0,4 - 0,6
– mokrá	0,2 - 0,5
hluboký písek, sníh	0,2 - 0,4
náledí	0,1 - 0,3

Tabulka 1: Vliv povrchu vozovky na součinitel adheze [2]

Pokud těžiště vozidla není umístěno v jeho podélné rovině souměrnosti, rozdíl brzdných sil vozidla bude nejen na přední a zadní nápravě, ale z důvodu rozdílných radiálních reakcí na stranách vozidla i na pravé a levé straně.

Při nerovnoměrnosti rozložení hmotnosti na strany nápravy o q % bude rozdělení na strany přední nápravy:

$$R_1 = \frac{R_{1,2}}{2} + \left(\frac{q}{2} \cdot R_{1,2}\right) \quad (2-12)$$

$$R_2 = \frac{R_{1,2}}{2} - \left(\frac{q}{2} \cdot R_{1,2}\right) \quad (2-13)$$

kde: R_1 – radiální reakce levého předního kola [N]

R_2 – radiální reakce pravého předního kola [N]

q – nerovnoměrnost rozložení hmotnosti [%]

Stejně rovnice poté platí i pro zadní nápravu.

$$R_3 = \frac{R_{3,4}}{2} + \left(\frac{q}{2} \cdot R_{3,4}\right) \quad (2-14)$$

$$R_4 = \frac{R_{3,4}}{2} - \left(\frac{q}{2} \cdot R_{3,4}\right) \quad (2-15)$$

kde: R_3 – radiální reakce levého zadního kola [N]

R_4 – radiální reakce pravého zadního kola [N]

Pro jednu stranu vozidla tedy lze rovnice a dále upravit:

$$R_1 + R_3 = \frac{R_{1,2}}{2} + \left(\frac{q}{2} \cdot R_{1,2}\right) + \frac{R_{3,4}}{2} + \left(\frac{q}{2} \cdot R_{3,4}\right) \quad (2-16)$$

$$R_1 + R_3 = \frac{R_{1,2} + q \cdot R_{1,2} + R_{3,4} + q \cdot R_{3,4}}{2} \quad (2-17)$$

$$R_1 + R_3 = \frac{R_{1,2} + R_{3,4} + q \cdot (R_{1,2} + R_{3,4})}{2} \quad (2-18)$$

Levá strana rovnice v tomto případě ukazuje radiální reakce na levé straně vozidla, které se dají přepsat jako $R_{1,3}$. Na pravé straně vozidla se pak objevila celková tíhová síla vozidla, jelikož lze napsat:

$$R_{1,2} + R_{3,4} = m \cdot g \quad (2-19)$$

kde: m – hmotnost vozidla [kg]

g – gravitační zrychlení [m/s^2]

Po dosazení této rovnice (2-19) do rovnice (2-18) dále vychází:

$$R_{1,3} = \frac{m \cdot g + q \cdot (m \cdot g)}{2} \quad (2-20)$$

Po úpravě:

$$R_{1,3} = \frac{m \cdot g \cdot (1 + q)}{2} \quad (2-21)$$

Pro druhou stranu vozidla:

$$R_{2,4} = \frac{m \cdot g \cdot (1 - q)}{2} \quad (2-22)$$

Ze vztahů (2-21) a (2-22) pak vychází, že se radiální zatížení na jedné straně vozidla nezmění při změně rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou, která nastává při brzdění přesunem hmotnosti vozidla na přední nápravu. Rovnice již neobsahují jednotlivé radiální reakce na kolech, ale pouze celkovou hmotnost vozidla m a nerovnoměrnost zatížení q . Je také důležité zmínit, že tyto rovnice platí pouze při těžišti posunutém na stranu řidiče.

S touto znalostí lze tedy upravit rovnici (2-11) pro brzdění na mezi adheze:

$$F_{BiL} = R_{1,3} \cdot \varphi \quad ; \quad F_{BiP} = R_{2,4} \cdot \varphi \quad (2-23)$$

kde: F_{BiL} – ideální brzdná síla na levé straně vozidla [N]

F_{BiP} – ideální brzdná síla na pravé straně vozidla [N]

3 VLIV NESOUMĚRNOSTI HMOTNOSTI NA JÍZDNÍ REŽIM VOZIDLA

3.1 Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti u osobního automobilu

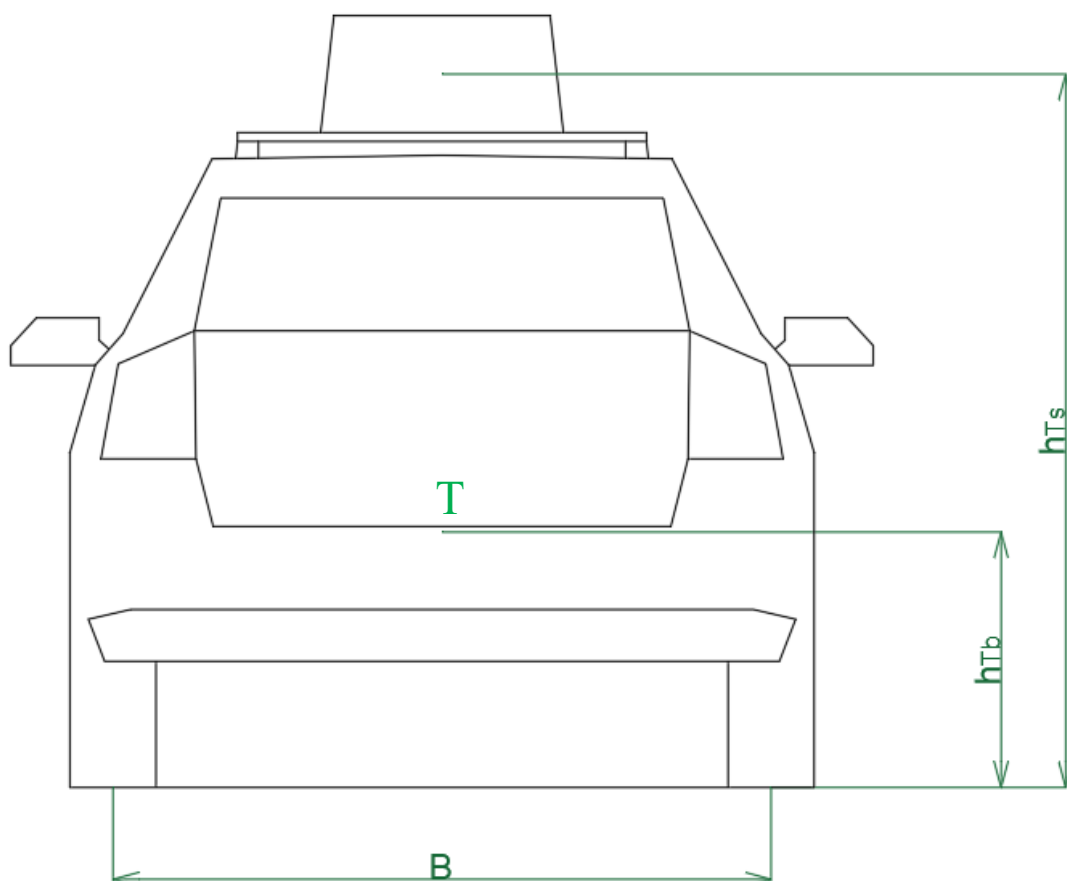
Nesouměrnost rozložení hmotnosti vůči podélné ose vozidla má za následek snížení schopnosti tohoto vozidla produkovat stabilizační moment, který zabraňuje převrácení vozidla při náklonu. U osobních vozidel toto není takovým problémem, jako u vozidel nákladních, jelikož při převrácení vozidla zaleží také na výškové souřadnici těžiště.

Navržené vozidlo je zatíženo dvěma osobami, každou vážící 80 kg, a nákladem na střeše na střešním nosiči o hmotnosti 100 kg. Střešní nosič bude tedy přetížen, jelikož maximální povolené zatížení střechy níže uvedeného vozidla je 75 kg. ^[7]

Polohu těžiště jsem zjišťoval výpočtovou metodou. První případ ukazuje správné rozložení nákladu a posádky. To znamená, že osoby ve vozidle sedí vedle sebe na předních sedadlech a náklad je na střešním nosiči umístěný uprostřed. Pro výpočet konkrétních hodnot byly použity údaje ze skutečného vozidla Škoda Octavia II, které jsou znázorněny v následující tabulce (Tabulka 2) a obrázku (Obrázek 25).

Škoda Octavia II, 2005		
Název	Hodnota	Označení
hmotnost (bez zatížení)	1475 [kg]	m
rozchod náprav	1528 [mm]	B
výška těžiště (bez zatížení)	593 [mm]	h_{Tb}
výška těžiště nosiče na střeše	1656 [mm]	h_{Ts}
příčná vzdálenost sedadel	411 [mm]	x_p
příčná vzdálenost nákladu	193 [mm]	x_s

Tabulka 2: Škoda Octavia II ^[7]



Obrázek 25: Škoda Octavia II, Souřadnice

Pro zjištění nové polohy těžiště při zatížení vozidla bude zvolena výpočtová metoda. Výška polohy těžiště pasažérů bude uvažována stejná jako je poloha těžiště samotného vozidla. Vliv na výšku těžiště vozidla tedy bude mít jen náklad, který je umístěný na střešním nosiči vozidla. Těžiště lze výpočtovou metodou zjistit pomocí vzorce:

$$h_T = \frac{m_c \cdot h_{Tb} + m_n \cdot h_{Ts}}{m_c + m_n} \quad (3-1)$$

kde: m_c – celková hmotnost vozidla s pasažéry [kg]

m_n – hmotnost střešního zatížení [kg]

h_{Tb} – výška těžiště bez zatížení [mm]

h_{Ts} – výška těžiště střešního zatížení [mm]

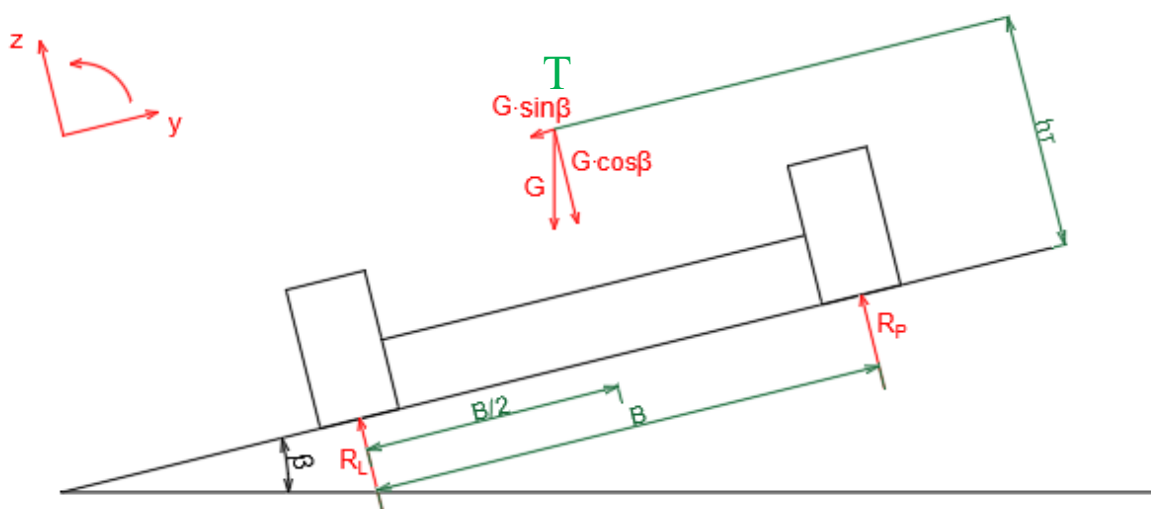
Po dosazení do vzorce bude získána nová hodnota výškové polohy těžiště vozidla.

$$h_T = \frac{1635 \cdot 593 + 100 \cdot 1656,4}{1635 + 100} \quad (3-2)$$

$$h_T = 654 \text{ mm}$$

Tento případ bude brán jako výchozí. Těžiště vozidla se kvůli zatížení střechy očekávaně posunulo směrem nahoru, příčná poloha těžiště však zůstává nezměněna. Je předpokládáno rovnoměrné rozložení hmotnosti na příčné ose vozidla.

3.1.1 Zjištění maximálního náklonu vozidla



Obrázek 26: Náklon vozidla

Ze zjednodušeného obrázku náklonu vozidla (Obrázek 26) je možné vytvořit rovnice momentové rovnováhy a zjistit maximální možný náklon vozidla.

$$\Sigma M_L = 0; G \cdot \sin(\beta) \cdot h_T - G \cdot \cos(\beta) \cdot \frac{B}{2} + R_P \cdot B = 0 \quad (3-3)$$

kde: ΣM_L = součet momentů ke středu levého kola [Nmm]

R_P = Radiální reakce pravého kola [N]

Při maximálním možném náklonu vozidla bude veškerá jeho hmotnost koncentrována na v tomto případě levou stranu vozidla. Na pravé straně vozidla tedy nebude žádné zatížení, a tak nebude vyvolána ani radiální reakce R_p . Bude tedy platit:

$$R_p = 0 \quad (3-4)$$

Moment od radiální reakce pravé strany vozidla R_p bude tedy také nulový. Po odstranění tohoto momentu a malé úpravě bude tedy rovnice pro maximální náklon vypadat takto:

$$G \cdot \sin(\beta) \cdot h_T = G \cdot \cos(\beta) \cdot \frac{B}{2} \quad (3-5)$$

Tíhová síla G je samozřejmě shodná pro obě strany rovnice, takže po vydělení celé rovnice touto hodnotou je zřejmé, že hmotnost vozidla nemá na maximální náklon vozidla vliv. Po vydělení celé rovnice hodnotou $\cos(\beta)$ poté vychází z rovnice (3-5) vztah pro maximální náklon vozidla:

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{B}{2 \cdot h_T} \quad (3-6)$$

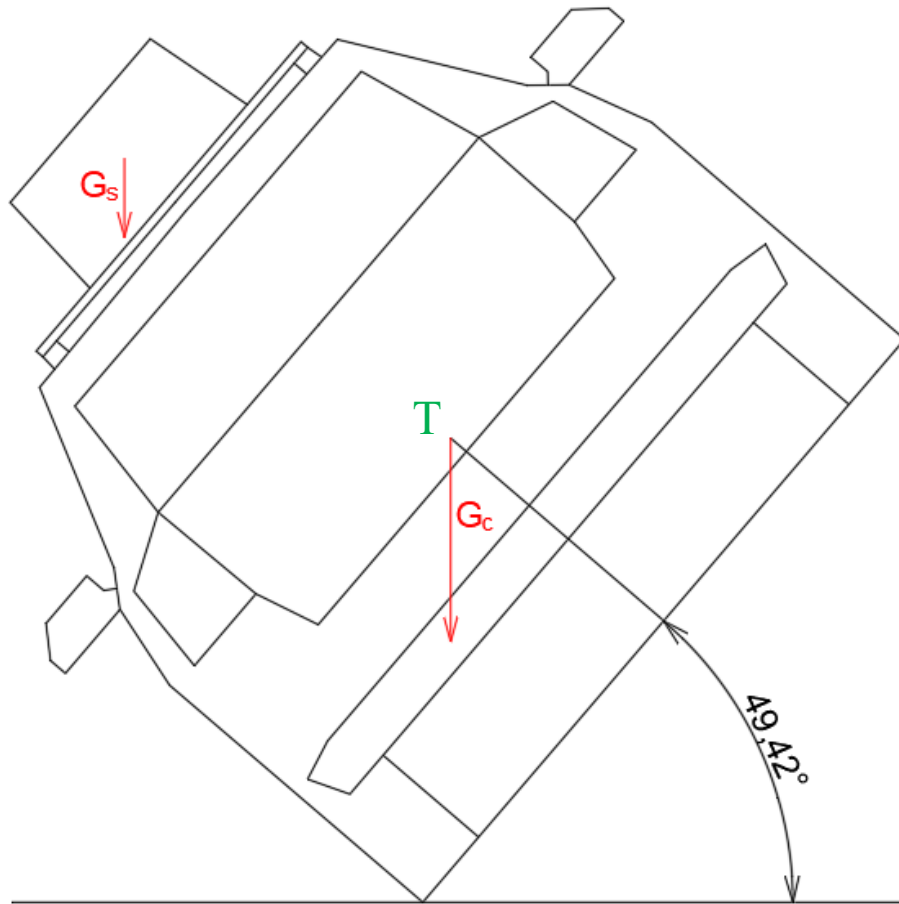
Z této zjednodušené rovnice je patrné, že hodnota úhlu při maximálním náklonu vozidla, který je vozidlo ještě schopno zvládnout, je shodná s hodnotou úhlu, který svírá přímka protínající střed kola zatížené strany vozidla a polohou těžiště vozidla s vodorovnou základnou. Konkrétní hodnota pro tento první případ poté vychází:

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{1528}{2 \cdot 654,29}$$

$$\operatorname{tg}(\beta) = 1,167678 \quad (3-7)$$

$$\beta = 49,42^\circ$$

Z obrázku (Obrázek 27) je vidět, že vozidlo je teoreticky schopno zvládnout velký náklon i přes zatížení na střešním nosiči.



Obrázek 27: Referenční náklon vozidla

Druhým příkladem bude případ špatného rozložení nákladu ve vozidle. Osoby ve vozidle sedí obě na straně řidiče a náklad umístěný na střešním nosiči je také posunut na stranu řidiče (například z důvodu lepšího přístupu). Výpočet polohy těžiště bude opět proveden výpočtovou metodou. Výšková poloha zůstane v tomto případě na stejném místě, jelikož z výškových souřadnic se u vozidla nic nezměnilo. V důsledku příčného posunutí nákladu a pasažérů se ale změní i příčná poloha těžiště. Tuto změnu lze vypočítat z rovnice:

$$x_T = \frac{m_p \cdot \left(\frac{B}{2} - x_p\right) + m_n \cdot \left(\frac{B}{2} - x_s\right) + m \cdot \frac{B}{2}}{m_p + m_n + m} \quad (3-8)$$

kde: m_p – hmotnost pasažérů vozidla [kg]

m_n – hmotnost nákladu [kg]

m – hmotnost vozidla [kg]

B – rozchod kol [mm]

x_p – příčná vzdálenost sedadel [mm]

x_s – příčná vzdálenost nákladu [mm]

Po dosazení hodnot vozidla a zatížení dostaneme hodnotu příčného posunutí těžiště.

$$x_T = \frac{160 \cdot \left(\frac{1528}{2} - 411\right) + 100 \cdot \left(\frac{1528}{2} - 193\right) + 1475 \cdot \frac{1528}{2}}{160 + 100 + 1475} \quad (3-9)$$

$$x_T = 715 \text{ mm}$$

Poloha těžiště bude v tomto případě posunuta na stranu řidiče na souřadnici $x_t = 715$ mm. Došlo tedy k posunu těžiště na stranu řidiče o hodnotu x :

$$x = \frac{B}{2} - x_T = \frac{1528}{2} - 715 = \mathbf{49 \text{ mm}} \quad (3-10)$$

Dále tedy lze zjistit, jak se toto posunutí projeví na rozložení hmotnosti. Poměrem hodnot polohy těžiště a rozchodu kol je u tohoto případu tedy:

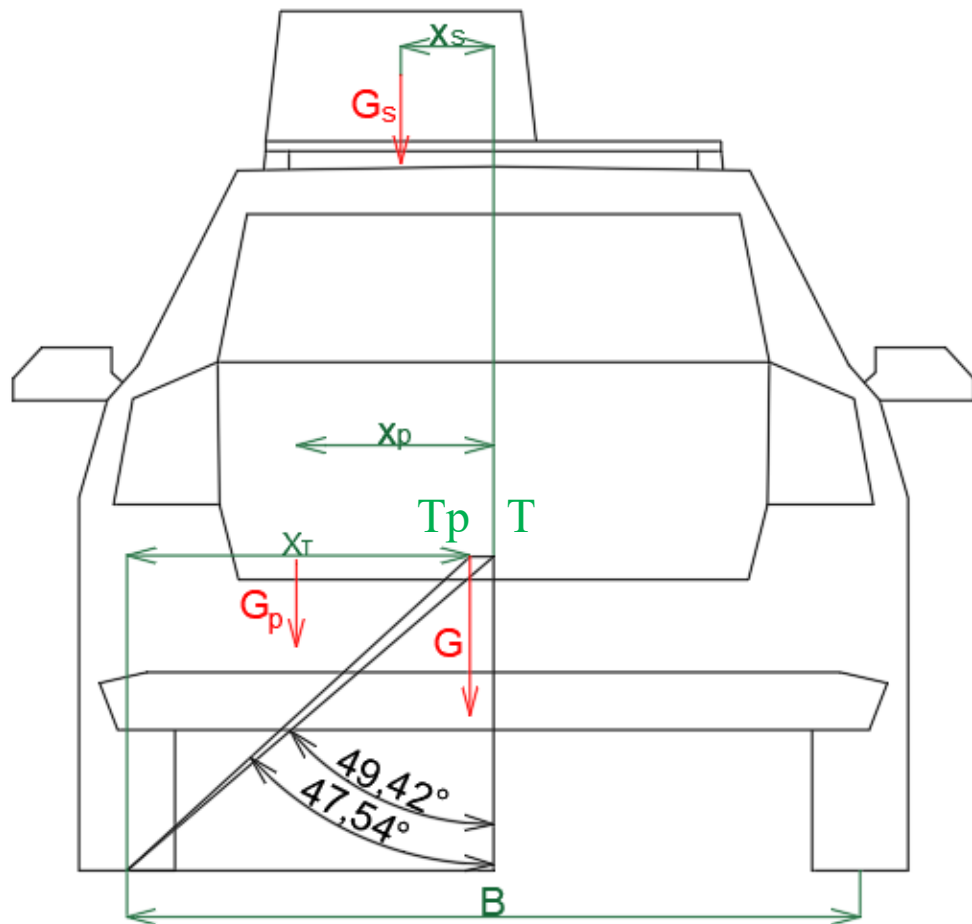
$$\frac{x_T}{B} = \frac{715}{1528} = 0,4679 \cong 47 \% \quad (3-11)$$

Na jedné straně nápravy bude tedy zatížení 47 % z celkového zatížení na nápravě. Rozdíl na kola nápravy tedy bude $q = 6 \%$. Tato nerovnoměrnost rozložení je tedy v rámci předpisů, které umožňují až 15 %.

Ze zjištění maximálního náklonu, který bude teoreticky vozidlo schopné zvládnout, lze použít rovnici (3-6), kde bude za hodnotu $B/2$ dosazena vypočítaná hodnota x_T . Výsledný vztah bude poté ve tvaru:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\beta) &= \frac{x_T}{h_T} \\ \operatorname{tg}(\beta) &= \frac{715}{654,29} \\ \operatorname{tg}(\beta) &= 1,0928 \\ \beta &= 47,54^\circ \end{aligned} \quad (3-12)$$

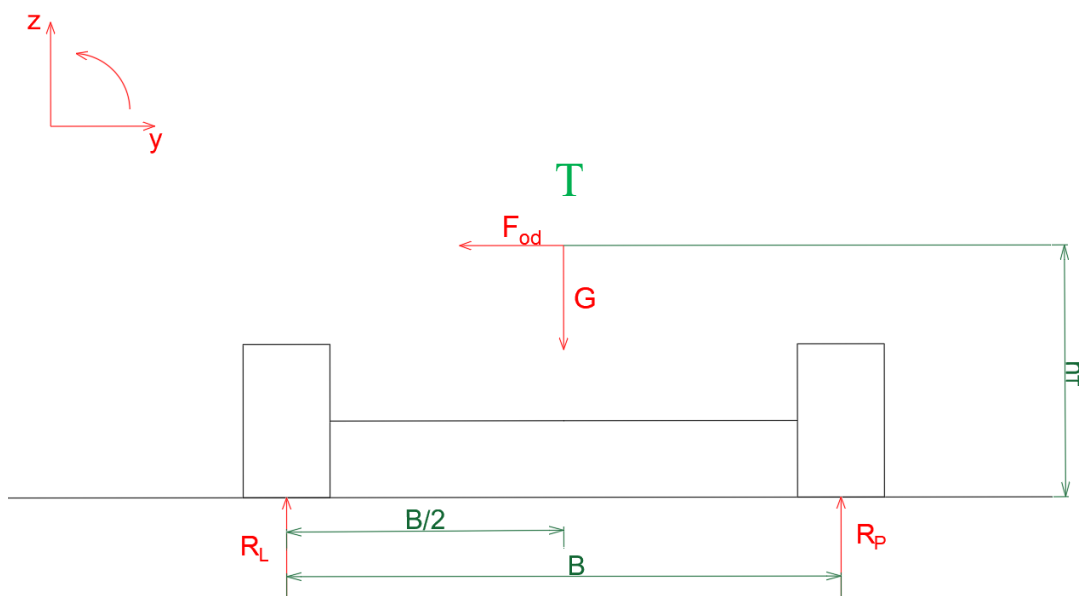
Z tohoto příkladu vyplývá, že se maximální náklon vozidla při posunutí těžiště v příčném směru nezmění o významnou hodnotu, konkrétně o 3,8 %. Posunutí těžiště a snížení maximálního náklonu, který je vozidlo schopno kompenzovat, jsou znázorněny na následujícím obrázku.



Obrázek 28: Posun těžiště osobního automobilu

3.1.2 Rychlost vozidla při průjezdu zatáčkou

Dalším případem, kdy by mohlo dojít k převrácení vozidla, je při rychlém průjezdu vozidla zatáčkou. Pokud je vozidlo více zatíženo na jednu stranu, sníží se schopnost vozidla vytvářet stabilizační moment, a tím se sníží i maximální možná rychlost, kterou je vozidlo schopno zatáčkou projet.



Obrázek 29: Průjezd vozidla zatáčkou

Z obrázku (Obrázek 29), který znázorňuje zjednodušený náčrt nápravy vozidla při průjezdu zatáčkou, lze vytvořit rovnici momentové rovnováhy.

$$\Sigma M_L = 0 ; F_{od} \cdot h_T - G \cdot \frac{B}{2} + R_p \cdot B = 0 \quad (3-13)$$

Odstředivá síla F_{od} , působící na rameni h_T , vytváří moment, který má tendenci vozidlo převrátit. Tíhová síla G na rameni $B/2$ poté vytváří stabilizační moment, který naopak převrácení brání. V situaci, kdy jsou tyto dva momenty v rovnováze, bude rychlost jako složka odstředivé síly maximální, a radiální reakce kola R_p bude v tomto případě nulová. V kapitole 3.1.2. byla vyjádřena síla F_{od} , která bude použita v této rovnici. Pro tíhovou sílu G platí, že je násobek hmotnosti vozidla a gravitačního zrychlení. Platí tedy:

$$F_{od} = \frac{m \cdot v^2}{r} \quad (3-14)$$

$$G = m \cdot g \quad (3-15)$$

Dalším krokem je tedy dosazení rovnic (3-13;3-14) do momentové rovnice (3-12). Po dosazení vznikne rovnice:

$$\frac{m \cdot v^2}{r} \cdot h_T = m \cdot g \cdot \frac{B}{2} \quad (3-16)$$

Hmotnost bude opět shodná na obou stranách rovnice. Po dalších úpravách bude rovnice pro maximální rychlost vozidla před převrácením rovna:

$$v^2 = \frac{r \cdot g \cdot B}{2 \cdot h_T} \quad (3-17)$$

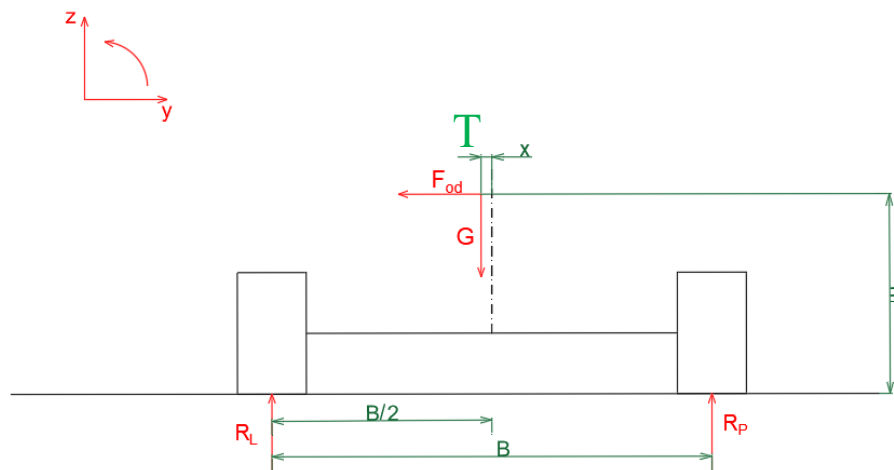
$$v = \sqrt{\frac{r \cdot g \cdot B}{2 \cdot h_T}}$$

Za rozvor náprav B a výšku těžiště h_T jsou dosazeny hodnoty z tabulky (Tabulka 2), které byly použity i v předchozích příkladech. Pro poloměr zatáčky r bude dosazena zvolená hodnota. Z rovnice je zřejmé, že se maximální rychlost vozidla bude zvyšovat s rostoucím poloměrem zatáčky. Navíc u případných budoucích pokusů v praxi bude výhodný menší poloměr kvůli menší prostorové náročnosti pokusu. Zvolena bude tedy hodnota 25 m.

$$v = \sqrt{\frac{25 \cdot 9,81 \cdot 1,528}{2 \cdot 0,654}} \quad (3-18)$$

$$v = 16,92 \text{ m/s} = 60,92 \text{ km/h}$$

Z rovnice pohybu vozidla, u kterého je jeho těžiště na podélné ose vozidla, vychází maximální rychlost průjezdu zatáčkou téměř 61 km/h. Toto bude referenční hodnota pro další výpočet, kdy bude těžiště u vozidla opět z důvodu nerovnoměrného zatížení posunuto na stranu řidiče.



Obrázek 30: Průjezd zatáčkou při posunu těžiště

Pro další příklad bude použit výpočet posunutí těžiště u vozidla z předchozích kapitol. Situace posunutí těžiště při průjezdu zatáčkou je znázorněna na obrázku (Obrázek 30).

Z obrázku je zřejmé, že posun těžiště na stranu řidiče způsobí změnu velikosti ramena, na kterém působí tíhová síla vozidla G . Při tomto příkladu zatáčení vozidla směrem doprava ve směru jízdy se bude s posouváním těžiště rameno zmenšovat. Je tedy možné napsat rovnici momentové rovnováhy.

$$\Sigma M_L = 0 ; F_{od} \cdot h_T - G \cdot \left(\frac{B}{2} - x \right) + R_P \cdot B = 0 \quad (3-19)$$

Při maximální možné rychlosti bude radiální reakce kola R_P nulová. Hodnota x je vzata z rovnice pro posun těžiště (3-10). Dosazením odstředivé síly z rovnice (3-13) a tíhové síly z rovnice (3-14) lze rovnici dále upravovat:

$$\frac{m \cdot v^2}{r} \cdot h_T = m \cdot g \cdot \left(\frac{B}{2} - x \right)$$

$$v = \sqrt{\frac{r \cdot g}{h_T} \cdot \left(\frac{B}{2} - x \right)}$$

(3-20)

$$v = \sqrt{\frac{25 \cdot 9,81}{0,654} \cdot \left(\frac{1,528}{2} - 0,049 \right)}$$

$$v = 16,37 \text{ m/s} = 58,9 \text{ km/h}$$

Maximální rychlost, kterou je vozidlo schopno projet pravotočivou zatáčkou (neboli kritická rychlost) se změnila z 61 km/h na téměř 59 km/h. Podle očekávání se kritická rychlost průjezdu zatáčkou o zvoleném poloměru zmenšila. Z důvodu zmenšení ramena, na kterém působí tíhová síla G , je vozidlo schopno generovat menší stabilizační moment, než při ideálním rozložení hmotnosti. Opět je ale zřejmé, že nesouměrné rozložení hmotnosti vzhledem k podélné ose vozidla nemá v tomto případě velký vliv.

Pro případ levotočivé zatáčky se rameno momentu od tíhové síly naopak zvětší. V rovnici (3-20) se tak bude hodnota posunu těžiště x bude přičítat. Bude tedy platit:

$$v = \sqrt{\frac{25 \cdot 9,81}{0,654} \cdot \left(\frac{1,528}{2} + 0,049\right)} \quad (3-20 \text{ b})$$

$$v = 17,46 \text{ m/s} = 62,9 \text{ km/h}$$

3.1.3 Vliv maximálního posunu těžiště

V kapitole 1.5 byly vysvětleny právní předpisy, které se týkají rozložení hmotnosti na nápravách automobilu. Maximální dovolená nerovnoměrnost rozložení hmotnosti u osobního automobilu, pokud není výrobcem dáno jinak, je 15 %. Tato hodnota tedy bude brána jako mezní pro následující grafická znázornění. Pro výpočty bude použito stejné vozidlo jako v předchozích případech, tedy vycházející z tabulky (Tabulka 2).

Z rovnice (3-10) potom lze zjistit, jaký posun těžiště způsobí nerovnoměrnost rozložení hmotnosti na nápravě 15 %. Při tomto rozložení bude tedy méně zatížené kolo nápravy, případně méně zatížená strana vozidla, přenášet 42,5 % hmotnosti. Platí tedy:

$$\frac{x_T}{B} = 0,425 \quad (3-21)$$

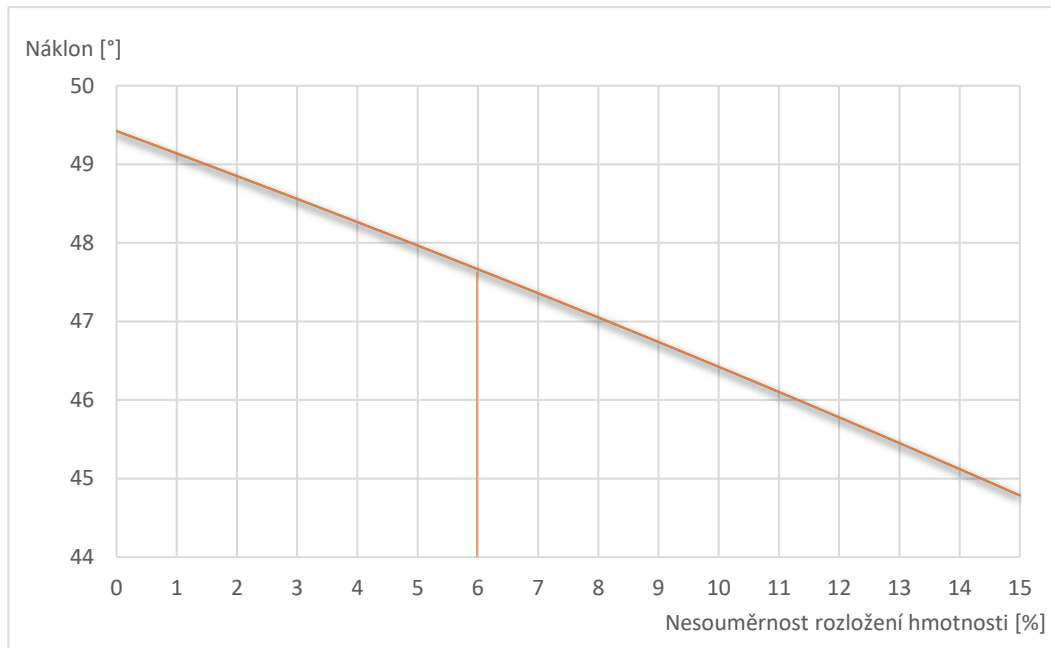
Pro zjištění maximální hodnoty posunu těžiště je tedy potřeba zjistit minimální hodnotu souřadnice x_T .

$$x_T = B \cdot 0,425$$

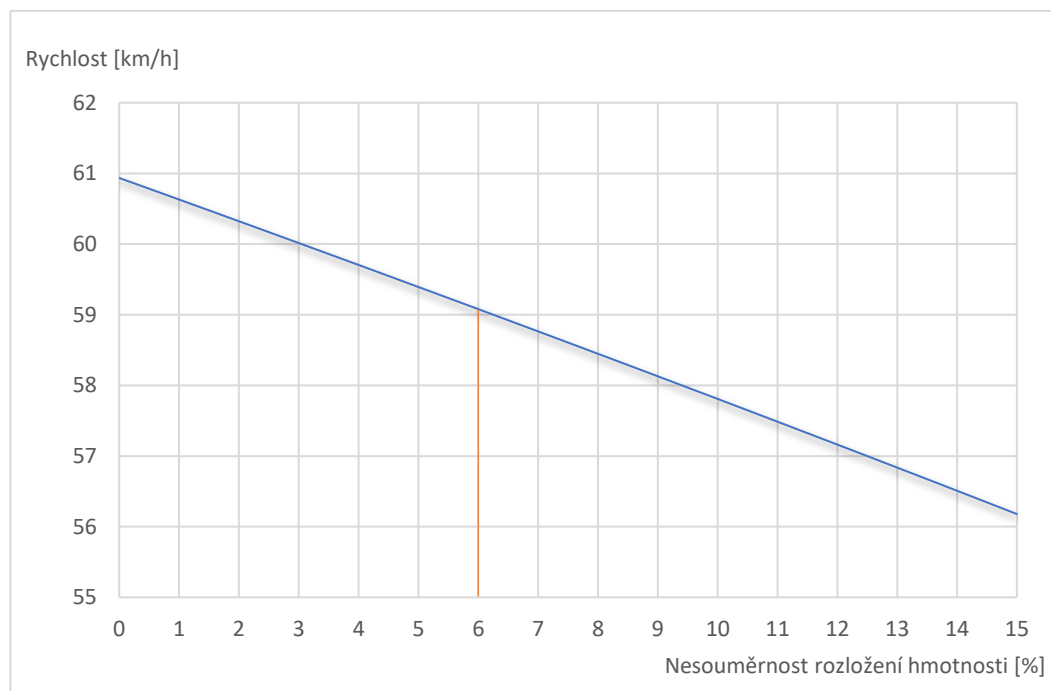
$$x_T = 1528 \cdot 0,425 \quad (3-22)$$

$$x_T = 649 \text{ mm}$$

Hodnota 649 mm je tedy minimální souřadnice těžiště, při které bude dodržena maximální povolená nerovnoměrnost rozložení hmotnosti 15 %. Toto další posunutí těžiště může být způsobeno například těžšími pasažéry, popřípadě dalším zatížením v zavazadlovém prostoru. Na následujících grafech jsou zobrazeny vlivy polohy těžiště se zvýrazněnou hodnotou z předcházejících příkladů.



Graf 1: Vliv nesouměrného rozložení hmotnosti na maximální náklon vozidla



Graf 2: Vliv nesouměrného rozložení hmotnosti na rychlost průjezdu zatáčkou

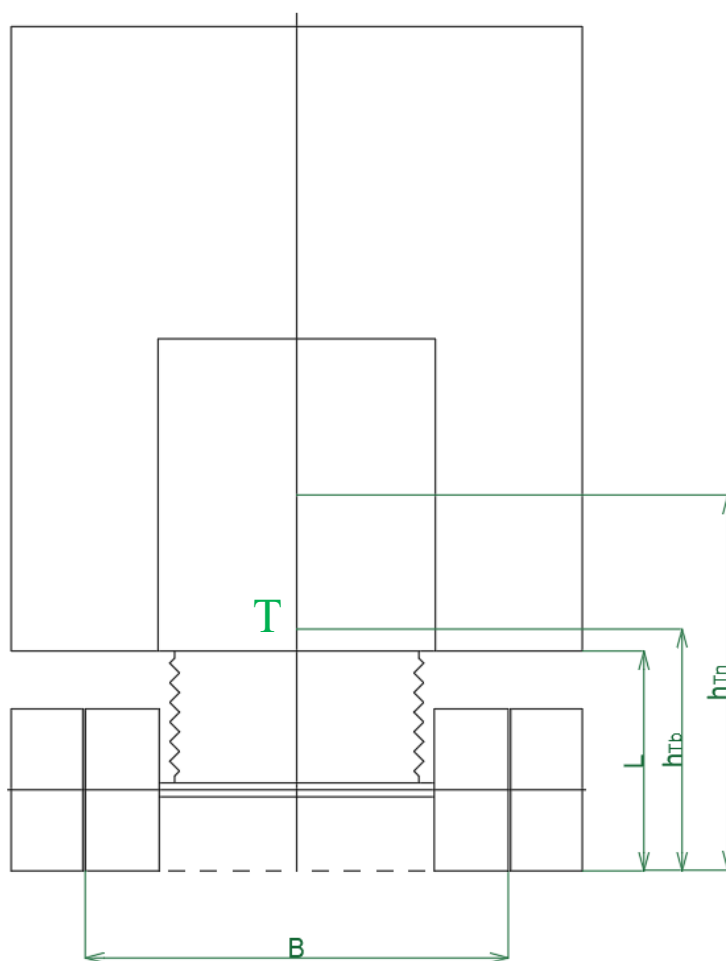
3.2 Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti u nákladního automobilu

U nákladních vozidel může být vliv nesouměrného rozložení hmotnosti výrazně vyšší. To je zapříčiněno nejen výše umístěnou ložnou plochou, a tedy i výše položeným těžištěm, ale také tím, že významná část nákladního vozidla je určena pro přepravu nákladu. Pokud tedy není náklad naložen správně, tedy s přihlédnutím k jeho rovnoměrnému rozložení, může být jeho vliv mnohem větší.

Pro tento příklad bude použit nákladní automobil Iveco řady Stralis, jehož rozměry jsou uvedeny v následující tabulce.

Iveco Stralis AD 190, 2012		
Název	Hodnota	Označení
hmotnost (bez zatížení)	6470 [kg]	m
rozchod náprav	1820 [mm]	B
výška těžiště (bez zatížení)	1045 [mm]	h_{Tb}
výška ložné plochy	930 [mm]	L
délka ložné plochy	5450 [mm]	D
výška těžiště nákladu	1450 [mm]	h_{Tn}
příčná vzdálenost nákladu	617,5 [mm]	x_s

Tabulka 3: Iveco Stralis 190^[30]



Obrázek 31: Iveco Stralis, souřadnice

Na obrázku (Obrázek 31) je znázorněn nákladní automobil s nákladem, který je umístěný souměrně vzhledem k podélné ose automobilu. Nákladem jsou v tomto případě palety, každá o hmotnosti 1200 kg. Těchto palet lze na ložnou plochu automobilu vzhledem k jeho délce umístit 6 ks. Celková hmotnost nákladu bude tedy v tomto případě:

$$m_n = 6 * 1200 \quad (3-23)$$

$$m_n = \mathbf{7200 \text{ kg}}$$

Nyní bude následovat výpočet polohy těžiště vozidla spolu s uloženým nákladem. Výpočet bude proveden opět pomocí výpočtové metody, na základě znalostí jednotlivých těžišť a příslušných souřadnic. Jelikož je náklad umístěn souměrně vzhledem k podélné ose, nezmění se příčná poloha těžiště, ale pouze výšková poloha. Lze tedy vytvořit rovnici:

$$h_T = \frac{m \cdot h_{Tb} + m_n \cdot h_{Tn}}{m + m_n}$$

$$h_T = \frac{6470 \cdot 1045 + 7200 \cdot 1450}{6470 + 7200} \quad (3-24)$$

$$h_T = 1258 \text{ mm}$$

Těžiště vozidla se v důsledku naloženého nákladu posunulo výše o 213 mm. Tento případ bude brán jako referenční pro další výpočty.

3.2.1 Zjištění maximálního náklonu vozidla

Výpočet maximálního náklonu vozidla bude proveden stejným způsobem, jako u předchozího příkladu s osobním automobilem. Lze tedy použít rovnici (3-6), podle které platí:

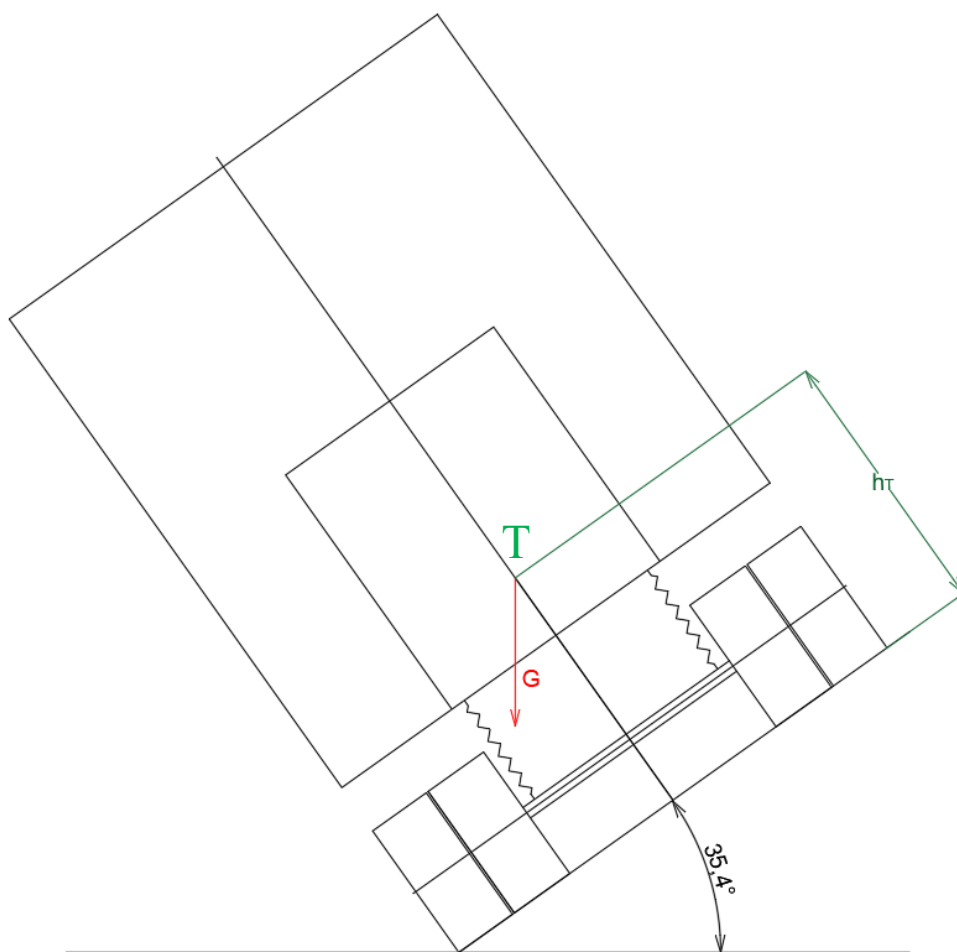
$$\text{tg}(\beta) = \frac{B}{2 \cdot h_T}$$

$$\text{tg}(\beta) = \frac{1820}{2 \cdot 1258,3} \quad (3-25)$$

$$\text{tg}(\beta) = 0,723$$

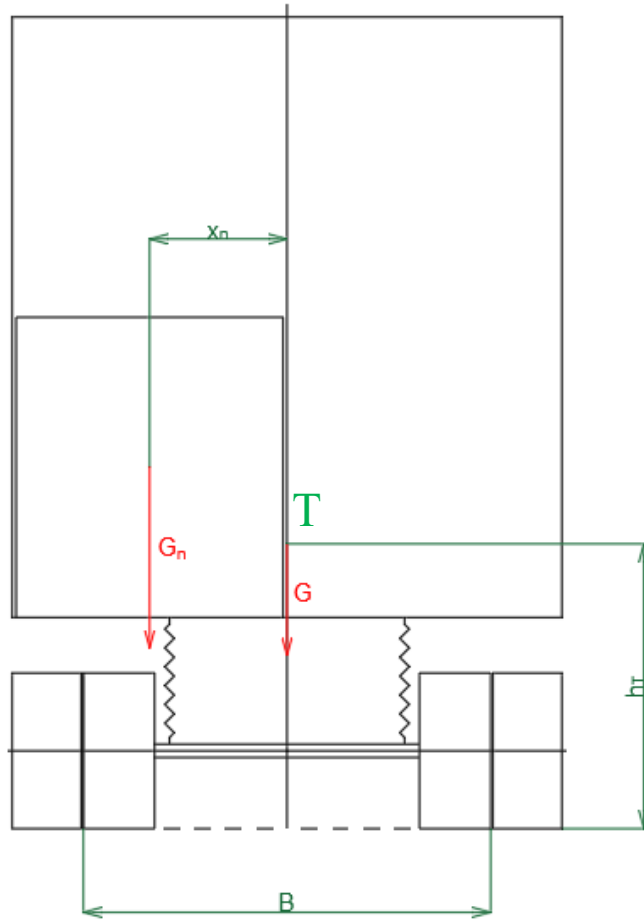
$$\beta = 35,4^\circ$$

U vozidla s vysoko umístěným těžištěm je tedy vidět mnohem menší maximální náklon, při jehož překročení již dochází k převrácení vozidla. To je v souladu s předpokladem, že bude náklon kvůli vyšší poloze těžiště menší, jelikož vzhledem k výšce těžiště je u nákladních vozidel malý rozchod kol. Tato vozidla jsou tedy méně stabilní.



Obrázek 32: Maximální náklon nákladního automobilu

Na obrázku (Obrázek 32) je znázorněn příklad kritického naklonění vozidla při správně umístěném nákladu, které vyplývá z rovnice (3-25). V dalším příkladě bude tedy extrémní případ posunu těžiště tohoto vozidla mimo jeho podélnou osu. U nákladního automobilu může k takovéto situaci dojít například při vyložení nákladu z jedné strany vozidla, přičemž druhá polovina nákladu zůstává na straně vozidla, jak je znázorněno na následujícím obrázku.



Obrázek 33: Posun těžiště nákladního automobilu

Tíhová síla G , která působí v těžišti vozidla, je vzhledem ke středu dotyku kol na rameni $B/2$. Tíhová síla nákladu G_n je posunuta vzhledem k tíhové síle vozidla o souřadnici x_n . Pomocí tohoto obrázku je možné vytvořit rovnici pro výpočet nové, posunuté polohy těžiště.

$$x_T = \frac{m_n \cdot \left(\frac{B}{2} - x_n\right) + m \cdot \frac{B}{2}}{m_n + m} \quad (3-26)$$

Pomocí údajů z tabulky (Tabulka 3) lze poté zjistit konkrétní hodnotu posunu těžiště pro tento případ.

$$x_T = \frac{7200 \cdot \left(\frac{1820}{2} - 617,5\right) + 6470 \cdot \frac{1820}{2}}{7200 + 6470} \quad (3-27)$$

$$x_T \cong 585 \text{ mm}$$

Hodnota x_T znázorňuje příčnou vzdálenost těžiště od středu kol zadní nápravy vozidla. Dále lze zjistit hodnotu posunutí těžiště od podélné osy vozidla podle následujícího výpočtu:

$$x = \frac{B}{2} - x_T = \frac{1820}{2} - 584,76 \quad (3-28)$$

$$x = \mathbf{325 \text{ mm}}$$

Těžiště vozidla se tedy v důsledku nerovnoměrného zatížení posunulo na stranu řidiče o více než 32 cm. Následující rovnice popisuje velikost zatížení pravé (méně zatížené) nápravy.

$$\frac{x_T}{B} = \frac{584,76}{1820} = 0,303 = \mathbf{32 \%} \quad (3-29)$$

Na levou stranu vozidla tedy zbývá 68 % zatížení. Pro nerovnoměrnost zatížení náprav tedy platí:

$$q = 68 - 32 = 36 \% \quad (3-29 \text{ b})$$

Při zjištění nerovnoměrnosti rozložení hmotnosti na nápravě vychází hodnota $q = 36 \%$ rozdílu mezi pravou a levou stranou vozidla. Hodnota posunu těžiště x , z rovnice (3-28), je i vzhledem k velikosti vozidla významným posunem, které bude mít velký vliv na jeho maximální náklon. S hodnotou posunutého těžiště x_T lze nyní tedy vypočítat, o kolik se tento náklon sníží. Pro výpočet lze použít rovnice (3-11) z předchozí kapitoly.

$$\text{tg}(\beta_n) = \frac{x_T}{h_T}$$

$$\text{tg}(\beta_n) = \frac{584,76}{1258,3}$$

$$\text{tg}(\beta_n) = 0,465 \quad (3-30)$$

$$\beta_n = \mathbf{24,3^\circ}$$

Oproti referenčnímu příkladu ideálního rozložení hmotnosti se tedy maximální možný náklon snížil u tohoto extrémního případu o 31 %. Navíc tento maximální náklon vozidla nespĺňuje podmínku minimálního náklonu 28° , který je uvedený v kapitole 1.5.

$$\frac{\beta - \beta_n}{\beta} \cdot 100 (\%) = \frac{35,4 - 24,3}{35,4} \cdot 100 (\%) = 31,4 \% \quad (3-31)$$

3.2.2 Rychlost vozidla při průjezdu zatáčkou

Dalším případem, kdy by mohlo dojít k převrácení vozidla, může být nepřiměřená rychlost při průjezdu zatáčkou. U předchozího příkladu naklonění vozidla byl vidět velký rozdíl při posunutí těžiště vozidla. Jak se změní kritická rychlost vozidla při posunutí těžiště bude probráno v této části kapitoly. Prvním případem bude opět situace ideálního rozložení hmotnosti. Pro výpočet může být použita rovnice (3-17) z kapitoly 4.1.

$$v = \sqrt{\frac{r \cdot g \cdot B}{2 \cdot h_T}} \quad (3-17)$$

Pro poloměr zatáčky r bude použita stejná hodnota jako v předchozím příkladu s osobním vozidlem v kapitole 4.1, tedy 25 m. Ostatní hodnoty jsou již známy a je tedy možné vypočítat kritickou rychlost průjezdu zatáčkou.

$$v = \sqrt{\frac{25 \cdot 9,81 \cdot 1,82}{2 \cdot 1,258}} \quad (3-32)$$

$$v = 13,32 \text{ m/s} = 47,95 \text{ km/h}$$

Vozidlo je tedy teoreticky schopné projet zatáčkou maximální rychlostí 47,95 km/h, pokud je náklad na vozidle rozložen rovnoměrně k jeho podélné ose. Dále tedy zbývá zjistit kritickou rychlost průjezdu v případě příčného posunu těžiště. K výpočtu bude opět použita rovnice z předchozí kapitoly, konkrétně rovnice (3-20).

$$v_n = \sqrt{\frac{r \cdot g}{h_T} \cdot \left(\frac{B}{2} - x\right)} \quad (3-20)$$

Kde x je posunutí těžiště od podélné osy vozidla, které bylo vypočítáno v rovnici (3-27). Dále je tedy možné dosadit do rovnice konkrétní hodnoty.

$$v_n = \sqrt{\frac{25 \cdot 9,81}{1,258} \cdot \left(\frac{1,82}{2} - 0,325\right)} \quad (3-33)$$

$$v_n = 10,68 \text{ m/s} = 38,4 \text{ km/h}$$

V tomto případě tedy při změně příčné polohy těžiště nastává snížení kritické rychlosti, kterou je vozidlo schopno projet zatáčkou, o 20 %.

$$\frac{v - v_n}{v} \cdot 100 (\%) = \frac{47,95 - 38,4}{47,95} \cdot 100 (\%) = 20 \% \quad (3-34)$$

3.2.3 Převážení kapalin

Kapaliny patří do své vlastní kategorie převážených nákladů, jelikož není způsob, jak tento náklad pevně uchytit k vozidlu, aby svým pohybem nezpůsobil změnu rozložení hmotnosti vozidla. Převážení kapalin tak vyžaduje použití speciálních přepravních vozidel, případně přípojných vozidel. V praxi se používá několik způsobů, jakými se kapaliny převážejí.

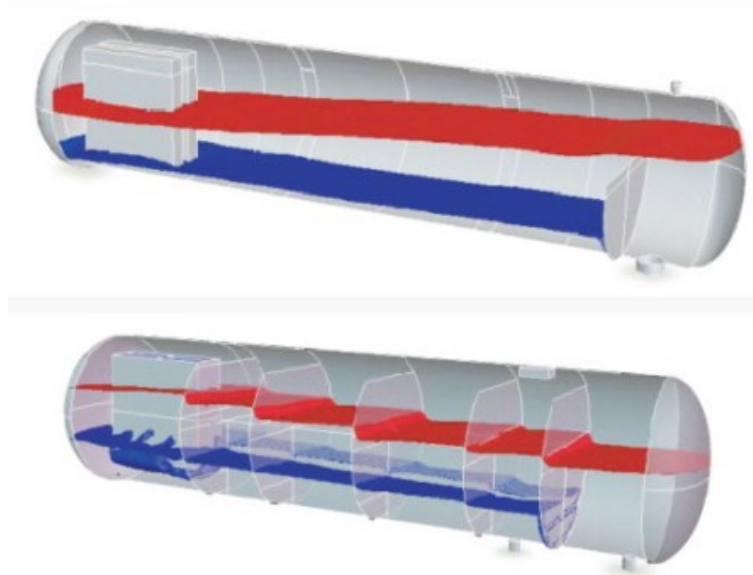
- Naplnění „až po okraj“
- Čerejníky
- Přepážky

Naplnění „až po okraj“

Nejjednodušší a zároveň účinné řešení. Naplnění cisterny až po okraj má za následek zvýšení polohy těžiště, ale kapalina se poté nemá kam přelévat a způsobovat tak změny příčné polohy těžiště. Cisterna pak může být rozdělena do sekcí, kdy se může obsah vypouštět postupně, ale vždy jen celý obsah sekce. ^[31]

Čeřejníky a přepážky

Tyto dva druhy způsoby přepravy mají stejný účel, a to zpomalit přelévání obsahu. Čeřejníky se dají představit jako síta, přes které se kapalina přelévá, u přepážek je poté cisterna také rozdělena do sekcí, jsou ale obvykle ve spodní části propojené. Tím se zpomalí její tok a například při zatočení vozidla tak kapalina tak zůstane lépe rozložena. ^[31]



Obrázek 34: Přelévání kapaliny bez přepážek (nahore), a s přepážkami (dole) ^[31]

3.3 Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti při brzdění automobilu

Dalším příkladem vlivu nerovnoměrnosti rozložení hmotnosti je u silničního vozidla brzdění. Brzdová soustava je u osobních vozidel testována na nerovnoměrnost brzdné síly mezi pravou a levou stranou nápravy každé dva roky při pravidelné technické prohlídce. Rozdílné zatížení stran vozidla ale způsobí rozdílné radiální reakce mezi koly nápravy a rozdílné brzdné síly. Tyto síly poté můžou způsobit, například při prudkém či nouzovém brzdění, stáčivý moment. V kapitole 2.2.2 byly odvozeny vztahy pro výpočet brzdných sil na stranách vozidla při ideálním brzdění na mezi adheze.

$$R_{1,3} = \frac{m \cdot g \cdot (1 + q)}{2} \quad (2-21)$$

$$R_{2,4} = \frac{m \cdot g \cdot (1 - q)}{2} \quad (2-22)$$

$$F_{BiL} = R_{1,3} \cdot \varphi \quad ; \quad F_{BiP} = R_{2,4} \cdot \varphi \quad (2-23)$$

Tyto vztahy budou použity pro zjištění stáčivého momentu, který bude působit na vozidlo při brzdění. Pro tento příklad bude použito stejné vozidlo jako v předchozí kapitole 3.1. Pro tento výpočet je tedy potřeba hmotnost vozidla m , která bude v tomto případě spolu s pasažéry a zatížením střechy $m = 1735 \text{ kg}$. A dále nerovnoměrnost rozložení hmotnosti q , která byla v tomto případě $q = 6 \%$.

Dalším potřebným údajem je hodnota součinitele adheze. Pro tento případ bude použit součinitel pro brzdění na ideálně suchém asfaltu, z tabulky (Tabulka 2), tedy $\varphi = 0,9$.

Nyní je možné spočítat brzdné reakce na jednotlivých stranách vozidla. Z rovnic (2-21) a (2-22) lze dosazením hodnot zjistit radiální zatížení stran vozidla.

$$R_{1,3} = \frac{1735 \cdot 9,81 \cdot (1 + 0,06)}{2} \quad (3-35)$$

$$\mathbf{R_{1,3} = 9020,8 \text{ N}}$$

$$R_{2,4} = \frac{1735 \cdot 9,81 \cdot (1 - 0,06)}{2} \quad (3-36)$$

$$\mathbf{R_{2,4} = 7999,6 \text{ N}}$$

Nyní, když jsou známé hodnoty jednotlivých zatížení, je možné spočítat ideální brzdné síly, které mohou na vozidle působit. Lze tedy hodnoty $R_{1,3}$ a $R_{2,4}$ dosadit do rovnic (2-23).

$$F_{Bi} = R_n \cdot \varphi \quad (2-23)$$

$$F_{BiL} = 9020,8 \cdot 0,9$$

$$F_{BiP} = 7999,6 \cdot 0,9$$

$$\mathbf{F_{BiL} = 8118,7 N} \quad (3-37)$$

$$\mathbf{F_{BiP} = 7199,6 N}$$

Toto jsou tedy maximální síly, které mohou na vozidlo působit, respektive které jsou kola na stranách vozidla schopna přenést vzhledem k radiálnímu zatížení. Dalším krokem bude zjištění stáčivého momentu, který bude na vozidlo při brzdění na mezi adheze působit. Je tedy nutné nejdříve zjistit sílu, která bude znázorňovat rozdíl těchto brzdících sil mezi nápravami a s hodnotou rozchodu náprav B poté zjistit stáčivý moment této síly.

$$\Delta F_B = F_{BiL} - F_{BiP} = 8118,7 - 7199,6 \quad (3-38)$$

$$\mathbf{\Delta F_B = 919 N}$$

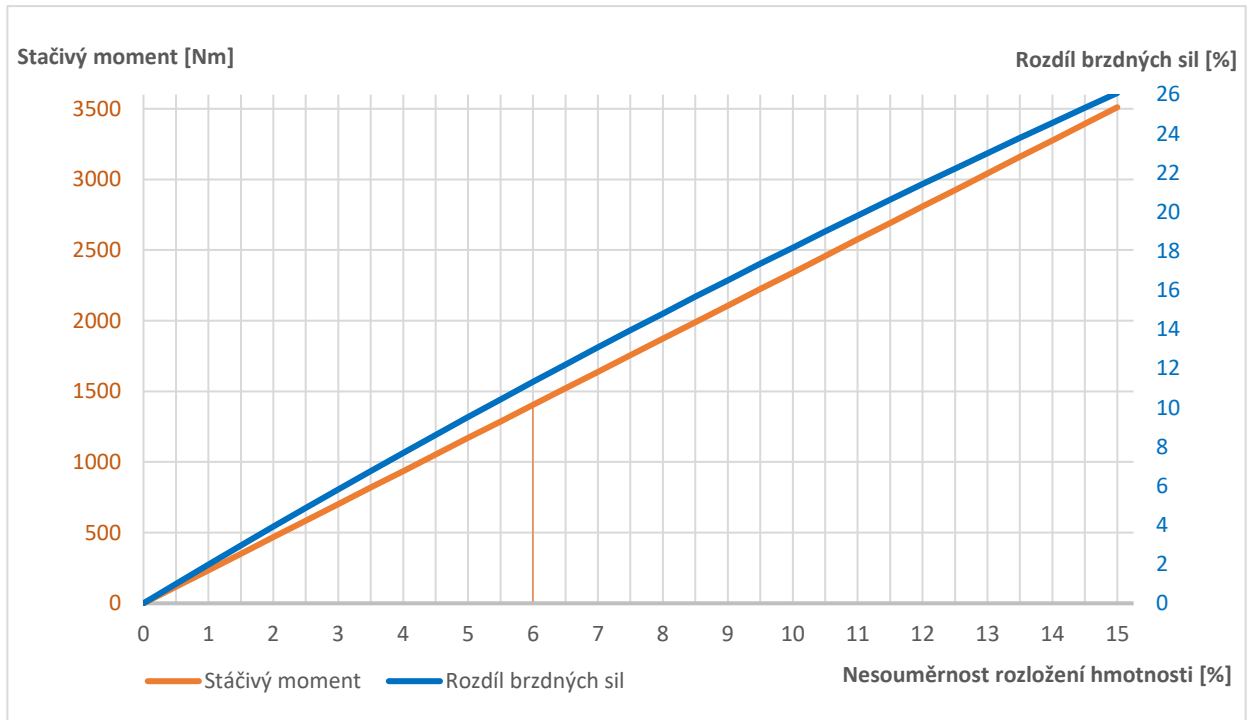
$$M_S = \Delta F_B \cdot B = 919 \cdot 1,528 \quad (3-39)$$

$$\mathbf{M_S = 1404 Nm}$$

kde: ΔF_B – rozdíl brzdících sil mezi stranami vozidla [N]

M_S – stáčivý moment [Nm]

Z výpočtů tedy vychází, že při ideálním brzdění (maximálním využití adheze) bude na vozidlo působit síla o velikosti 919 N, která vyvolá stáčivý moment 1404 Nm. Následující graf ukazuje vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti vozidla na stáčivý moment. Zvýrazněná hodnota v grafu ukazuje příklad rozložení hmotnosti z předchozího případu s osobním automobilem.



Graf 3: Stačivý moment při brzdění

4 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo zjistit vliv posunu těžiště mimo podélnou rovinu souměrnosti. Tento posun má vliv na příčnou stabilitu vozidla, protože tak dochází ke zmenšení ramena, na kterém může působit tíhová síla vozidla. Výpočty jsou v práci uvedeny jak pro osobní automobil, tak pro nákladní. U příčné stability je totiž také důležitá výška polohy těžiště. U osobního automobilu se proto nesouměrné rozložení hmotnosti tolik na příčné stabilitě neprojevalo.

Na příkladovém vozidle bylo snížení příčné stability o méně než 4 %. Při maximálním povoleném 15 % rozdílu zatížení stran vozidla se příčná stabilita zmenšila o 10 %. U nákladního vozidla bylo pak toto snížení stability výraznější. Příčinou toho je nejen zvýšená poloha těžiště, ale i to, že je podstatná část délky nákladního automobilu určena pro náklad. Stabilita vozidla se tedy v případě rozložení nákladu mimo podélnou osu vozidla zmenšila vzhledem k referenční hodnotě o více než 30 %. Hodnota maximálního náklonu byla v tomto případě výrazně pod minimálním dovoleným náklonem 28° , konkrétně se jednalo o 24° . Vyhýbací manévry, který by bylo vozidlo s ideálně rozloženým nákladem schopno zvládnout, by v tomto případě mohl vést k převrácení vozidla.

Dalším bodem práce bylo spočítání takzvaného stáčivého momentu, který na vozidlo při brzdění působí, pokud jsou brzdící síly na stranách vozidla rozdílné. Více zatížené vozidlové kolo je schopno díky větší radiální reakci přenášet větší brzdící síly. Na příkladovém osobním automobilu byla nerovnoměrnost brzdících sil 10 %. Následně u maximálního povoleného 15 % rozdílu zatížení stran vozidla dosáhla tato nerovnoměrnost téměř 30 %. Tyto hodnoty již mohou vést při intenzivním brzdění k výraznému stáčení vozidla.

Výpočty byly prováděny pouze teoreticky a nepočítaly například s náklonem samotné karoserie vozidla, ačkoli u nákladního vozidla vybaveného vzduchovým odpružením by se měl tento náклон kompenzovat. V tomto ohledu by byla možná návaznost pro další odbornou práci, ve které by byly provedeny výpočty počítající i s náklonem karoserie a dalšími silami působícími na vozidlo. Případně by mohly být provedeny i reálné testy, které by podložily výsledky získané prostými výpočty.

POUŽITÉ ZDROJE

- [1] VLK, František. 2006. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové systémy*. 3. přeprac., rozšíř. a aktualizované vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk.
- [2] VLK, František. 2003. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řízení, ovladatelnost, stabilita*. 2. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk.
- [3] VLK, František. 2001. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk.
- [4] JAZAR, Reza N. 2017. *Vehicle dynamics: Theory and Application*. Third Edition, New York, Springer International Publishing.
- [5] DAY, Andrew. 2014. *Braking of Road Vehicles* [online]. In: Knovel, nakladatelství Elsevier. Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpBRV00009/braking-road-vehicles/braking-road-vehicles>
- [6] SCHWARZ, Jiří. *Automobily Škoda Octavia II: Octavia, Octavia Combi, 4x4, Octavia RS, Scout*. 2., přeprac. a rozš. vyd. Praha: Grada, 2010.
- [7] KOUCKÝ, Petr. *Technické a seřizovací hodnoty: automobily Škoda*. 4., rozš. vyd. Praha: Grada, 2006.
- [8] SLECHAN, J. *Dynamika vozidla a jízdní stabilita*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, 2018. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
- [9] SZTWIERTNIA, Č. *Stabilita vozidla při jízdě v zatáčce*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2006. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Juraj Slamka, PhD.

- [10] DUSIL, Tomáš. *Přehled koncepcí pohonu osobních automobilů: Předohrab, nebo zadokolka?* [online]. In: auto.cz. [cit. 06.04.2022]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/galerie/technika/50240/prehled-koncepci-pohonu-osobnich-automobilu>
- [11] BEDNÁŘ, Marek. *Proč mají některá auta motor podélně a jiná napříč? Obojí má výhody i nevýhody* [online]. In: autoforum.cz. [cit. 11.01.2022]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/proc-maji-nektera-auta-motor-podelne-a-jina-napric-oboji-ma-vyhody-i-nevyhody/>
- [12] SAJDL, Jan. *Zavěšení kol* [online]. In: autolexicon.net [cit. 01.02.2022]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [13] SAJDL, Jan. *Tuhá náprava* [online]. In: autolexicon.net. [cit. 11.01.2022]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/tuha-naprava/>
- [14] *Nezávislé zavěšení kol – lichoběžníkové a MacPherson* [online]. In: autoznalosti.cz. [cit. 11.01.2022]. Dostupné z: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/42-nazavisle-zaveseni-kol.html>
- [15] SAJDL, Jan. *Kyvadlová (úhlová) náprava* [online]. In: autolexicon.net. [cit. 11.01.2022]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/kyvadlova-uhlova-naprava/>
- [16] SAJDL, Jan. *Víceprvková náprava* [online]. In: autolexicon.net. [cit. 11.01.2022]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/viceprvkova-naprava/>
- [17] *Center of Gravity and Inertia Testing* [online]. In: sealimited.com. [cit. 15.03.2022]. Dostupné z: <https://sealimited.com/capability/center-of-gravity-and-inertia>
- [18] *VIMM. Vehicle Inertia Measuring Machine* [online]. In: cfm-schiller.de. [cit. 15.03.2022]. Dostupné z: <https://www.cfm-schiller.de/de/pruefstandstechnik/vimm/>
- [19] vyhláška č. 209/2018, vyhláška o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel
- [20] předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 107 – Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel kategorie M2 nebo M3 z hlediska jejich celkové konstrukce [2018/237]
- [21] *Audi A4 Avant* [online]. In: caricos.com. [cit. 06.04.2022]. Dostupné z: https://www.caricos.com/cars/a/audi/2013_audi_a4_avant/images/19.html

- [22] 2013 *Audi A3 Sportback* [online]. In: caricos.com. [cit. 06.04.2022]. Dostupné z: https://www.caricos.com/cars/a/audi/2013_audi_a3_sportback/images/123.html
- [23] *McLaren MP4/4 Cutaway Drawing* [online]. In: conceptbunny.com. [cit. 06.04.2022]. Dostupné z: <https://conceptbunny.com/mclaren-mp44/>
- [24] DULĀ, David. *Prečo má Porsche 911 motor vzadu?* [online]. In: topspeed.sk. [cit. 06.04.2022]. Dostupné z: <https://www.topspeed.sk/novinky/preco-ma-porsche-911-motor-vzadu-/14153>
- [25] JENÍK, Martin. *Systémy pohonu všech kol: Co všechno dnes znamená 4x4* [online]. In: auto.cz. [cit. 07.04.2022]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/systemy-pohonu-vsech-kol-co-vsechno-dnes-znamená-4x4-134016>
- [26] *Audi TT offroad concept* [online]. In: caricos.com. [cit. 07.04.2022]. Dostupné z: https://www.caricos.com/cars/a/audi/2014_audi_tt_offroad_concept/images/20.html
- [27] VRKOSLAV, Daniel. *Na šikmé ploše: TÜV SÜD JOURNAL* [online]. TÜV SÜD, 2019, vol. 01, s. 11-15 [cit. 08.04.2022]. Dostupné z: <https://www.tuvsud.com/cs-cz/-/media/regions/cz/pdf-files/publikace/tuv-sud-journal/archiv/tsc-journal-01-2019-20190329-screen.pdf?la=cs-cz&hash=45BFFC9B2EE821D0D6AE84F64ED5F076>
- [28] *Proving that London's double-decker buses were not a tipping hazard, 1933* [online]. In: rarehistoricalphotos.com. [cit. 07.04.2022]. Dostupné z: <https://rarehistoricalphotos.com/double-decker-buses-tilt-testing-1933/>
- [29] SHAIKH, Firdaus. *Understanding oversteer and understeer and nailing it right!* [online]. In: cardekho.com. [cit. 07.04.2020]. Dostupné z: <https://www.cardekho.com/advisory-stories/maintenance/understanding-oversteer-and-understeer-and-nailing-it-right.htm>
- [30] *Stralis AD190S33, 4x2* [online]. In: iveco.com. [cit. 3.4.2022]. Dostupné z: https://www.iveco.com/czech/collections/technical_sheets/Documents/StralisPdfPublic/ADN%20190S33.pdf
- [31] HENSLER, Fran. *Oil and gas extraction using engineering simulation* [online]. In: filtsep.com. [cit. 06.04.2022]. Dostupné z: <https://www.filtsep.com/content/other/oil-and-gas-extraction-using-engineering-simulation>