

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

Vliv změny podélné souřadnice těžiště automobilu na jeho stabilitu

Bakalářská práce

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Akademický rok: 2022/2023

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Hana Horčicová**  
Osobní číslo: **D20773**  
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**  
Téma práce: **Vliv změny podélné souřadnice těžiště automobilu na jeho stabilitu**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

## Zásady pro vypracování

Cílem bakalářské práce je řešení problematiky prostorového rozložení těžiště na chování automobilu. V rámci bakalářské práce by měla být řešena problematika, zda a pokud ano, do jaké míry změna podélné souřadnice těžiště automobilu ovlivní jeho stabilitu. Daná problematika by měla být zpracována pro konkrétní vozidlo a pro jízdu zatáčkou různou rychlostí.

Student / studentka v bakalářské práci zpracuje následující body:

1. Úvod a cíle bakalářské práce
2. Rešerše dostupných informací ve vztahu k zadání bakalářské práce
3. Vliv polohy těžiště automobilu na jízdní stabilitu
4. Řešení změny podélné souřadnice těžiště pro konkrétní vozidlo a různé jízdní podmínky
5. Závěrečné shrnutí získaných poznatků

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: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. Brno: F. Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.  
[2] Heydinger, G., Bixel, R., Garrott, W., Pyne, M. et al.: *Measured Vehicle Inertial Parameters-NHTSA's Data Through November 1998*. *SAE Technical Paper*. 1999-01-1336.  
[3] Hillier, V.A.W., Coombes, P.: *Hillier's fundamentals of motor vehicle technology, Book 1*. 5th ed. Cheltenham: Nelson Thornes, 2004.

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

Datum zadání bakalářské práce: **10. února 2023**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **15. května 2023**

L.S.

---

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

---

**Ing. Jakub Vágner, Ph.D.**  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 10. února 2023

Prohlašuji:

Práci s názvem: *Vliv změny podélné souřadnice těžiště automobilu na jeho stabilitu* jsem vypracovala samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využila, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byla jsem seznámena 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 14.5.2023

Hana Horčicová v. r.

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych ráda poděkovala všem, kteří mi poskytli pomoc při tvorbě této bakalářské práce. Zejména pak panu Ing. Petru Jilkovi, Ph.D. za cenné připomínky a pomoc při vedení práce a za poskytnutí dílčích podkladů, které mi pomohly při tvorbě této práce. Dále bych ráda poděkovala panu Petru Matějovi (fa. Pneucentrum Matěj Bludov) za pomoc se získáváním parametrů pro výpočet. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině, která mi umožnila studium na vysoké škole a je mi oporou po celou dobu studia.

## **ANOTACE**

Tato bakalářské práce se zabývá řešením problematiky prostorového rozložení těžiště na chování automobilu. Teoretická část je věnována rozboru zatáčení a popisu podélné a příčné stability. V praktické části je navržený výpočtový model pro určení stability zvoleného automobilu. Na základě výpočtu je vyhodnocena stabilita posuzovaného vozidla.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Dynamika vozidla, pneumatiky, příčná stabilita, podélná stabilita, záklon rejdové osy, podélná stabilita

## **TITLE**

The effect of changing the longitudinal coordinate of the car's center of gravity on its stability

## **ANNOTATION**

The work deals with solving the problem of the spatial distribution of the center of gravity on the behaviour of the car. The theoretical part is devoted to the analysis of turning and the description of longitudinal and transverse stability. In the practical part, a calculation model is proposed for determining the stability of the selected car. Based on the calculation, the stability of the assessed vehicle is evaluated.

## **KEYWORDS**

Vehicle dynamic, tyres, lateral stability, directional stability, caster angle, longitudinal stability

# OBSAH

SEZNAM ILUSTRACÍ, GRAFŮ A TABULEK.....	9
1 ÚVOD.....	11
2 STABILITA.....	12
2.1 Směrová stabilita.....	12
2.1.1 Zatačení vozidla .....	12
2.2 Nedotáčivost a přetáčivost .....	14
2.3 Příčná stabilita.....	18
2.3.1 Při jízdě v zatáčce.....	18
2.3.1.1 Smyk.....	18
2.3.1.2 Převrácení .....	19
2.3.2 V příčném svahu.....	20
2.3.2.1 Smyk.....	20
2.3.2.2 Převrácení .....	21
2.3.2.3 Sklouznutí na příčném svahu.....	21
2.4 Podélná stabilita .....	22
3 URČOVÁNÍ POLOHY TĚŽIŠTĚ VOZIDLA .....	23
4 VLIV PODÉLNÉ SOUŘADNICE NA STABILITU PRO ZADANÉ VOZIDLO ...	25
4.1 Parametry vozidla.....	25
4.2 Vyhodnocení stability vozidla na rovině.....	30
4.3 Vyhodnocení stability vozidla na svahu.....	31
4.4 Vliv změny podélné souřadnice na stabilitu vozidla.....	34
5 ZÁVĚR.....	37
POUŽITÁ LITERATURA .....	38
Příloha A: Databáze Hella Gutmann Solutions HGS .....	40

## SEZNAM ILUSTRACÍ, GRAFŮ A TABULEK

<b>Obr. 1:</b>	Teoretické zatáčení vozidla [1], [2].....	13
<b>Obr. 2:</b>	Řízení stability stáčení [3].....	14
<b>Obr. 3:</b>	Dynamický model řídicího ústrojí [2].....	15
<b>Obr. 4:</b>	Charakteristika zatáčivosti a závislost poloměru na rychlosti vozidla, grafy jsou překresleny [1].....	17
<b>Obr. 5:</b>	Síly působící na vozidlo při průjezdu zatáčkou.....	18
<b>Obr. 6:</b>	Síly působící na vozidlo v příčném svahu.....	20
<b>Obr. 7:</b>	Jednostopý model vozidla.....	21
<b>Obr. 8:</b>	Stabilita v podélném svahu.....	22
<b>Obr. 9:</b>	Schéma vozidla pro výpočet podélného těžiště.....	23
<b>Obr. 10:</b>	Schéma vozidla pro výpočet příčného těžiště.....	24
<b>Obr. 11:</b>	Schéma vozidla pro výpočet výšky těžiště.....	24
<b>Obr. 12:</b>	Databáze PC Crash [5].....	25
<b>Obr. 13:</b>	Databáze PC Crash – parametry [5].....	25
<b>Obr. 14:</b>	Model auta - rozměry Ford Transit [6].....	26
<b>Obr. 15:</b>	Kódování rozměrů pneumatik [8].....	27
<b>Obr. 16:</b>	Záklon rejdové osy $\tau$ . a) negativní, b) pozitivní [9].....	27
<b>Obr. 17:</b>	Záklon rejdové osy $\tau$ a konstrukční závlek [10].....	28
<b>Obr. 18:</b>	Pohled na přední nápravu Ford Transit bez kola [11].....	28
<b>Obr. 19:</b>	Směrová charakteristika pneumatiky [2, str. 273].....	28
<b>Obr. 20:</b>	Závislost směrové tuhosti pneumatiky na svislém zatížení [12, str. 169].....	29
<b>Obr. 21:</b>	Podélný sklon komunikace.....	31



<b>Graf 1:</b> Maximální rychlost pro projetí dané zatáčky .....	32
<b>Graf 2:</b> Vozidlo v příčném svahu .....	32
<b>Graf 3:</b> Síla působící kolmo na vozovku nakloněnou o úhel $\beta$ [%].....	33
<b>Graf 4:</b> Podmínka stability .....	33
<b>Graf 5:</b> Příčná stabilita .....	34
<b>Graf 6:</b> Momenty na nápravách v závislosti na změně podélné souřadnice těžiště .....	34
<b>Graf 7:</b> Nedotáčivost a přetáčivost.....	35
<b>Graf 8:</b> Kritická a charakteristická rychlost .....	35
<b>Graf 9:</b> Podélná stabilita - podmínka říditelnosti .....	36
<b>Tab. 1:</b> Rozměry Ford Transit 07 L1H1 podle [5], [7] .....	26
<b>Tab. 2:</b> Parametry pro výpočty.....	29

# 1 ÚVOD

Zvyšování bezpečnosti je cílem všech výrobců automobilů. Také je důležité zajistit pohodlí pro cestující i řidiče. Poloha těžiště má velký vliv na splnění těchto požadavků i na chování vozidla při jízdě za různých podmínek. Poloha těžiště určuje rozložení tíhy na jednotlivá kola a tím nedotáčivost nebo přetáčivost vozidla. Souřadnice těžiště ovlivňují, za jakých podmínek dojde ke smyku. Výšková poloha těžiště se používá k určení, kdy dojde k překlopení dopravního prostředku.

Teoretická část práce se bude zabývat vlivem prostorového rozložení těžiště na stáčivost vozidla. Následně se bude zabývat příčnou stabilitou vozidla při pohybu v zatáčce na příčném svahu a posuzovat za jakých podmínek dojde ke sklouznutí nebo převrácení vozidla. Nakonec se vyšetří podélná stabilita, a určí se za jakých podmínek dojde k převrácení auta na podélném svahu a ke ztrátě jeho říditelnost.

Praktická část řeší vliv změny podélné souřadnice těžiště pro konkrétní vozidlo, při různých jízdních podmínkách. V závěru vyhodnotím získané výsledky.

## **2 STABILITA**

Stabilita je stav, kdy se vozidlo po působení síly nebo momentu samo vrátí do výchozí rovnovážné polohy. Rovnovážný stav vozidla znamená, že se vozidlo pohybuje na všech kolech ve směru, který určuje řízení [1], [4].

Rozlišujeme příčnou, podélnou a směrovou stabilitu. Příčná stabilita se dělí na příčnou stabilitu v zatáčce a příčnou stabilitu v příčném svahu [1].

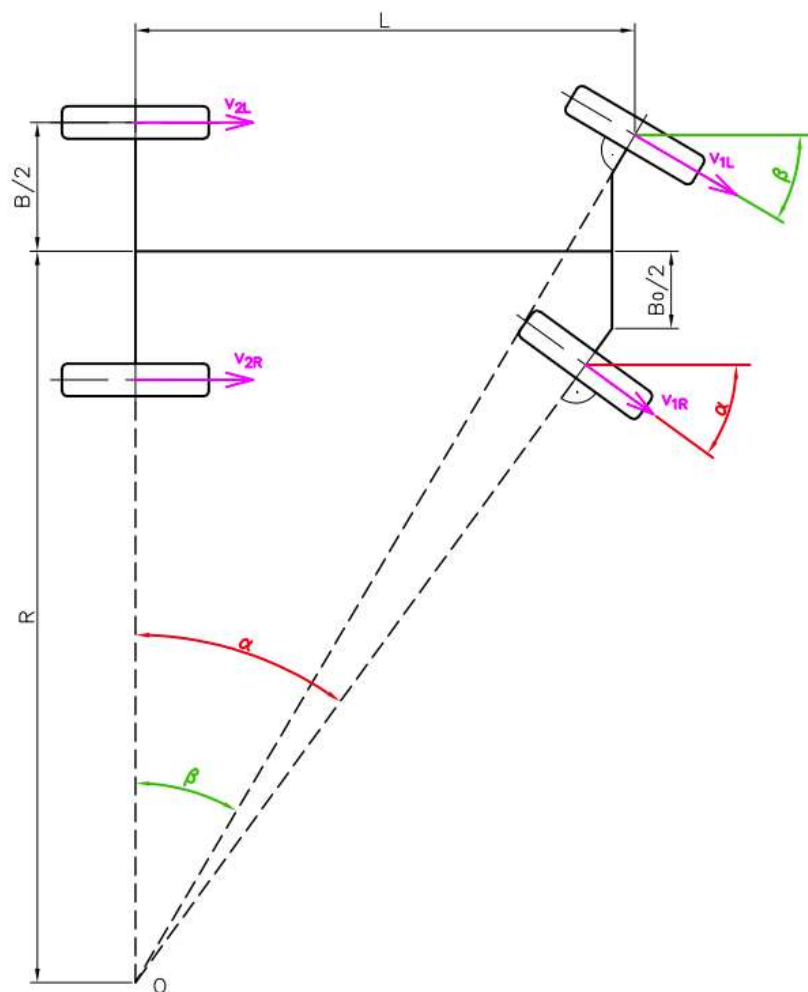
### **2.1 Směrová stabilita**

Směrová stabilita sleduje schopnost vozidla udržovat směr pohybu, který je určen řízením i při působení vnějších vlivů. [2]

#### **2.1.1 Zatáčení vozidla**

Zatáčení lze rozdělit na zatáčení teoretické a skutečné. Při teoretickém zatáčení dle [1, str. 125] při pohybu pomalou rychlostí působí jen malé boční síly a na kolech vznikají jen velmi malé směrové úchyly, jejichž vliv můžeme zanedbat. Teoretické zatáčení splňuje Ackermannovu podmínku, kterou postupně odvodíme. Skutečné zatáčení z této podmínky pouze vychází.

Platnost Ackermannovi podmínky je omezena pohybem velmi malou rychlostí, tak aby se daly zanedbat odstředivé síly a nevznikaly směrové úchyly. Pokud platí Ackermannova podmínka, všechny kola vozidla se odvalují bez prokluzování a je to dvounápravové vozidlo střed otáčení se nachází na prodloužené ose zadní nápravy (obr. 1).



**Obr. 1:** Teoretické zatáčení vozidla [1], [2]

Na obr. 1 je dvounápravové vozidlo řízené rejdovými koly.  $R$  je poloměr zatáčky, kterou vozidlo projíždí,  $B$  je rozchod zadní nápravy,  $B_0$  je rozchod přední nápravy,  $\alpha$  je úhel natočení vnitřního předního kola,  $\beta$  je úhel natočení vnějšího předního kola,  $O$  je střed otáčení.

Z rovnice (1) podle obr. 1 platí, že kotangens úhlu  $\alpha$  odpovídá poloměru zatáčky, od kterého je odečtena polovina rozchodu přední nápravy vozidla vyděleného rozvorem vozidla.

$$\cot \alpha = \frac{R - \frac{B_0}{2}}{L} \quad (1)$$

Kotangens úhlu  $\beta$  odpovídá poloměru zatáčky, ke kterému je přičtena polovina rozchodu přední nápravy vozidla vyděleného rozvorem vozidla viz. rovnice (2).

$$\cot \beta = \frac{R + \frac{B_0}{2}}{L} \quad (2)$$

Odečtením rovnice (2) od rovnice (1) se získá rovnice (3). Vidíme, že poměr rozchodu přední nápravy ku rozvoru vozidla je konstantní.

$$\cot \beta - \cot \alpha = \frac{R + \frac{B_0}{2}}{L} - \frac{R - \frac{B_0}{2}}{L} = \frac{\left(R + \frac{B_0}{2}\right) - \left(R - \frac{B_0}{2}\right)}{L} = \frac{B_0}{L} = konst. \quad (3)$$

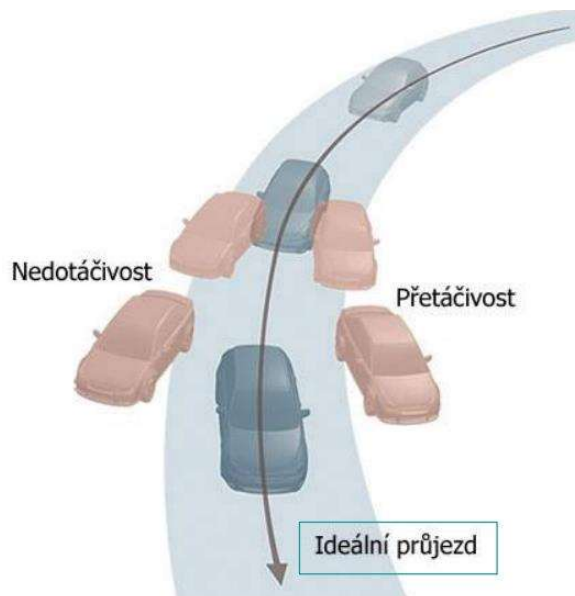
Z rovnice (3) získáme Ackermannovu podmínku (4):

$$\cot \beta - \cot \alpha = \frac{B_0}{L} = konst. \quad (4)$$

Ackermannovu podmínku je možné využít k zjištění, jestli vozidlo projede zatáčku nebo kruhový objezd o daném poloměru. Při skutečném zatáčení se vozidlo pohybuje vyšší rychlostí tak, že vznikají odstředivé síly a směrové úchyly.

## 2.2 Nedotáčivost a přetáčivost

Význam pojmů nedotáčivost a přetáčivost je vidět na obr. 2. Dále si odvodíme charakteristiky zatáčivosti a závislost poloměru na rychlosti vozidla.



**Obr. 2:** Řízení stability stáčení [3]

Podle [2] platí pohybové rovnice (5) a (6) pro pohyb vozidla po kruhové dráze.

$$\frac{1}{v} [m \cdot v^2 - (C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C'_{\alpha P} \cdot l_P)] \cdot \dot{\varepsilon}_{stat} + (C'_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z}) \cdot \alpha_{stat} = C'_{\alpha P} \cdot \beta_v^*_{stat} \quad (5)$$

$$\frac{1}{v} \cdot (C'_{\alpha P} \cdot l_P^2 + C_{\alpha Z} \cdot l_Z^2) \cdot \dot{\varepsilon}_{stat} - (C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C'_{\alpha P} \cdot l_P) \cdot \alpha_{stat} = C'_{\alpha P} \cdot l_P \cdot \beta_v^*_{stat} \quad (6)$$

Z těchto pohybových rovnic pro jízdu vozidla po kruhové dráze se získá rovnice pro statický zisk stáčivé rychlosti. Kde  $C_{\alpha Z}$  je součet směrové tuhosti obou pneumatik na zadní nápravě.  $C'_{\alpha P}$  je směrová tuhost přední nápravy.  $l_P$  je vzdálenost těžiště od přední nápravy a  $l_Z$  je vzdálenost těžiště od zadní nápravy. Úhel  $\alpha_{stat}$  je úhel směrové výchylky těžiště a  $\varepsilon_{stat}$  je úhel stáčení vozidla. Tyto úhly jsou pro jízdu po kruhové dráze konstantní.

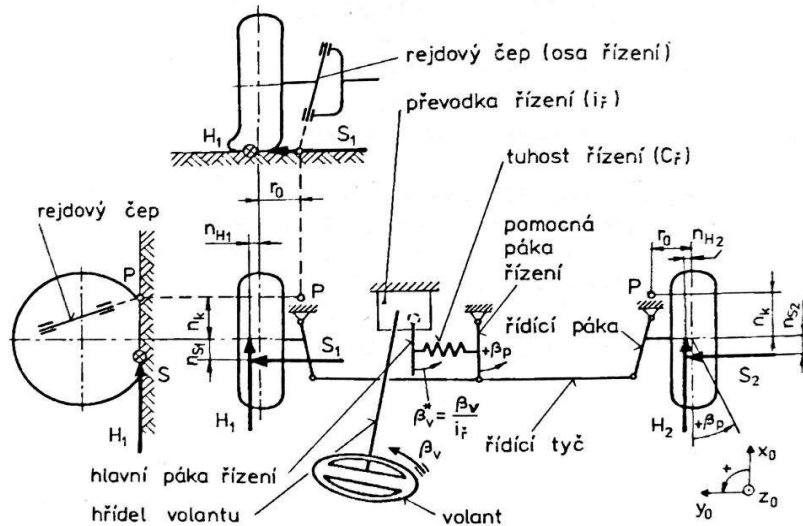
Statický zisk stáčivé rychlosti  $\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta_v^*}\right)_{stat}$  je poměr statické odezvy a úhlu natočení volantu, který tuto odezvu vyvolal:

$$\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta_v^*}\right)_{stat} = \frac{C'_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot L}{C'_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot L^2 + m \cdot (C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C'_{\alpha P} \cdot l_P) \cdot v^2} \cdot v = \frac{v}{L + K \cdot v^2} \quad (7)$$

Konstanta tvořená směrovou tuhostí přední nápravy, směrovou tuhostí pneumatik na zadní nápravě a podélnými souřadnicemi těžiště se vyjádří jako faktor stability  $K$  (8).

$$K = m \cdot \frac{C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C'_{\alpha P} \cdot l_P}{C'_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot L} \quad (8)$$

$$C'_{\alpha P} = \frac{C_{\alpha P}}{1 + \frac{C_{\alpha P} \cdot (n_K + n_S)}{C_{\dot{\gamma}}}} \quad (9)$$



**Obr. 3:** Dynamický model řídicího ústrojí [2]

Na obr. 3 je dynamický model řídicího ústrojí. Tento model vysvětluje mechanické vazby mezi jednotlivými členy.

Faktor stability  $K$  určuje, jestli se jedná o neutrální, přetáčivé nebo nedotáčivé vozidlo. Když  $K = 0$  se jedná o neutrální vozidlo, pokud je  $K > 0$  pak je vozidlo nedotáčivé, to znamená, že vozidlo zatočí méně, než by odpovídalo natočení volantu. Když je  $K < 0$  pak je vozidlo přetáčivé, vozidlo zatočí více než by odpovídalo natočení volantu.

$$\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_v^*}\right)_{stat} = \frac{v}{L} \cdot \frac{1}{1 + K \cdot \frac{v^2}{L}} \quad (10)$$

Kde se  $\frac{L}{K}$  označí jako charakteristická rychlost na druhou:

$$v_{ch}^2 = \frac{L}{K} = \frac{C'_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot L^2}{m \cdot (C_{\alpha Z} \cdot l_z - C'_{\alpha P} \cdot l_p)} \quad (11)$$

Rovnice má dvě řešení, kladné a záporné, záporným řešením je kritická rychlost:

$$v_{kr}^2 = \frac{L}{-K} = \frac{C'_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l^2}{m \cdot (C'_{\alpha P} \cdot l_p - C_{\alpha Z} \cdot l_z)} \quad (12)$$

Pokud dosadím (12) do upravené rovnice (10) pro statický zisk stáčivé rychlosti tak dostanu zisk stáčivé rychlosti pro nedotáčivé vozidlo:

$$\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_v^*}\right)_{stat (K>0)} = \frac{v}{L} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2} \quad (13)$$

Když aktuální rychlost vozidla  $v$  dosáhne charakteristické hodnoty rychlosti vozidla  $v_{ch}$ , pak nastane maximální zisk stáčivé rychlosti pro nedotáčivé vozidlo (14).

$$\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_v^*}\right)_{stat (K>0)max} = \frac{v_{ch}}{2 \cdot L} \quad (14)$$

Pokud do rovnice (10) dosadíme  $K = 0$ , tak získáme zisk stáčivé rychlosti pro neutrální vozidlo (15).

$$\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_v^*}\right)_{stat (K=0)} = \frac{v}{L} \quad (15)$$

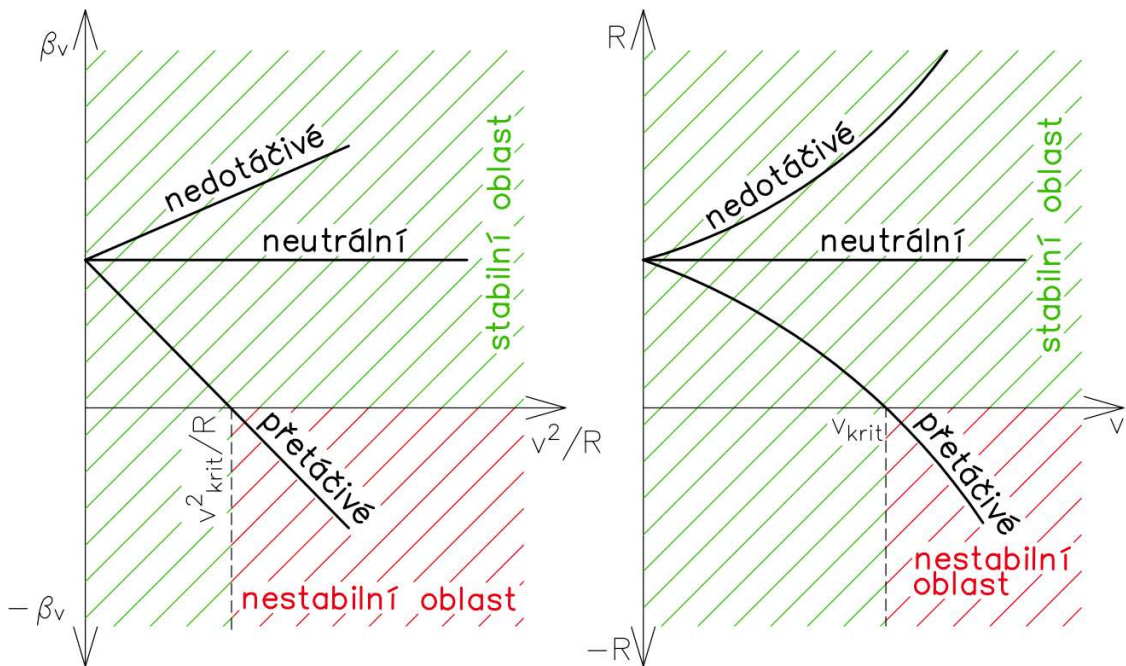
A po dosažení kritické rychlosti vozidla  $v_{krit}$  za  $v_{ch}$  dostaneme zisk stáčívé rychlosti pro přetáčivé vozidlo (16).

$$\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta_v^*}\right)_{stat (K<0)} = \frac{v}{L} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{v}{v_{kr}}\right)^2} \quad (16)$$

Z této rovnice plyne, že pokud aktuální rychlost vozidla  $v$  dosáhne kritické rychlosti bude zisk stáčívé rychlosti nulový, vozidlo tedy bude zatáčet i bez toho, aby došlo k natočení volantu. Z toho vyplývá, že přetáčivost vozidla souvisí i se směrovou stabilitou.

Když dojde k překročení kritické rychlosti, pak se vozidlo stává směrově nestabilním. Kritická rychlost má reálnou hodnotu pouze pro přetáčivé vozidlo. Pro neutrální vozidlo se hodnota kritické rychlosti rovná nekonečnu, a pro nedotáčivé vozidlo má kritická rychlost imaginární hodnotu. Směrově nestabilním se tedy může stát jen přetáčivé vozidlo [1].

Na obr. 4 jsou zobrazeny charakteristiky zatáčivosti a závislost poloměru na rychlosti vozidla.



**Obr. 4:** Charakteristika zatáčivosti a závislost poloměru na rychlosti vozidla, grafy jsou překresleny [1]



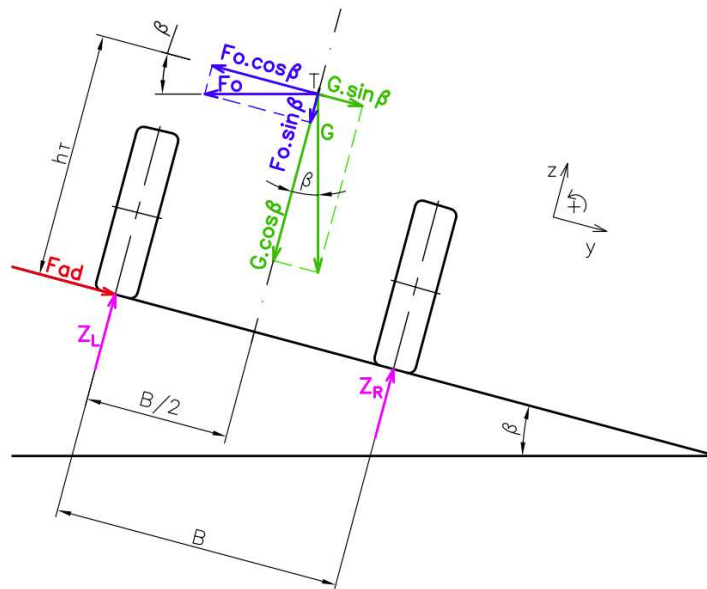
## 2.3 Příčná stabilita

Příčná stabilita sleduje pohyb vozidla kolem osy x (klopení) a ve směru osy y (vybočování). Při ztrátě příčné stability dochází ke smyku (vozidlo se usmýkne do boku) nebo převrácení vozidla [1], [4].

### 2.3.1 Při jízdě v zatáčce

Protože se při jízdě zatáčkou vozidlo pohybuje s určitou rychlostí, vzniká odstředivá síla, která působí v těžišti vozidla. Zatáčka může být klopená nebo rovinná. Odvození je provedeno pro obecný případ jízdy vozidla klopenou zatáčkou s úhlem  $\beta$  [1] podle obr. 5.

$$F_o = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (17)$$



Obr. 5: Síly působící na vozidlo při průjezdu zatáčkou

#### 2.3.1.1 Smyk

Aby nedošlo ke smyku vozidla musí být suma všech sil ve směru příčné osy ( $y$ ) menší než maximální boční reakce vozovky, která se rovná adhezní síle [1], [4].

$$\sum F_y \leq F_{ad} \quad (18)$$

Suma sil ve směru osy  $y$  zahrnuje sinovou složku tíhové síly  $G$  a kosinovou složku odstředivé síly  $F_o$ . Adhezní síla  $F_{ad}$  se vypočítá vynásobením součinitele adheze  $\varphi$  se součtem radiálních reakcí hnaných kol vozidla ( $Z_1$  a  $Z_2$ ), který ze statické rovnováhy sil odpovídá součtu sinové složky odstředivé a kosinové složky tíhové síly [1].

$$-G \cdot \sin \beta + F_O \cdot \cos \beta \leq \varphi \cdot (G \cdot \cos \beta + F_O \cdot \sin \beta) \quad (19)$$

$$-m \cdot g \cdot \sin \beta + m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \beta \cdot \cos \beta \leq \varphi \cdot (m \cdot g \cdot \cos \beta + m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \sin \beta) \quad (20)$$

$$-R \cdot g \cdot \tan \beta + v^2 \leq \varphi \cdot g \cdot R + \varphi \cdot v^2 \cdot \tan \beta \quad (21)$$

$$v^2 \cdot (1 - \varphi \cdot \tan \beta) \leq R \cdot g(\varphi + \tan \beta) \quad (22)$$

$$v_{s \max} \leq \sqrt{\frac{R \cdot g(\varphi + \tan \beta)}{(1 - \varphi \cdot \tan \beta)}} \quad (23)$$

Po úpravách jsme získali (23) kde  $v_{s \max}$  je maximální rychlost vozidla, kterou může jet bez toho, aby došlo ke smyku.

### 2.3.1.2 Převrácení

K převrácení vozidla dochází, pokud je klopný moment  $M_{klop}$  vozidla větší než stabilizační moment  $M_{stab}$  (rovnice (24)). Pro zjednodušení uvažujeme vozidlo jako tuhý celek [1], [4].

$$M_{klop.} \leq M_{stab.} \quad (24)$$

Klopný moment je vyvozován kosinovou složkou odstředivé síly a sinovou složkou tíhové síly. Stabilizační moment je vyvozován sinovou složkou odstředivé síly a kosinovou složkou tíhové síly (25).

$$h_T \cdot (F_O \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta) \leq (G \cdot \cos \beta + F_O \cdot \sin \beta) \cdot \frac{B}{2} \quad (25)$$

$$h_T \cdot (m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \cos \beta - m \cdot g \cdot \sin \beta) \leq (m \cdot g \cdot \cos \beta + m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \sin \beta) \cdot \frac{B}{2} \quad (26)$$

$$2 \cdot v^2 \cdot h_T - v^2 \cdot B \cdot \tan \beta \leq R \cdot g \cdot B + 2 \cdot R \cdot g \cdot h_T \cdot \tan \beta \quad (27)$$

$$v^2(2 \cdot h_T - B \cdot \tan \beta) \leq R \cdot g \cdot (B + 2 \cdot h_T \cdot \tan \beta) \quad (28)$$

$$v_{p \max} \leq \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot (B + 2 \cdot h_T \cdot \tan \beta)}{(2 \cdot h_T - B \cdot \tan \beta)}} \quad (29)$$

Po úpravách jsme z (25) získali rychlost  $v_{p \max}$  (29), to je maximální rychlost vozidla, kterou může vozidlo jet bez toho, aby došlo k převrácení.

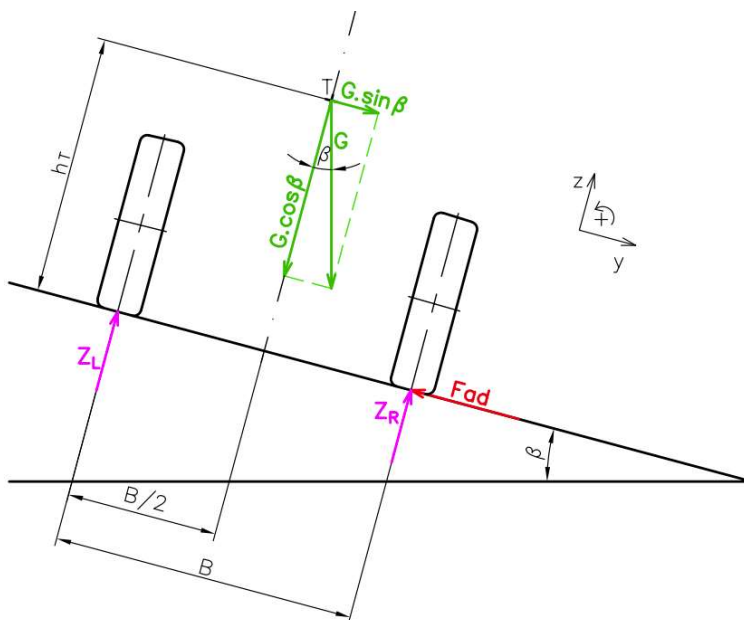
Z hlediska bezpečnosti je nutné, aby smyk nastal dřív než převrácení vozidla, proto podle [1], [4] musí platit (30):

$$v_{p \max} > v_{s \max} \quad (30)$$

### 2.3.2 V příčném svahu

Při vyhodnocování stability v příčném svahu (obr. 6) se vozidlo nepohybuje nebo se pohybuje jen malou rychlostí. Proto nevzniká odstředivá síla.

Sinová složka tíhové síly může vozidlo buď převrátit nebo usmýknout do boku [1], [4].



**Obr. 6:** Síly působící na vozidlo v příčném svahu

#### 2.3.2.1 Smyk

Smyk nastává (19), pokud je součet sil působících v příčném směru větší než adhezní síla v příčném směru [1], [4].

Aby ke smyku nedošlo (31), musí být sinová složka tíhové síly menší než maximální boční reakce, která se rovná adhezní síle [1], [4].

$$G \cdot \sin \beta \leq F_{ad} \quad (31)$$

Adhezní síla se rovná součinu součinitele adheze a radiálních reakcí. Ze statické rovnováhy sil vyplývá že hodnota radiálních reakcí se rovná kosinové složce tíhové síly (32).

$$F_{ad} = \varphi \cdot G \cdot \cos \beta \quad (32)$$

$$G \cdot \sin \beta \leq \varphi \cdot G \cdot \cos \beta \quad (33)$$

$$\tan \beta \leq \varphi \quad (34)$$

Z toho vidíme, že aby nedošlo ke smyku vozidla stojícího v příčném svahu stačí (34), aby tangens úhlu  $\beta$  byl menší nebo roven součiniteli adheze [1], [4].

### 2.3.2.2 Převrácení

K převrácení vozidla dochází, pokud je klopný moment vozidla větší než stabilizační moment. Proto musí platit podmínka (36). Klopný moment je vyvozen sinovou složkou tíhové síly a stabilizační vyvozen kosinovou složkou tíhové síly [1], [4].

$$M_{klop.} \leq M_{stab.} \quad (35)$$

$$h_T \cdot G \cdot \sin \beta \leq \frac{B}{2} \cdot G \cdot \cos \beta \quad (36)$$

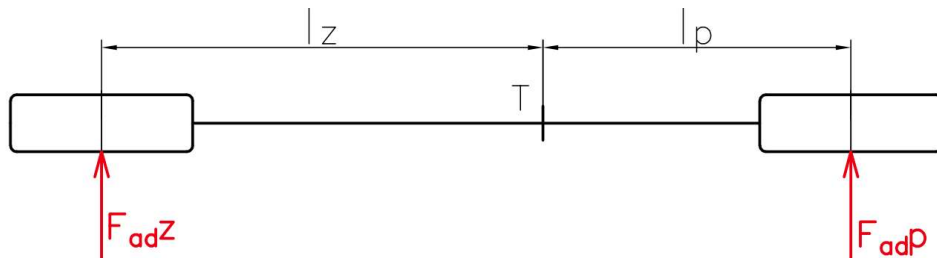
$$\tan \beta \leq \frac{B}{2 \cdot h_T} \quad (37)$$

Podmínka příčné stability pro naklopení příčného svahu plyne z (37). Pro převrácení a smyk platí podmínky (38) a (39).

$$\varphi \leq \frac{B}{2 \cdot h_T} \quad (38)$$

$$h_T \leq \frac{B}{2 \cdot \varphi} \quad (39)$$

### 2.3.2.3 Sklouznutí na příčném svahu



**Obr. 7:** Jednostopý model vozidla

Na obr. 7 je jednostopý model vozidla. Adhezní síla vytváří momenty na nápravách  $M_p$  a  $M_z$  viz. rovnice (40) a (41). Ramena momentů jsou vzdálenosti těžiště od náprav  $l_z$  a  $l_p$ .

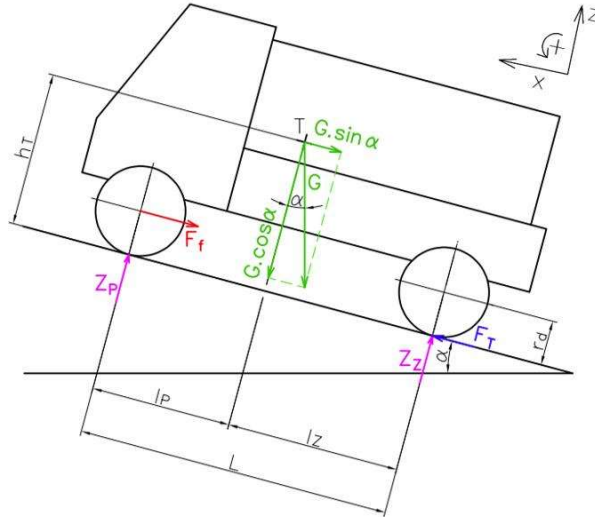
$$M_p = F_{ad p} \cdot l_p \quad (40)$$

$$M_z = F_{ad z} \cdot l_z \quad (41)$$

Pokud by působil větší moment na přední nápravě vozidla došlo by jako první ke sklouznutí zadní nápravy vozidla a opačně.

## 2.4 Podélná stabilita

Podélná stabilita sleduje pohyb vozidla kolem osy  $y$  a ve směru osy  $x$ . Ztráta podélné stability může nastat u motocyklu nebo při přeložení nákladního vozidla. Tíha nákladu způsobí nadzvednutí předních kol vozidla [1].



**Obr. 8:** Stabilita v podélném svahu

Ze statické rovnováhy momentů (42) je možné získat radiální reakci na přední nápravě  $Z_P$  (45).

$$G \cdot l_z \cdot \cos \alpha - Z_P \cdot L - F_f \cdot r_d - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha = 0 \quad (42)$$

$$G \cdot l_z \cdot \cos \alpha - Z_P \cdot L - f \cdot G \cdot r_d \cdot \cos \alpha - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha = 0 \quad (43)$$

$$Z_P \cdot L = G \cdot l_z \cdot \cos \alpha - f \cdot G \cdot r_d \cdot \cos \alpha - G \cdot h_T \cdot \sin \alpha \quad (44)$$

$$Z_P = \frac{G}{L} \cdot [\cos \alpha \cdot (l_z - f \cdot r_d) - h_T \cdot \sin \alpha] \quad (45)$$

Dále bude uvedena podmínka stability (46) a podmínka říditelnosti (47). Podmínka stability musí být splněna, aby nedošlo k převrácení vozidla [1]. Splnění podmínky (47) zajišťuje, že je vozidlo říditelné [1].

$$\tan \alpha \leq \frac{l_z - f \cdot r_d}{h_T} \quad (46)$$

$$Z_P \geq k \cdot G \quad (47)$$

### 3 URČOVÁNÍ POLOHY TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

Podélná a příčná poloha těžiště se vypočítá z určených radiálních reakcí  $Z_{LP}$ ,  $Z_{RP}$ ,  $Z_{LZ}$ ,  $Z_{RZ}$  na jednotlivá kola od působící tíhy auta. Stanoviště vozidla musí být v rovině.

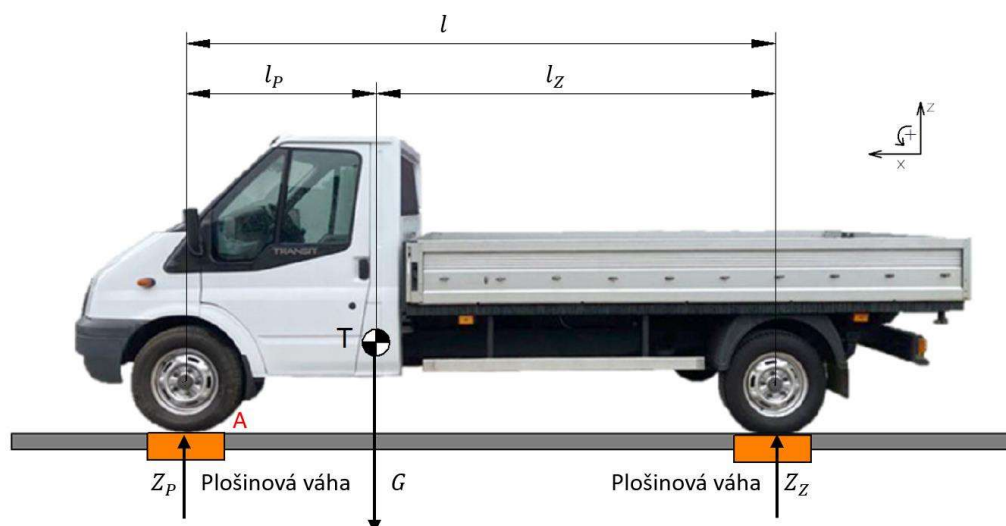
Podélná stabilita vychází z obr. 9. Poloha těžiště v podélné ose se určí ze statické rovnováhy momentů (48).

$$\sum M_{iA} = 0; G \cdot l_P - (Z_{RZ} + Z_{LZ}) \cdot l = 0 \quad (48)$$

$$G = Z_{RP} + Z_{LP} + Z_{RZ} + Z_{LZ} \quad (49)$$

$$l_P = \frac{(Z_{RZ} + Z_{LZ}) \cdot l}{G} \quad (50)$$

$$l_Z = l - l_P \quad (51)$$



**Obr. 9:** Schéma vozidla pro výpočet podélného těžiště

Příčná stabilita vychází z obr. 10. Předpokládám, že je rozteč přední a zadní nápravy stejná.

$$B = B_P = B_Z \quad (52)$$

$$B_R = B_{RP} = B_{RZ} \quad (53)$$

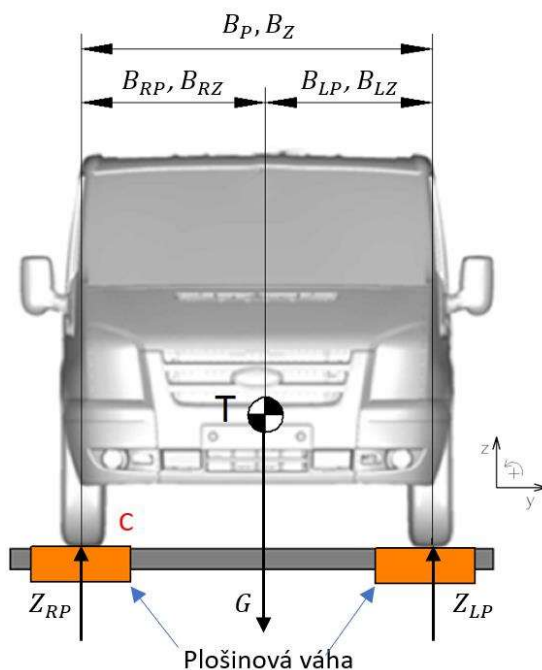
$$B_L = B_{LP} = B_{LZ} \quad (54)$$

Pak se poloha těžiště v příčné ose určí z rovnic (56) a (57):

$$\sum M_{iC} = 0; G \cdot B_R - (Z_{LP} + Z_{LZ}) \cdot B = 0 \quad (55)$$

$$B_R = \frac{(Z_{LP} + Z_{LZ}) \cdot B}{G} \quad (56)$$

$$B_L = B - B_R \quad (57)$$

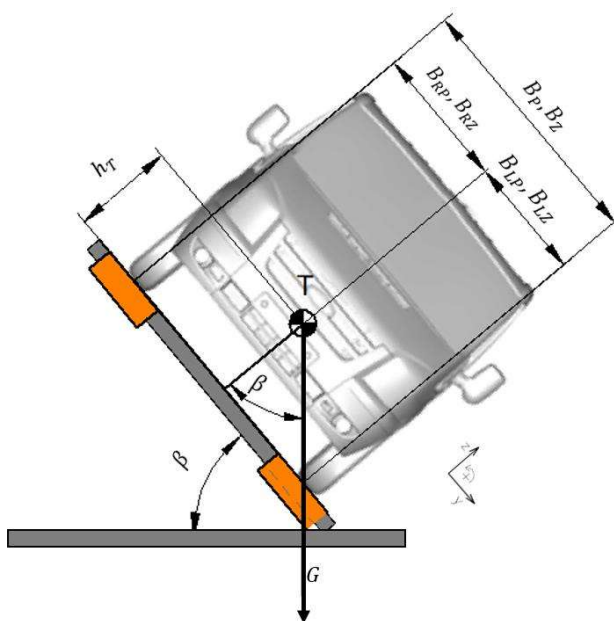


**Obr. 10:** Schéma vozidla pro výpočet příčného těžiště

Výšku těžiště určíme naklápěním vozidla až do mezní polohy, kdy mezi horními koly podle [15] vznikne mezera (na obr. 11 jsou to pravá). Ze znalosti úhlu  $\alpha$  a vzdálenosti  $B_L$  určíme výšku těžiště  $h_T$  (59)

$$\tan \alpha = \frac{B_L}{h_T} \quad (58)$$

$$h_T = \frac{B_L}{\sin \alpha} \quad (59)$$



**Obr. 11:** Schéma vozidla pro výpočet výšky těžiště

## 4 Vliv podélné souřadnice na stabilitu pro zadané vozidlo

### 4.1 Parametry vozidla

Pro výpočet stability ve vztahu ke změně podélné souřadnice těžiště jsem zvolila vozidlo Ford Transit Custom L1H1 270 s pneumatikami 235/40 R17. Ze simulačního programu PC Crash [5] pro simulování dopravních nehod (obr. 12 a obr. 13) jsem získala parametry: výška těžiště, rozchod, rozvor, souřadnice těžiště a hmotnost vozidla.

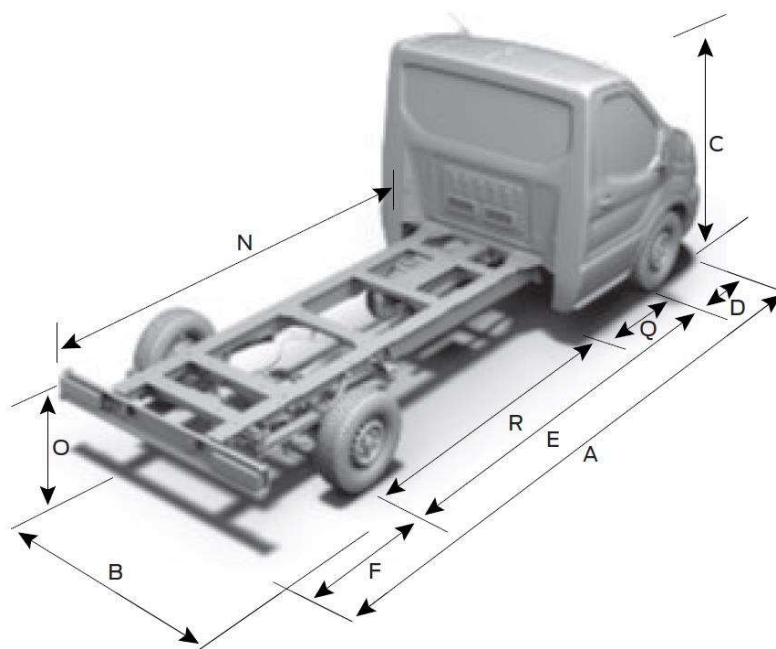
Parameter	Value	Unit
Poh.hmotnost	2017.0	kg
Vzdál.těžiště-PN	1.230	m
Výška těžiště	0.500	m
Mom.setr.:		
Nakl.z	3732.6	kgm <sup>2</sup>
Nakl.x	1119.8	kgm <sup>2</sup>
Nakl.y	3732.6	kgm <sup>2</sup>
ABS	0.1	sec
autom. na sklon polohovat	<input checked="" type="checkbox"/>	
Rozvor 1-2	2.933	m
Rozchod 1:	1.680	m
Rozchod 2:	1.680	m
Převis pr.	1.010	m
Převod řízení:	15	
Počet nápr.	2	
Délka	4.972	m
Šířka	1.986	m
Výška	1.920	m

Obr. 12: Databáze PC Crash [5]

Parameter	Value	Unit
Max. úhel směrové odch. v stup.:	10	
Max. úhel směrové odch. v stup.:	10	
Max. úhel směrové odch. v stup.:	10	
Max. úhel směrové odch. v stup.:	10	
Vzdál.dvojmor	300.0	mm
Šířka	185.0	mm
Rozměr pneu, průměr:	235/40 R 17 (620 mm)	
Před. nápr.:	620.0	mm
Zad. nápr.:	620.0	mm

Obr. 13: Databáze PC Crash – parametry [5]





**Obr. 14:** Model auta - rozměry Ford Transit [6]

Získané rozměry zapisují do tabulky 1. Pro snadnější představu, kde jsou měřeny rozměry použijte obr. 14.

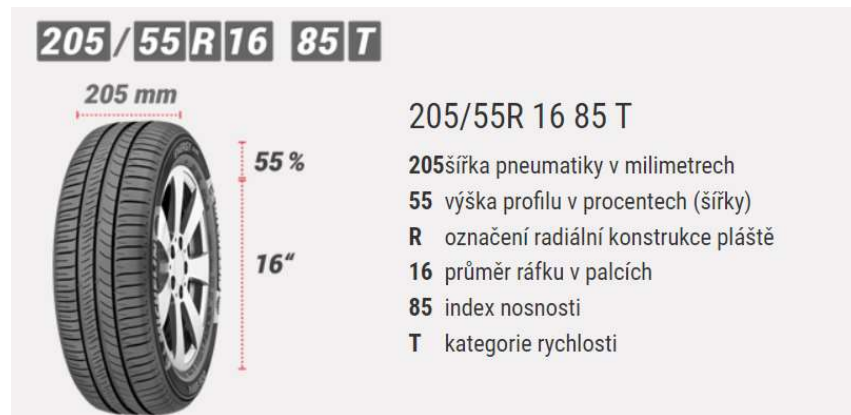
**Tab. 1:** Rozměry Ford Transit 07 L1H1 podle [5], [7]

	Název	Rozměr	Jednotky	Zdroj
	Počet náprav	2		[5]
A	Celková délka	4,97	m	[5]
B	Celková šířka bez vnějších zpětných zrcátek	1,99	m	[5]
C	Celková výška	1,92	m	[5]
D	Přední převis	1,01	m	[5]
E	Rozvor	2,93	m	[5]
F	Zadní převis	1,03	m	[5]
N	Délka rámu podvozku	-	m	neuveďeno
O	Výška podlahy/rámu podvozku	-	m	neuveďeno
Q	Vzdálenost zadní části kabiny od středu přední nápravy	-	m	neuveďeno
R	Vzdálenost zadní části kabiny od středu zadní nápravy	-	m	neuveďeno
	Převod řízení	15		[5]
	Rozchod	1,68	m	[5]
	Poh.hmotnost	2017	kg	[5]
	Vzdál. Těžiště - přední náprava	1,23	m	[5]
	Výška těžiště	0,5	m	[5]
	Sbíhavost -Odklon kola	$0^{\circ} 00' \pm 0^{\circ} 10'$		[7]
	Závlek	$2^{\circ} 39' \pm 1^{\circ} 30'$		[7]

Rozměry pneumatik jsou zakódovány v jejich označení [8] viz. obr. 15. Označení pneumatiky 235/40 R17 znamená: 235 je šířka pneumatiky  $\check{s}$  v [mm], 40 je výška profilu v procentech šířky a R17 je průměr ráfku v palcích. Statický průměr určíme ze vztahu (61):

$$\check{s} = 235\text{mm} ; v = 40\%, \quad D_{rafek} = 17' = 17 * 25,4 = 431,8\text{mm} \quad (60)$$

$$R_s = \check{s} * \frac{v}{100} + \frac{D_{rafek}}{2} [\text{mm}] = 309,9\text{mm} \quad (61)$$



**Obr. 15:** Kódování rozměrů pneumatik [8]

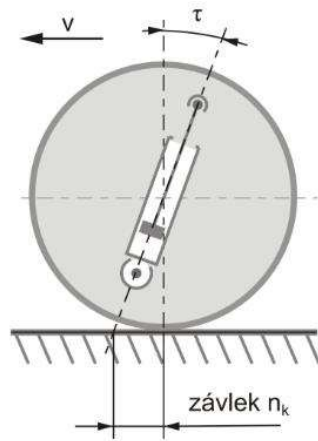
Dynamický poloměr jsem získala vynásobením statického poloměru koeficientem 1,03. Z programu HGS [7] jsem získala hodnotu pro záklon rejdové  $\tau$  osy (obr. 16).



**Obr. 16:** Záklon rejdové osy  $\tau$ . a) negativní, b) pozitivní [9]

Z této hodnoty jsem pak spočítala konstrukční závlek  $n_k$  (62) podle obr 17. Skutečná podoba upevnění kola je na obr. 18.

$$n_k = r_s \cdot \sin(\tau) \quad (62)$$

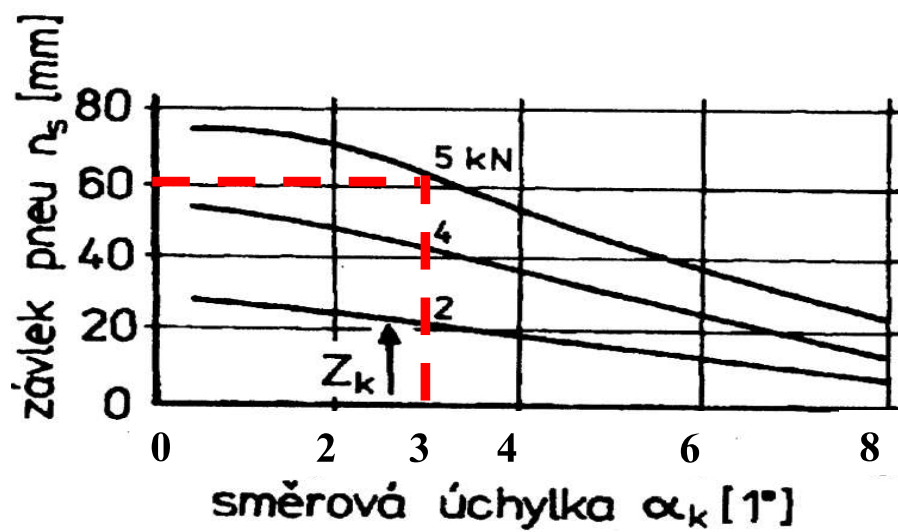


Obr. 17: Záklon rejdové osy  $\tau$  a konstrukční závlek [10]



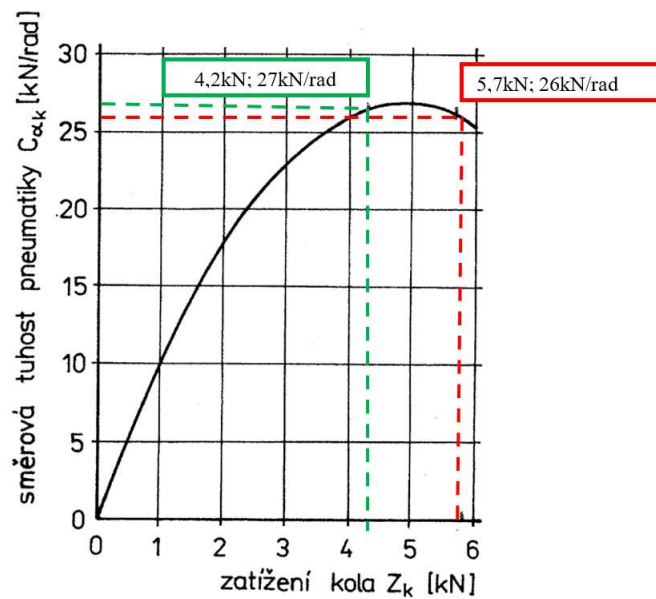
Obr. 18: Pohled na přední nápravu Ford Transit bez kola [11]

Závlek pneumatiky  $n_s$  jsem určila z charakteristiky pro závlek (obr.19).



Obr. 19: Směrová charakteristika pneumatiky [2, str. 273]

Směrové tuhosti  $C_{\alpha P}$  a  $C_{\alpha Z}$  jsem určila z charakteristik podle obr. 20 pro směrovou tuhost.



**Obr. 20:** Závislost směrové tuhosti pneumatiky na svislém zatížení [12, str. 169]

**Tab. 2:** Parametry pro výpočty

	Název	Rozměr	Jednotka	Zdroj
R	poloměr zatáčky	30	m	
g	tíhové zrychlení	9,81	m.s <sup>-2</sup>	
φ	součinitel adheze	0,8	-	
f	součinitel tření	0,02	-	
$h_T$ ( $h_T$ )	výška těžiště	0,5	m	[5]
B	rozchod	1,68	m	[5]
$l_P$ ( $l_P$ )	vzdálenost přední nápravy od těžiště	1,23	m	[5]
$l_Z$ ( $l_Z$ )	vzdálenost zadní nápravy od těžiště	1,703	m	[5]
L	rozvor	2,933	m	[5]
$r_s$ ( $r_s$ )	statický poloměr kola	0,310	m	výpočtem
$r_d$ ( $r_d$ )	dynamický poloměr kola	0,319	m	výpočtem
m	hmotnost vozidla	2017	kg	[5]
τ	záklon rejdové osy	2,65	°	[7]
$n_k$ ( $n_k$ )	konstrukční závlek	0,014	m	výpočet ze záklonu a statického poloměru kola rovnice (49)
$n_s$ ( $n_s$ )	závlek pneumatiky	0,06	m	[1, str. 273] - zatížení 3° a 5kN
$C_{\gamma}$ ( $C_{\gamma}$ )	tuhost řízení	20	kNm/rad	odhad
$C_{\alpha P}$ ( $C_{\alpha P}$ )	součet směrové tuhosti obou pneumatik na přední nápravě	52	kN/rad	[12, str. 169]
$C_{\alpha Z}$ ( $C_{\alpha Z}$ )	součet směrové tuhosti obou pneumatik na zadní nápravě	54	kN/rad	[12, str. 169]

## 4.2 Vyhodnocení stability vozidla na rovině

Poloměr zatáčky, kterou bude vozidlo projíždět jsem zvolila 30 m. Výpočet příčné stability pro vozidlo projíždějící zatáčkou na rovině jsem provedla podle vztahů (63), (64):

$$v_{s \max} \leq \sqrt{\frac{R \cdot g(\varphi + \tan \beta)}{(1 - \varphi \cdot \tan \beta)}} = 55,24 \text{ km/h} \quad (63)$$

$$v_{p \max} \leq \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot (B + 2 \cdot h_T \cdot \tan \beta)}{(2 \cdot h_T - B \cdot \tan \beta)}} = 80,05 \text{ km/h} \quad (64)$$

Aby nedošlo ke smyku ani převrácení vozidla pohybujícím se velmi malou rychlostí nebo stojícím na příčném svahu musí být splněny následující podmínky:

$$\tan \beta \leq \varphi \quad (65)$$

$$\tan \beta \leq \frac{B}{2 \cdot h_T} \quad (66)$$

Protože uvažuji případ vozidla stojícího na rovině, bude se tangens úhlu  $\beta$  rovnat nule. Takže obě podmínky (65), (66) jsou splněny.

Aby nedošlo k převrácení vozidla na podélném svahu musí být splněna podmínka stability (67) a podmínka říditelnosti (68), aby vozidlo zůstalo říditelným.

$$\tan \alpha \leq \frac{l_2 - f \cdot r_d}{h_T} \quad (67)$$

$$Z_p \geq k \cdot G \quad (68)$$

Protože vozidlo stojí na rovině bude se tangens úhlu  $\alpha$  rovnat nule, takže podmínka stability je splněna. Radiální reakce  $Z_p = 11445,80 \text{ N}$ ;  $k \cdot G = 1978,68 \text{ N}$  z toho vyplývá, že podmínka říditelnosti je splněna

Podle (69) jsem spočítala faktor stability  $K$  a z (70) směrovou tuhost přední nápravy  $C'_{\alpha P}$ . Zvolené vozidlo vychází, že je nedotáčivé.

$$K = m \cdot \frac{C_{\alpha Z} \cdot l_z - C'_{\alpha P} \cdot l_P}{C'_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot L} = 11,21 \quad (69)$$

$$C'_{\alpha P} = \frac{C_{\alpha P}}{1 + \frac{C_{\alpha P} \cdot (n_K + n_S)}{C_{\ddot{r}}}} = 43,58 \text{ kN/rad} \quad (70)$$

Vozidlo stojí na příčném svahu se sklonem 100 %. Na dané vozidlo působí větší moment na zadní nápravu, takže první sklouzne přední náprava.

$$M_p = F_{ad p} \cdot l_p = 5617 \text{ Nm} \quad (71)$$

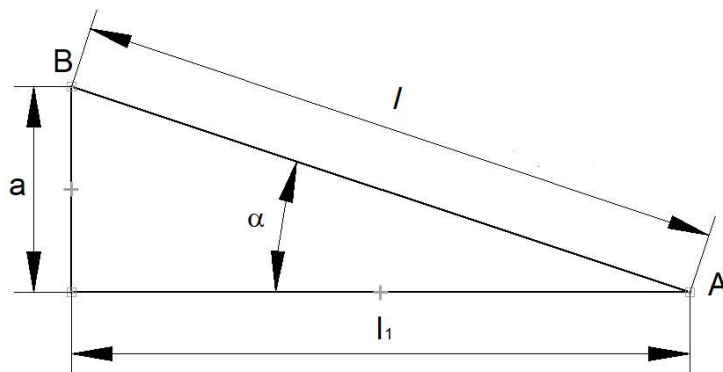
$$M_z = F_{ad z} \cdot l_z = 11285 \text{ Nm} \quad (72)$$

### 4.3 Vyhodnocení stability vozidla na svahu

Výpočet stability pro Ford Transit Custom L1H1 270 nacházející se na příčném svahu s úhlem sklonu  $\beta$  a dále na podélném svahu s úhlem sklonu  $\alpha$ .

Protože se sklon vozovky běžně udává v procentech, budu používat procenta i v grafech. Přepočet stupňů na procenta je proveden podle vztahu (73), podle trojúhelníku na obr. 21. Přičemž sklon  $45^\circ$  odpovídá 100 %.

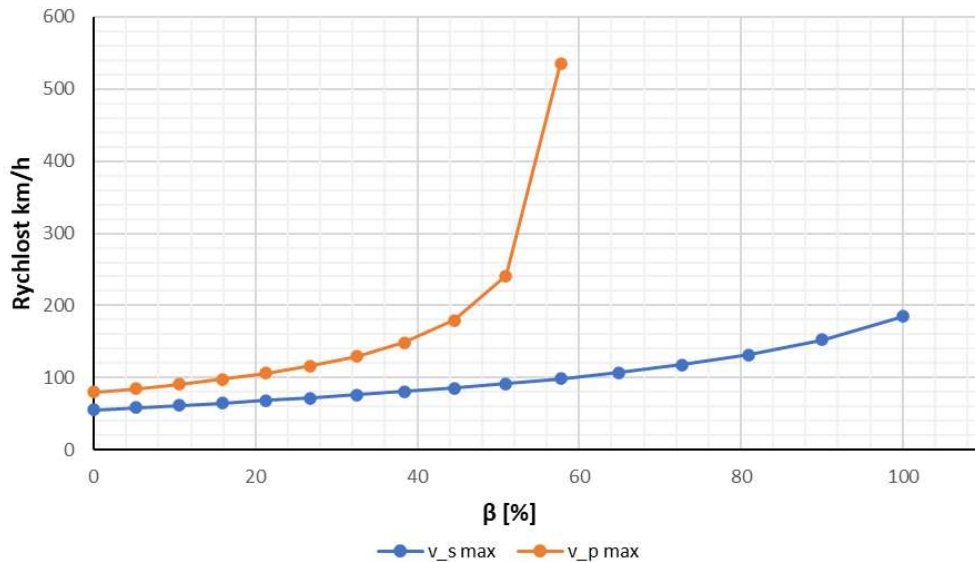
$$S_\alpha = 100 \cdot \frac{a}{l_1} = 100 \cdot \tan \alpha \quad (73)$$



**Obr. 21:** Podélný sklon komunikace

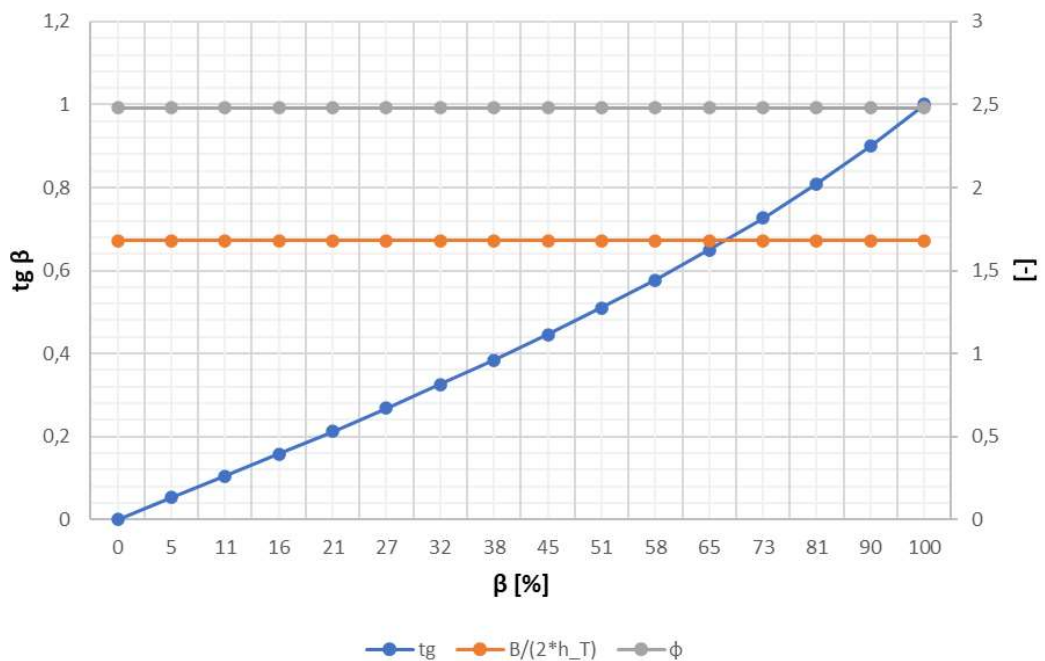
Vozidlo projíždí zatáčkou s poloměrem 30 m. Mění se úhel příčného sklonu od 0 do 100 %.

V grafu 1 je zobrazena závislost rychlosti, kdy dojde ke smyku  $v_{s\ max}$  a rychlosti kdy dojde k překlopení  $v_{p\ max}$  v závislosti na úhlu příčného sklonu  $\beta$ . Z grafu vidíme, že podmínka (30)  $v_{p\ max} > v_{s\ max}$  je splněna. Dřív by došlo ke sklouznutí (smyku) než k překlopení. Čím větší bude sklon svahu tím rychleji se bude vozidlo moci pohybovat, než dojde ke ztrátě stability.



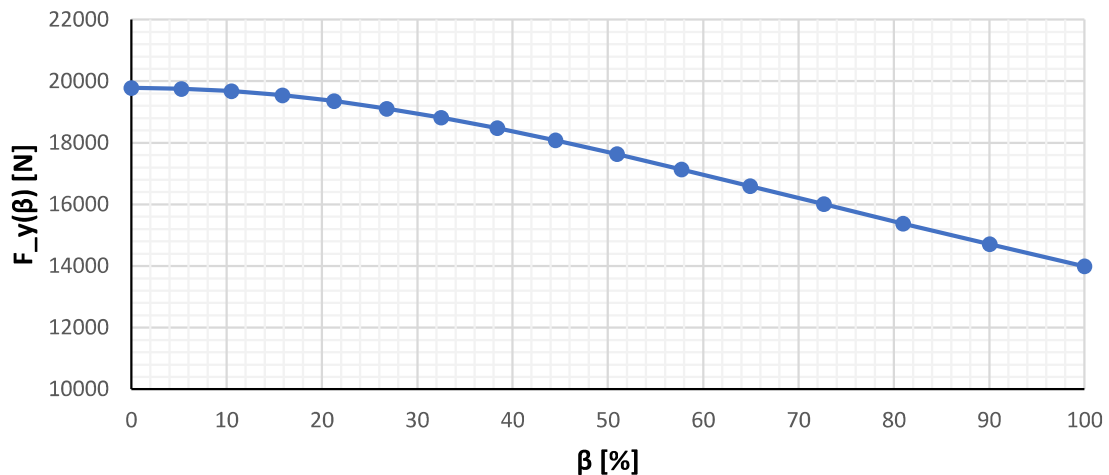
**Graf 1:** Maximální rychlost pro projetí dané zatáčky

Graf 2 sleduje vozidlo stojící v příčném svahu, aby nedošlo ke smyku musí být splněna podmínka (65)  $\tan \beta \leq \phi$ .



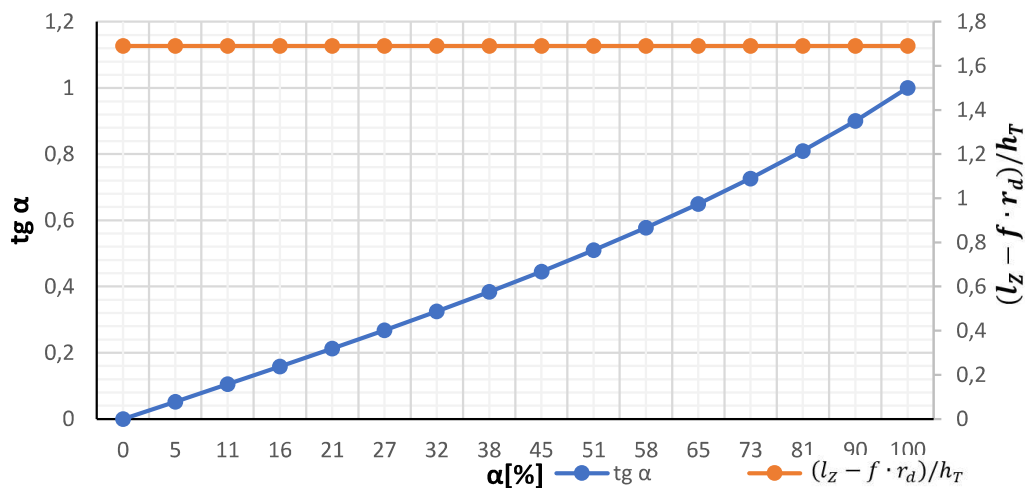
**Graf 2:** Vozidlo v příčném svahu

Z grafu 2 je vidět, že tato podmínka přestává být splněna až když úhel sklonu přesáhne 100 %. Aby nedošlo k překlopení vozidla musí být splněna podmínka:  $\tan \beta \leq \frac{B}{2 \cdot h_T}$ . Tato podmínka přestává být splněna přibližně při sklonu 75 %. Z toho vyplývá, že u stojícího vozidla na příčném svahu dochází k překlopení při menším sklonu, než by došlo ke smyku.



**Graf 3:** Síla působící kolmo na vozovku nakloněnou o úhel β [%]

Graf 3 sleduje kosinovou složku tíhové síly působící kolmo na vozovku. S rostoucím úhlem sklonu příčného svahu se síla zmenšuje a zároveň se zvětšuje kosinová složka tíhové síly, která pak způsobí usmýknutí nebo překlopení vozidla.



**Graf 4:** Podmínka stability

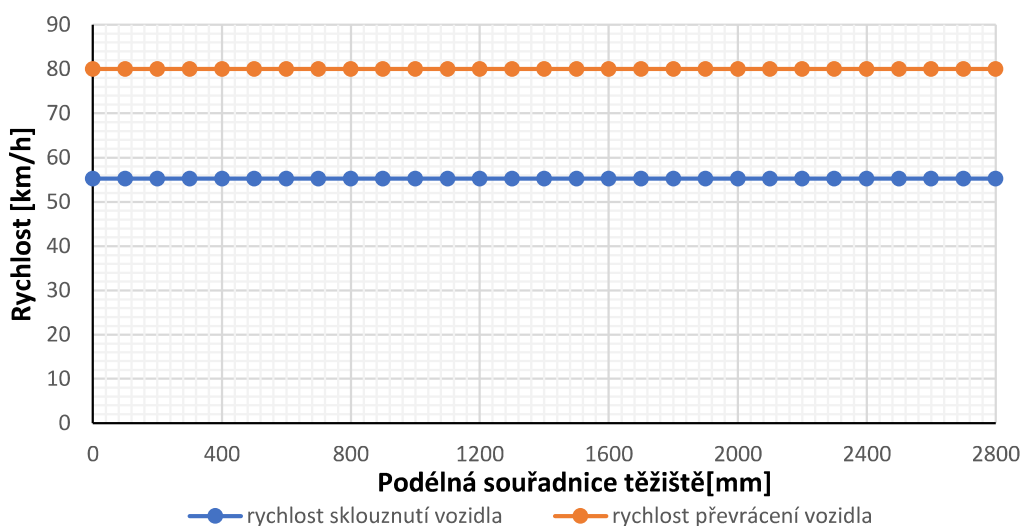
Graf 4 sleduje při jakém sklonu podélného svahu dojde k převrácení vozidla v podélném směru. Podmínka stability:  $\tan \alpha \leq \frac{l_z - f \cdot r_d}{h_T}$ . Úhel, při kterém by došlo k převrácení v podélném směru bude větší než 100 %. Ztráta podélné stability má význam spíše pro nákladní vozidla a motocykly.



#### 4.4 Vliv změny podélné souřadnice na stabilitu vozidla

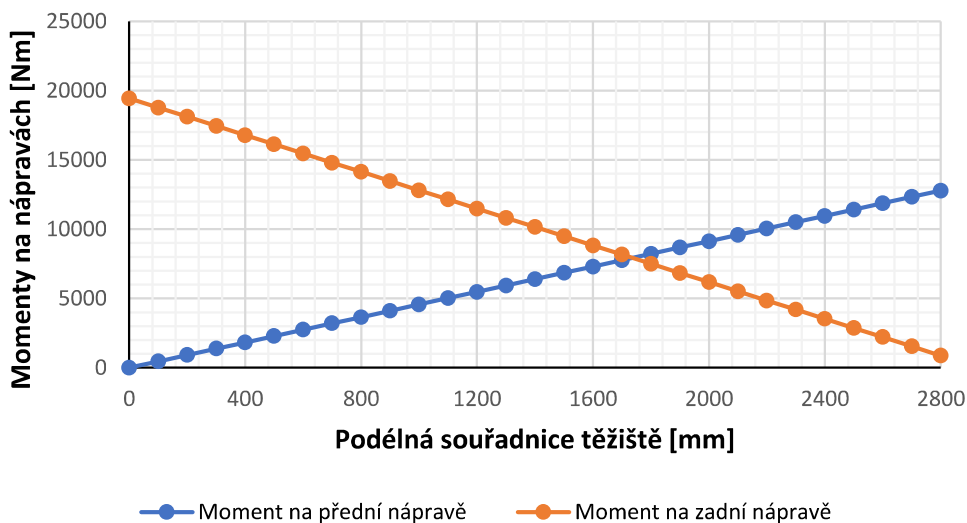
Při tvorbě grafů jsem uvažovala že se podélná souřadnice těžiště posouvá od přední nápravy k zadní nápravě. Vozidlo se nachází na rovině.

V grafu 5 je zobrazena maximální rychlost, kterou může vozidlo projet zatáčkou, aby nedošlo ke smyku nebo překlolení. Vidíme, že na tuto rychlost nemá změna podélné souřadnice vliv.



Graf 5: Příčná stabilita

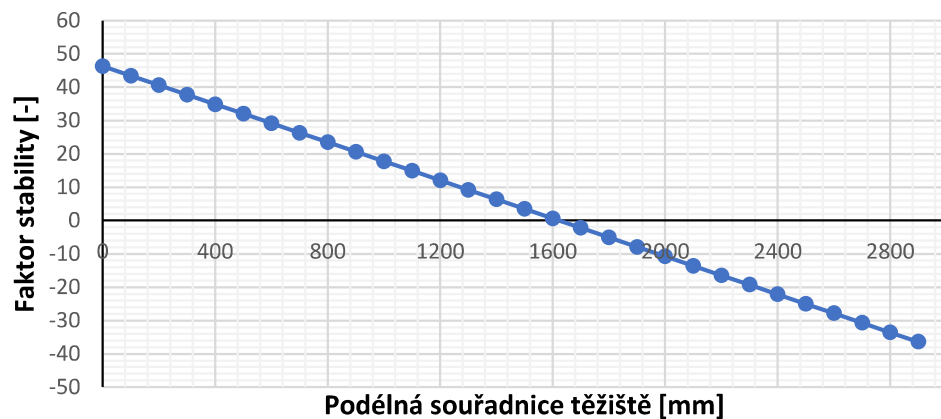
Graf 6 sleduje momenty na nápravách vozidla, které jsou tvořeny adhezní silou a rameny jsou vzdálenosti těžiště od náprav. Vozidlo se nachází na příčném svahu s úhlem sklonu  $\beta = 100\%$ . Pokud by se těžiště nacházelo hned u přední nápravy byl by větší moment na zadní nápravě a sklouzla by jako první přední náprava. Momenty by byly stejně velké, kdyby se těžiště nacházelo ve vzdálenosti 1700 mm od přední nápravy.



Graf 6: Momenty na nápravách v závislosti na změně podélné souřadnice těžiště

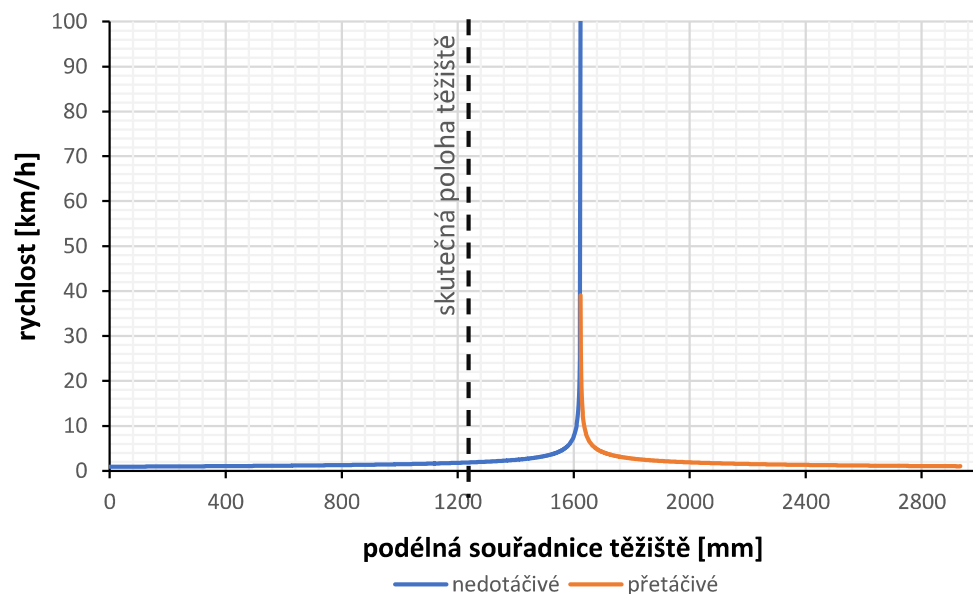
Stáčivost vozidla (Graf 7) se z (8) určí pomocí faktoru stability  $K = m \cdot \frac{C_{\alpha Z} \cdot l_z - C_{\alpha P} \cdot l_P}{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot L}$ .

V závislosti na podélné souřadnici je vozidlo nejprve nedotáčivé ( $K > 1$ ). Ve vzdálenosti 1600 mm od přední nápravy bude neutrálním ( $K = 0$ ) a pak bude přetáčivé ( $K < 1$ ). Pokud by došlo u přetáčivého vozidla k překročení kritické rychlosti získá stáčivá rychlost by byl nulový, vozidlo by se stalo neovladatelným.



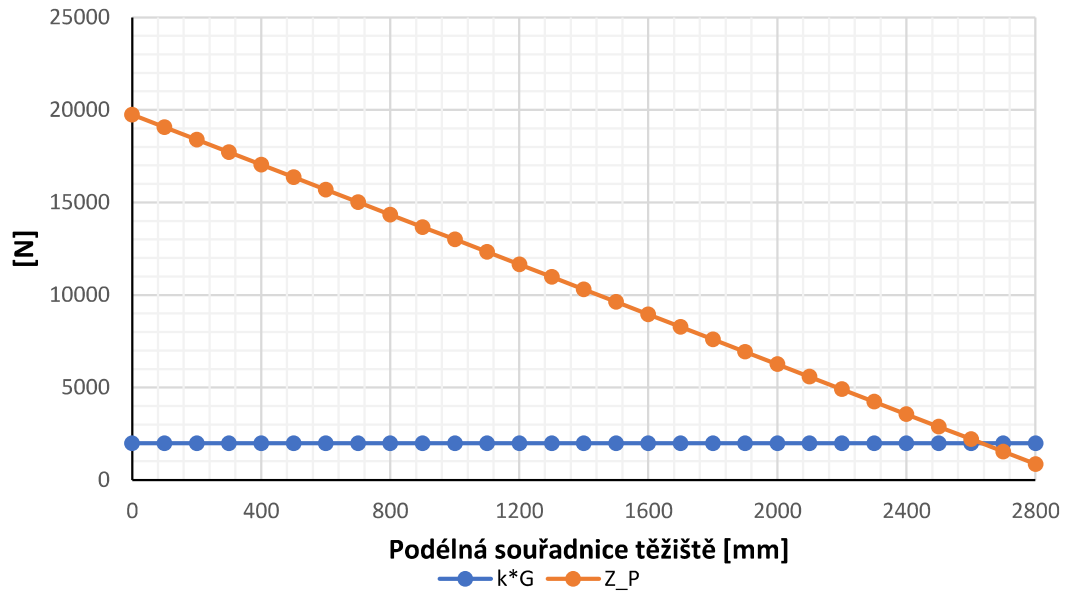
**Graf 7:** Nedotáčivost a přetáčivost

Graf 8 sleduje průběh charakteristické rychlosti pro nedotáčivé vozidlo a kritické rychlosti pro přetáčivé vozidlo. Pro neutrální vozidlo se tato rychlost blíží nekonečnu. Z toho vyplývá, že podélná souřadnice těžiště má vliv na stáčivost vozidla, a tedy i na jeho směrovou stabilitu.



**Graf 8:** Kritická a charakteristická rychlost

Vozidlo bude říditelným (Graf 9) pokud bude splněna podmínka (68) říditelnosti  $Z_p \geq k \cdot G$ . Podle grafu 10 vidíme, že vozidlo přestává být říditelným, když se bude těžiště nacházet přibližně 2600 mm od přední nápravy. Podélná souřadnice těžiště má vliv na říditelnost vozidla.



**Graf 9:** Podélná stabilita - podmínka říditelnosti

## 5 ZÁVĚR

V práci jsem posuzovala vliv podélné souřadnice polohy těžiště vozidla na jeho příčnou a podélnou stabilitu při zatáčení i při stání na příčném a podélném svahu. Výpočty byly provedeny pro vozidlo Ford Transit Custom L1H1 270.

Chování vozidla při průjezdu zatáčkou na příčném svahu se v závislosti na podélné souřadnici nemění. Maximální rychlost, kterou může projet zatáčku, aniž by došlo ke smyku nebo překlopení zůstává stejná.

Podélná souřadnice těžiště ovlivňuje podélnou stabilitu vozidla. Má vliv na to, kterou náprava vozidlo by první sklouzla u stojícího vozidla v příčném svahu. Pokud by bylo těžiště u přední nápravy první by sklouzla přední náprava. Aby byly tyto momenty stejné muselo by se těžiště nacházet 1700 mm od přední nápravy.

Podélná souřadnice těžiště ovlivňuje i schopnost vozidla držet směr. Pokud by podélná souřadnice překročila vzdálenost 1600 mm od přední nápravy vozidlo by se stalo přetáčivým. Pokud by u přetáčivého vozidla došlo k překročení kritické rychlosti, zisk stáčívé rychlosti by byl nulový a vozidlo by bylo neovladatelné. Kritická rychlost nemá reálnou hodnotu pro nedotáčivé vozidlo, takže směrově nestabilním se může stát pouze přetáčivé vozidlo. Z hlediska bezpečnosti je tedy výhodnější, když se těžiště nachází v přední části vozidla.

Práce by šla rozšířit o vliv změny výšky těžiště na v práci zkoumané parametry.


## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] VALA, Miroslav, TESAŘ, Miroslav. Teorie a konstrukce vozidel I. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.
- [2] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc. nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] BRABEC, Pavel, VOŽENÍLEK, Robert. Směrové řízení vozidla. In.: cahp.cz [online]. ©2021 Cahp.cz, [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://www.cahp.cz/wp-content/2013/03/02-Systemy-smeroveho-rizeni.pdf>
- [4] JILEK, Petr. Mechanika pohybu silničních vozidel II - studijní opora. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2022. ISBN 978-80-7560-449-1.
- [5] DSD. Simulační software PC Crash [online]. Linz: Dr. Steffan Datentechnik Ges.m.b.H. ©2018 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <http://www.dsd.at/>
- [6] FORD.cz. Katalogy a ceníky.[online]. Praha: Ford Motor Company, ©2022 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: [https://www.ford.cz/content/dam/guxeu/cz/cs\\_cz/documents/brochures/cvs/BRO-ford-chassis-cab-2019.pdf](https://www.ford.cz/content/dam/guxeu/cz/cs_cz/documents/brochures/cvs/BRO-ford-chassis-cab-2019.pdf)
- [7] HELLA GUTMANN. Datový flatrate HGS Data [online]. Ihringen: Hella Gutmann Solutions GmbH. ©2023 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://www.hgs-data.com/>
- [8] PNEUBOSS. Jak číst správně rozměry na pneumatikách. [online] Šlapanice: Pneuboss.cz. ©2023 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://www.pneuboss.cz/poradna/jak-spravne-cist-rozmary-na-pneumatikach>
- [9] LES SCHWAB. Understanding Camber, Caster, and Toe [online]. Bend Oregon: Les Schwab Tire Centers, Inc, ©2023 [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://www.lesschwab.com/article/alignment/understanding-camber-caster-and-toe.html>
- [10] SEIDL, Jan. Záklon rejdové osy a závlek. In: Autolexicon.net [online]. ©2023 Autolexicon.net, [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/zaklon-rejdove-osy-a-zavlek/>
- [11] R/VANDWELLERS. Lift kit complete. Rims and tires next. In: Reddit [online]. 2.8.2021 [cit. 2023-05-05]. Kanál uživatele r/vandwellers. Dostupné z:

[https://www.reddit.com/r/vandwellers/comments/pdjl94/lift\\_kit\\_complete\\_rims\\_and\\_tires\\_next/](https://www.reddit.com/r/vandwellers/comments/pdjl94/lift_kit_complete_rims_and_tires_next/)

- [12] VLK, František. Úlohy z dynamiky motorových vozidel. Brno: Nakladatelství Vlk, 2001. ISBN 80-238-6574-9.
- [13] HEYDINGER, Gary, J., HOWE, J. Analysis of vehicle response data measured during severe maneuvers. Warrendale: Society of Automotive Engineers, SAE Technical paper series, 2000. ISBN 2000-01-1644.
- [14] HILLIERS, V.A.W., COMBES, Peter. Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology Book 1. Vyd. 5. Cheltenham: Nelson Thornes, 2012. ISBN 978-1408515181
- [15] JILEK, Petr, POKORNÝ, Jan, ŠEFČÍK, Ivo. Určení souřadnice těžiště automobilu na sklopné plošině . Perner's Contacts [online]. Dopravní fakulta Jana Pernera Univerzity Pardubice, 2014, roč. 9, č. 3 [cit. 2023-05-07]. eISSN 1801-674X. Dostupné z: <https://pernerscontacts.upce.cz/index.php/perner/article/view/647>

# Příloha A: Databáze Hella Gutmann Solutions HGS



Pneucentrum  
Telefonní č.  
E-mail

**Údaje o zákaznících**

Název


Ulice

Poštovní směrovací číslo Místo

Země

2M35653  
Registrační značka Stav kilometrů

VIN

 **Technická data**

**Ford Transit 07**  
Rok výroby 1994-1999 • 1998 ccm • 84 kW

<https://www.hgs-data.com/index.php/techdata/index/vehicleId/989>

**Contents**

1 Seřízení geometrie kola

<b>1.2 Rozchod</b>	
Sbíhavost, °	0° 00' ± 0° 10'
<b>1.3 Odklon kola</b>	
Odklon °	0° 06' -0° 54' + 1° 06'
Odklon, max. rozdíl na P a L straně	1° 15'
<b>1.4 Závlek</b>	
Závlek °	2° 39' ± 1° 30'
Závlek, max. rozdíl na P a L straně	1° 00' ± 00'
<b>1.5 Odklon zadního kola</b>	
Zadní odklon °	Žádné informace od výrobce
 Nelze nastavit	
<b>1.6 Rozchod zadních kol</b>	
Zadní sbíhavost °	Žádné informace od výrobce
 Nelze nastavit	