

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

# **Konstrukční návrh grafické stupnice volantu vzhledem ke stabilitě vozidla**

Bc. David Exner

**Diplomová práce**

2019



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. David Exner**  
Osobní číslo: **D17374**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**  
Název tématu: **Konstrukční návrh grafické stupnice volantu vzhledem ke stabilitě vozidla**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

- 1) Úvod
- 2) Analýza problematiky
- 3) Vlastní teoretický výpočet
- 4) Experimentální jízdy
- 5) Vyhodnocení výsledků
- 6) Závěr

Autor práce bude postupovat podle sestavené osnovy a to dle svých vědeckých možností. Současně bude získané výsledky konzultovat s vedoucím práce, tak, aby byly splněny cíle práce.

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**

Rozsah pracovní zprávy: **50 - 60 stran textu a přílohy**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

[1] VALA, M., TESAŘ, M.: **Teorie a konstrukce silničních vozidel I.** Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.

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

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Jilek, Ph.D.**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **15. února 2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **20. května 2019**



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

L.S.



Ing. Jakub Vágner, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2019

## **Prohlášení**

Tuto práci 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. 9/2012 Pravidla pro zveřejňování závěrečných prací a jejich základní jednotnou formální úpravu, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato diplomová práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne 20. 5. 2019

Bc. David Exner

## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu práce panu Ing. Petru Jilkovi, Ph.D., za jeho vstřícný přístup, ochotu, cenné rady a věnovaný čas při zpracovávání této diplomové práce a dále všem kantorům Dopravní fakulty Jana Pernera za znalosti a zkušenosti, které předávají studentům.

Současně děkuji společnosti Calypso Group s.r.o., jmenovitě panu Ing. Jiřímu Pytlíkovi za poskytnutí plochy k realizaci experimentálních jízdních zkoušek.

Další velké poděkování bych chtěl věnovat celé své rodině za motivaci a podporu při studiu na vysoké škole.

Poděkování si zaslouží i přátelé a kamarádi, které jsem měl možnost v průběhu studia poznat.

## **ANOTACE**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a realizací autorovy vlastní myšlenky v podobě grafické stupnice volantu s ohledem ke stabilitě vozidla. V úvodu práce je vysvětlena problematika stability silničních vozidel, především příčná stabilita vozidla v zatáčce. Hlavní část práce obsahuje návrh a konstrukci vlastní grafické stupnice pro reálné vozidlo. Pro konstrukci stupnice byl vybrán automobil podroben praktickému měření některých jeho důležitých parametrů jako stanovení převodu řízení a souřadnic těžiště. Diplomová práce je také doplněna o experimentální jízdní zkoušky na hranici adheze ověřující teoretický základ. Na závěr jsou dosažené výsledky shrnuty.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

silniční vozidlo, automobil, stabilita, volant, adheze, řízení, zatáčení, těžiště, pneumatika

## **TITLE**

Constructional suggestion of steering wheel's graphic dial considering the vehicle's stability

## **ANNOTATION**

This graduation thesis concerns with design and realization of author's own idea in the form of steering wheel's graphic dial considering the vehicle's stability. A road vehicles' stability issue is explained in the beginning of the thesis, especially the vehicle's transverse stability in bends. The main part of this work contains design and construction of graphic dial for a real vehicle. In order to design the dial, the selected car has been brought under some of its important parameters measurements, such as steering transmission and centre of mass coordinates definition. The graduation thesis is also completed with experimental drive tests at the adhesion limit verifying the theoretical basis. All reached results are evaluated in the conclusion.

## **KEYWORDS**

road vehicle, car, stability, steering wheel, adhesion, steering, cornering, centre of mass, tyre

## **OBSAH**

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ .....	9
ÚVOD.....	13
1 ANALÝZA PROBLEMATIKY .....	14
1.1 Stabilita příčná .....	15
1.2 Stabilita podélná.....	17
1.3 Stabilita směrová.....	17
1.4 Aerodynamická stabilita .....	18
2 PARAMETRY VOZIDLA .....	19
2.1 Řízení vozidla .....	20
2.2 Určení souřadnic těžiště automobilu .....	22
2.2.1 Podélná souřadnice těžiště .....	24
2.2.2 Příčná souřadnice těžiště.....	25
2.2.3 Výšková souřadnice těžiště .....	28
2.3 Jízdní odpory.....	31
2.4 Trakční diagram .....	32
3 VLASTNÍ TEORETICKÝ ROZBOR .....	34
3.1 Konstrukce stupnice .....	34
3.2 Výpočet teoretické změny radiálních reakcí kol vozidla .....	38
3.3 Výpočet teoretických bočních sil na nápravách.....	39
4 EXPERIMENTÁLNÍ JÍZDNÍ ZKOUŠKY .....	41
4.1 Měřicí aparatura .....	41
4.2 Příprava volantu a stupnice.....	44
4.3 Metodika a průběh měření.....	45
4.4 Naměřená data .....	46
4.5 Zhodnocení jízdních zkoušek .....	50
5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ .....	51
5.1 Porovnání teorie a praxe .....	51
5.2 Nejistoty měření.....	53
6 ZÁVĚR .....	55
ZDROJE A POUŽITÁ LITERATURA .....	56
SEZNAM TABULEK.....	59
SEZNAM OBRÁZKŮ .....	60
SEZNAM GRAFŮ .....	61
SEZNAM PŘÍLOH .....	62



## SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	$m$	pomocná vzdálenost při odvozování těžiště
$a$	$m \cdot s^{-2}$	zrychlení vozidla
$a_x$	$m \cdot s^{-2}$	podélné zrychlení vozidla
$a_y$	$m \cdot s^{-2}$	příčné zrychlení vozidla
$A$	–	bod klopení na sklopné plošině
$b$	$m$	pomocná vzdálenost při odvozování těžiště
$B$	$m$	rozchod kol
$B_1$	$m$	rozchod kol přední nápravy vozidla
$B_2$	$m$	rozchod kol zadní nápravy vozidla
$B_P$	$m$	šířka pneumatiky
$B_S$	$m$	střední rozchod kol vozidla
$c$	$m$	posun středu zatáčení od prodloužené osy zadní nápravy
$c_x$	–	součinitel odporu vzduchu
$d_V$	$m$	průměr volantové tyče
$e$	$m$	vyosení těžiště od osy symetrie vozidla
$f$	–	součinitel odporu valení
$F_{ad}$	$N$	adhezní síla
$F_f$	$N$	odpor valivý
$F_H$	$N$	odpor přívěsu
$F'_H$	$N$	odpor dalšího přívěsu
$F_i$	$N$	odpor setrvačný
$F_O$	$N$	odstředivá síla
$F_{Oy}$	$N$	složka odstředivé síly
$F_s$	$N$	odpor do stoupání
$F_T$	$N$	trakční síla
$F_v$	$N$	odpor vzduchu
$F_x$	$N$	hnací síla
$F_y$	$N$	boční síla
$g$	$m \cdot s^{-2}$	tíhové zrychlení
$G$	$N$	tíhová síla vozidla
$G_1$	$N$	tíhová síla přední nápravy

$G_2$	$N$	tíhová síla zadní nápravy
$h_p$	$m$	výška podložky
$h_T$	$m$	výška těžiště
$H$	$m$	výška vozidla
$i_c$	—	celkový převod
$i_{\ddot{r}}$	—	převod řízení
$k_1$	$N \cdot rad^{-1}$	součinitel úhlu směrové úchylky přední nápravy
$k_2$	$N \cdot rad^{-1}$	součinitel úhlu směrové úchylky zadní nápravy
$K$	$rad \cdot s^2 \cdot m^{-1}$	faktor stability
$l$	$m$	délka lanka snímače úhlu natočení volantu
$l_1$	$m$	vzdálenost těžiště od přední nápravy
$l_2$	$m$	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
$L$	$m$	rozvor náprav
$m$	$kg$	hmotnost vozidla
$m_1$	$kg$	hmotnost připadající přední nápravu vozidla
$m_2$	$kg$	hmotnost připadající zadní nápravu vozidla
$m_L$	$kg$	hmotnost připadající na levou stranu vozidla
$m_P$	$kg$	hmotnost připadající na pravou stranu vozidla
$m_{LP}$	$kg$	hmotnost připadající na levé přední kolo
$m_{PP}$	$kg$	hmotnost připadající na pravé přední kolo
$m_{LZ}$	$kg$	hmotnost připadající na levé zadní kolo
$m_{PZ}$	$kg$	hmotnost připadající na pravé zadní kolo
$M_m$	$N \cdot m$	točivý moment motoru
$n_m$	$min^{-1}$	otáčky motoru
$N$	—	vztažný bod momentové rovnice
$O_S$	—	skutečný střed zatáčení
$O_T$	—	teoretický střed zatáčení
$p_p$	$Pa$	tlak v pneumatice
$r_d$	$m$	dynamický poloměr kola
$r_V$	$m$	poloměr volantové tyče
$R$	$m$	poloměr zatáčky
$R_O$	$m$	poloměr zatáčky o konstantním poloměru
$R_S$	$m$	skutečný poloměr zatáčení

$R_T$	$m$	teoretický poloměr zatáčení
$s$	$m$	vzdálenost snímačů úhlu klopení karoserie
$S$	$m$	šířka vozidla
$S_{\check{c}}$	$m^2$	čelní plocha vozidla
$t_{LP}$	$m$	výpočtová vzdálenost těžiště od osy levého předního kola
$t_{PP}$	$m$	výpočtová vzdálenost těžiště od osy pravého předního kola
$t_{LZ}$	$m$	výpočtová vzdálenost těžiště od osy levého zadního kola
$t_{PZ}$	$m$	výpočtová vzdálenost těžiště od osy pravého zadního kola
$T$	–	těžiště vozidla
$T'$	–	těžiště vozidla odpérováných hmot
$U_A$	–	nejistota typu $A$
$U_B$	–	nejistota typu $B$
$U_C$	–	kombinovaná nejistota typu $C$
$v$	$m \cdot s^{-1}$	vektor rychlosti vozidla
$v_x$	$m \cdot s^{-1}$	složka vektoru rychlosti vozidla v podélném směru
$v_y$	$m \cdot s^{-1}$	složka vektoru rychlosti vozidla v příčném směru
$V$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost vozidla
$V_{S \max}$	$m \cdot s^{-1}$	maximální přípustná rychlost vozidla předcházející smyku
$V_{P \max}$	$m \cdot s^{-1}$	maximální přípustná rychlost vozidla předcházející překlopení
$x$	$m$	pomocná vzdálenost při odvozování těžiště
$Y$	$N$	boční síla vozidla
$Y_1$	$N$	boční síla na přední nápravě
$Y_2$	$N$	boční síla na zadní nápravě
$Z_1$	$N$	radiální reakce přední nápravy
$Z_2$	$N$	radiální reakce zadní nápravy
$Z_L$	$N$	radiální reakce levé strany vozidla
$Z_P$	$N$	radiální reakce pravé strany vozidla
$\Delta Z_K$	$N$	změna radiální reakce kol jedné strany vozidla
$\alpha$	$^\circ$	podélný sklon vozovky
$\alpha_k$	$^\circ$	úhel natočení vnitřního kola vozidla
$\alpha_A$	$^\circ$	Ackermannův úhel rejdu

$\alpha_s$	°	střední úhel natočení kol
$\beta$	°	příčný sklon vozovky
$\beta_k$	°	úhel natočení vnějšího kola vozidla
$\beta_V$	°	úhel natočení volantu
$\gamma$	°	úhel klopení plošiny
$\delta$	°	směrová úchylka vozidla
$\delta_1$	<i>rad</i>	směrová úchylka přední nápravy
$\delta_2$	<i>rad</i>	směrová úchylka zadní nápravy
$\varepsilon$	°	úhel vychýlení složky odstředivé síly
$\dot{\varepsilon}$	$s^{-1}$	stáčivá rychlost vozidla
$\eta_m$	—	účinnost
$\vartheta$	—	součinitel rotujících hmot
$\pi$	—	Ludolfovo číslo (konstanta)
$\rho$	$kg \cdot m^{-3}$	hustota vzduchu
$\varphi$	—	součinitel adheze
$\varphi$	°	pomocný úhel při odvozování těžiště
$\psi$	°	úhel klopení karoserie

## ÚVOD

Dnešní doba je charakteristická rozvojem všech odvětví vědy a techniky. Výjimkou není ani stále rychleji se rozvíjející automobilový průmysl. V druhé polovině 20. století nastal progresivní nárůst výroby vozidel, se kterým začal i zájem zabývat se jednotlivými jeho komponenty podrobně. Zejména v poslední době je čím dál více mezinárodními předpisy kladen velký důraz na bezpečnost vozidel, jejich komfortnost, zvýšení cestovní rychlosti a v neposlední řadě i na ochranu životního prostředí. Zvýšení bezpečnosti vozidel je možné dosáhnout především jízdami zkouškami v reálných podmínkách.

Základním předpokladem bezproblémového a bezpečného provozu je na jedné straně technický stav vozidla, na straně druhé pak vzájemné propojení vazeb mezi člověkem, automobilem a prostředím. Velmi důležitá je vzájemná souhra, na které závisí chování vozidla. Je proto žádoucí, aby řidič věděl o svém vozidle jen ty nejdůležitější informace a na vlastní kůži byl seznámen s reálným chováním svého vozidla. Jen tehdy bude vědět, jak se vozidlo chová za daných podmínek a dokáže tak včas a s rozvahou reagovat na danou dopravní situaci.

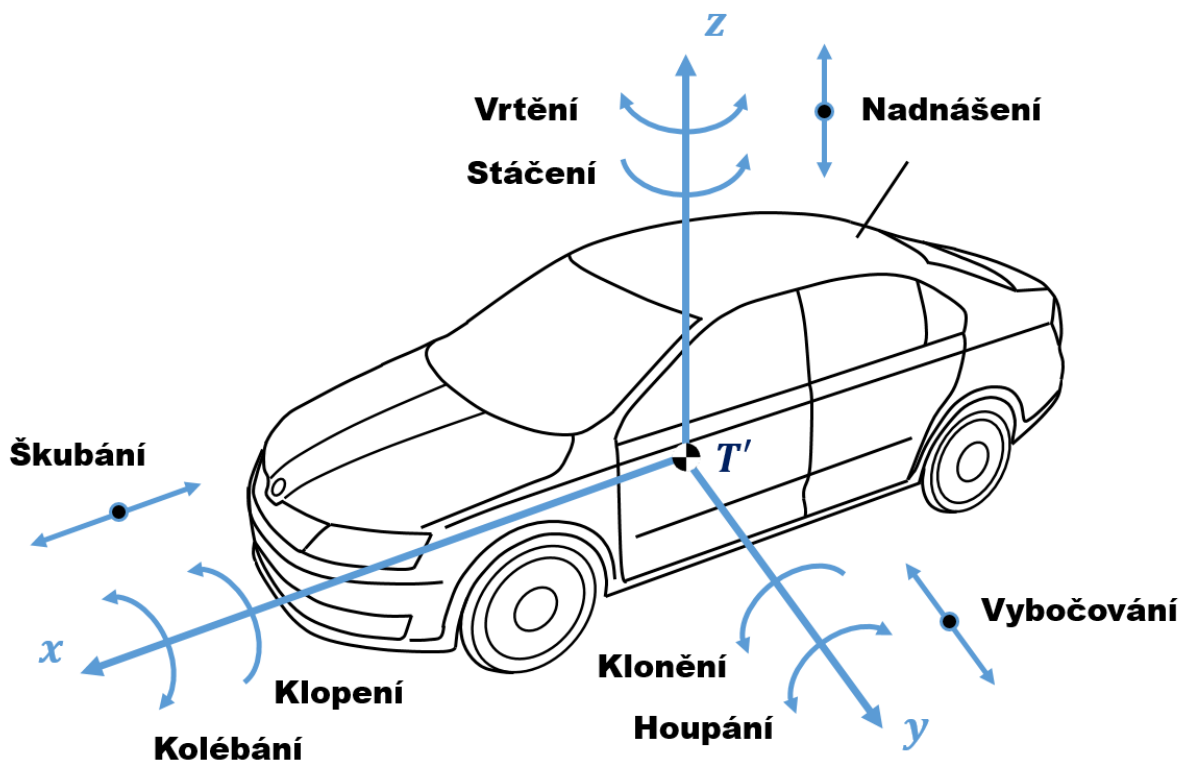
Zatímco jsou některé úkony řidiče otázkou pouhého zvyku (například odhad situace s ohledem na rozměry vozidla při couvání nebo při parkování), u těch ostatních zbývajících tomu zdaleka není tak. Velkou otázkou je v praxi například to, při jaké rychlosti si může řidič dovolit projet danou zatáčku, aniž by se nedostal do mezního stavu v podobě smyku nebo překlolení. Přitom je nesmírně důležité brát v potaz podmínky jízdy, mezi které patří stav povrchu vozovky, huštění pneumatik, povětrnostní podmínky (boční vítr), nerovnosti vozovky, sklon vozovky, jízda do stoupání či klesání a další vlivy. Tato oblast nabývá na významu s rostoucí autonomií silničních vozidel. Snahou přiblížit se této problematice je má diplomová práce.

### **Cílem práce je:**

- navrhnout a realizovat grafickou stupnici jako asistenční prvek řidiče pro monitorování natočení volantu při experimentálním měření ve vztahu ke stabilitě vozidla,
- tuto stupnici experimentálně podložit,
- stanovit potřebné vstupní parametry pro návrh stupnice,
- k vozidlu vytvořit souhrnný přehled jízdních odporů mající vliv na stabilitu vozidla při dané jízdě zkoušce,
- zhodnotit dosažené výsledky.

## 1 ANALÝZA PROBLEMATIKY

Pohyb automobilu v prostoru se dá popsat pevným souřadným systémem  $x, y, z$ . Souřadný systém se pohybuje současně s vozidlem a jeho počátek (průsečík všech tří os) se nachází v těžišti vozidla jako celku. Pro názornost je ještě výhodné využít další souřadný systém vozidla, na kterém se dají demonstrovat jednotlivé pohyby karoserie (případně nástavby) vůči podvėsům. Počátek tohoto souřadného systému leží v těžišti karoserie odpérováných hmot.



Obrázek č. 1 Souřadný systém vozidla [autor]

Stabilita je v obecné rovině takový rovnovážný stav tělesa (případně soustavy), při němž po malé poruše rovnováhy, vyvolané rušivým vlivem, se vrací těleso (případně soustava) sama do původního stavu. Původním stavem při zkoumání chování silničního vozidla se rozumí jízda na všech kolech, tedy styk všech poháněných i nepoháněných kol s vozovkou. Podle toho, jakým směrem se vozidlo posouvá nebo natáčí z rovnovážné polohy, je možné stabilitu rozdělit na:

- Stabilitu příčnou,
- stabilitu podélnou,
- stabilitu směrovou.

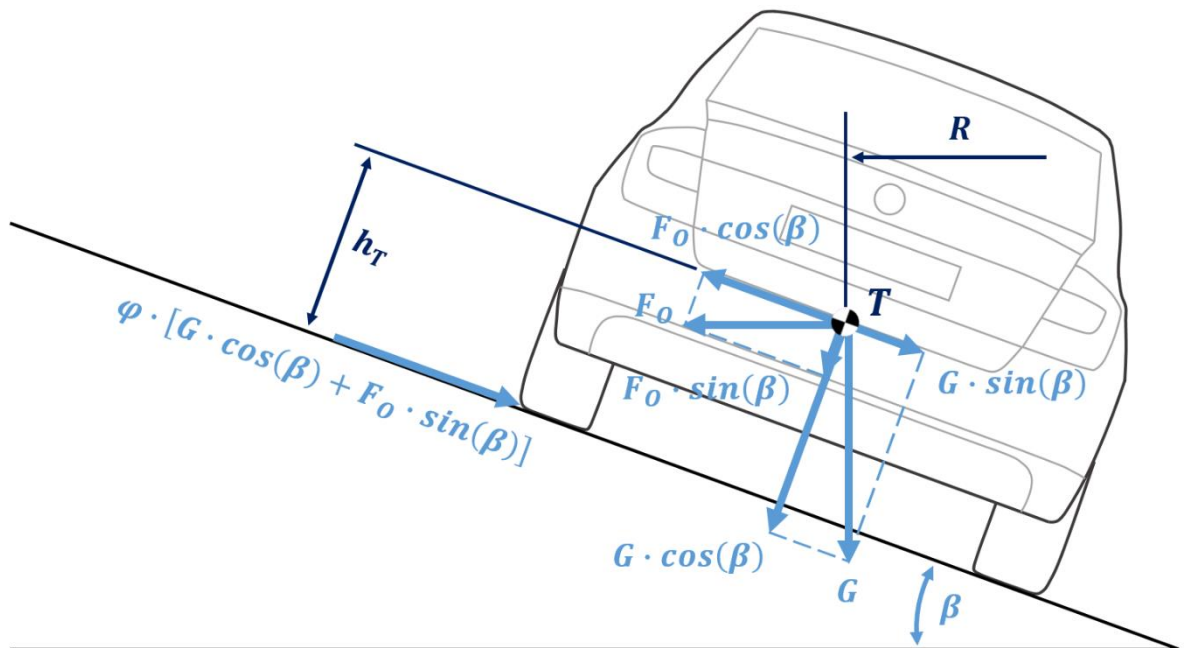
## 1.1 Stabilita příčná

Příčná stabilita vyšetřuje pohyby vozidla kolem podélné osy ( $x$ ) a ve směru příčné osy ( $y$ ). Projíždí-li vozidlo zatáčkou o konstantním poloměru  $R$ , vzniká v těžišti vozidla kromě tíhové síly  $G$  také navíc i odstředivá síla  $F_o$ . Její velikost je potom dána vztahem (1) a závisí na hmotnosti vozidla  $m$ , rychlosti vozidla  $V$  a poloměru zatáčky  $R$ .

$$F_o = \frac{m \cdot V^2}{R} \quad (1)$$

Ta může způsobit porušení příčné stability vozidla. Mezními stavy jsou buď příčný smyk, nebo překlacení vozidla. Ke smyku dojde tehdy, pokud součet příčných sil působících v těžišti vozidla překročí adhezní sílu v příčném směru v rovině vozovky a současně pokud je klopný moment nižší, než moment stabilizační. Pro zachování stability se zanedbatelným příčným sklonem vozovky, tedy malým úhlem  $\beta$  bude odpovídat podmínka (2).

$$F_o \cdot \cos(\beta) - G \cdot \sin(\beta) \leq \varphi[G \cdot \cos(\beta) + F_o \cdot \sin(\beta)] \quad (2)$$



Obrázek č. 2 Rozbor sil příčné stability vozidla v klopené zatáčce [autor]

Daleko nebezpečnějším případem než smyk je převrácení vozidla. Pro zachování stability z hlediska převrácení musí platit, že stabilizační moment vozidla musí být menší než moment klopení. Opět je možné vyjádřit zachování stability proti převrácení podmínkou (3).

$$h_T \cdot [F_O \cdot \cos(\beta) - G \cdot \sin(\beta)] \leq \frac{B}{2} [G \cdot \cos(\beta) + F_O \cdot \sin(\beta)] \quad (3)$$

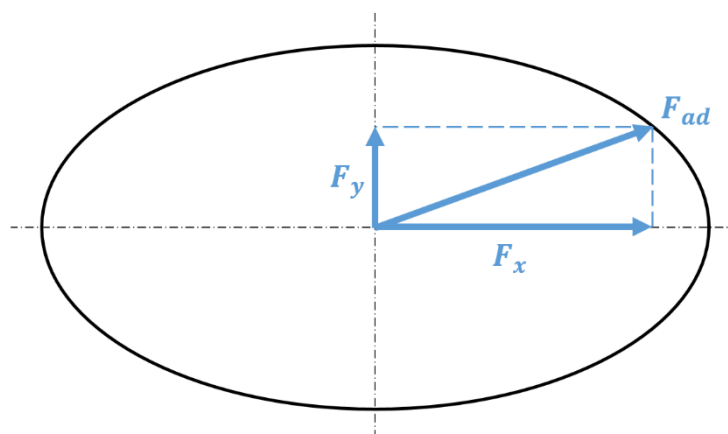
K převrácení vozidla ze zatáčky může dojít vlivem odstředivé síly  $F_O$  při malých příčných sklonech vozovky. Naopak u vozidla pohybujícího se na bočním svahu s velkým příčným sklonem, může dojít k překlolení vlivem příčné složky tíhové síly  $G \cdot \sin(\beta)$ . To se týká vozidel spíše v těžkém terénu, než silničních vozidel pohybujících se na pozemních komunikacích.

Po dosazení vztahu (1) do podmínek (2) a (3) se dají vyjádřit maximální rychlosti, po nichž nastává smyk a převrácení. Z hlediska bezpečnosti je vždy žádoucí, aby nastal smyk dříve a nikoliv překlolení. Tomu odpovídá vztah (4) a z něj odvozená podmínka (5). Variantou může být i kombinace obou případů. Pak se hovoří o stavu tzv. usmýknutí s klopýtnutím.

$$V_{S \max} \leq V_{P \max} \quad (4)$$

$$h_T \leq \frac{B}{2 \cdot \varphi} \quad (5)$$

Na příčnou stabilitu má vliv i uspořádání hnacího ústrojí. Kromě boční síly  $F_y$ , je poháněná náprava zatížena v zatáčce i silou hnací  $F_x$ . Aby nedošlo ke smyku, nesmí vektorový součet boční a hnací síly na kolech překročit výslednou adhezní sílu  $F_{ad}$  danou takzvanou adhezní elipsou na Obrázku č. 3. Obecně tedy platí, že více zatížená náprava, což bývá zpravidla většinou hnací, bývá více náchylná ke smyku než méně zatížená nepoháněná náprava hnaná.



Obrázek č. 3 Adhezní elipsa [autor]

Mimo uspořádání hnacího ústrojí výrazně ovlivňuje stabilitu z hlediska převrácení i klopení karoserie. Odstředivá síla  $F_O$  při průjezdu vozidla zatáčkou způsobí příčný posun těžiště odpěrovaných hmot a vyvolá změnu radiálních reakcí na kolech levé a pravé strany vozidla.



Protože je karoserie automobilu uložena k podvozku pružně, odpérované části vozidla tvořící podstatnou část celkové hmotnosti vozidla způsobí naklopení karoserie o úhel  $\psi$ . Naklonění karoserie působí negativně i na cestující automobilu, kteří jsou tímto negativně ovlivněni nepříznivými fyziologickými účinky.

## **1.2 Stabilita podélná**

Analogicky stejným způsobem je možné vyšetřovat stabilitu vozidla na podélném svahu s tím rozdílem, že pohyb je vyšetřován ve směru podélné osy ( $x$ ) a kolem příčné osy ( $y$ ). Na vozidlo kromě tíhové síly  $G$  (respektive jejích složek v podélném stoupání) působí také soustava jízdních odporů. Účinkem sil těchto jízdních odporů může dojít k porušení stability. Řešení je rozdělené na následující oblasti:

- prokluz poháněných kol při akceleraci vozidla,
- sklouznutí stojícího vozidla,
- zastavení vozidla z důvodu prokluzu kol – adhezní stoupavost,
- převrácení vozidla vzad nebo vpřed,
- ztrátou říditelnosti vlivem odlehčené řídicí nápravy.

## **1.3 Stabilita směrová**

Směrová stabilita se zabývá chováním vozidla většinou při stálé rychlosti jízdy na rovinné vozovce, bez zásahu řidiče a v závislosti na rušivých vlivech. Pohyby se v tomto případě vyšetřují kolem svislé osy ( $z$ ) a ve směru příčné osy ( $y$ ). Jedná se o časový průběh pohybu vozidla vychýleného z rovnovážného stavu v závislosti na rušivém vlivu.

### **Směrová stabilita v přímé jízdě**

Předpokladem řešení směrové stability je jízda v přímém směru po vodorovné vozovce, která může mít i příčný sklon. Řidič natočí kola do přímého směru a nezasahuje do řízení. Příčné síly vznikající v těžišti vozidla vlivem nerovností vozovky nebo příčného sklonu vozovky jsou označovány jako vnější rušivé vlivy. Působením nebo změnou rušivých vlivů, případně pro vysvětlení a zjednodušení i působením řídicího impulsu (vozidlo najede jedním kolem přední nápravy na nerovnost vozovky a tím vznikne na kole rázová síla) dojde k vychýlení z rovnovážného stavu. Odezvou vozidla na řídicí impuls může stáčením kolem svislé osy nastat jeden z pěti případů. Vozidlo se chová jako:

- asymptoticky stabilní,
- kmitavě stabilní,
- kmitavě nestabilní,
- neutrálně stabilní,
- divergentně nestabilní.

Hodnocení spočívá v řešení diferenciální rovnice vybočování a rotace vozidla a jejím výstupem je vyhodnocení vozidla jako směrově stabilní nebo směrově nestabilní. Směrově stabilní je vozidlo nedotáčivé a neutrální, směrově nestabilní je po překročení kritické rychlosti vozidlo přetáčivé.

#### **1.4 Aerodynamická stabilita**

Za jízdy na vozidlo působí účinkem proudění vzduchu dva druhy vzdušných sil. Jejich výslednice jsou mimoběžné síly a je možné je vyjádřit takzvaným vektorovým křížem. Obě síly ovlivňují stabilitu vozidla. Z hlediska podélné a příčné stability dochází k velmi malému ovlivnění vozidla a nabývalo by na významu ho řešit při vysokých relativních rychlostech proudu vzduchu. K podstatnému ovlivnění dochází ale u směrové stability. Příčná aerodynamická síla (například působení bočního větru v přímé jízdě) vyvolá vznik bočních sil a směrových úchylek na nápravách. Působíště této síly je označováno jako aerodynamický střed.

Pokud bude aerodynamický střed ležet před neutrálním bodem, budou na přední nápravě větší směrové úchyly než na zadní nápravě. Vozidlo se bude stále více vychylovat z rovnovážné polohy. Proto k návratu do původního stavu je nutný zásah řidiče. Jestliže aerodynamický střed bude ležet za neutrálním bodem, větší směrové úchyly budou naopak vznikat na zadní nápravě a vozidlo se po vybočení začne stáčet proti působící síle směrem k původní trajektorii. Pro uvedení vozidla do původního směru stačí pouze malý korigující zásah řidiče. Jestliže se aerodynamický střed nachází přímo v neutrálním bodě, vozidlo se bude sice vychylovat vlivem bočního větru, ale nebude se stáčet kolem osy ( $z$ ). Takové vozidlo je označováno jako necitlivé na boční vítr. Čím méně tedy musí řidič provádět zásah do řízení, tím je automobil lepší z hlediska aerodynamické stability.

Termín neutrální bod je v oblasti dynamického zatáčení vozidla definován jako bod, ve kterém působící příčná síla vyvolá stejné směrové úchyly na přední i zadní nápravě. [1]

## 2 PARAMETRY VOZIDLA

Pro zpracování diplomové práce jsem si vybral osobní automobil Škoda Rapid první generace o motorizaci 1.2 TSI a výkonu 63 kW, který je k dispozici pro studijní účely jako výukové vozidlo na Dopravní Fakultě Jana Pernera. Přehled základních technických údajů o vozidle udává Tabulka č. 1. [15] Pro některé výpočty uvažuji takové zjednodušení, že rozchod předních a zadních kol nahrazuji jejich průměrnou hodnotou, tedy středním rozchodem kol  $B_S$ .

*Tabulka č. 1 Základní technické údaje automobilu Škoda Rapid 1.2 TSI [15]*

Parametr	Označení	Rozměr [mm]
Rozchod kol vpředu	$B_1$	1463,00
Rozchod kol vzadu	$B_2$	1500,00
Střední rozchod kol	$B_S$	1481,50
Rozvor náprav	$L$	2602,00
Výška vozidla	$H$	1461,00
Šířka vozidla	$B$	1706,00

Převodné ústrojí automobilu Škoda Rapid 1.2 TSI je tvořeno pětistupňovou manuální mechanickou převodovkou. Jednotlivé převodové poměry a stálý převod jsou uvedeny v Tabulce č. 2. [15]

*Tabulka č. 2 Převodové poměry automobilu Škoda Rapid pro motorizaci 1.2 TSI [15]*

Převodový poměr	I	II	III	IV	V	R	Stálý převod
Hodnota [-]	3,770	1,950	1,280	0,930	0,740	3,180	3,625



*Obrázek č. 4 Automobil Škoda Rapid před VVCD při přípravách na experiment [autor]*

## 2.1 Řízení vozidla

Převod mezi úhlem natočení volantu  $\beta_V$  a středním úhlem natočení kol do rejdu  $\alpha_S$  je vždy pro dané konkrétní vozidlo podle vztahu (6) označován jako převod řízení  $i_{\text{ř}}$ . Ten je možné stanovit pomocí jednoduché, avšak velice efektivní metody se stupnicí využívané k měření geometrie přední nápravy vozidel. Výhodou navrhnutého řešení je to, že není zapotřebí žádný zásah do řízení automobilu ani znát úhlový přepoččet přes převodku řízení a je možné přímo natočením volantu znát hodnoty úhlů natočených kol.

$$\alpha_S = \frac{\beta_V}{i_{\text{ř}}} \quad (6)$$

Vozidlu postavenému předními koly na otočné plošiny s úhlovou stupnicí jsem udělil výchozí rovnovážnou polohu  $0^\circ$ . Jedná se o přímou jízdu – jak na volantu, tak i obě kola jsou v přímém směru. Natočením volantu vždy o  $90^\circ$  jsem odečítal hodnoty přímo na stupnicích otočných plošin, které jsem následně zapsal do tabulky a záhy vynesl do Grafu č. 1. Krajní poloha natočení volantu vychází přesně na jednu a půl otáčky a je omezena dorazem.

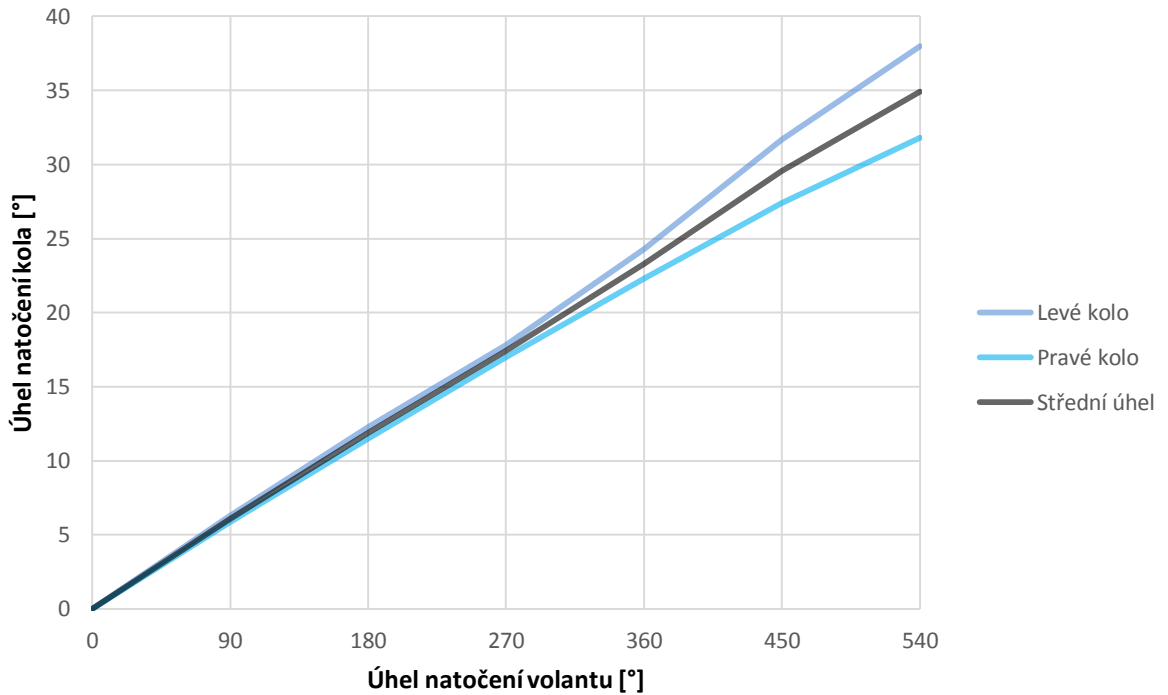


*Obrázek č. 5 Měření úhlu rejdu kola a převodového poměru řízení na otočných plošinách*

Pro řešení výpočtů teoretického i dynamického zatáčení se zavádí pojem střední úhel natočení kol, označován jako  $\alpha_S$ . Jeho velikost je dána vztahem (7).

$$\alpha_s = \frac{\alpha_k + \beta_k}{2} \quad (7)$$

Teoretické zatáčení je takové zatáčení, kdy se uvažuje jízda velmi pomalou rychlostí a může se zanedbat vliv směrových úchylek. Předpokládá se, že osy rejdových čepů jsou kolmé k vozovce. Tato situace se dá považovat za statickou. Naproti tomu za dynamické zatáčení se považuje zatáčení, kde se již zohledňuje vliv směrových úchylek.



Graf č. 1 Závislost mezi úhlem natočení kol a úhlem natočení volantu

Z grafu vyplývá, že řízení vozidla má zejména zpočátku téměř lineární charakter. Využitím vztahu (6) a naměřených vstupních hodnot ke Grafu č. 1 jsem dospěl k hodnotě převodu řízení automobilu Škoda Rapid  $i_{\gamma} = 15,26$ .

## 2.2 Určení souřadnic těžiště automobilu

Při výpočtu polohy těžiště vozidla vycházím z jednoduchých momentových rovnic rovnováhy v příčné a podélné rovině vozidla. Vstupními údaji jsou střední rozchod kol  $B_S$ , rozvor náprav  $L$  a jednotlivé radiální reakce kol vozidla. Tím získám příčnou a podélnou souřadnici těžiště vozidla. Postupným vyjádřením a odvozením vztahu (20) až (31), které uvádím níže, získám polohu těžiště v půdorysu vozidla. Dále potřebuji znát výškovou souřadnici těžiště  $h_T$ , což už je trochu složitější a nestačí jako podklad pouhé hmotnostní parametry vozidla stojícího na rovině. Vozidlo musím naklopit v podélné nebo příčné rovině. Jelikož Dopravní Fakulta Jana Pernera má k dispozici ve VVCD sklopnou plošinu, použil jsem druhý ze zmíněných způsobů.

Souřadnice těžiště automobilu je potřebná nejen pro výpočty dynamického zatáčení, ale poslouží i jako podklad pro ověření podmínky příčné stability vozidla.

Nejprve bylo potřeba zvážit jednotlivá vozidlová kola pomocí čtyř mobilních kolových vah. Všechny váhy jsem musel před najetím vozidla správně systematicky rozmístit, zapojit, vynulovat a musela být zajištěna jejich přesná vodorovná poloha tak, aby byla zajištěna správná metodika měření. Pro lepší orientaci jsem využil číslování jednotlivých kol. Po najetí vozidla na váhy došlo k samotnému změření hmotnosti jednotlivých kol a k vytisknutí naměřených hodnot měřicího přístroje. Těmto výsledkům odpovídá Tabulka č. 3.

*Tabulka č. 3 Naměřené hodnoty hmotností a radiální reakce jednotlivých kol [autor]*

<b>Kolo</b>	<b>Označení</b>	<b>Hmotnost [kg]</b>	<b>Radiální reakce [N]</b>
Levé přední	1	332	3257
Pravé přední	2	322	3159
Levé zadní	3	226	2217
Pravé zadní	4	228	2237
Celkem		1108	10870

Radiální reakce příslušného kola automobilu se vypočítá jednoduchým součinem příslušného vozidlového kola a uvažovaného tíhového zrychlení  $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Celková tíha vozidla

$$G = (m_{LP} + m_{PP} + m_{LZ} + m_{PZ}) \cdot g = Z_1 + Z_2 = Z_L + Z_P \quad (8)$$

Hmotnost připadající na přední nápravu

$$m_1 = m_{LP} + m_{PP} \quad (9)$$

$$m_1 = 332,00 + 322,00 \text{ kg} = 654,00 \text{ kg}$$

Hmotnost připadající na zadní nápravu

$$m_2 = m_{LZ} + m_{PZ} \quad (10)$$

$$m_2 = 226,00 + 228,00 \text{ kg} = 454,00 \text{ kg}$$

Radiální reakce přední nápravy

$$Z_1 = m_1 \cdot g = (m_{LP} + m_{PP}) \quad (11)$$

$$Z_1 = 654,00 \cdot 9,81 \text{ N} \doteq 6416,00 \text{ N}$$

Radiální reakce zadní nápravy

$$Z_2 = m_2 \cdot g = (m_{LZ} + m_{PZ}) \quad (12)$$

$$Z_2 = 454,00 \cdot 9,81 \text{ N} \doteq 4454,00 \text{ N}$$

Hmotnost připadající na levou stranu vozidla

$$m_L = m_{LP} + m_{LZ} \quad (13)$$

$$m_L = 332,00 + 226,00 \text{ kg} = 558,00 \text{ kg}$$

Hmotnost připadající na pravou stranu vozidla

$$m_P = m_{PP} + m_{PZ} \quad (14)$$

$$m_P = 322,00 + 228,00 \text{ kg} = 550,00 \text{ kg}$$

Radiální reakce levé strany vozidla

$$Z_L = m_L \cdot g = (m_{LP} + m_{LZ}) \cdot g \quad (15)$$

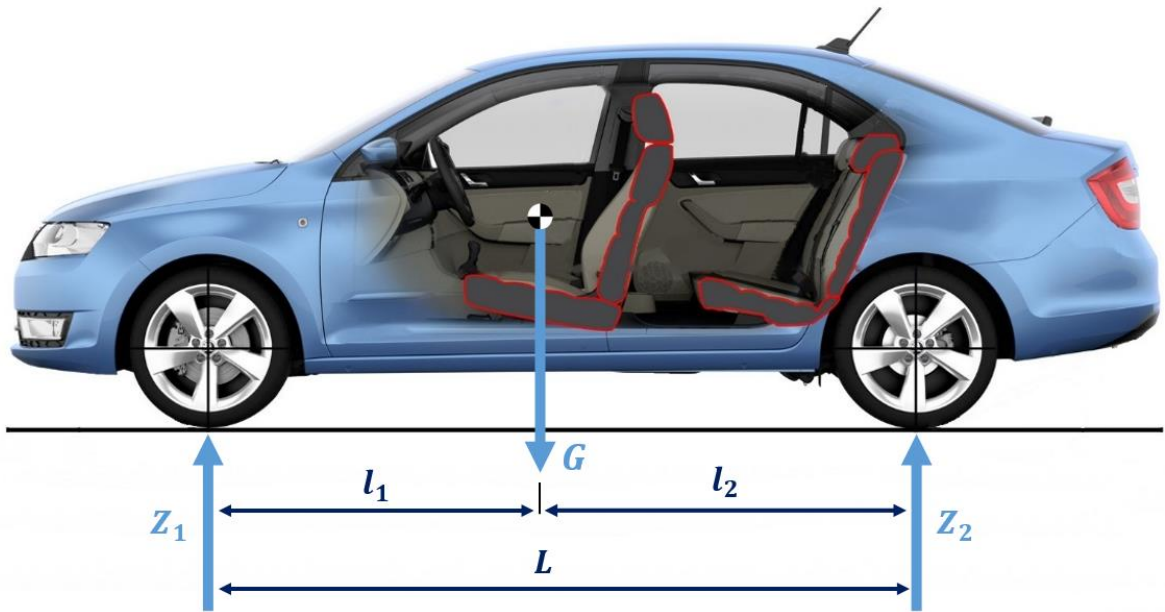
$$Z_L = 558,00 \cdot 9,81 \text{ N} \doteq 5474,00 \text{ N}$$

Radiální reakce pravé strany vozidla

$$Z_P = m_P \cdot g = (m_{PP} + m_{PZ}) \cdot g \quad (16)$$

$$Z_P = 550,00 \cdot 9,81 \text{ N} \doteq 5396,00 \text{ N}$$

### 2.2.1 Podélná souřadnice těžiště



Obrázek č. 6 Výpočet podélné souřadnice těžiště, upraveno dle [17]

Vzdálenost těžiště od přední nápravy

$$l_1 = \frac{m_2}{m} \cdot L = \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} \cdot L \quad (17)$$

$$l_1 = \frac{454,00}{1108,00} \cdot 2602,00 \text{ mm} \doteq 1066,00 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště od zadní nápravy

$$l_2 = \frac{m_1}{m} \cdot L = \frac{m_1}{(m_1 + m_2)} \cdot L \quad (18)$$

$$l_2 = \frac{654,00}{1108,00} \cdot 2602,00 \text{ mm} \doteq 1536,00 \text{ mm}$$

Kontrola

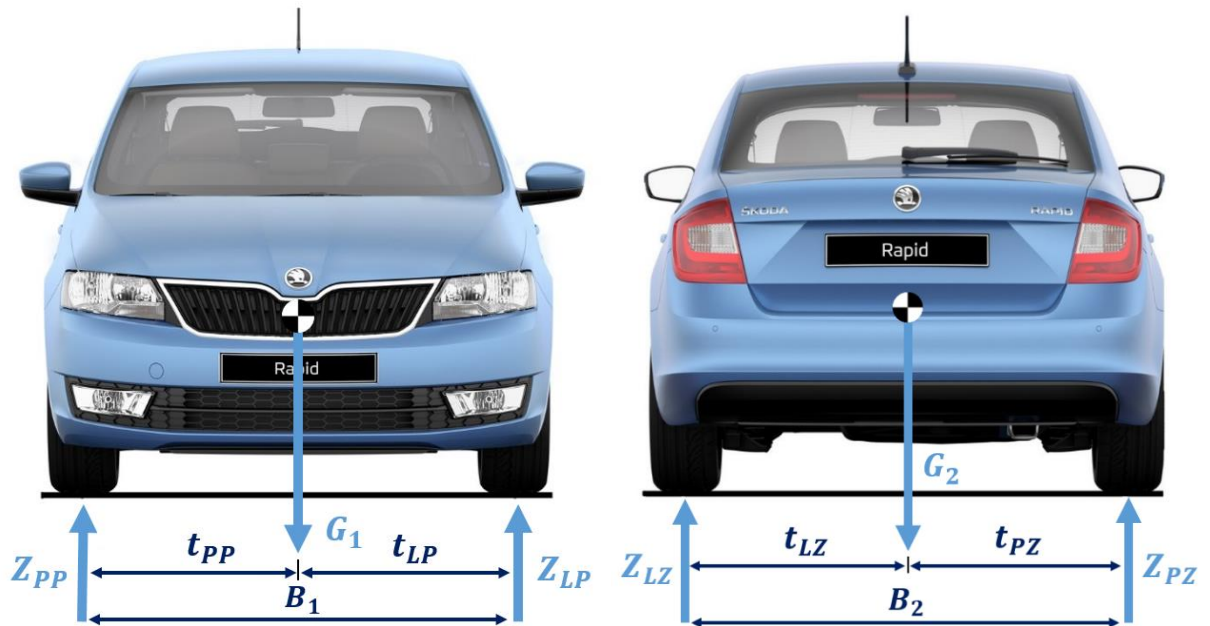
$$l_1 + l_2 = L \quad (19)$$

$$1066,00 + 1536,00 \text{ mm} = 2602,00 \text{ mm}$$



### 2.2.2 Příčná souřadnice těžiště

Vzhledem k rozdílným hodnotám rozchodu kol na přední a zadní nápravě a k různým hodnotám hmotností připadajících na jednotlivá kola není těžiště situované v ose symetrie vozidla, nýbrž je o určitou hodnotu vychýleno. Proto se nejprve vypočítá na přední nápravě a poté na zadní nápravě. Oba výsledky se níže uvedenými odvozenými vztahy sloučí a vypočítá se výsledná příčná souřadnice těžiště.



Obrázek č. 7 Výpočet příčné souřadnice těžiště, upraveno dle [17]

Přední náprava

$$t_{PP} = \frac{m_{LP}}{m_1} \cdot B_1 = \frac{m_{LP}}{(m_{LP} + m_{PP})} \cdot B_1 \quad (20)$$

$$t_{PP} = \frac{332,00}{654,00} \cdot 1463,00 \text{ mm} \doteq 743,00 \text{ mm}$$

$$t_{LP} = \frac{m_{PP}}{m_1} \cdot B_1 = \frac{m_{PP}}{(m_{LP} + m_{PP})} \cdot B_1 \quad (21)$$

$$t_{LP} = \frac{322,00}{654,00} \cdot 1463,00 \text{ mm} \doteq 720,00 \text{ mm}$$

Kontrola

$$t_{PP} + t_{LP} = B_1 \quad (22)$$

$$743,00 + 720,00 \text{ mm} = 1463,00 \text{ mm}$$

Zadní náprava

$$t_{PZ} = \frac{m_{LZ}}{m_2} \cdot B_2 = \frac{m_{LZ}}{(m_{LZ} + m_{PZ})} \cdot B_2 \quad (23)$$

$$t_{PZ} = \frac{226,00}{454,00} \cdot 1500,00 \text{ mm} \doteq 747,00 \text{ mm}$$

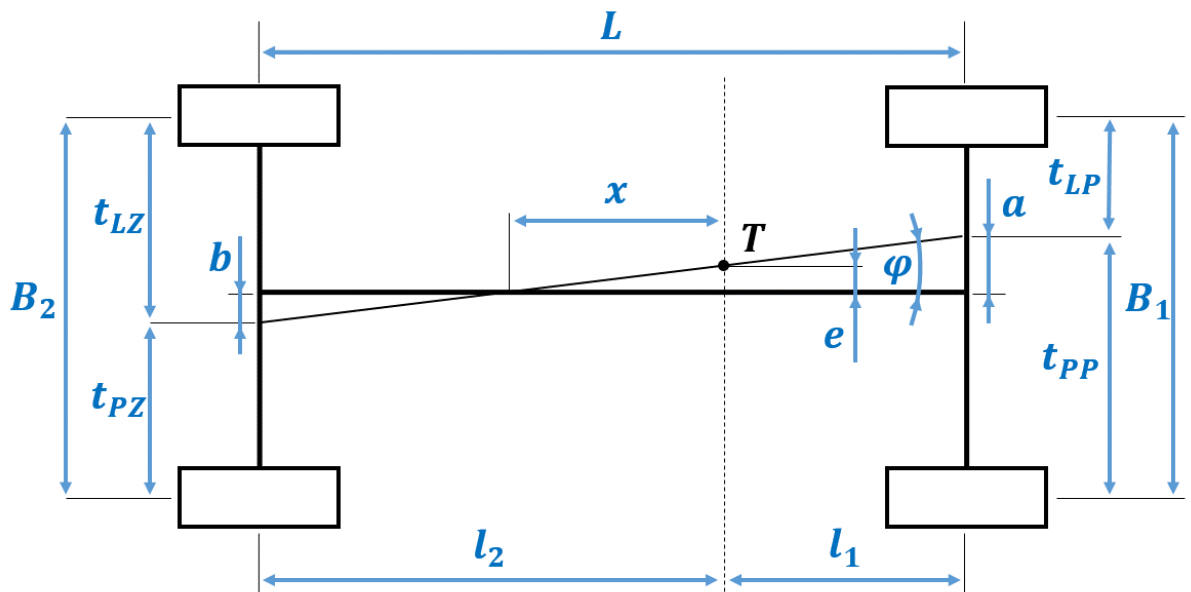
$$t_{LZ} = \frac{m_{PZ}}{m_2} \cdot B_2 = \frac{m_{PZ}}{(m_{LZ} + m_{PZ})} \cdot B_2 \quad (24)$$

$$t_{LZ} = \frac{228,00}{454,00} \cdot 1500,00 \text{ mm} \doteq 753,00 \text{ mm}$$

Kontrola

$$t_{PZ} + t_{LZ} = B_2 \quad (25)$$

$$747,00 + 753,00 \text{ mm} = 1500,00 \text{ mm}$$



Obrázek č. 8 Hlavní rozměry vozidla pro odvození a určení polohy těžiště [autor]

$$a = \frac{B_1}{2} - t_{LP} \quad (26)$$

$$a = \frac{1463,00}{2} - 720,31 \text{ mm} \doteq 11,00 \text{ mm}$$

$$b = \frac{B_2}{2} - t_{PZ} \quad (27)$$

$$b = \frac{1500,00}{2} - 746,70 \text{ mm} \doteq 3,00 \text{ mm}$$

Z podobnosti trojúhelníků na Obrázku č. 8 platí rovnice (28)

$$\operatorname{tg}(\varphi) = \frac{a}{l_1 + x} = \frac{b}{l_2 - x} \quad (28)$$

Úpravou rovnice (28) vyjádřením  $x$  se získá rovnice (29)

$$x = \frac{a \cdot l_2 - b \cdot l_1}{(a + b)} \quad (29)$$

$$x = \frac{11,20 \cdot 1535,84 - 3,30 \cdot 1066,16}{(11,20 + 3,30)} \text{ mm} \doteq 944,00 \text{ mm}$$

Poté je možno dopočítat pomocný úhel  $\varphi$  podle (30)

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left( \frac{a}{l_1 + x} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{b}{l_2 - x} \right) \quad (30)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left( \frac{11,20}{1066,16 + 943,66} \right) \doteq \operatorname{arctg} \left( \frac{3,30}{1535,84 - 943,66} \right) \doteq 0,32^\circ$$

Dále platí, že

$$e = x \cdot \operatorname{tg}(\varphi) \quad (31)$$

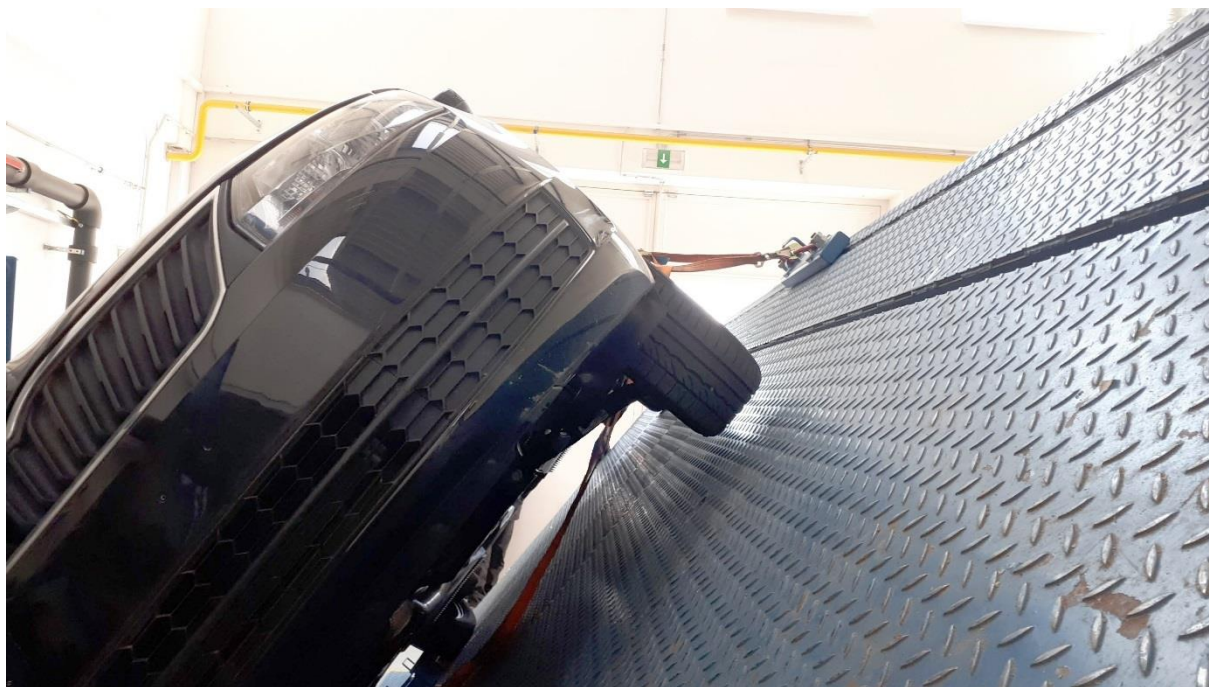
$$e = 943,66 \cdot \operatorname{tg}(0,32^\circ) \text{ mm} \doteq 5,00 \text{ mm}$$

Od osy symetrie je těžiště vozidla Škoda Rapid přibližně vychýleno o hodnotu  $e = 5,00 \text{ mm}$  směrem vlevo po směru jízdy.

### 2.2.3 Výšková souřadnice těžiště

Vozidlo připravené na experimentální zkoušku na sklopné plošině jsem musel postavit tak, aby jeho podélná rovina byla rovnoběžná s osou klopení plošiny. Samotné realizaci překlápění vozidla vždy předchází důkladná příprava jako je zamezení bočnímu posunu pomocí bočních opěrek a řádné připevnění vázacími prostředky. Přivázání musí mít ovšem jistou vůli, aby byla patrná ztráta styku kola s plošinou. Vůle se částečně eliminuje pohybem odpružených hmot vůči rovině sklopné plošiny. Z hlediska bezpečnosti jsem také raději odpojil a vyjmul baterii z vozidla. Vzhledem k malým rozdílům výsledků vozidla s ponechanou funkcí pružin a vozidla s vyřazeným pérováním jsem vozidlo ponechal bez vyblokování [3], což také více odpovídá realitě.

Po překontrolování všech příprav jsem přistoupil k následnému naklápění plošiny. V okamžiku naklopení plošiny na úhel  $\gamma = 49,5^\circ$  se odpoutalo nejprve přední kolo a při úhlu  $\gamma = 54,3^\circ$  i zadní kolo. Signalizací definitivní ztráty kontaktu kola s plošinou (radiální reakce daného kola je od této chvíle při dalším naklápění nulová) byl pro mě papír vložený pod levé přední i zadní kolo, jelikož jsem vozidlo klopil kolem pravé strany.



*Obrázek č. 9 Odpoutání kola automobilu při měření těžiště na sklopné plošině [autor]*

Úhel  $\gamma = 54,3^\circ$  je možné společně s ostatními vypočtenými hodnotami a technickými údaji o vozidle dosadit do vztahu (33). Tím se získá výsledná výšková souřadnice těžiště  $h_T$ . Výška dřevěného opěrného prvku, o který byla opřena pneumatika, je  $h_p = 50 \text{ mm}$ .

Při stanovení výškové souřadnice vozidla vycházím z momentové rovnice (32) sestavené k bodu  $A$  na Obrázku č. 10. Pro jednoduchost výpočtu rozchod kol přední a zadní nápravy, jenž je rozdílný nahrazuji středním rozchodem kol  $B_S$ . Na vozidle byly při realizaci zkoušky použity pneumatiky s označením 185/60 R15. Šířka pneumatiky je tedy  $B_P = 185 \text{ mm}$ .

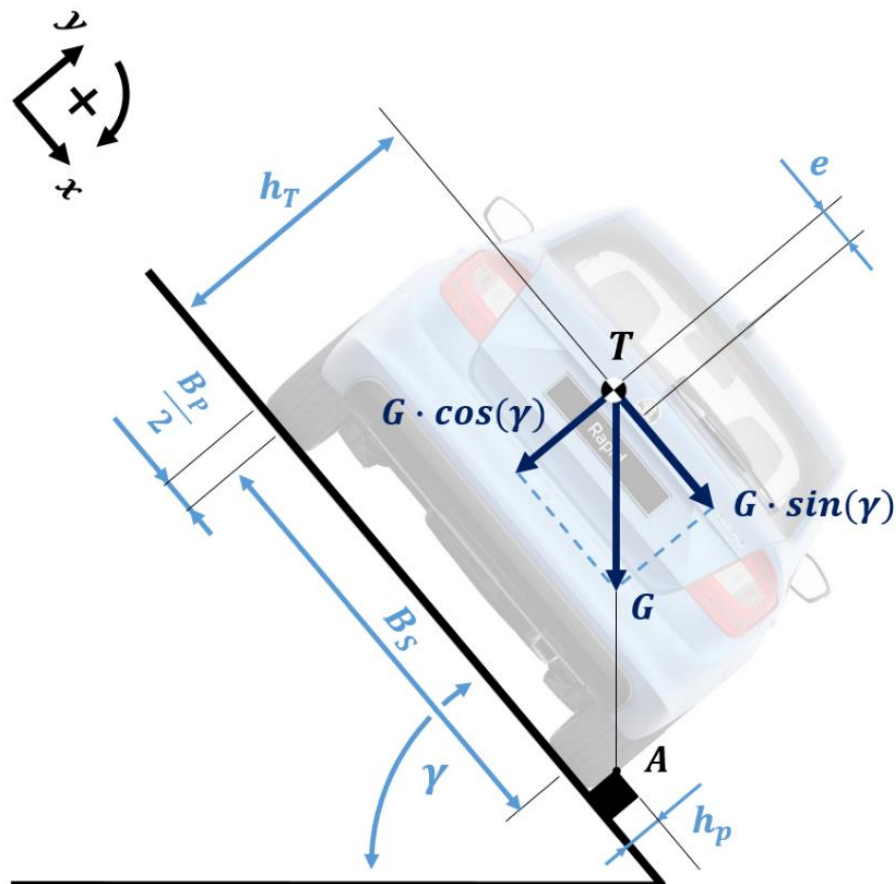
$$G \cdot \sin(\gamma) \cdot [h_T - h_p] - G \cdot \cos(\gamma) \cdot \left[ e + \frac{B_S}{2} + \frac{B_P}{2} \right] = 0 \quad (32)$$

Rovnici (32) jsem upravil tak, že jsem pouze vyjádřil výšku těžiště  $h_T$ . Tím došlo k eliminaci tíhové síly  $G$  a výsledkem je výsledný vztah (33).

$$h_T = \frac{\cos(\gamma)}{\sin(\gamma)} \cdot \left( e + \frac{B_S}{2} + \frac{B_P}{2} \right) + h_p \quad (33)$$

$$h_T = \frac{\cos(54,3^\circ)}{\sin(54,3^\circ)} \cdot \left( 5,27 + \frac{1481,50}{2} + \frac{185,00}{2} \right) + 50 \text{ mm}$$

$$h_T \doteq 653,00 \text{ mm}$$



Obrázek č. 10 Určování výškové polohy těžiště na sklopné plošině [autor]

Poznámka: Pro zachování přehlednosti nejsou v Obrázku č. 10 zakresleny reakce, působící ve vztáženém bodě *A* pro momentovou rovnici (32).

Z bezpečnostních důvodů při zkoušce na sklopné plošině nemohla být ve vozidle přítomna žádná osoba, která by reprezentovala řidiče, spolujezdce, případně dalších osob ve voze. V takovém případě by pro upřesnění výsledků výsledné výškové souřadnice těžiště vozidla (která by byla pochopitelně nepatrně menší) bylo zapotřebí zohlednit vliv hmotnosti řidiče, respektive jeho dalších spolucestujících.

*Tabulka č. 4 Výsledné souřadnice těžiště vozidla Škoda Rapid 1.2 TSI [autor]*

<b>Parametr</b>	<b>Označení</b>	<b>Hodnota [mm]</b>
Vzdálenost těžiště od přední nápravy	$l_1$	1066
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	$l_2$	1536
Výšková souřadnice těžiště	$h_T$	653
Vyosení těžiště od střední roviny vozidla	$e$	5

Aby u silničních vozidel docházelo dříve ke smyku než k překlopení, musí poloha těžiště vozidla vyhovovat podmínce (34), popsané v teoretické části této práce. Podmínku většina osobních silničních vozidel splňuje. Problém ovšem nastává například u nákladních vozidel, kde vzhledem vysoce situované poloze těžiště způsobené nákladem nebo nástavbou nelze vždy tuto podmínku splnit.

$$\varphi \leq \frac{B}{2 \cdot h_T} \quad (34)$$

*Tabulka č. 5 Vyjádření podmínky příčné stability pro různé součinitele adheze [autor]*

<b><math>\varphi</math> [-]</b>	<b>Operátor</b>	<b>Pravá strana podmínky</b>	<b>Stav</b>
0,8	$\leq$	1,14	Vyhovuje
0,4	$\leq$	1,14	Vyhovuje
0,2	$\leq$	1,14	Vyhovuje

Tabulka č. 5 sestavená na základě vztahu (34) potvrzuje skutečnost, že při poruše příčné stability u automobilu Škoda Rapid 1.2 TSI by měl nastat smyk vozidla dříve, než překlopení.

### 2.3 Jízdní odpory

Pod pojmem jízdní odpory se rozumí všechny síly působící proti pohybu vozidla. Za jistých podmínek mohou působit i ve směru pohybu vozidla.

#### Odpor valivý

Ztráty energie vzniklé valivým odporem jsou obecně důsledkem odvalování pružného kola po pružně plastickém terénu. Odvaluje-li se kolo po tuhé vozovce, dochází pouze k deformaci pneumatiky. Součtem valivých odporů jednotlivých kol se získá celkový valivý odpor, který lze uvažovat jako sílu situovanou v čepu kol jedné z náprav. Je dán vztahem (35).

$$F_f = G \cdot f \cdot \cos(\alpha) = m \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha) \quad (35)$$

#### Odpor do stoupání

Jestliže se vozidlo pohybuje do stoupání, pak lze jeho tíhu působící v těžišti nahradit dvěma složkami a to kolmou na vozovku ovlivňující valivý odpor a rovnoběžnou k vozovce tvořící odpor do stoupání daný vztahem (36). Při jízdě ze stoupání bude mít tento jízdní odpor záporné znaménko, neboť svým působením bude napomáhat jízdě vozidla.

$$F_s = G \cdot \sin(\alpha) = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (36)$$

#### Odpor vzduchu

Při pohybu vozidla dochází také ke ztrátám, způsobeným obtékáním vzduchu kolem karoserie. Hodnota odporu vzduchu se vypočítá podle vzorce (37) a výška jeho působení je označována jako aerodynamický střed.

$$F_v = \frac{\rho}{2} \cdot c_x \cdot S_\zeta \cdot V^2 \quad (37)$$

Jak je patrné ze vztahu (37) odpor vzduchu se výrazně projevuje především ve vyšších rychlostech, jelikož roste s druhou mocninou rychlosti vozidla. Hustota vzduchu je pro běžné atmosférické podmínky  $\rho = 1,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . [1]

Automobil Škoda Rapid má velikost součinitele odporu vzduchu  $c_x = 0,30$  [15]. Pokud výrobce vozidla čelní plochu  $S_\zeta$  neuvádí nebo je její změření problematické a zdlouhavé, dá se přibližně odhadnout velikost čelní plochy jako součin rozchodu kol a celkové výšky vozidla.

Další možností je dosazení celkové šířky a celkové výšky vozidla do níže uvedeného vztahu (39), který je převzat z literatury. [1]

$$S_{\zeta} = B \cdot H \quad (38)$$

$$S_{\zeta} = 1481,50 \cdot 1461,00 \text{ mm}^2 \doteq 2164472,00 \text{ mm}^2 \doteq 2,16 \text{ m}^2$$

$$S_{\zeta} = (0,75 \div 0,80) \cdot S \cdot H \quad (39)$$

### **Odpor setrvačný**

Setrvačný odpor působí při akceleraci vozidla proti směru jízdy vozidla a má kladné znaménko. Při brzdění působí ve směru jízdy vozidla a má záporné znaménko. Z toho vyplývá, že odpor setrvačný vzniká při změně rychlosti jízdy vozidla. Skládá se ze dvou složek a to ze setrvačného odporu proti postupnému pohybu hmot vozidla a ze setrvačného odporu proti urychlování rotujících hmot. Vypočte se dle vztahu (40), kde  $a$  je zrychlení a  $\vartheta$  součinitel rotujících hmot.

$$F_i = m \cdot a \cdot \vartheta \quad (40)$$

Pokud se tedy jedná o jízdu rovnoměrnou rychlostí, není zapotřebí tento jízdní odpor uvažovat, jelikož vzniká pouze při změně rychlosti.

### **Odpor přívěsu**

Stejně jako na samotné vozidlo, tak i na přípojné vozidlo respektive na celou jízdní soupravu působí soubor jízdních odporů. Protože se ale v práci zabývám pouze samotným vozidlem, tak přestože tento jízdní odpor zmiňuji, dále se jím nezabývám.

$$F_H = F_f + F_s + F_v + F_i + F'_H \quad (41)$$

## **2.4 Trakční diagram**

Trakční diagram sice popisuje přímou jízdu vozidla, nicméně dává velmi dobrý přehled o celkových jízdních vlastnostech vybraného vozidla. Může se tak stát vhodným pomocným nástrojem pro řidiče, poskytující mu některé velmi důležité informace. Jeho hlavní výhody spočívají v tom, že je z něj například možné vyčíst jakou rychlostí je automobil schopen jet na určitý převodový stupeň, jaká může být maximální rychlost na rovině, který rychlostní stupeň zařadit pro dané stoupání a jakou rychlostí je možné do tohoto stoupání jet, či do jaké míry se soustava křivek přibližuje ideálnímu průběhu.



Rovnováha sil působících na vozidlo je dána rovnicí (42). Dosazením vzorce pro hnací sílu a jízdní odpory se získá vztah (43). Samotný diagram je pak grafickým znázorněním výsledné rovnice (43). Obsahuje dva druhy křivek. Křivky hnacích sil, které reprezentuje levá strana rovnice a křivky jízdních odporů dané pravou stranou rovnice. Na vodorovné ose je vynesena rychlost, na svislé ose je hnací (trakční) síla. Proto někdy bývá trakční diagram označován i jako F – V diagram.

$$F_T = F_f + F_s + F_v + F_i + F_H \quad (42)$$

$$\frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_c}{r_d} = m \cdot g \cdot [f \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] + 0,048 \cdot c_x \cdot S_{\check{c}} \cdot V^2 + F_i + F_H \quad (43)$$

Sestrojení trakčního diagramu předchází zvolení několika bodů na momentové charakteristice spalovacího motoru daného vozidla. V mém konkrétním případě jsem jich zvolil deset, což je plně dostačující. Čím je bodů více, tím se křivka více podobá původní charakteristice. Těmto bodům se stanoví jejich souřadnice. Pomocí vztahu (44) a vztahu (45) se tyto souřadnice točivého momentu motoru  $M_m$  a otáček motoru  $n_m$  transformují na souřadnice hnací síly  $F_T$  a rychlosti vozidla  $V$ . Transformované souřadnice se vynesou do trakčního diagramu a tvoří tak výsledné křivky hnacích sil. Protože je vozidlo Škoda Rapid 1.2 TSI vybaveno mechanickou pětistupňovou převodovkou, hnacích křivek v trakčním diagramu bude pět.

$$F_T = \frac{M_m \cdot \eta_m \cdot i_c}{r_d} \quad (44)$$

$$V = 0,377 \cdot \frac{n_m \cdot r_d}{i_c} \quad (45)$$

Celkový převod  $i_c$  je dán součinem převodového poměru pro daný rychlostní stupeň a stálého převodu podle Tabulky č. 2. Jako dynamický poloměr uvažuji hodnotu zjištěnou na dynamickém adhezoru VVCD pro pneumatiku použitou na vozidle při měření souřadnic těžiště a jízdních zkouškách  $r_d = 306,50 \text{ mm}$ . Vztah (45) je připravený pro dosazení veličiny rychlosti vozidla  $V$  v  $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$  stejným způsobem, jako v odborné literatuře. [1]

Charakteristika spalovacího motoru automobilu Škoda Rapid 1.2 TSI o výkonu  $63 \text{ kW}$  je společně s výsledným trakčním diagramem uvedena v příloze.

### 3 VLASTNÍ TEORETICKÝ ROZBOR

#### 3.1 Konstrukce stupnice

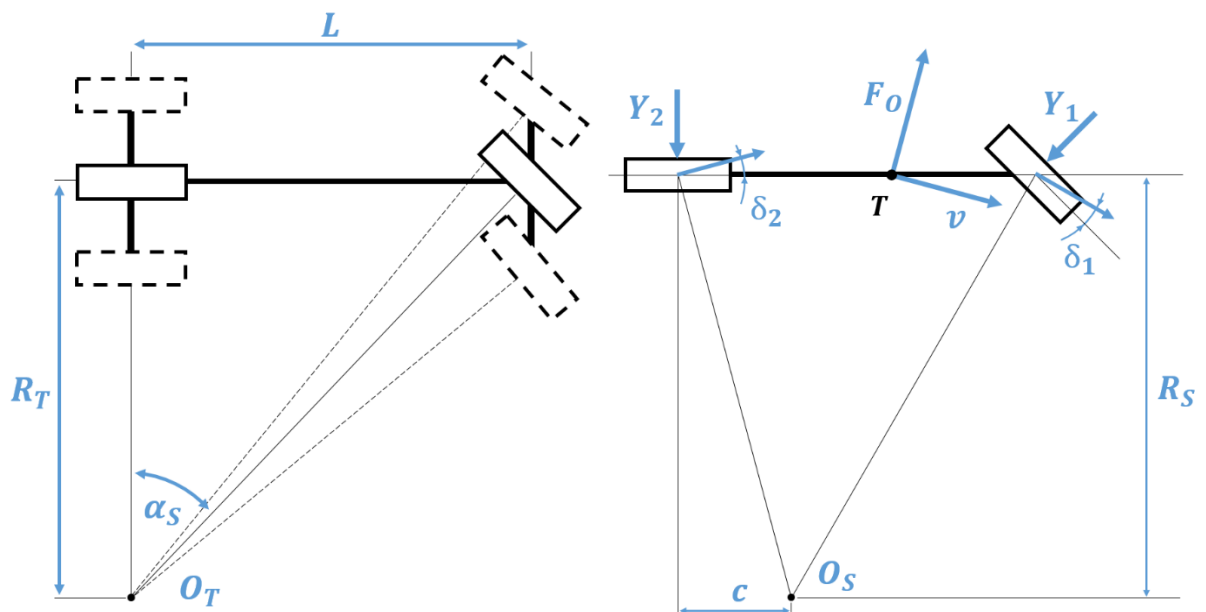
Na základě teoretických poznatků příčné stability vozidla je možné odvodit vztah (46) pro mezní rychlost, která předchází smyku. Ta závisí nejen na tíhovém zrychlení  $g$ , poloměru zatáčky  $R$ , příčném sklonu vozovky  $\beta$ , ale především na součiniteli adheze  $\varphi$ . Pro předpoklad jízdy vozidla po rovině, bude úhel příčného sklonu vozovky roven nule. Součinitel adheze je závislý na vlastnostech povrchu pneumatiky, podmínkách ve stopě pneumatiky a na vlastnostech povrchu vozovky (případně terénu). Přehled průměrných hodnot součinitele adheze udává Tabulka č. 8. [1]

$$V_{S \max} \leq \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot [\varphi + \operatorname{tg}(\beta)]}{1 - \varphi \cdot \operatorname{tg}(\beta)}} \quad (46)$$

$$R = \frac{V_{S \max}^2 \cdot [1 - \varphi \cdot \operatorname{tg}(\beta)]}{g \cdot [\varphi + \operatorname{tg}(\beta)]} \quad (47)$$

Poloměr zatáčky  $R$  na hranici adheze lze vyjádřit úpravou vztahu (46). Zároveň pro teoretický poloměr zatáčení  $R$  platí Obrázek č. 11 a jemu odpovídající vztah (48). Úhel  $\alpha_S$  se nazývá střední úhel natočení kol přední nápravy do rejdu.

$$R_T \doteq L \cdot \operatorname{cotg}(\alpha_S) \quad (48)$$



Obrázek č. 11 Problematika teoretického (vlevo) a dynamického (vpravo) zatáčení [autor]

Sloučením pravé strany rovnice (47) a pravé strany rovnice (48) pro poloměr zatáčky  $R$  za současného dosazení vztahu pro převod řízení (6) je možné odvodit klíčový vzorec (49), kde nezávislou proměnnou je mezní smyková rychlost  $V_{S\ max}$  a závislou proměnnou je úhel natočení volantu  $\beta_V$ . Sestrojená Tabulka č. 6 je podkladem pro konstrukci grafické stupnice, kterou uvádím v příloze. První mezní rychlostí v tabulce i na stupnici je  $20\ km\ h^{-1}$ . Důvodem je krajní poloha volantu vybraného vozidla, která je  $540^\circ$ .

$$\beta_V = \arctg \left\{ \frac{g \cdot L \cdot [\varphi + tg(\beta)]}{V_{S\ max}^2 \cdot [1 - \varphi \cdot tg(\beta)]} \right\} \cdot i_{\ddot{r}} \quad (49)$$

Tabulka č. 6 Úhel natočení volantu pro mezní rychlosti teoretického zatáčení [autor]

Součinitel adheze [-]	Rychlost [km/h]	20,00	25,00	30,00	35,00	40,00	45,00	50,00
	Rychlost [m/s]	5,56	6,94	8,33	9,72	11,11	12,50	13,89
0,8	Úhel natočení volantu [°]	511,05	350,21	250,05	186,03	143,32	113,62	92,21
0,4		279,33	182,42	127,64	94,08	72,15	57,05	46,24
0,2		143,32	92,21	64,16	47,18	36,13	28,56	23,13

Teoretický poloměr zatáčení je možné uvažovat za předpokladu, že osy rejdových čepů svírají s rovinou vozovky pravý úhel a vozidlo se pohybuje velmi pomalou rychlostí. Reálnou jízdu (avšak stále v obecné rovině) lze popsat dynamickým zatáčením. Skutečný střed zatáčení už ale v tomto případě neleží v prodloužené ose zadních kol jako u teoretického zatáčení, nýbrž je posunut vždy směrem vpřed ve směru jízdy o hodnotu  $c$  podle Obrázku č. 11. Pro stanovení skutečného středu zatáčení automobilu  $R_S$  je potřeba znát faktor stability  $K$ , který vychází ze vzorce (51).

$$R_S = R_0 \cdot \left( 1 + \frac{v^2}{L} \cdot K \right) \quad (50)$$

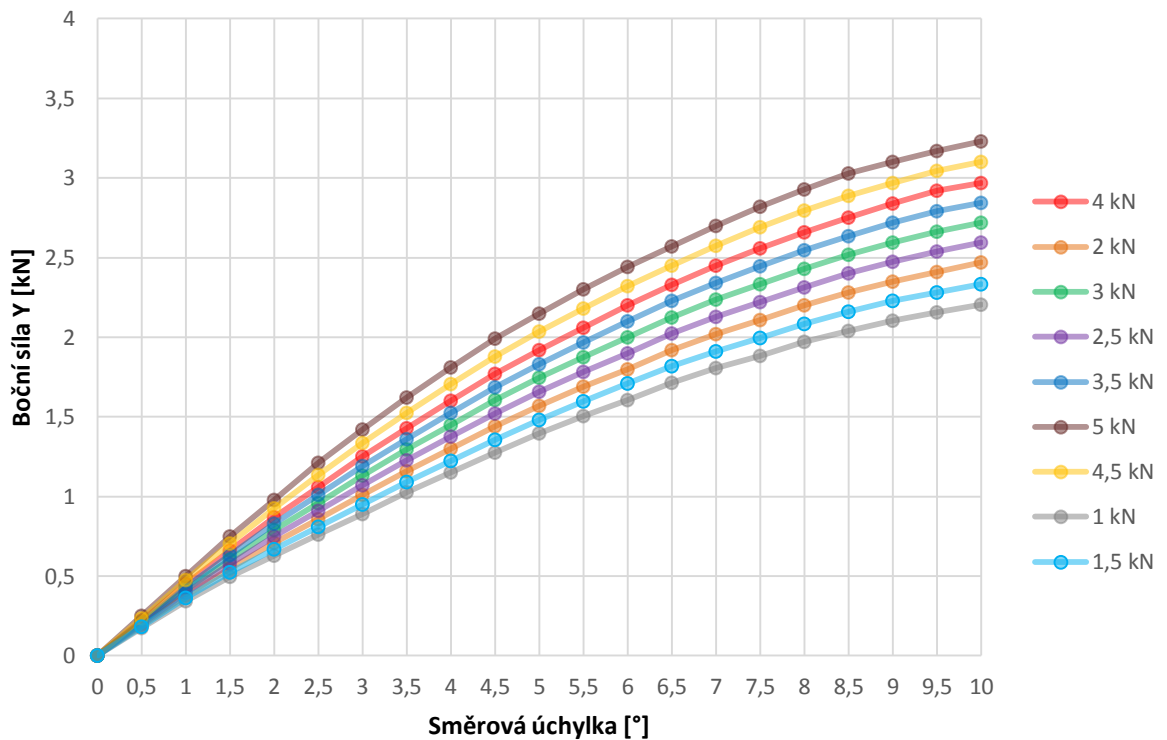
$$K = \frac{m \cdot (k_2 \cdot l_2 - k_1 \cdot l_1)}{k_1 \cdot k_2 \cdot L} \quad (51)$$

Faktor stability  $K$  daný vzorcem (51) závisí na hmotnosti vozidla  $m$ , rozvoru náprav  $L$ , poloze těžiště vozidla od přední nápravy  $l_1$  a zadní nápravy  $l_2$  a na součiniteli úhlu směrové úchytky přední nápravy  $k_1$  a zadní nápravy  $k_2$ . Vzhledem k tomu, že zjištění těchto součinitelů směrových úchytek je komplikované a jejich stanovení předchází celá řada experimentálních zkoušek, musel jsem přistoupit ke zjištění těchto hodnot pro zohlednění dynamického zatáčení sestrojením vlastního grafu.

Základem byla závislost mezi boční silou a úhlem směrové úchylky, kterou jsem převzal z literatury. [2] Tu jsem rozdělil na dílčí oblasti, přičemž jednotlivé úseky mezi body se skládají výhradně z lineárních průběhů. Zavedení zjednodušených lineárních průběhů je pro výpočty výhodné z toho důvodu, že vede ke zjednodušenému stanovení dílčích součinitelů pomocí vztahů (52) a (53), kde součinitel úhlu směrové úchylky je právě směrnici. Vzhledem k proměnnému radiálnímu zatížení každého vozidlového kola při průjezdu vozidla zatáčkou je potřeba mít připravený podklad pro různé varianty radiálních reakcí. Interpolované křivky z literatury je možné vidět v Grafu č. 2.

$$Y_1 = k_1 \cdot \delta_1 \quad (52)$$

$$Y_2 = k_2 \cdot \delta_2 \quad (53)$$



Graf č. 2 Závislost mezi boční silou a úhlem směrové úchylky

Z Grafu č. 2 je možné stanovit za předpokladu zjednodušení součinitel úhlu směrové úchylky přední nápravy  $k_1$  a součinitel úhlu směrové úchylky zadní nápravy  $k_2$ , což jsou součty směrových tuhostí pravého a levého kola na téže nápravě. [1] Následně je možné dopočítat podle vzorce (51) faktor stability  $K$ . Vozidla se podle hodnoty faktoru stability  $K$  dělí na nedotáčivá ( $K > 0$ ), neutrální ( $K = 0$ ) a přetáčivá ( $K < 0$ ).

Zohlednění dynamického zatáčení oproti teoretickému se v klíčovém vztahu pro tvorbu grafické stupnice pro monitorování natočení volantu projeví změnou v čitateli vzorce (54).

$$\beta_V = \arctg \left\{ \frac{g \cdot L \cdot [\varphi + tg(\beta)] \cdot \left[ 1 + \frac{V_{Smax}^2}{L} \cdot K \right]}{V_{Smax}^2 \cdot [1 - \varphi \cdot tg(\beta)]} \right\} \cdot i_{\ddot{x}} \quad (54)$$

Tabulka č. 7 Úhel natočení volantu pro mezní rychlosti dynamického zatáčení [autor]

Součinitel adheze [-]	Rychlost [km/h]	20,00	25,00	30,00	35,00	40,00	45,00	50,00
	Rychlost [m/s]	5,56	6,94	8,33	9,72	11,11	12,50	13,89
0,8	Úhel natočení volantu [°]	659,32	481,34	333,86	263,19	222,25	192,72	171,94
0,4		291,91	195,80	141,33	107,92	86,06	71,00	60,21
0,2		149,61	98,61	70,59	53,63	42,59	35,02	29,60

Vypočtené hodnoty úhlu natočení volantu jsou u dynamického zatáčení vyšší, než u teoretického zatáčení. Příčinou většího natočení volantu při stejné rychlosti jízdy na mezi adheze je vliv směrových úchylek  $\delta_1$  a  $\delta_2$ , které se snaží automobil vést do přímého směru.

Porovnáním Tabulky č. 6 a 7 je také možné konstatovat, že s rostoucí hodnotou součinitele adheze  $\varphi$  za současného růstu směrových úchylek na kolech vozidla roste i rozdíl mezi výsledky v úhlu natočení volantu  $\beta_V$  mezi teoretickým a dynamickým zatáčením.

Kola se na mokré vozovce nebo na vozovce pokryté ujetou vrstvou sněhu nebudou odvalovat s tak velkými směrovými úchylkami, jako na suchém povrchu vozovky a smyk nastane dříve.

Všechny výsledné stupnice pro monitorování natočení volantu uvedené v měřítku v příloze jsou barevně rozdělené podle hodnot součinitele adheze. Zelená barva představuje jízdu po suchém asfaltovém povrchu (pro  $\varphi = 0,8$ ), žlutá barva jízdu vozidla po mokřím asfaltovém povrchu (pro  $\varphi = 0,4$ ) a červená barva jízdu po ujetém sněhu (pro  $\varphi = 0,2$ ).

Čísla na stupnicích reprezentující mezní rychlosti na hranici adheze jsou kvůli lepší přehlednosti od jízdy v přímém směru do úhlu natočení volantu na úhel  $\beta_V = 180^\circ$  situovány uvnitř kruhu stupnice. Mezní rychlosti od hodnoty  $\beta_V = 180^\circ$  až ke krajní poloze (dorazu) jsou situovány vně kruhu stupnice.

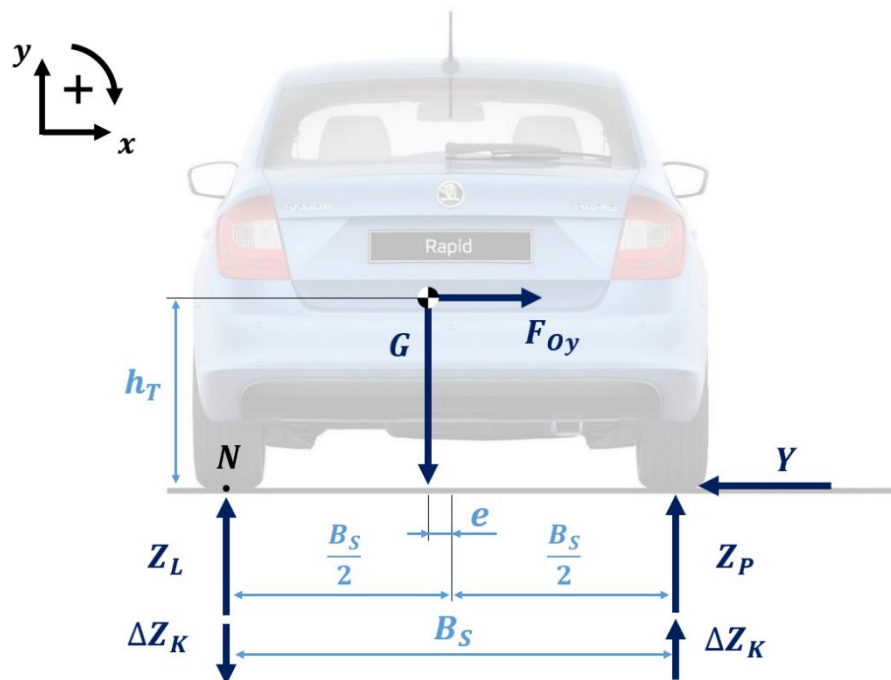
Grafickou stupnicí pro monitorování natočení volantu uvádím pro 3 výše uvedené varianty součinitele adheze. Další průměrné hodnoty součinitele adheze je možné vidět v Tabulce č. 8.

Tabulka č. 8 Přehled průměrných hodnot součinitele adheze [1]

Druh povrchu	Součinitel adheze
beton	0,7 - 1,0
asfalt - suchý	0,7 - 0,9
asfalt - mokrý	0,3 - 0,5
makadam	0,5 - 0,7
hlinitá polní cesta - suchá	0,8
písčítá polní cesta - suchá	0,7
louka - nepokosená	0,5
louka - pokosená	0,7
vlhké strniště	0,6
ulehlá ornice	0,5
písek - vlhký	0,4
písek - suchý	0,3
ujetý sníh	0,2 - 0,3
náledí	0,1

### 3.2 Výpočet teoretické změny radiálních reakcí kol vozidla

Boční síla vozidla  $Y$ , která je zobrazena na Obrázku č. 12 a jejíž velikost je dána vztahem (55) musí být v příčném směru v rovnováze s působící složkou odstředivé síly  $F_{Oy}$ . Na rovinné vozovce s nulovým příčným sklonem, tedy  $\beta = 0$  přejde vztah do jednodušší podoby (56).



Obrázek č. 12 Změny svislého zatížení kol při průjezdu vozidla zatáčkou [autor]

$$Y = \varphi \cdot [G \cdot \cos(\beta) + F_{Oy} \cdot \sin(\beta)] \quad (55)$$

$$Y = \varphi \cdot G = \varphi \cdot m \cdot g \quad (56)$$

$$Y = \varphi \cdot (1108,00 \cdot 9,81) N$$

Momentová rovnice (57) sestavená k bodu  $N$  na Obrázku č. 12 je tvořena neznámou  $\Delta Z_K$ . To představuje hodnotu, o kterou se při průjezdu zatáčkou na mezi adheze vnější kola vozidla přitíží a vnitřní kola vozidla odlehčí. Pro výpočet uvažuji hodnotu součinitele adheze v bočním směru  $\varphi = 0,8$ , tedy pro případ kombinace dvojice pneumatiky a suchého povrchu asfaltové vozovky.

$$G \cdot \left(\frac{B_S}{2} - e\right) + F_{Oy} \cdot h_T - Z_P \cdot B_S - \Delta Z_K \cdot B_S = 0 \quad (57)$$

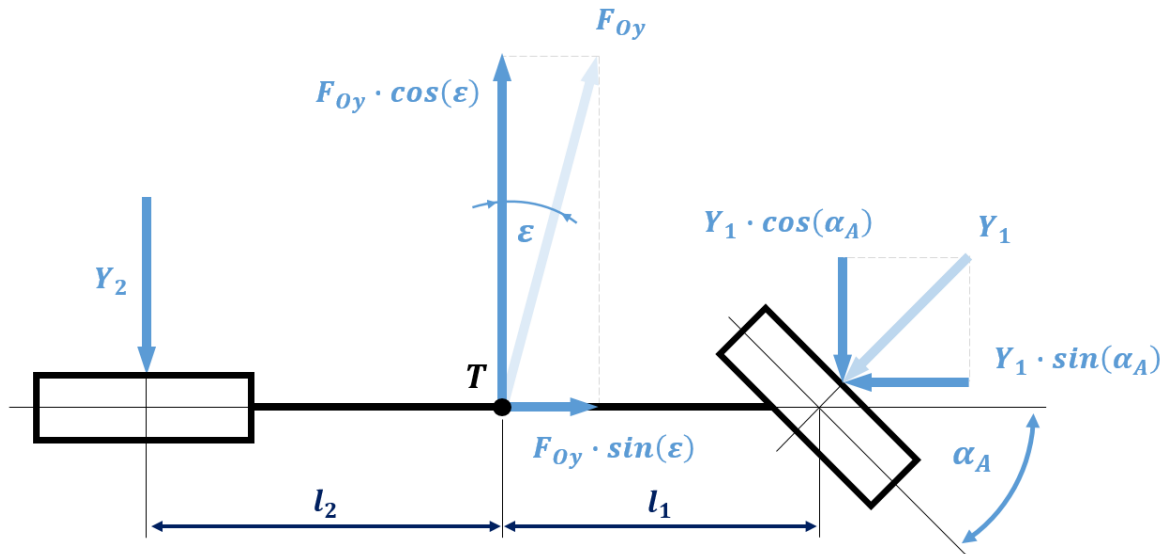
$$\Delta Z_K = \frac{G \cdot \left(\frac{B_S}{2} - e\right) + F_{Oy} \cdot h_T - Z_P \cdot B_S}{B_S}$$

$$\Delta Z_K = \frac{10869,48 \cdot \left(\frac{1,48}{2} \cdot 5,27 \cdot 10^{-3}\right) + 8695,58 \cdot 0,65 - 5395,50 \cdot 1,48}{1,48} N$$

$$\Delta Z_K \doteq 3859 N$$

### 3.3 Výpočet teoretických bočních sil na nápravách

Abych také přibližně věděl, jaké boční síly se mohou vyskytovat na nápravách vozidla ke stanovení součinitelů úhlů směrových úchylek přední a zadní nápravy podle Grafu č. 2, musel jsem rozborem zatáčení podle Obrázku č. 13 tyto síly kvalifikovaně odhadnout. Jelikož vypočítat skutečné boční síly na kolech (případně na nápravách) je velice náročné a velmi obtížně proveditelné. Odvozením dvou silových rovnic a jedné momentové rovnice rovnováhy sestavené k těžišti vozidla jsem dospěl ke vztahům (58) pro boční sílu přední nápravy  $Y_1$  a (59) pro boční sílu zadní nápravy  $Y_2$  a ke vztahu (60) pro neznámý úhel  $\varepsilon$  vychýlení složky odstředivé síly. Při odvozování vycházím ze zjednodušeného jednostopého rovinného modelu pro zatáčení vozidla, zobrazeného na Obrázku č. 13. Nepřesnost způsobenou nezohledněním poloviny šířky přední pneumatiky zanedbávám.



Obrázek č. 13 Odvození bočních sil na nápravách jednostopého modelu vozidla

$$Y_1 = F_{oy} \frac{\sin(\varepsilon)}{\sin(\alpha_A)} \quad (58)$$

$$Y_2 = Y_1 \frac{l_1}{l_2} \cos(\alpha_A) \quad (59)$$

$$\varepsilon = \arctg \left[ \frac{1}{\left(\frac{l_1}{l_2} + 1\right) \cdot \cotg(\alpha_A)} \right] \quad (60)$$

Dle výše uvedeného rozboru bočních sil na přední a zadní nápravě vycházejícího z jednostopého modelu vozidla se bude pro součinitel adheze  $\varphi = 0,8$  boční síla zhruba pohybovat na přední nápravě  $Y_1 \doteq 2,6 \text{ kN}$  a na zadní nápravě  $Y_2 \doteq 1,7 \text{ kN}$ . Jelikož nemohu s jistotou určit, v jakém poměru se boční síly na nápravě budou rozdělovat na jednotlivá kola, předpokládám rovnoměrné rozdělení.

Při jízdě nedotáčivého vozidla po kruhové dráze se nejvíce radiálně zatížené vnější přední rejdové kolo se bude odvalovat vždy s velkými hodnotami směrových úchylek. Naopak nejméně radiálně zatížené vnitřní zadní kolo nedotáčivého vozidla se bude odvalovat s malými hodnotami směrových úchylek. Dokonce v některých případech může nastat i situace, že se vnitřní zadní kolo u nedotáčivého vozidla při průjezdu zatáčkou na hranici adheze karoserie automobilu naklopí natolik, že odlehčené kolo zcela ztratí kontakt s povrchem vozovky. Takové kolo s nulovou radiální reakcí nepřenese v tu chvíli žádnou tečnou ani boční sílu.



## 4 EXPERIMENTÁLNÍ JÍZDNÍ ZKOUŠKY

Jízdní zkoušky silničních vozidel se zaměřením na dynamické zatáčení jsou rozdělené na dvě oblasti. První oblastí je ustálená jízda vozidla po kruhové dráze o konstantním poloměru  $R$ . Řidič pro udržení vozidla na kruhové dráze provádí korekce natočením volantu. Druhou oblastí je jízda vozidla s konstantním natočením volantu  $\beta_V$ . Volant je fixován na Ackermannův úhel rejdu což je úhel, vyjádřitelný jako tangenta rovnající se poměru rozvoru náprav vozidla k teoretickému poloměru zatáčení. [1] Skutečný poloměr zatáčení se mění podle vztahu (50).

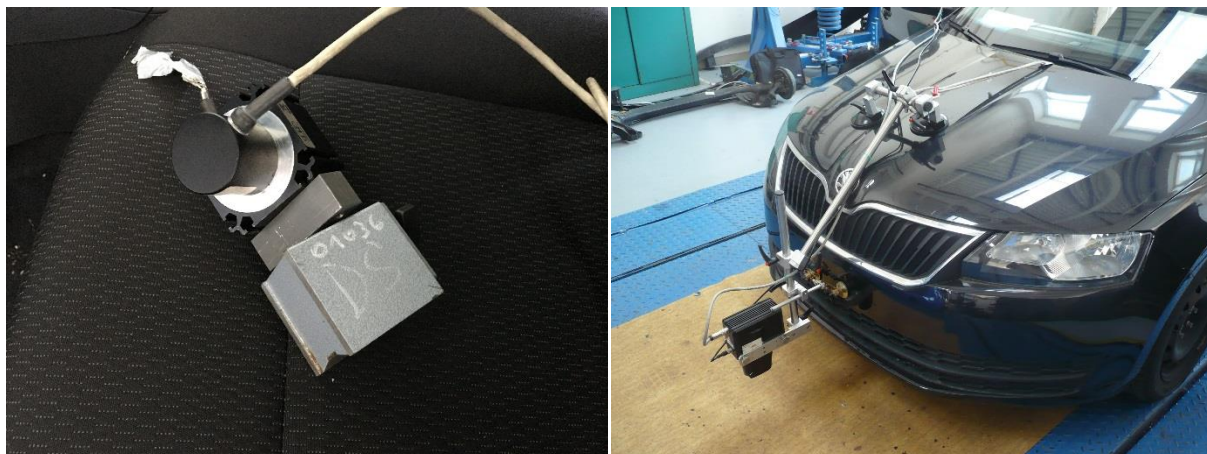
### 4.1 Měřicí aparatura

Každé experimentální měření vozidla za reálných podmínek musí být vždy důkladně připraveno a opomenuto nesmí být ani řádné vyzkoušení měřicí techniky. Pro monitorování některých důležitých veličin jsem použil níže uvedené snímače. Od všech snímačů byly vedeny kabely do zavazadlového prostoru, kde se nacházela měřicí ústředna zaznamenávající průběh jízdních zkoušek. Tyto průběhy bylo možné načíst v notebooku a to přímo mezi jednotlivými jízdními zkouškami. Napájení měřicí ústředny zajišťoval samostatný 12V akumulátor vozidla a to z důvodu galvanického oddělení měřicí aparatury od sítě vozidla. Zapojení snímačů do ústředny bylo realizováno dle osvědčené metodiky na experimentálním vozidle DFJP uvedené v odborné literatuře [3].

#### Snímač úhlu natočení volantu

Přestože při experimentu vycházejícího z jízdních zkoušek s konstantním natočením volantu by měl volant být natočený stále ve stejné poloze, mohou se vyskytnout velmi malé odchylky pootočení volantu. K tomuto podchycení jsem zvolil potenciometrický snímač úhlu natočení volantu. Princip tohoto snímače spočívá v navíjení lanka na hřídel volantové tyče o průměru  $d_V = 20,4 \text{ mm}$ . Poněvadž jde o lankový snímač zaznamenávající měřenou veličinu v  $mm$ , je zapotřebí tuto veličinu (délku lanka  $l$ ) přepočíst na úhel natočení volantu  $\beta_V$  pro další zpracování a následné vyhodnocení podle vztahu (61). Snímač před montáží na sloupek řízení vozidla je na Obrázku č. 14.

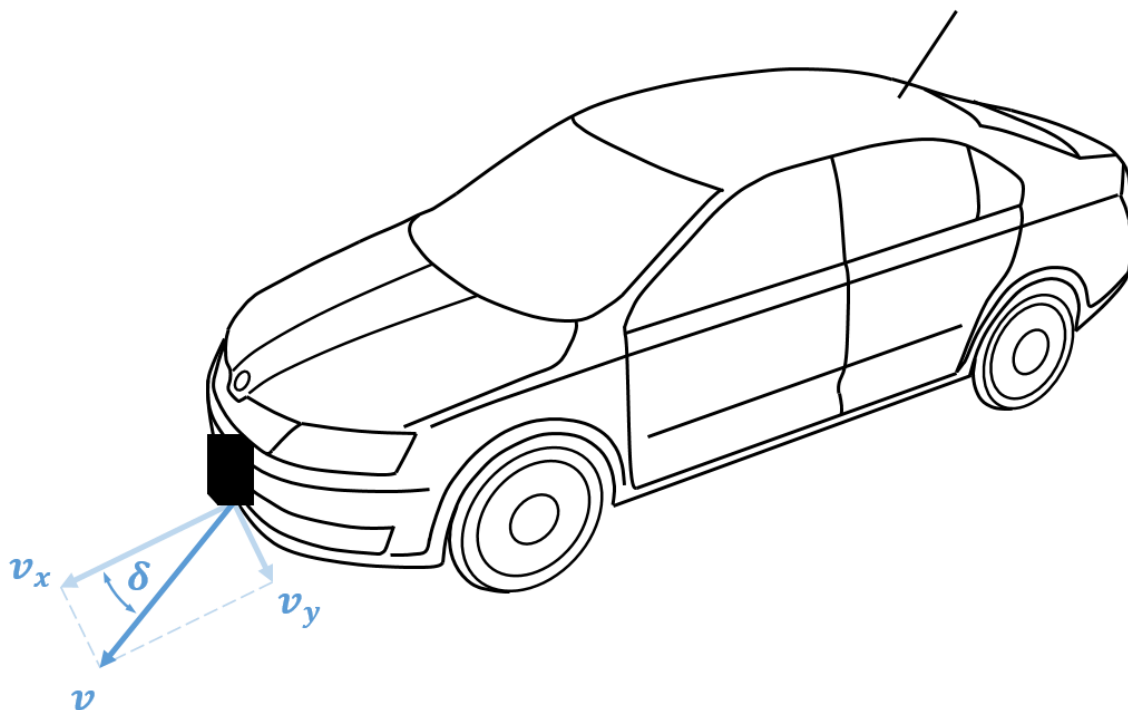
$$\beta_V = \frac{l}{r_V} \cdot \frac{180}{\pi} \quad (61)$$



Obrázek č. 14 Snímač úhlu natočení volantu (vlevo) a snímač Correvit (vpravo) [autor]

### Snímač vektoru rychlosti vozidla

Už na první pohled je na Obrázku č. 14 vidět v přední části vozidla umístěný snímač nazývaný Correvit. Tento bezkontaktní optický snímač měří výslednici vektoru rychlosti vozidla  $v$  a její vychýlení od podélné roviny vozidla dané úhlem  $\delta$ , přičemž se dá na základě těchto dat stanovit složka podélném směru  $v_x$  a v příčném směru  $v_y$ . Přesnost tohoto snímače je vyhovující, avšak má určitá úskalí, protože se při jízdě po vozovce pokryté větší vrstvou vody nebo sněhu jeho přesnost snižuje. To je také jeden z důvodů, proč jsem také experimentální měření prováděl jen na suchém asfaltovém povrchu vozovky.



Obrázek č. 15 Schéma měřených veličin snímače Correvit S-CE [autor]

Požadavek na umístění snímače je takový, že jeho poloha by měla být  $330 \pm 70 \text{ mm}$  od roviny vozovky, pokud možno uprostřed podélné střední roviny automobilu. Držák snímače musí s karosérií vozidla tvořit tuhý celek. Stáčivou rychlost vozidla  $\dot{\epsilon}$  je možné získat optickým gyroskopem typu VG910S, jenž je integrovaný ve zmíněném použitém snímači Correvit S-CE [3]. Měřená veličina vektoru rychlosti  $v$  je v  $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ , vychýlení vozidla dané úhlem  $\delta$  je ve stupních a stáčivá rychlost ve stupních za sekundu.



Obrázek č. 16 Detail snímače Correvit S-CE (vlevo) a akcelerometru (vpravo) [autor]

### **Snímač zrychlení vozidla**

Dalším použitým snímačem je akcelerometr iMEMS typu ADXL311 [3], zaznamenávající zrychlení ve dvou směrech. Na rozdíl od snímače Correvit který měří výslednici měřené veličiny, tento snímač měří podélnou složku  $a_x$  a příčnou složku  $a_y$ . Snímač byl umístěný v přihrádce loketní opěrky proto, že je bezpodmínečně nutné, aby byl co nejbližší těžišti automobilu a pevně spojen s konstrukcí automobilu prvky s maximální tuhostí. Jeho poloha ve vozidle by měla tedy odpovídat poloze těžiště automobilu tak, jak uvádím na Obrázku č. 16.

### **Snímač úhlu klopení karoserie**

Posledním zdrojem měřených dat při experimentálních jízdách byla dvojice ultrazvukových snímačů vzdálenosti U-GAGE Q45U od společnosti Banner. Tyto snímače připevněné k zadnímu nárazníku vozidla v jeho spodní části šroubovým spojem jsou zobrazeny na Obrázku č. 17. Jak je patrné z těchto obrázků, poloha těchto snímačů vzdálených od sebe  $s = 1170 \text{ mm}$  není kolmá k rovině vozovky. Proto je nutný přepočítání naměřených hodnot podle prostorové úhlopříčky.



*Obrázek č. 17 Umístění a detail snímače klopení karoserie [autor]*

## **4.2 Příprava volantu a stupnice**

Na volant byl nalepen barevnou lepicí páskou pruh, představující jízdu v přímém směru. Navrhnutá grafická stupnice pro jízdní zkoušky byla sestavena z kruhu, tvořeného dvěma listy vyztuženého papíru formátu A4, vloženého do průhledných desek. Hlavní dělení stupnice bylo rozdělené každých 90° a jemné dělení každých 10°. Upevnění stupnice za volant bylo provedeno vložením desek mezi plastové kryty sloupku řízení, zajištěné navíc ještě průhlednou lepicí páskou. Obojí vyžadovalo ověřovací jízdy před budovou VVCD. Volant společně se stupnicí připraven k jízdním zkouškám je zobrazen na Obrázku č. 18.



*Obrázek č. 18 Navrhnutá grafická stupnice pro experimentální jízdní zkoušky [autor]*

### 4.3 Metodika a průběh měření

Provedení experimentálního měření jízdních zkoušek probíhalo na asfaltové ploše v areálu společnosti Calypso Group s.r.o., nacházející se v Pardubicích. Před zahájením jízdních zkoušek jsem asfaltovou plochu změřil přenosným měřidlem využívaným v dopravním stavitelství. Celková využívaná plocha pro experiment s ohledem na bezpečnost okolních předmětů a vozidel byla 32x50 m. Plocha byla sice pod mírným sklonem, což negativně mohlo působit na celkový výsledek měření, nicméně pro ověření teorie lze tento prostor považovat za dostačující a vzniklé nepřesnosti vzhledem k velmi malému úhlu  $\beta$  je možné zanedbat a vliv zohlednit při vyhodnocování průběhů. Zhruba uprostřed této plochy byl umístěný reflexní dopravní kužel symbolizující skutečný střed zatáčení. Kolem tohoto kužele byly křídou odměřeny a opsány jednotlivé kružnice vycházející z teoretických výpočtů, sloužící jako vodící křivky pro kontrolu při každé jízdě.

Měření jsem rozdělil na dvě části. Hlavní nosnou částí jízdních zkoušek byl soubor jízd po kružnici při huštění všech pneumatik na tlak  $p_p = 0,3 \text{ MPa}$ . Každému úhlu natočení volantu odpovídalo 5 měření. Celkem bylo provedeno 20 platných jízdních zkoušek. Neplatná měření byla ihned opakována k dosažení adekvátních výsledků. Druhá část zkoušek obsahovala soubor 6 platných jízd na dvou nejmenších poloměrech zatáčení. Druhá část měla tedy pouze porovnávací charakter, jak se změní hodnoty měřených veličin při sníženém tlaku ve všech pneumatikách na hodnotu  $p_p = 0,15 \text{ MPa}$ .

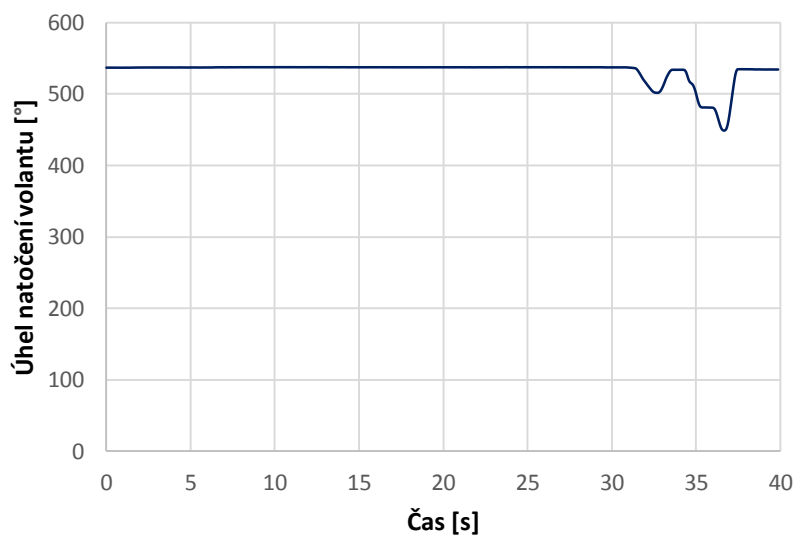
Zahájení a ukončení záznamu dat z každého dílčího měření bylo provedeno stisknutím dvoupolohového přepínače Start-Stop. Každé měření bylo systematicky ukládáno pod názvem, který reprezentoval čas konání zkoušky z důvodu snazšího vyhodnocování získaných dat. Dosažení mezního stavu v podobě smyku přední nápravy automobilu byl doprovázený zvuky způsobenými smýkáním pneumatik o povrch asfaltové vozovky a okamžikem, kdy vozidlo po tečně opouští kruhovou trajektorii.

#### 4.4 Naměřená data

Před zahájením měření jsem provedl dvě jízdy v přímém směru pro korekci měřených veličin. Korekce naměřeného signálu se týkala dat ze snímače úhlu natočení volantu (délka lanka), bočního zrychlení  $a_y$ , vychýlení vektoru rychlosti od střední podélné roviny  $\delta$  a stáčivé rychlosti  $\dot{\epsilon}$ .

Naměřená data z měřicí techniky jsem importoval do produktu Excel 2013 společnosti Microsoft, kde jsem tato data dále zpracoval. Úprava spočívala v tom, že od hodnot konkrétních jízd jsem odečetl průměrné hodnoty na vhodných intervalech z ověřovací jízdni zkoušky v přímém směru. Výsledné veličiny jsem vynesl do jednotlivých grafů v závislosti na čase.

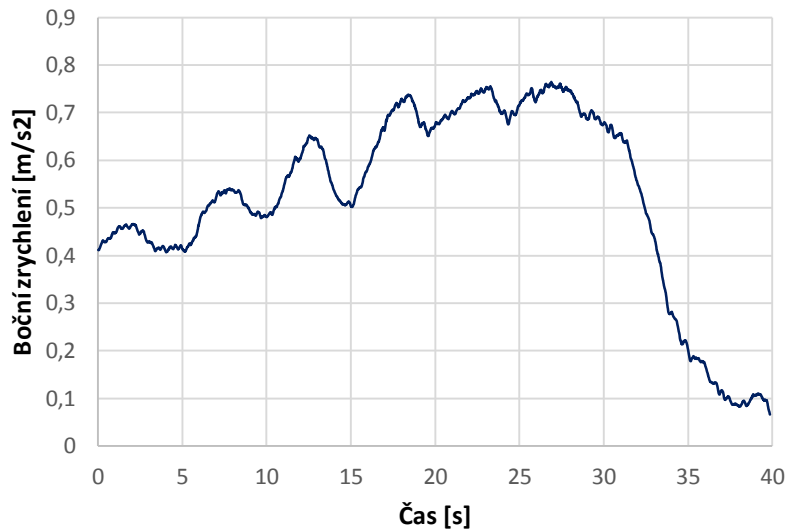
Jako ukázkový příklad naměřených veličin v závislosti na čase uvádím jízdu při konstantním úhlu natočení volantu na úhel  $\beta_V = 530^\circ$ . Konkrétně tato jízdni zkouška trvala 40 s.



*Graf č. 3 Úhel natočení volantu v závislosti na čase*

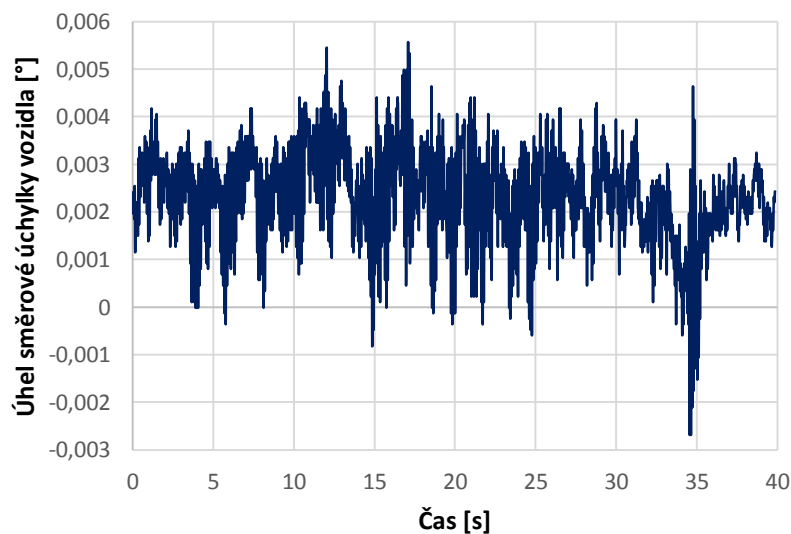
Správný průběh úhlu natočení volantu v závislosti na čase by měl být v celém měřeném rozsahu jízdni zkoušky stále konstantní. Data ze snímače úhlu natočení volantu byla přínosná v tom směru, že se dalo srovnáním s ostatními grafy zpětně stanovit, jakým způsobem probíhal konec zkoušky či jak vozidlo reagovalo na povolení volantu.

Graf č. 4 představuje naměřené a zpracované hodnoty z akcelerometru ACC2, tedy závislost bočního zrychlení  $a_y$  na čase. Vzhledem k tomu, že jízdni zkoušky byly realizovány na vozovce s mírným bočním sklonem, je průběh tvořen oscilujícím signálem, kolísajícím vždy kolem určité aktuální hodnoty.



*Graf č. 4 Závislost bočního zrychlení na čase*

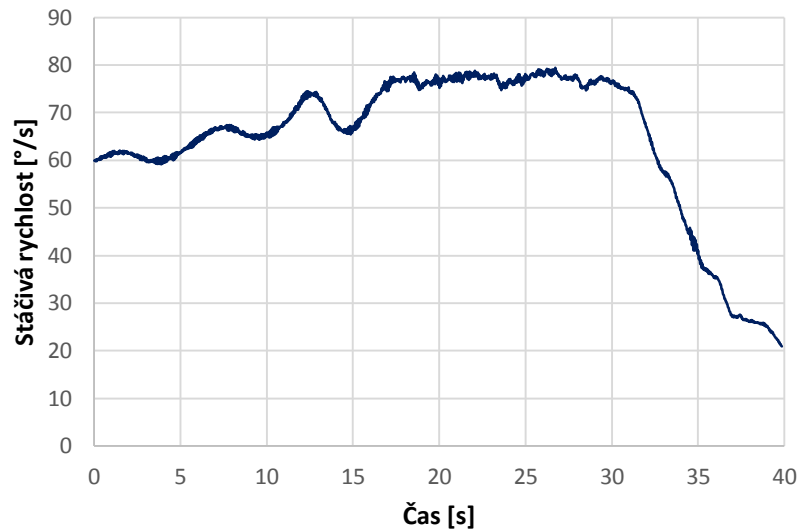
Mezní stav na hranici adheze v podobě smýkání kol přední nápravy nastal podle grafů přibližně v intervalu od 18 – 28 s. Po uplynutí 30 s od začátku měření jsem volant povolil a následoval intenzivní pokles bočního zrychlení  $a_y$ , úhlu směrové úchyly vozidla  $\delta$ , stáčivé rychlosti vozidla  $\dot{\epsilon}$  i vektoru rychlosti vozidla  $v$ .



*Graf č. 5 Závislost směrové úchyly vozidla na čase*

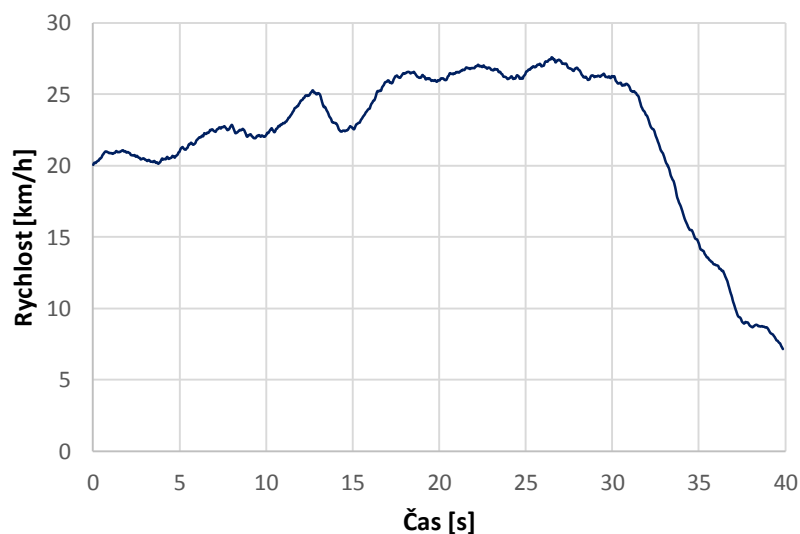
Naměřené a zpracované hodnoty ze snímače Correvit je možné vidět v Grafu č. 5. Tomu odpovídá závislost mezi úhlem směrové úchyly vozidla  $\delta$  (schematicky zobrazené na Obrázku č. 15) a časem.

Výstupním signálem ze snímače Correvit je i Graf č. 6, jehož průběh představuje stáčivou rychlost  $\dot{\epsilon}$  v závislosti na čase.



*Graf č. 6 Závislost stáčivé rychlosti vozidla na čase*

Přibližně v patnácté sekundě po zahájení měření je patrný v Grafech č. 4, 6 a 7 pokles veličin, který je způsobený přeřazením na vyšší rychlostní stupeň. Grafy záměrně nezačínají od nuly, ale až od rychlosti cca  $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  podle Grafu č. 7, protože data jsou přínosná od této teoreticky vypočtené rychlosti až do hranice adheze.



*Graf č. 7 Závislost rychlosti vozidla na čase*

Výsledná hodnota reprezentující měřenou veličinu v daném mezním stavu (na hranici adheze), je dána vždy jako průměr naměřených dat všech 5 platných jízdních zkoušek pro daný jízdní režim. Z grafů je možné vyčíst mezní hodnoty měřených veličin na intervalech, odpovídajících hranici adheze, které dosadím do vztahů (62) a (63) [1]. Tím je možné podle Obrázku č. 19 stanovit skutečné hodnoty směrových úchylek náprav.



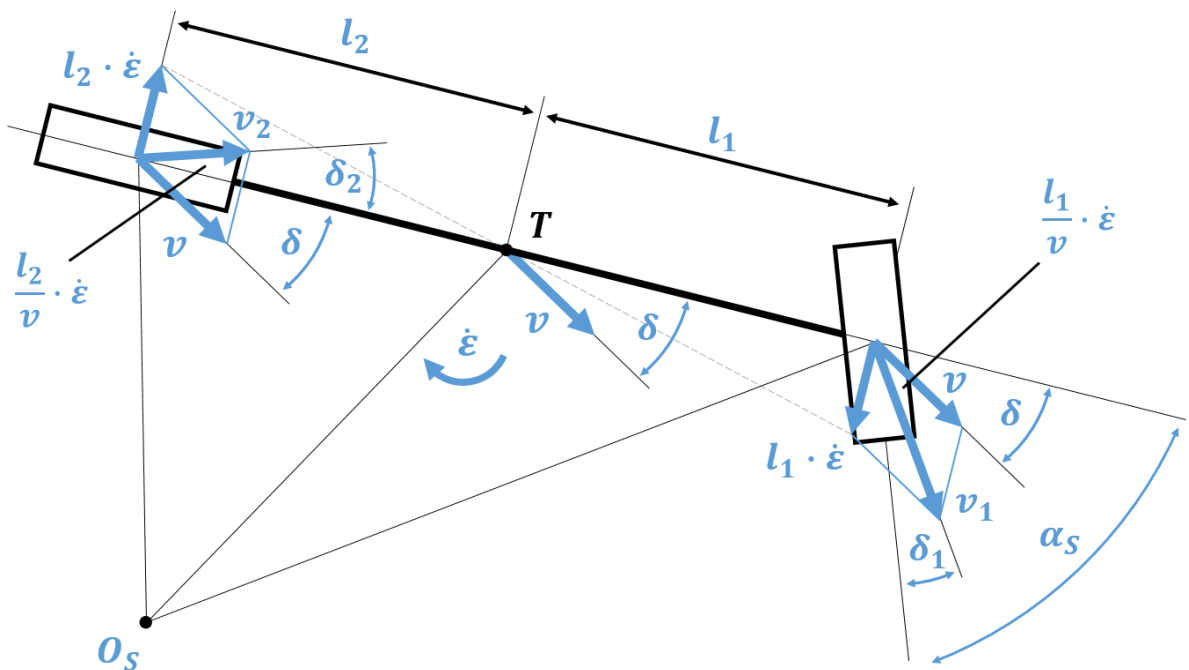
V Přílohách č. 5 až 16 uvádím další průběhy naměřených veličin pro porovnání vlivu nahuštění pneumatik. Jízdní zkoušky při úhlu natočení volantu v tomto případě na úhel  $\beta_V = 350^\circ$  probíhaly obě přibližně do 20 s. Záporné hodnoty uvedené v příloze pro podélné zrychlení z akcelerometru jsou způsobené otočením snímače o  $180^\circ$ .

$$\delta_1 = \alpha_S - \delta - \frac{l_1}{v} \cdot \dot{\epsilon} \quad (62)$$

$$\delta_2 = \frac{l_2}{v} \cdot \dot{\epsilon} - \delta \quad (63)$$

Tabulka č. 9 Naměřené a dopočítané hodnoty veličin z experimentu [autor]

Tlak v pneumatikách $p_p$ [MPa]	0,3				0,15	
Úhel natočení volantu $\beta_V$ [°]	530	350	280	250	530	350
Příčné zrychlení $a_y$ [ $m \cdot s^{-2}$ ]	0,76	0,77	0,77	0,77	0,74	0,70
Vektor rychlosti vozidla $v$ [ $km \cdot h^{-1}$ ]	27,32	31,07	34,27	36,25	26,53	29,91
Úhel směrové úchytky $\delta \cdot 10^{-3}$ [°]	8,02	8,67	12,12	11,12	13,54	14,52
Stáčivá rychlost vozidla $\dot{\epsilon}$ [ $deg \cdot s^{-1}$ ]	76,37	59,65	51,65	48,59	72,58	55,19
Úhel směrové úchytky $\delta_1$ [°]	24,00	15,56	12,55	11,23	24,22	15,84
Úhel směrové úchytky $\delta_2$ [°]	15,45	10,61	8,32	7,40	15,11	10,19



Obrázek č. 19 Kinematika zatáčení jednostopého modelu dvounápravového vozidla [autor]

#### 4.5 Zhodnocení jízdních zkoušek

Z pohledu řidiče jízda s vozidlem za těchto podmínek vyžadovala jistou dávku citu a trpělivosti, neboť sebemenší nedbalost při takovýchto zkouškách může vést k fatálním následkům poškození nejen měřicí aparatury ale i lidského zdraví. Velmi důležité bylo držet volant stále na stejném úhlu natočení za současného velmi pozvolného zvyšování rychlosti sešlapáváním pedálu akcelérátoru. I řazení rychlostních stupňů muselo probíhat velmi obezřetně. Na začátku každé zkoušky jsem si musel zvolit vhodný rychlostní stupeň dle předpokládané maximální rychlosti vyplývající z trakčního diagramu pro jízdu na mezním stavu.

Důkazem, že se u nedotáčivého vozidla nejvíce radiálně zatížené a tudíž s největší směrovou úchylnou odvaluje vnější přední kolo, je následující Obrázek č. 20. Nejen že vnější přední pneumatika měla vůči třem ostatním výrazně vyšší teplotu (zjištěnou subjektivní metodou) způsobenou třením pryže pneumatiky o asfaltový povrch, ale došlo především k mechanickému opotřebení vnější oblasti běhounu pneumatiky.



*Obrázek č. 20 Rozdíl v opotřebení levé (vlevo) a pravé (vpravo) pneumatiky po jízdních zkouškách [autor]*

Při vyšších rychlostech a poloměrech zatáčení se u nedotáčivého vozidla projevovala tendence zvyšování skutečného poloměru zatáčení. Automobil měl snahu se po spirále stále vzdalovat od skutečného středu zatáčení. Řešením byl rychlejší, avšak stále plynulý rozjezd a dosažení mezního stavu než při malých poloměrech.

Podle chování vozidla při jízdě po kruhové dráze jsem dospěl k závěru a potvrzení teorie v úvodní části této práce, že automobil Škoda Rapid 1.2 TSI je vozidlem nedotáčivým.

## **5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ**

Protože se diplomová práce zabývá nejen teoretickým návrhem grafické stupnice, ale také i jejím ověřením na reálném vozidle je potřeba oba výstupy porovnat a zhodnotit celkový stav dosažených výsledků. V technické praxi je vždy nutné každou teorii experimentálně podložit. Tato vazba ovšem platí i opačně. Při každém experimentu je důležité mít dostatečně zpracovanou teorii a vědět fyzikální podstatu řešeného problému a odhadnout v jakých mezích se bude výsledek pohybovat.

### **5.1 Porovnání teorie a praxe**

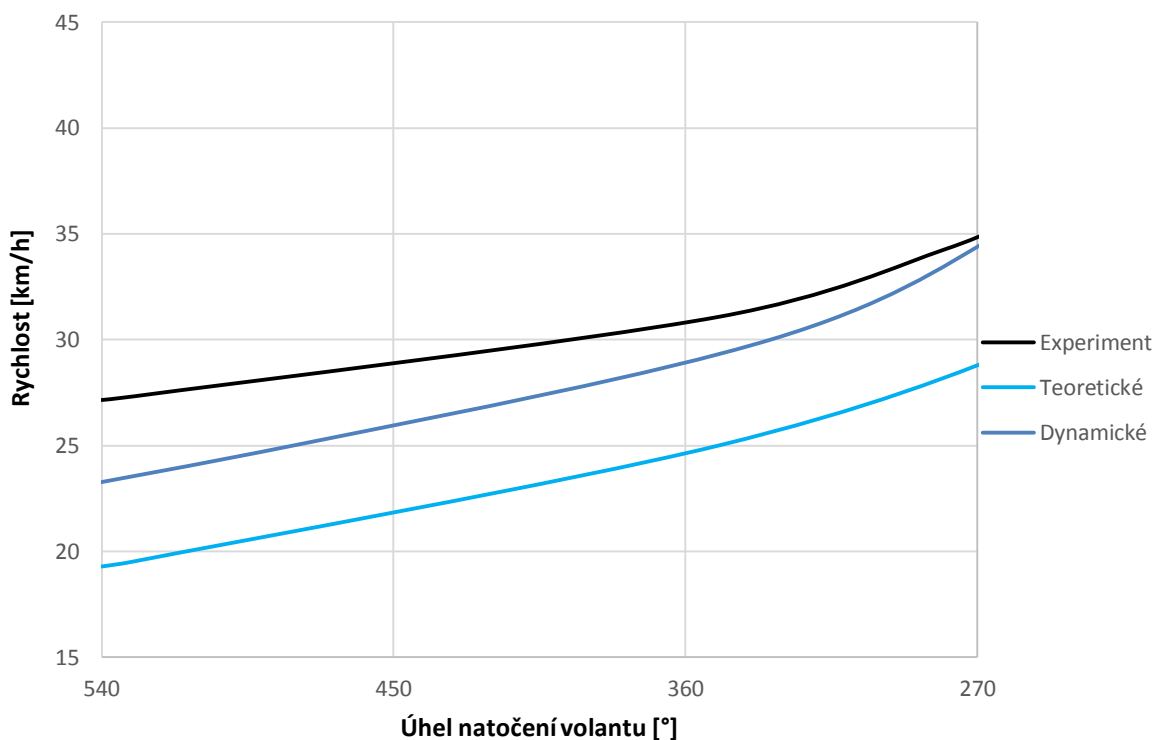
Prvním základním rozdílem mezi výpočtovým modelem vozidla a skutečným automobilem je ten, že se ve většině případů teoretické analýzy vozidlo považuje jako ideálně tuhý celek. Ve skutečnosti automobil představuje složitou mechanickou soustavu specifických těles vzájemně spojených vazebními prvky. Při teoretických rozborech se většinou zavádí určité zjednodušení, protože vzájemně na sobě závislé rovnice lze řešit buď jen velmi obtížně, nebo v některých případech je ani například pro velký počet neznámých nelze řešit vůbec. Již v teoretickém rozboru dynamického zatáčení vozidla se dvoustupý model dvounápravového vozidla nahrazuje výhodnějším jednostopým rovinným dynamickým modelem automobilu.

Převod řízení daný vztahem (6) je pro řešení problematiky dynamického zatáčení dostačující, avšak je opět pro předpoklad situace řízení jako tuhého celku. Pro další, přesnější řešení této problematiky je vhodné zohlednit i vliv mechanismu řízení a zavěšení náprav na zatáčení skutečného vozidla, pracující reálně s jistou tuhostí.

Ačkoliv jsou data v Grafu č. 2 transformovaná z odborné literatury do nové grafické závislosti a interpolovaná pro různé radiální zatížení, což může vnášet do výsledků určité nejistoty, graf uvedený v odborných literaturách [1] a [2] vychází z měření směrových úchylek reálných kol zatížených jak radiální silou, tak boční silou. Snahou přiblížit se těmto vstupním parametrům vycházejícím z těchto grafů jsem zvolil nahuštění pneumatik pro konání experimentálních jízdních zkoušek na tlak  $p_p = 0,3 \text{ MPa}$ . Kromě toho, že jsem data interpoloval pro různá radiální zatížení, musel jsem je ještě navíc také extrapolovat pro vyšší hodnoty bočních sil působících na jednotlivá kola vozidla.

Vynesením výsledků teoretického, dynamického a experimentálního zatáčení do společné závislosti mezní rychlosti jízdy vozidla na úhlu natočení volantu na je Graf č. 8. Jak je z tohoto grafu patrné, všechny tři křivky mají podobný progresivní tvar, signalizující možnou správnou cestu řešení ve všech oblastech. Splněním výše uvedených požadavků se křivky teoretických výpočtů přiblíží ke křivce reálného automobilu a není vyloučeno, že se při menších úhlech natočení volantu a vyšších mezních rychlostech jízdy vozidla na hranici adheze křivky dynamického zatáčení a experimentu protnou.

Větší rozdíl mezi křivkami dynamického zatáčení a experimentu je způsoben mimo jiné také tím, že se při malých skutečných poloměrech zatáčení a tedy velkých úhlech natočení volantu kola odvalují s velkými hodnotami směrových úchylek. S rostoucím skutečným poloměrem zatáčení automobilu tyto směrové úchyly náprav klesají a přibližují se k hodnotám vyplývajícím z grafů v odborné literatuře, které jsem měl k dispozici a ze kterých jsem sestavoval podklady pro dynamické zatáčení.



*Graf č. 8 Porovnání dosažených výsledků teorie a experimentu*

## 5.2 Nejistoty měření

Nejistoty měření představují rozsah hodnot pohybujících se okolo výsledku, které je možné přiřadit k hodnotě měřené veličiny. Nejistota měření se týká nejen samotného výsledku měření, ale i měřících přístrojů nebo použitých konstant. Nejistoty měření se skládají z několika dílčích částí. První nejistota  $U_A$  (nejistota typu  $A$ ) je statistická metoda zpracování naměřených údajů získaných opakovaným měřením za stejných podmínek měření jakými jsou stálá teplota objektu a okolního prostředí, neměnný tlak, stálá vlhkost vzduchu a podobně. Se stoupajícím počtem opakování měření se tyto nejistoty typu  $A$  zmenšují. Druhá nejistota  $U_B$  (nejistota typu  $B$ ) už nezávisí na počtu opakovaných měření a je způsobena odhadnutelnými příčinami vzniku. Velkou roli zde hrají vlastní zkušenosti a hodnocení experimentátora. Výsledná nejistota typu  $B$  je dána součtem dílčích nejistot, vycházejících z různých zdrojů. Kombinací obou zmíněných nejistot vznikne nejistota  $U_C$  (nejistota typu  $C$ ), která je dána vztahem (64). [14]

$$U_C = \sqrt{U_A^2 + U_B^2} \quad (64)$$

K podchycení nejistot typu  $U_A$  jsem pro každý jízdní režim natočení volantu realizoval sadu 5 jízdních zkoušek. Pokud se jednalo o jízdu, u níž bylo zjevně patrné, že výsledky nebudou odpovídat očekávaným průběhům, byla jízda opakována. Při měření výškové souřadnice těžiště automobilu na sklopné plošině na pracovišti VVCD jsem rovněž naklápění neprovedl pouze jednou, nýbrž 6krát po sobě, vždy za stejných výchozích podmínek.

Zohlednění nejistot typu  $U_B$  spočívalo v tom, že jsem zařízení měřící techniky použil stejným způsobem, jako při měřeních na experimentálním vozidle a to dle osvědčené metodiky. Nebylo tak nutné podchycovat nedostatky a nepřesnosti, jak tomu bývá vždy u každé nové metodiky.

Zajistit stejné podmínky a dále tak zpřesnit výsledky měření by vyžadovalo pro každou jízdní zkoušku automobil opatřit novými pneumatikami s minimálně opotřeбенým vzorkem. Jak je možné vidět na snímcích pořízených po ukončení jízdních zkoušek, mezi levou a pravou pneumatikou zobrazenou na Obrázku č. 20 je patrný značný rozdíl v mechanickém opotřeбенí vnější oblasti běhounu pneumatiky. Při větších poloměrech zatáčení mohlo toto opotřeбенí mít neblahý vliv na naměřené hodnoty, protože se projevovala tendence vozidla opisovat stále větší kružnice. Přílnavost takovéto opotřeбенé pneumatiky k povrchu vozovky pochopitelně se snižováním hloubky dezénu klesá.

Dalším rozhodujícím parametrem ovlivňujícím výsledné hodnoty směrových úchylek je tlak v pneumatikách. Kola, která jsou méně nahuštěná, se podle dosažených výsledků odvalují s větší směrovou úchylkou, než kola více nahuštěná. Stejně tak pokud by byly použity místo radiálních pneumatik pneumatiky diagonální, tak i ty by se odvalovaly s větší směrovou úchylkou. [1]

## 6 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá realizací návrhu číselné grafické stupnice umístěné za volantem, monitorující úhel natočení volantu při mezní rychlosti vozidla s ohledem k jeho stabilitě. V první části práce je zpracována problematika stability vozidla ve všech směrech a zejména podrobně je analyzována stabilita příčná, o níž se opírá fyzikální význam této práce. Konkrétně se jedná o stabilitu v zatáčce. Hlavní oblast práce se zabývá konstrukcí grafické stupnice a to nejprve teoretickým rozbořem chování vozidla v oblastech stability a následně i rozbořem dynamického zatáčení. Tento rozbor je proveden na reálném automobilu Škoda Rapid 1.2 TSI, s nímž byly provedeny i ověřovací experimentální jízdní zkoušky. K tomuto rozboru bylo potřeba podrobit automobil důkladné analýze konstrukčních parametrů ve formě praktického zjištění převodového poměru řízení, souřadnic těžiště vozidla ve všech směrech, ověření podmínky stability pro smyk a překlopení vozidla a stanovení jízdních odporů potřebných pro sestavení trakčního diagramu. Parametry byly potřebné pro vlastní konstrukci grafické stupnice. Jízdami zkouškami byly zjištěny za použití snímačů reálné veličiny, zejména mezní rychlosti na hranici adheze. Poslední část práce zhodnocuje a porovnává dosažené výsledky a zohledňuje nejdůležitější vlivy, které se mohou podílet na celkovém výsledku dané problematiky.

Ideálním použitím této stupnice je jízdní zkouška po kruhové dráze při ověřování elektronických asistentů jízdní stability. Stupnici jsem navrhnul primárně pro oblast použití při testování vozidla v uzavřených prostorech, bez veřejných komunikací. Použití v reálném provozu této pomůcky nebylo uvažováno.

Práce může posloužit i jako podklad pro další řešení této problematiky ať už pro studijní účely, či za předpokladu dalšího zkoumání a zdokonalování i pro reálný provoz silničních vozidel na pozemních komunikacích. Možné je i použití při experimentální části výuky ve VVCD. Využití výsledků spatřuji jako podklad pro stavbu experimentálního vozidla se systémem SlideWheel na bázi osobního automobilu Škoda Rapid, jak je zamýšleno v současné době na KDPD.

## ZDROJE A POUŽITÁ LITERATURA

- [1] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I.* Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.
- [2] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel.* 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] JILEK, Petr. *Vývoj systému pro ověřování jízdní stability silničního vozidla ve vztahu k adhezním podmínkám.* Pardubice, 2018. Disertační práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [4] ZIKMUND, Tomáš. *Zkoušení silničních vozidel: studijní opora.* Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-618-9.
- [5] ZIKMUND, Tomáš, 2006. *Dynamika podvozkových částí silničních vozidel,* Pardubice. 105 s. Disertační práce, Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [6] ZIKMUND, Tomáš, 2006. Metodika pro měření veličin charakterizujících stabilitu silničních vozidel měřicím systémem MSZ. Technická zpráva.
- [7] TESAŘ, M., JILEK, P., POKORNÝ, J.: Experimentální měření s využitím sklopné plošiny. In *XI. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stovebních a zemědělských strojů.* Ostrava: Institut dopravy Fakulty strojní VŠB – TU Ostrava, 2014. s. 1-4. ISBN 978-80-248-3439-9.
- [8] JILEK, P., POKORNÝ, J., ŠEFČÍK, I.: Určení souřadnice těžiště automobilu na sklopné plošině. *Perner's Contacts*, 2014, vol. 9, no. 3, s. 78-86. ISSN: 1801-674X.
- [9] JILEK, P., POKORNÝ, J., Voltr, O.: *Vliv výšky protismykového prvku na příčný posun automobilu při zjišťování výškové souřadnice těžiště automobilu.* *Perner's Contacts*, Pardubice, 2015, no. 40, s. 44-51. ISSN: 1801-674X.
- [10] ZIKMUND, T., POKORNÝ, J., JILEK, P.: Nepřímé měření úhlu natočení volantu a kol. In *Elektrotechnická zařízení v dopravě.* Pardubice: Univerzita Pardubice, 2011. s. 1-10. ISBN 978-80-7395-366-9.



- [11] VLK, František, 2001. *Zkoušení a diagnostika vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK. ISBN 80-238-6573-0.
- [12] VLK, František, 2000. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk. ISBN 80-238-5274-4.
- [13] PORTEŠ, Petr, KLEDUS, Robert, 2004. Využití bezkontaktních optických snímačů pro rekonstrukci pohybu automobilu. *Inženýrská mechanika*.
- [14] JENČÍK, Josef a Jaromír VOLF. *Technická měření*. Praha: ČVUT v Praze, 2003, 212 s. ISBN 80-01-02138-6.
- [15] *Škoda Rapid Představení vozidla* - PDF. [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 08.05.2019]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/17726875-Skoda-rapid-predstaveni-vozidla.html>
- [16] [online]. Copyright ©79925 [cit. 08.05.2019]. Dostupné z: [http://shared.autorubik.sk/upload/2011/08/TSI\\_Fabia\\_63kW.jpg](http://shared.autorubik.sk/upload/2011/08/TSI_Fabia_63kW.jpg)
- [17] *Auta5p.eu: Automobilová encyklopedie* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: [https://auta5p.eu/katalog/skoda/rapid\\_25.php](https://auta5p.eu/katalog/skoda/rapid_25.php)
- [18] ZIKMUND, Tomáš, TESAŘ Miroslav, 2004. Verification of Mathematical Models for Vehicles Rollover Research Using CORREVIT Sensor In *Advanced manufacturing and repair technologies in vehicle industry – 21th International Colloquim. Balatonfüred, 2004*. Budapest, Budapest University of Technology and Economics. ISBN 963-420-796-0.
- [19] KRMELA, J., L. BENEŠ a V. KRMELOVÁ., 2014. Tire experiments on static adhesor for obtaining the radial stiffness value. *Period. Polytech. Transp. Eng. Budapest: University of Technology and Economics*. ISSN 1587-3811.
- [20] KARNOPP, Dean, 2004. *Vehicle Stability*. Vyd. 1. New York: Marcel Dekker, 0-8247-5711-4.

- [21] PACEJKA, H. B., 2006. *Tyre and Vehicle Dynamics*, Second Edition Oxford: Elsevier, ISBN 978-0-7506-6918-4.
- [22] RAJAMANI, R., 2012. *Vehicle Dynamics and Control*, Minneapolis : Springer. ISSN 0941-5122.
- [23] MILLIKEN, W., MILLIKEN, D., 1995. *Race Car Vehicle Dynamics*. 1st edition. Warrendale: SAE. ISBN 1-56091-526-9.
- [24] *Přednášky z předmětu Teorie silničních vozidel*. Pardubice, 2017.
- [25] *Přednášky z předmětu Zkoušení silničních vozidel*. Pardubice, 2018.

## **SEZNAM TABULEK**

<b>Tabulka č. 1</b> Základní technické údaje automobilu Škoda Rapid 1.2 TSI .....	19
<b>Tabulka č. 2</b> Převodové poměry automobilu Škoda Rapid pro motorizaci 1.2 TSI .....	19
<b>Tabulka č. 3</b> Naměřené hodnoty hmotností a radiální reakce jednotlivých kol .....	22
<b>Tabulka č. 4</b> Výsledné souřadnice těžiště vozidla Škoda Rapid 1.2 TSI .....	30
<b>Tabulka č. 5</b> Vyjádření podmínky příčné stability pro různé součinitele adheze .....	30
<b>Tabulka č. 6</b> Úhel natočení volantu pro mezní rychlosti teoretického zatáčení .....	35
<b>Tabulka č. 7</b> Úhel natočení volantu pro mezní rychlosti dynamického zatáčení .....	37
<b>Tabulka č. 8</b> Přehled průměrných hodnot součinitele adheze .....	38
<b>Tabulka č. 9</b> Naměřené a dopočítané hodnoty veličin z experimentu .....	49

## SEZNAM OBRÁZKŮ

<b>Obrázek č. 1</b> Souřadný systém vozidla .....	14
<b>Obrázek č. 2</b> Rozbor sil příčné stability vozidla v klopené zatáčce .....	15
<b>Obrázek č. 3</b> Adhezní elipsa .....	16
<b>Obrázek č. 4</b> Automobil Škoda Rapid před VVCD při přípravách na experiment .....	19
<b>Obrázek č. 5</b> Měření úhlu rejdu kola a převodového poměru řízení na otočných plošinách ..	20
<b>Obrázek č. 6</b> Výpočet podélné souřadnice těžiště .....	24
<b>Obrázek č. 7</b> Výpočet příčné souřadnice těžiště .....	25
<b>Obrázek č. 8</b> Hlavní rozměry vozidla pro odvození a určení polohy těžiště.....	26
<b>Obrázek č. 9</b> Odpoutání kola automobilu při měření těžiště na sklopné plošině .....	28
<b>Obrázek č. 10</b> Určování výškové polohy těžiště na sklopné plošině .....	29
<b>Obrázek č. 11</b> Problematika teoretického a dynamického zatáčení.....	34
<b>Obrázek č. 12</b> Změny svislého zatížení kol při průjezdu vozidla zatáčkou .....	38
<b>Obrázek č. 13</b> Odvození bočních sil na nápravách jednostopého modelu vozidla .....	40
<b>Obrázek č. 14</b> Snímač úhlu natočení volantu a snímač Correvit .....	42
<b>Obrázek č. 15</b> Schéma měřených veličin snímače Correvit S-CE.....	42
<b>Obrázek č. 16</b> Detail snímače Correvit S-CE a akcelerometru .....	43
<b>Obrázek č. 17</b> Umístění a detail snímače klopení karoserie.....	44
<b>Obrázek č. 18</b> Navrhnutá grafická stupnice pro experimentální jízdní zkoušky.....	44
<b>Obrázek č. 19</b> Kinematika zatáčení jednostopého modelu dvounápravového vozidla .....	49
<b>Obrázek č. 20</b> Rozdíl v opotřebení levé a pravé pneumatiky po jízdních zkouškách .....	50

## **SEZNAM GRAFŮ**

<b>Graf č. 1</b> Závislost mezi úhlem natočení kol a úhlem natočení volantu.....	21
<b>Graf č. 2</b> Závislost mezi boční silou a úhlem směrové úchytky .....	36
<b>Graf č. 3</b> Úhel natočení volantu v závislosti na čase.....	46
<b>Graf č. 4</b> Závislost bočního zrychlení na čase .....	47
<b>Graf č. 5</b> Závislost směrové úchytky vozidla na čase .....	47
<b>Graf č. 6</b> Závislost stáčivé rychlosti vozidla na čase.....	48
<b>Graf č. 7</b> Závislost rychlosti vozidla na čase .....	48
<b>Graf č. 8</b> Porovnání dosažených výsledků teorie a experimentu .....	52

## **SEZNAM PŘÍLOH**

### **Měření výškové souřadnice těžiště automobilu na sklopné plošině**

**Příloha č. 1** Automobil Škoda Rapid na sklopné plošině

### **Experimentální jízdní zkoušky**

**Příloha č. 2** Automobil Škoda Rapid v areálu společnosti Calypso Group s.r.o. před jízdními zkouškami

### **Trakční diagram**

**Příloha č. 3** Charakteristika spalovacího motoru 1.2 TSI [16]

**Příloha č. 4** Trakční diagram vozu Škoda Rapid 1.2 TSI

### **Porovnání průběhů podle huštění pneumatik**

**Příloha č. 5** Závislost velikosti úhlu natočení volantu na čase při tlaku v pneumatikách 0,30 MPa

**Příloha č. 6** Závislost velikosti úhlu natočení volantu na čase při tlaku v pneumatikách 0,15 MPa

**Příloha č. 7** Závislost velikosti podélného zrychlení na čase při tlaku v pneumatikách 0,30 MPa

**Příloha č. 8** Závislost velikosti podélného zrychlení na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa

**Příloha č. 9** Závislost velikosti příčného zrychlení na čase pro tlak v pneumatikách 0,30 MPa

**Příloha č. 10** Závislost velikosti příčného zrychlení na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa

**Příloha č. 11** Závislost velikosti směrové úchyly vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,30 MPa

**Příloha č. 12** Závislost velikosti směrové úchyly vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa

**Příloha č. 13** Závislost velikosti stáčivé rychlosti vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,30 MPa

**Příloha č. 14** Závislost velikosti stáčivé rychlosti vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa

**Příloha č. 15** Závislost velikosti vektoru rychlosti vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,30 MPa

**Příloha č. 16** Závislost velikosti vektoru rychlosti vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa

### **Grafická stupnice**

**Příloha č. 17** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z teoretických výpočtů zatáčení pro suchý povrch asfaltové vozovky

**Příloha č. 18** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z teoretických výpočtů zatáčení pro mokrý povrch asfaltové vozovky

**Příloha č. 19** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z teoretických výpočtů zatáčení pro povrch asfaltové vozovky pokrytý ujetou vrstvou sněhu

**Příloha č. 20** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z výpočtů dynamického zatáčení pro suchý povrch asfaltové vozovky

**Příloha č. 21** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z výpočtů dynamického zatáčení pro mokrý povrch asfaltové vozovky

**Příloha č. 22** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z výpočtů dynamického zatáčení pro povrch asfaltové vozovky pokrytý ujetou vrstvou sněhu

**Příloha č. 23** Grafická stupnice pro monitorování natočení volantu pro jízdní zkoušky

**Příloha č. 24** Grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z jízdních zkoušek skutečného zatáčení automobilu

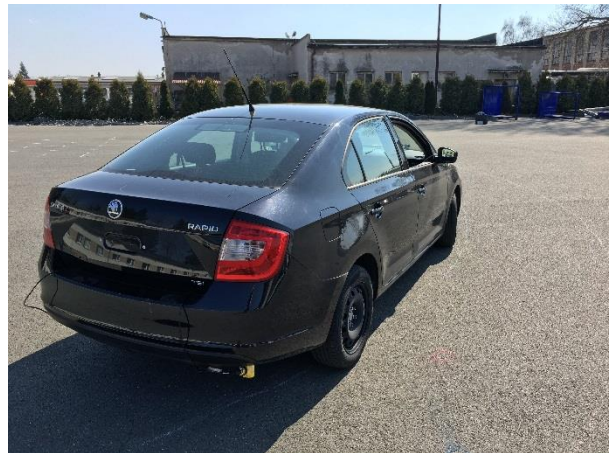




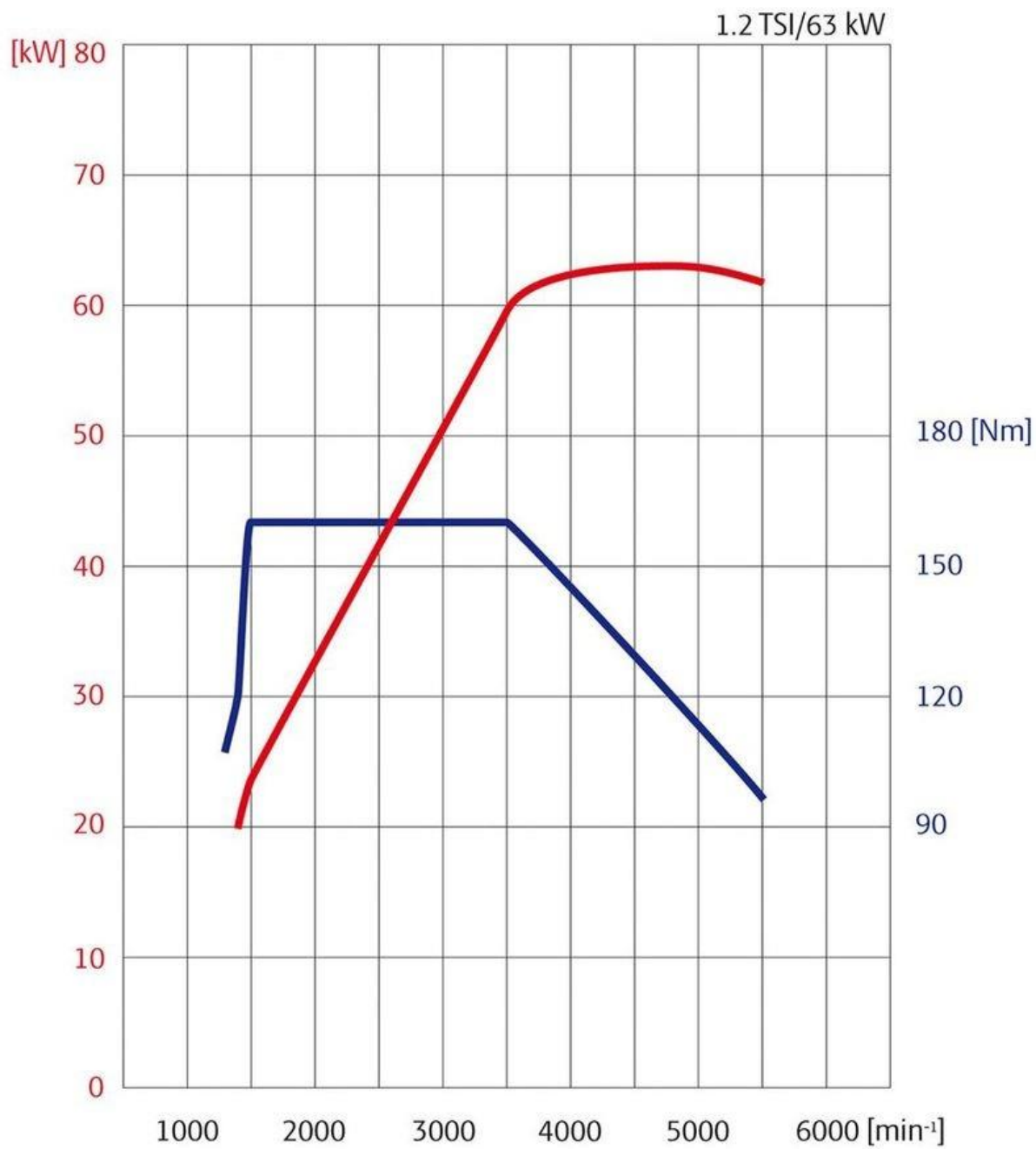
**Příloha č. 1** Automobil Škoda Rapid na sklopné plošině VVCD



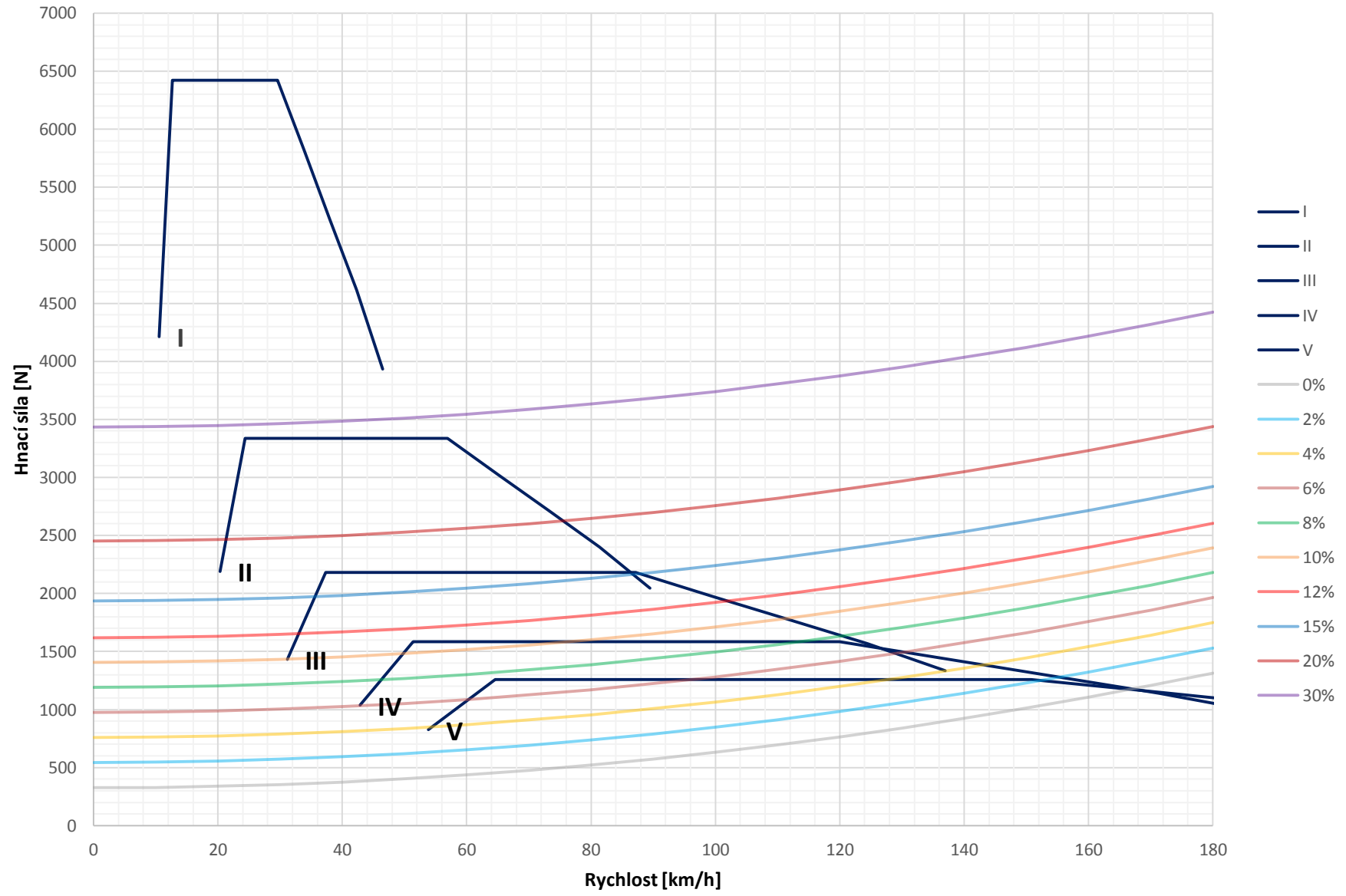
**Příloha č. 2** Automobil Škoda Rapid v areálu společnosti Calypso Group s.r.o. před jízdními zkouškami



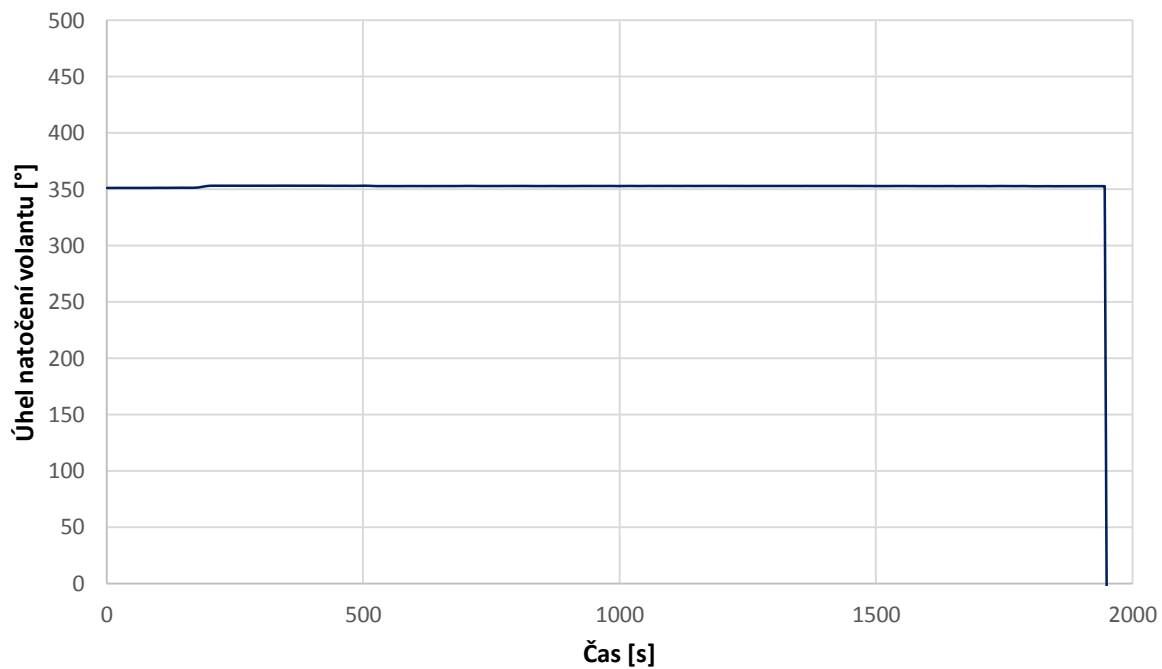
**Příloha č. 3** Charakteristika spalovacího motoru 1.2 TSI [16]



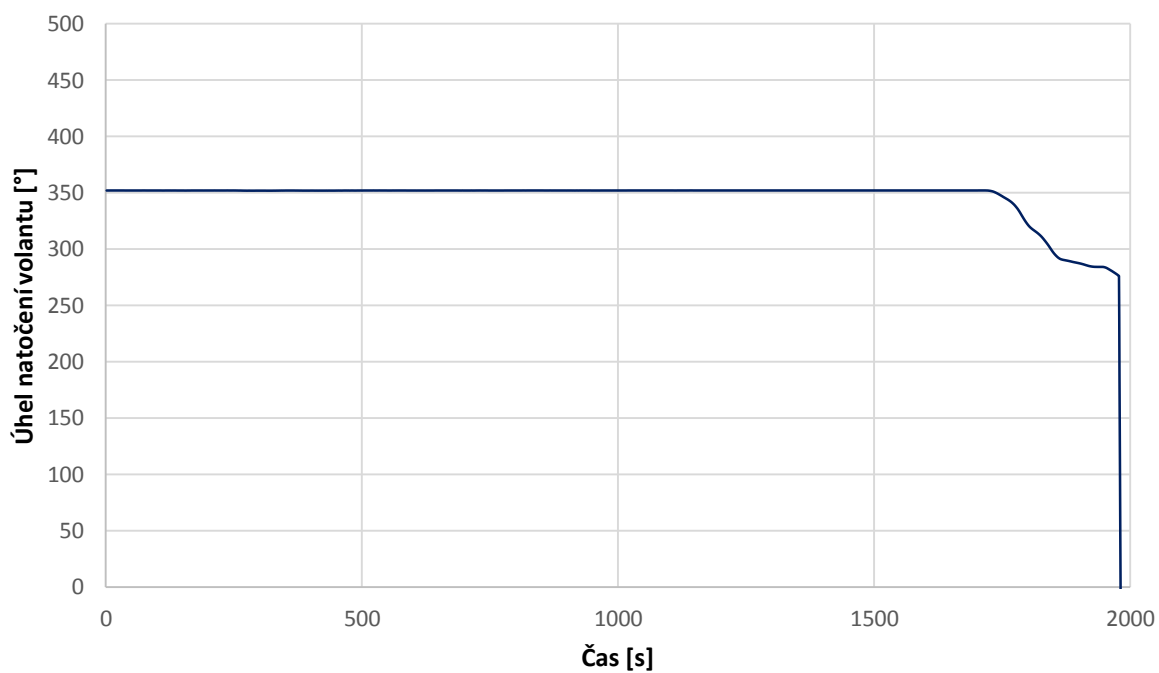
**Příloha č. 4** Trakční diagram vozu Škoda Rapid 1.2 TSI



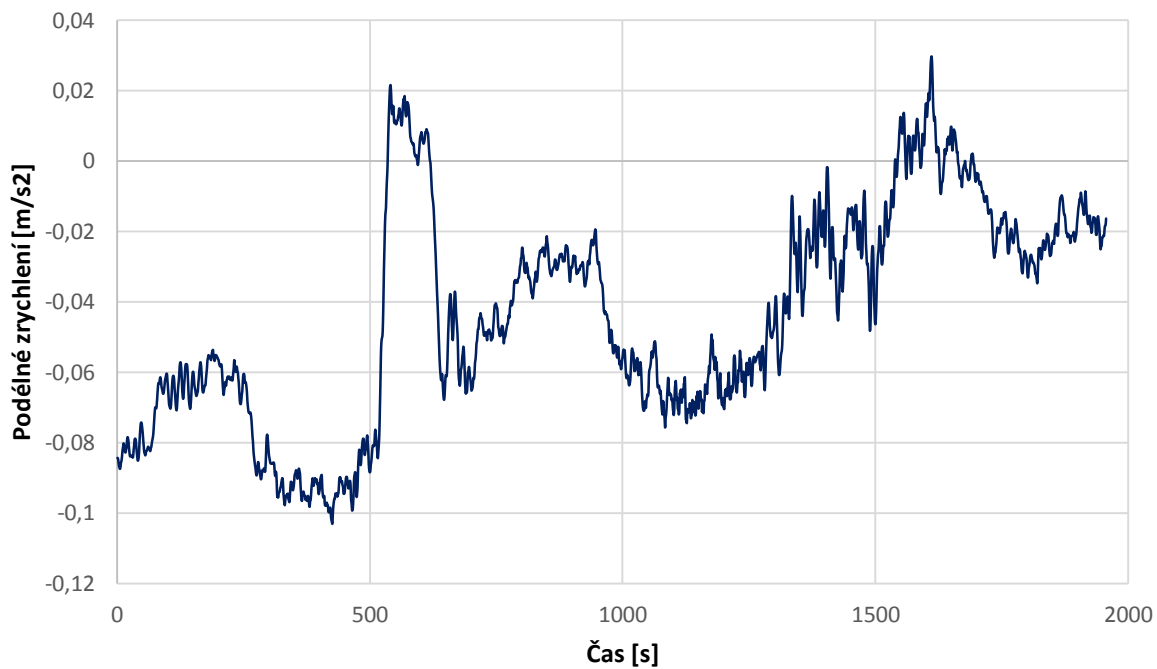
**Příloha č. 5** Závislost velikosti úhlu natočení volantu na čase při tlaku v pneumatikách 0,30 MPa



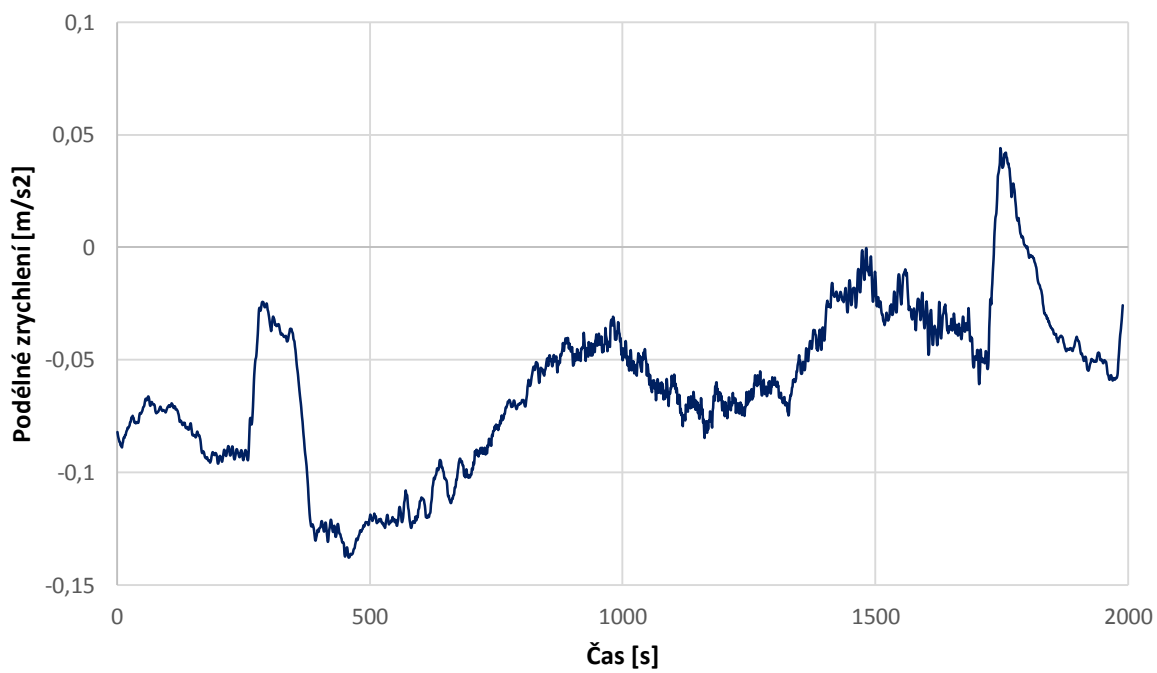
**Příloha č. 6** Závislost velikosti úhlu natočení volantu na čase při tlaku v pneumatikách 0,15 MPa



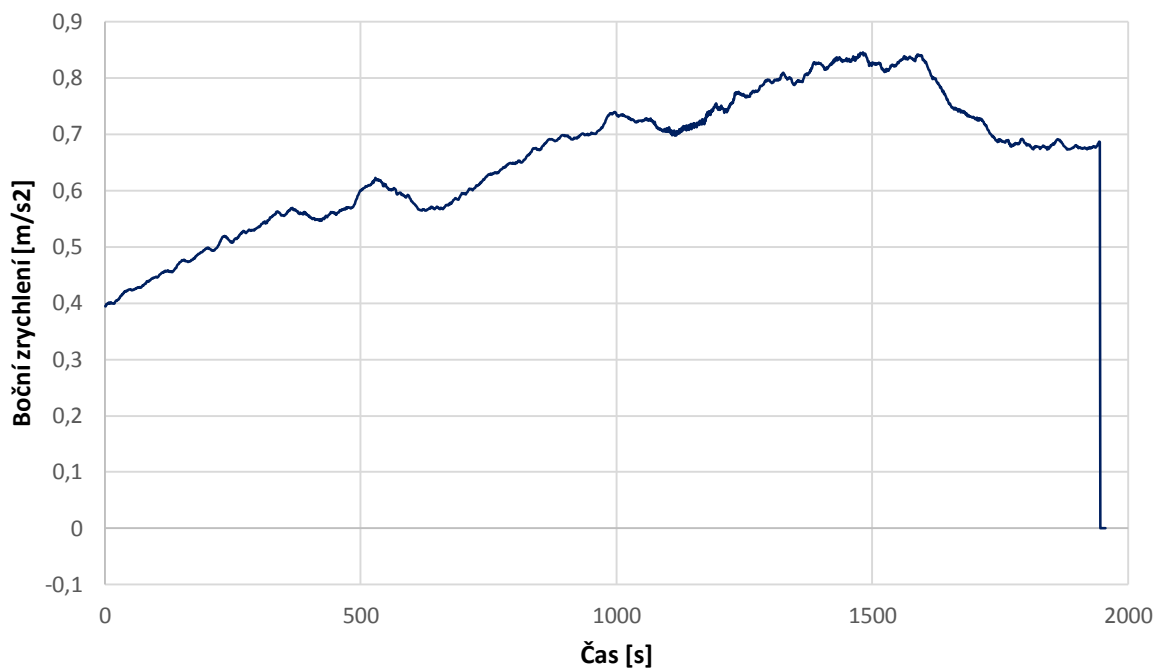
**Příloha č. 7** Závislost velikosti podélného zrychlení na čase při tlaku v pneumatikách 0,30 MPa



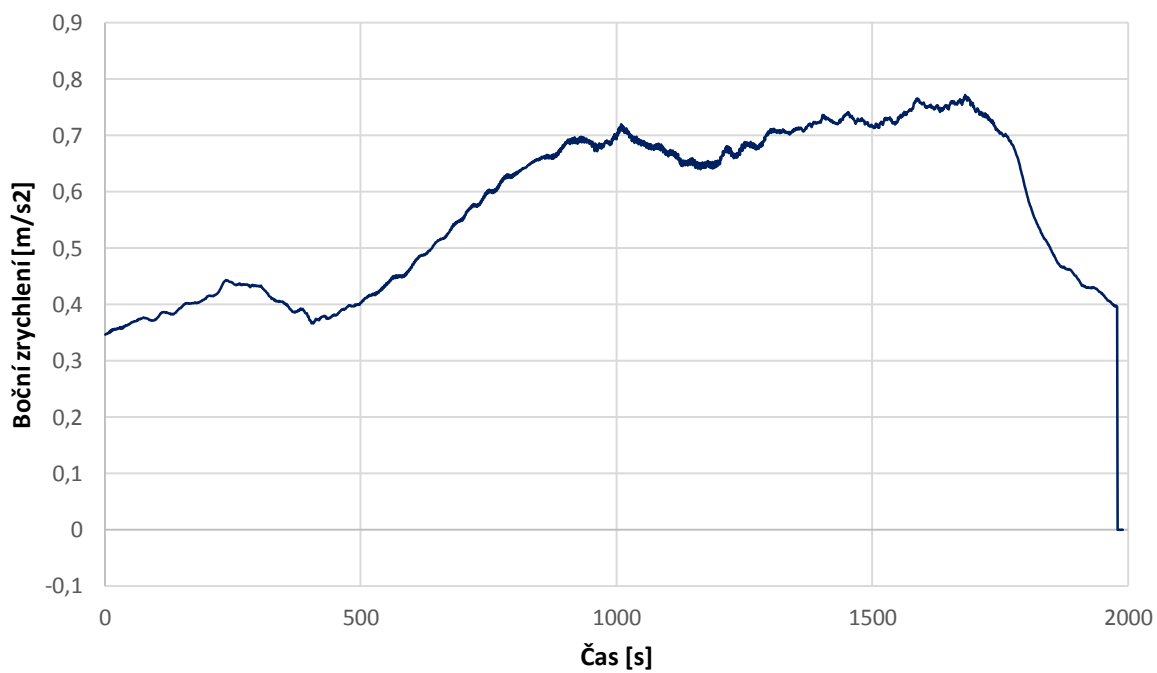
**Příloha č. 8** Závislost velikosti podélného zrychlení na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa



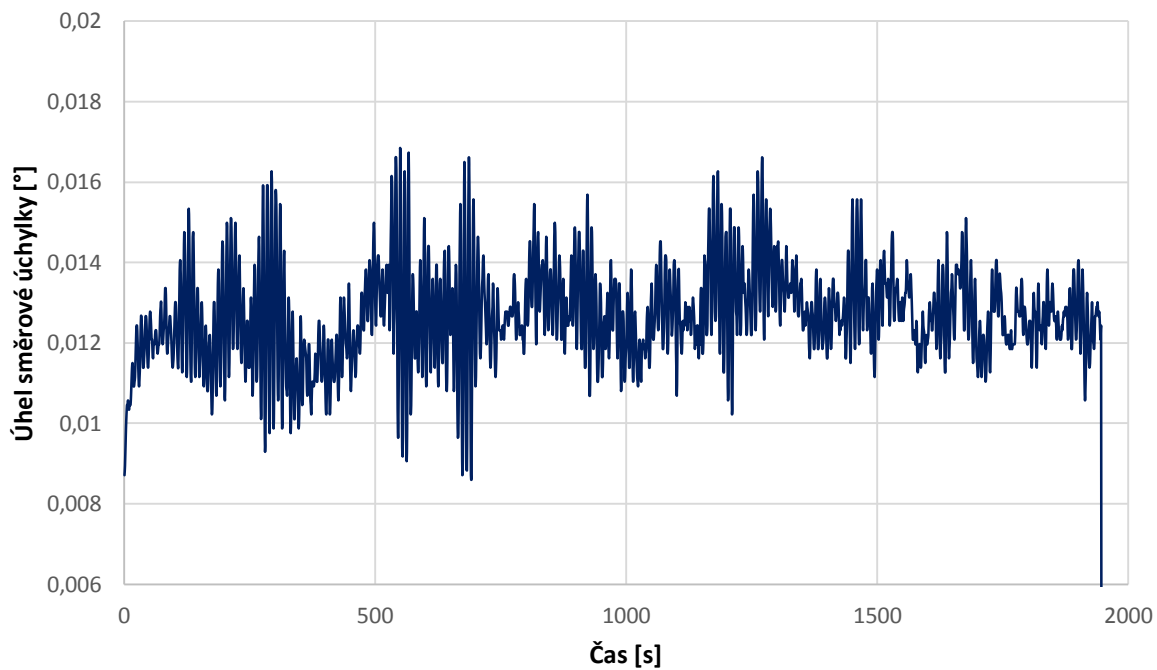
**Příloha č. 9** Závislost velikosti příčného zrychlení na čase pro tlak v pneumatikách 0,30 MPa



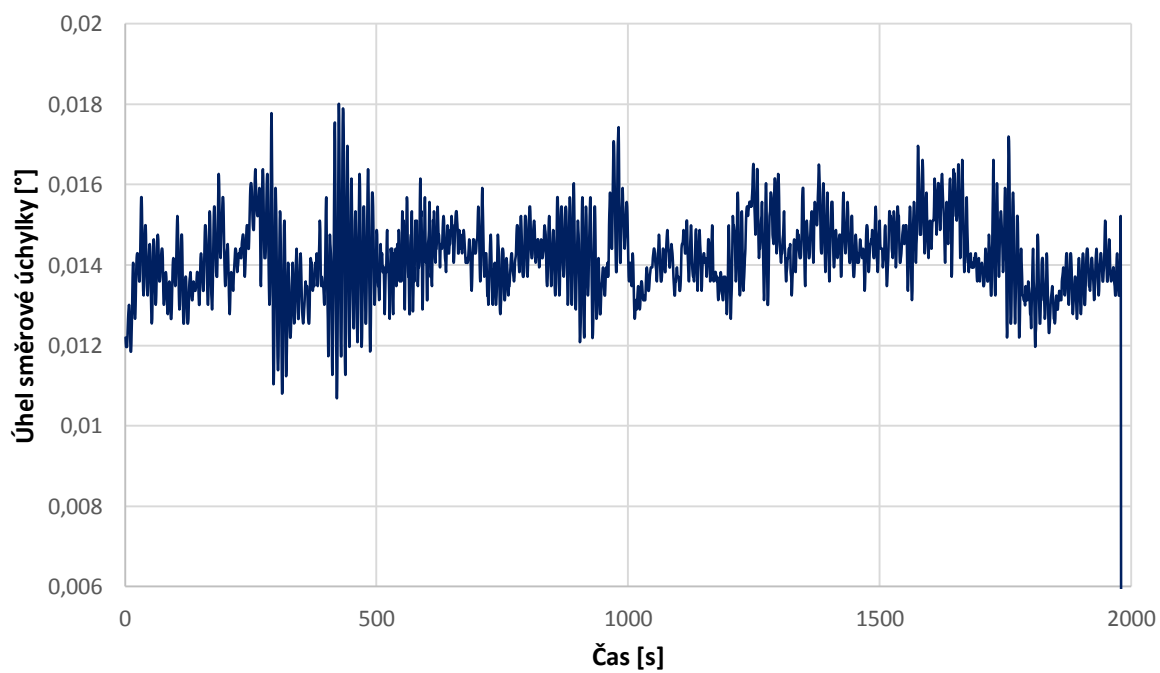
**Příloha č. 10** Závislost velikosti příčného zrychlení na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa



**Příloha č. 11** Závislost velikosti směrové úchytky vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,30 MPa

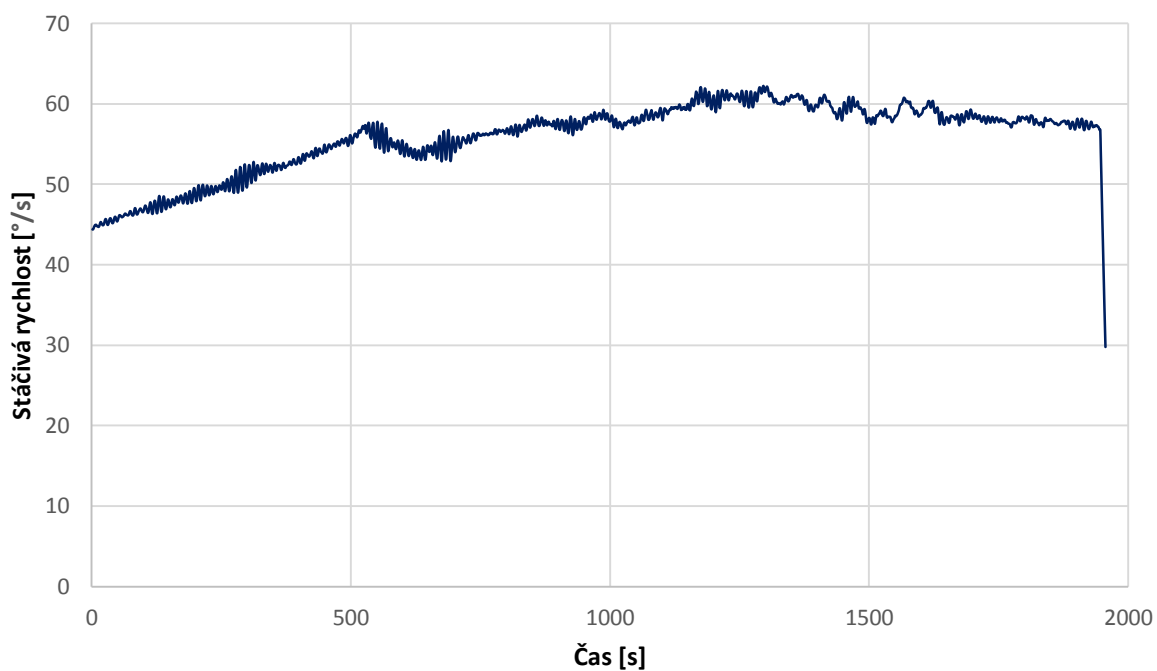


**Příloha č. 12** Závislost velikosti směrové úchytky vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa

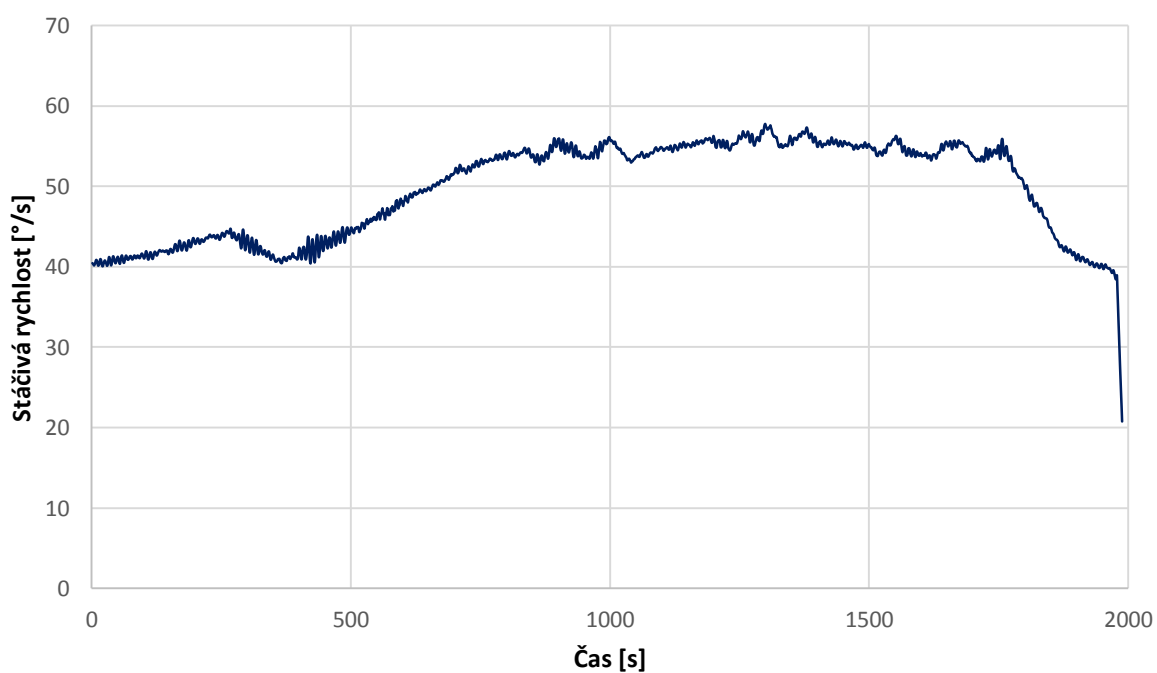




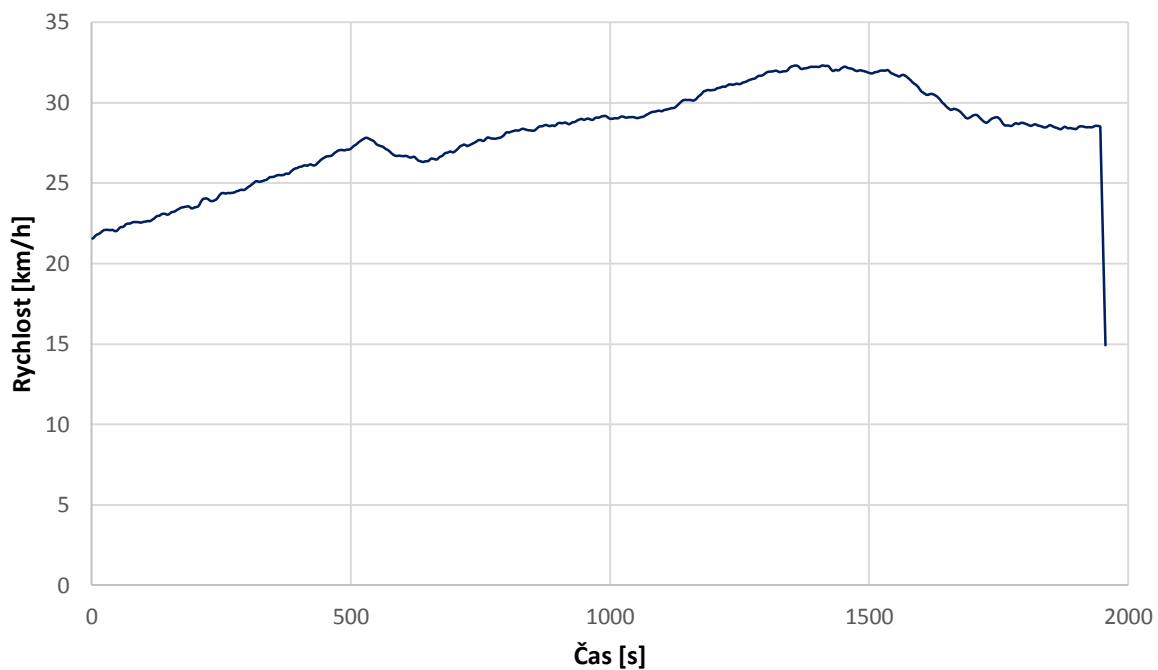
**Příloha č. 13** Závislost velikosti stáčivé rychlosti vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,30 MPa



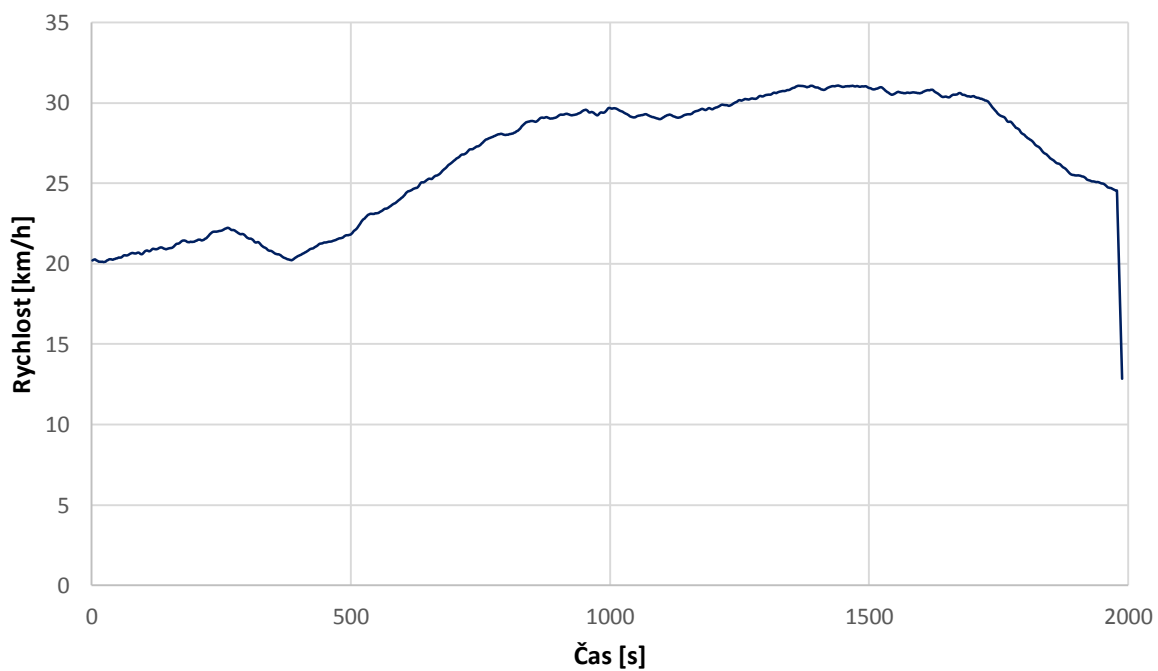
**Příloha č. 14** Závislost velikosti stáčivé rychlosti vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa



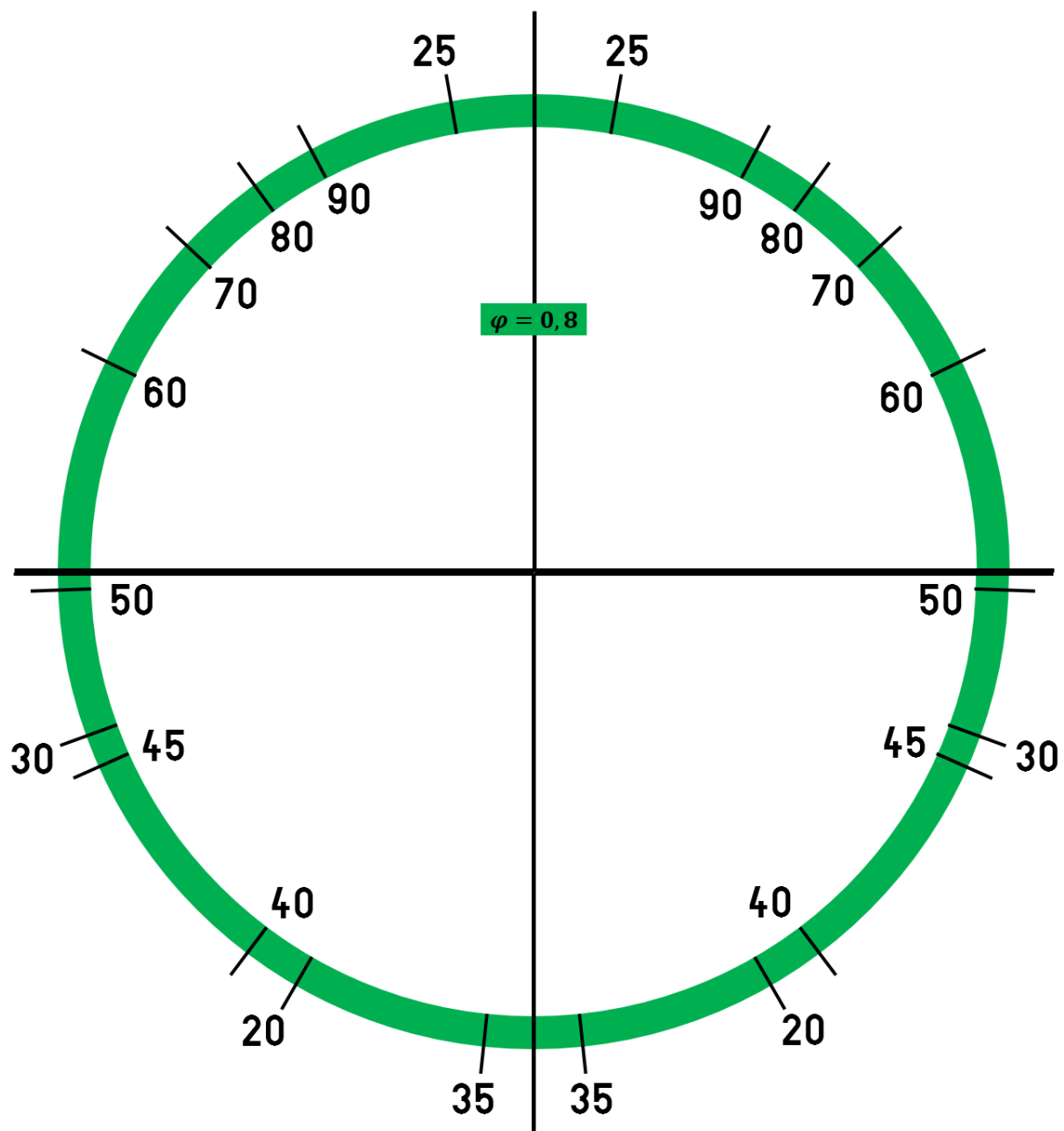
**Příloha č. 15** Závislost velikosti vektoru rychlosti vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,30 MPa



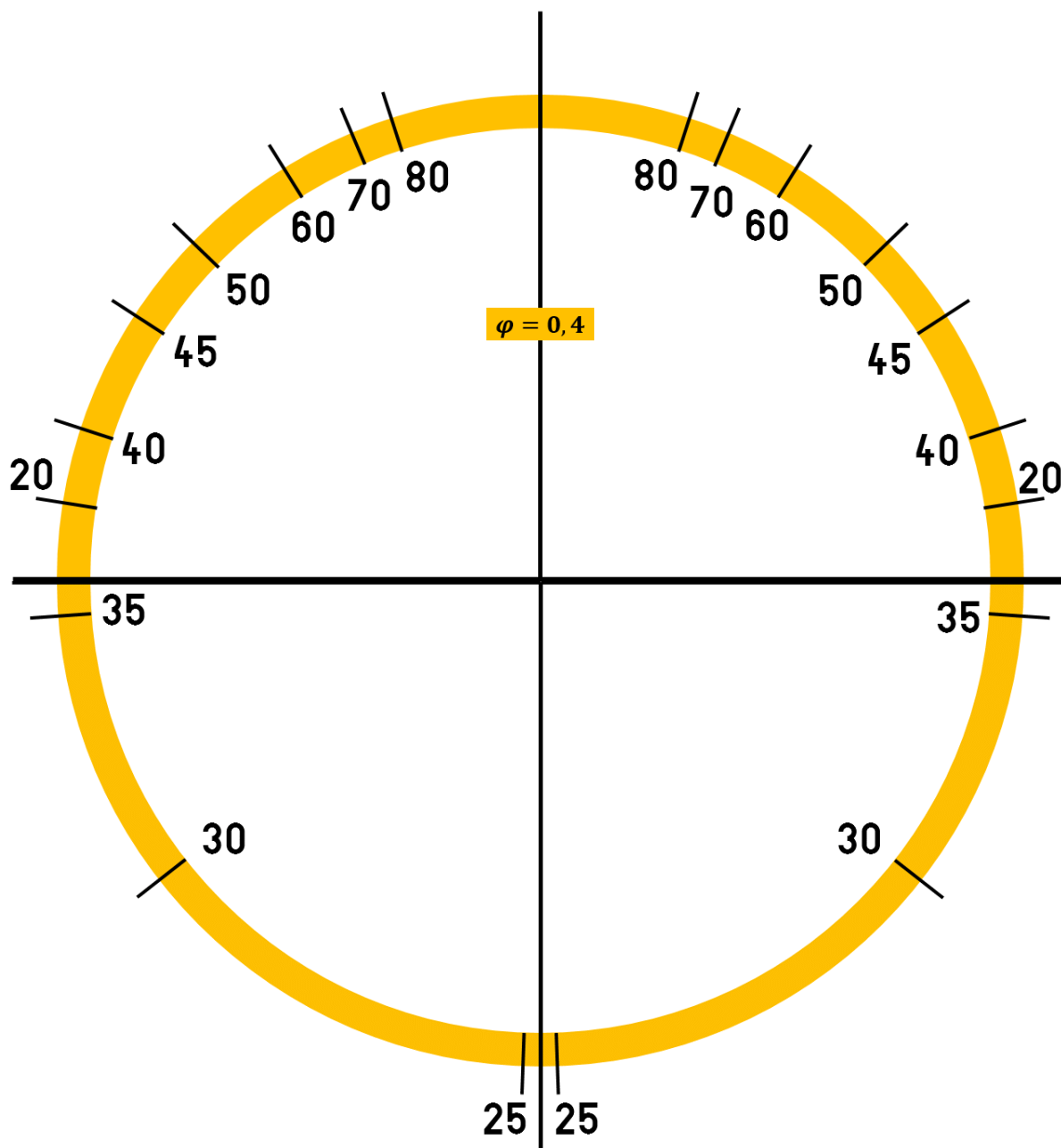
**Příloha č. 16** Závislost velikosti vektoru rychlosti vozidla na čase pro tlak v pneumatikách 0,15 MPa



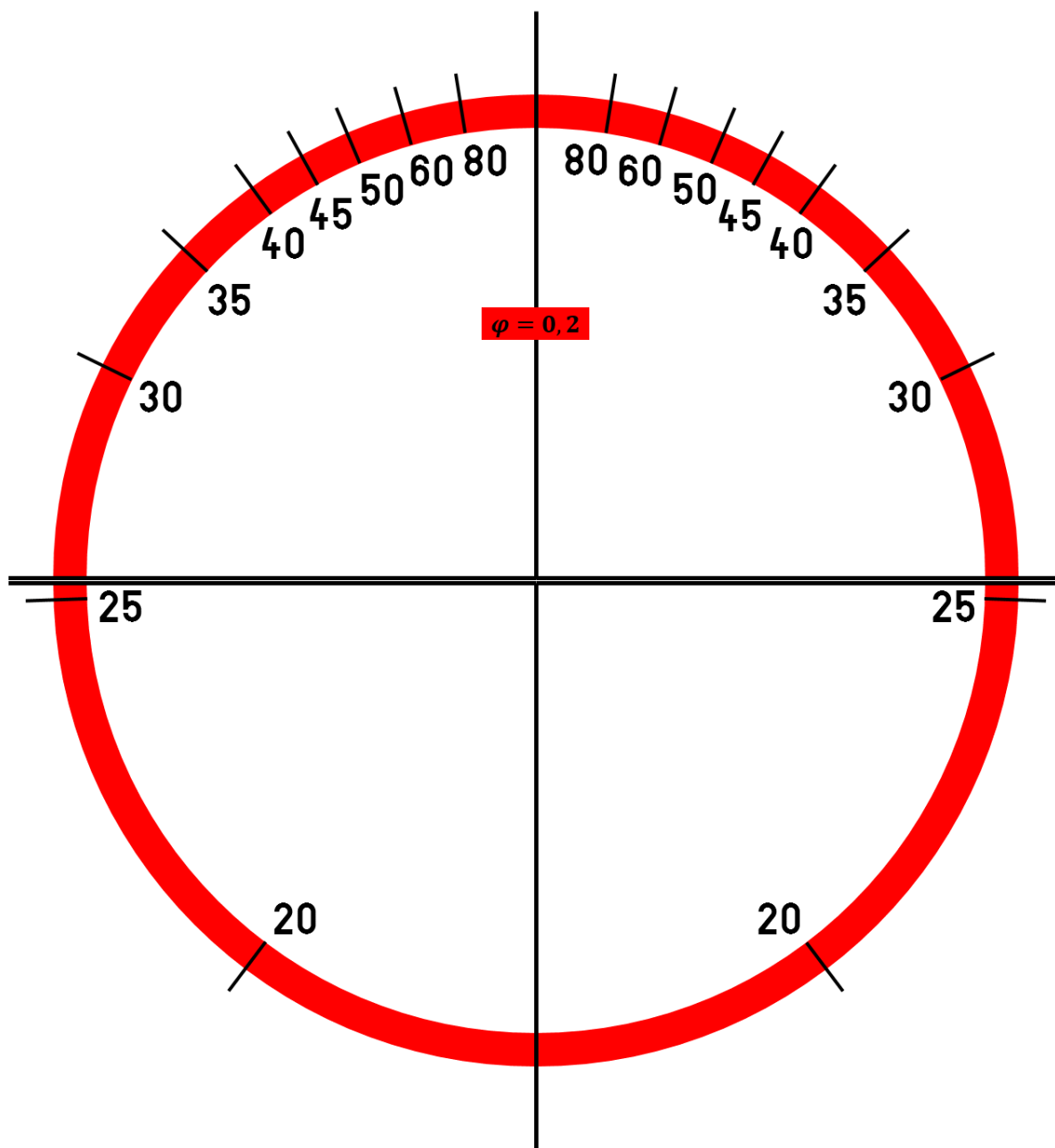
**Příloha č. 17** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z teoretických výpočtů zatáčení pro suchý povrch asfaltové vozovky



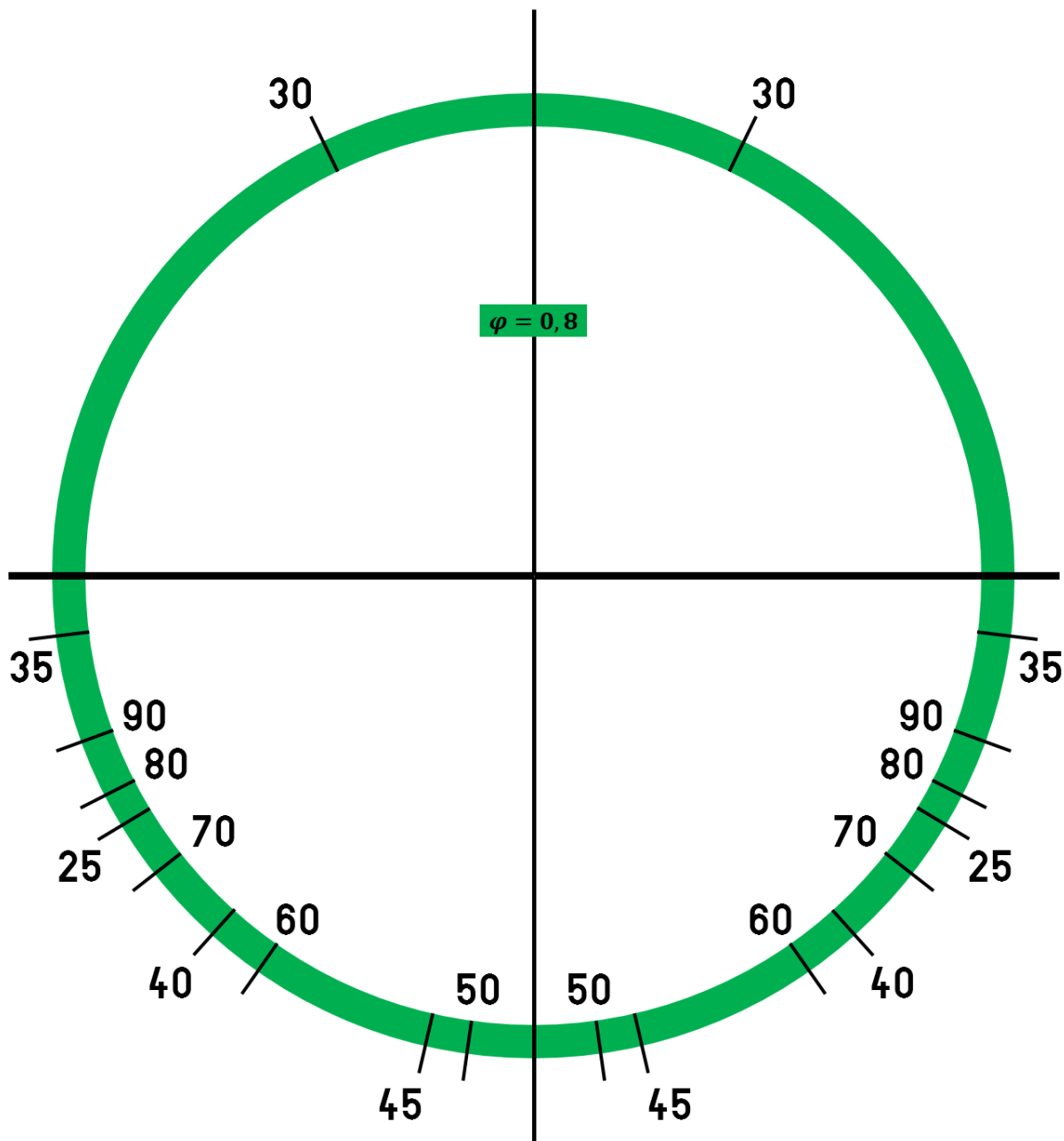
**Příloha č. 18** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z teoretických výpočtů zatačení pro mokrý povrch asfaltové vozovky



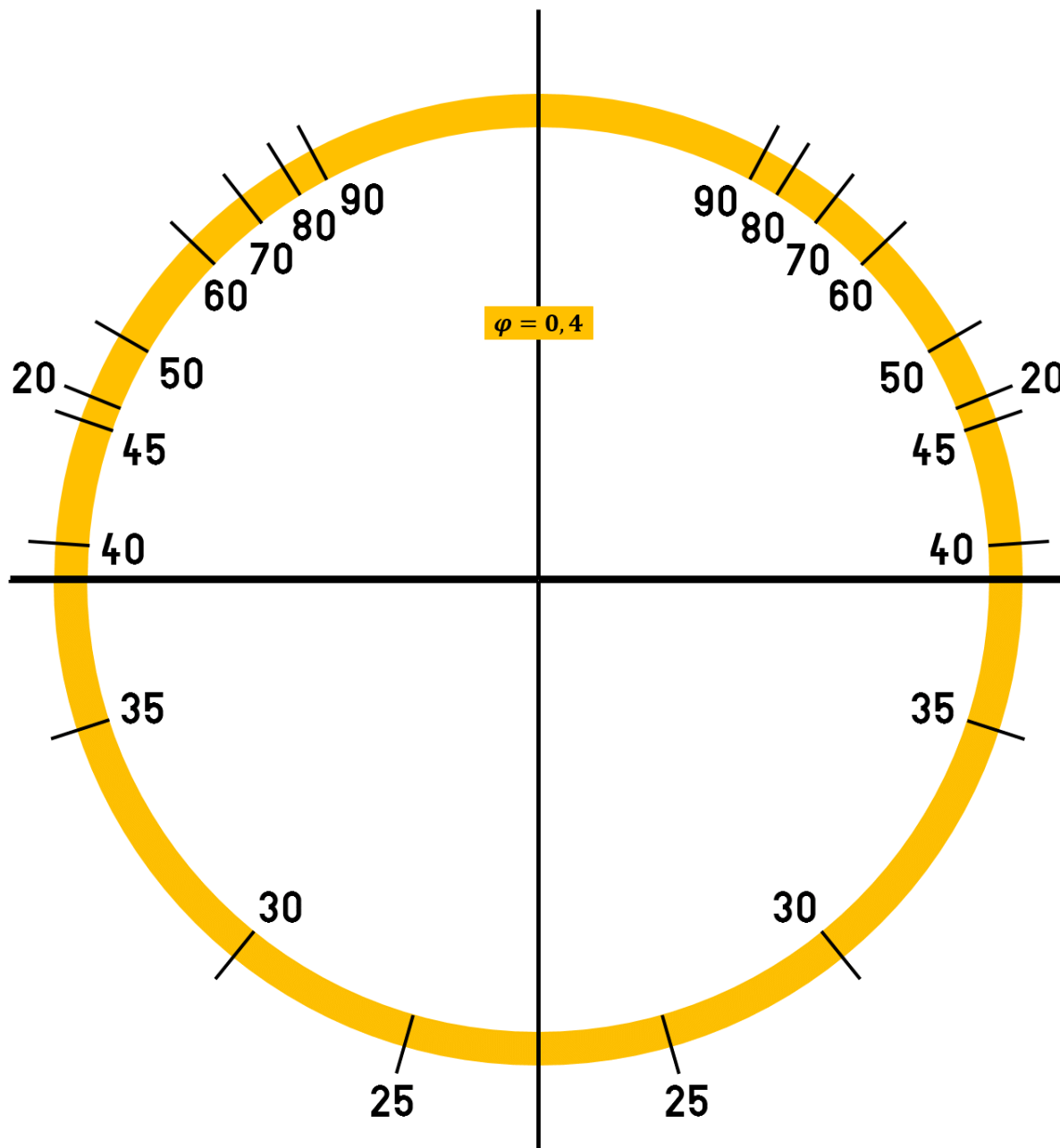
**Příloha č. 19** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z teoretických výpočtů zatáčení pro povrch asfaltové vozovky pokrytý ujetou vrstvou sněhu



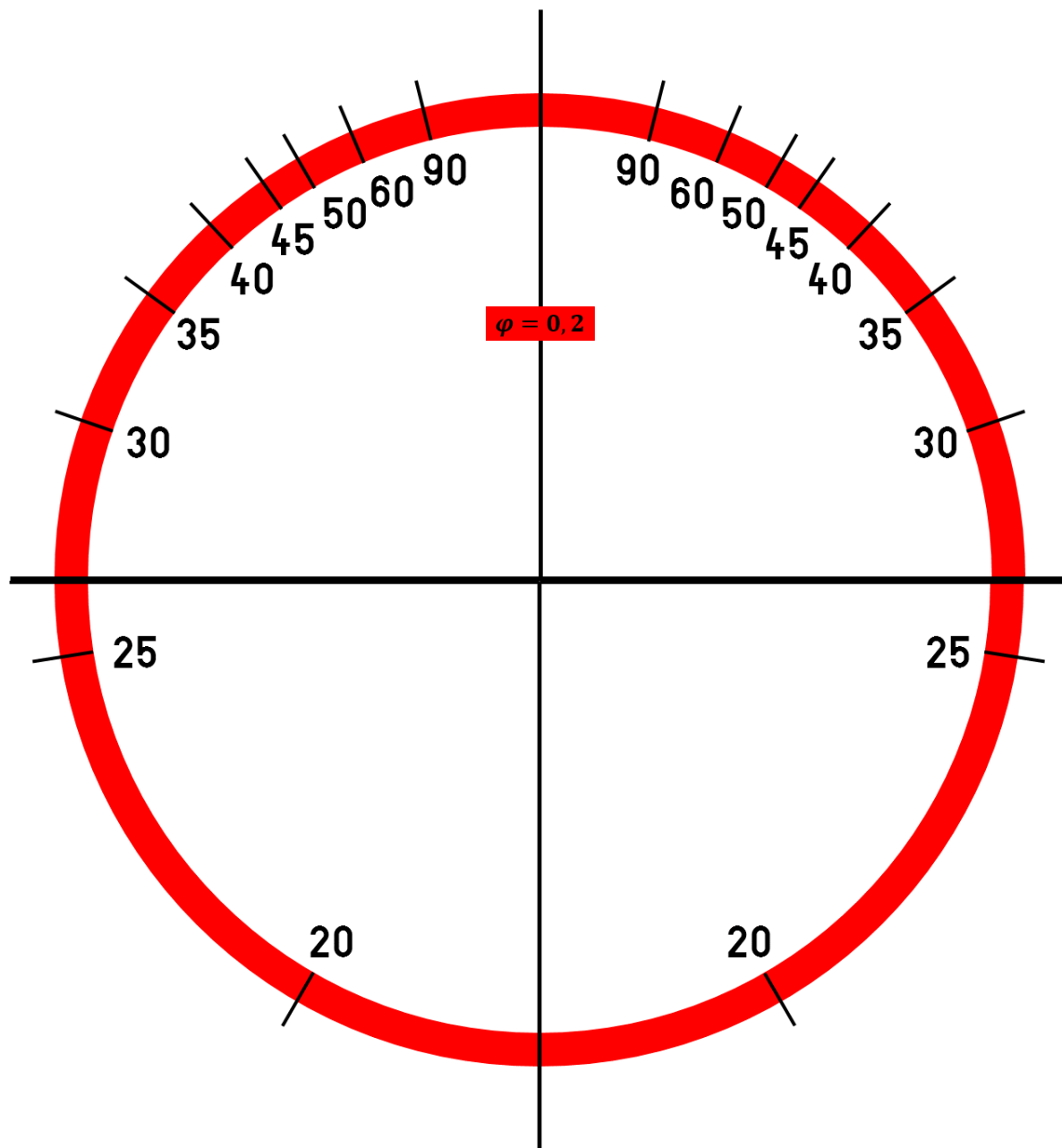
**Příloha č. 20** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z výpočtů dynamického zatáčení pro suchý povrch asfaltové vozovky



**Příloha č. 21** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z výpočtů dynamického zatáčení pro mokrý povrch asfaltové vozovky

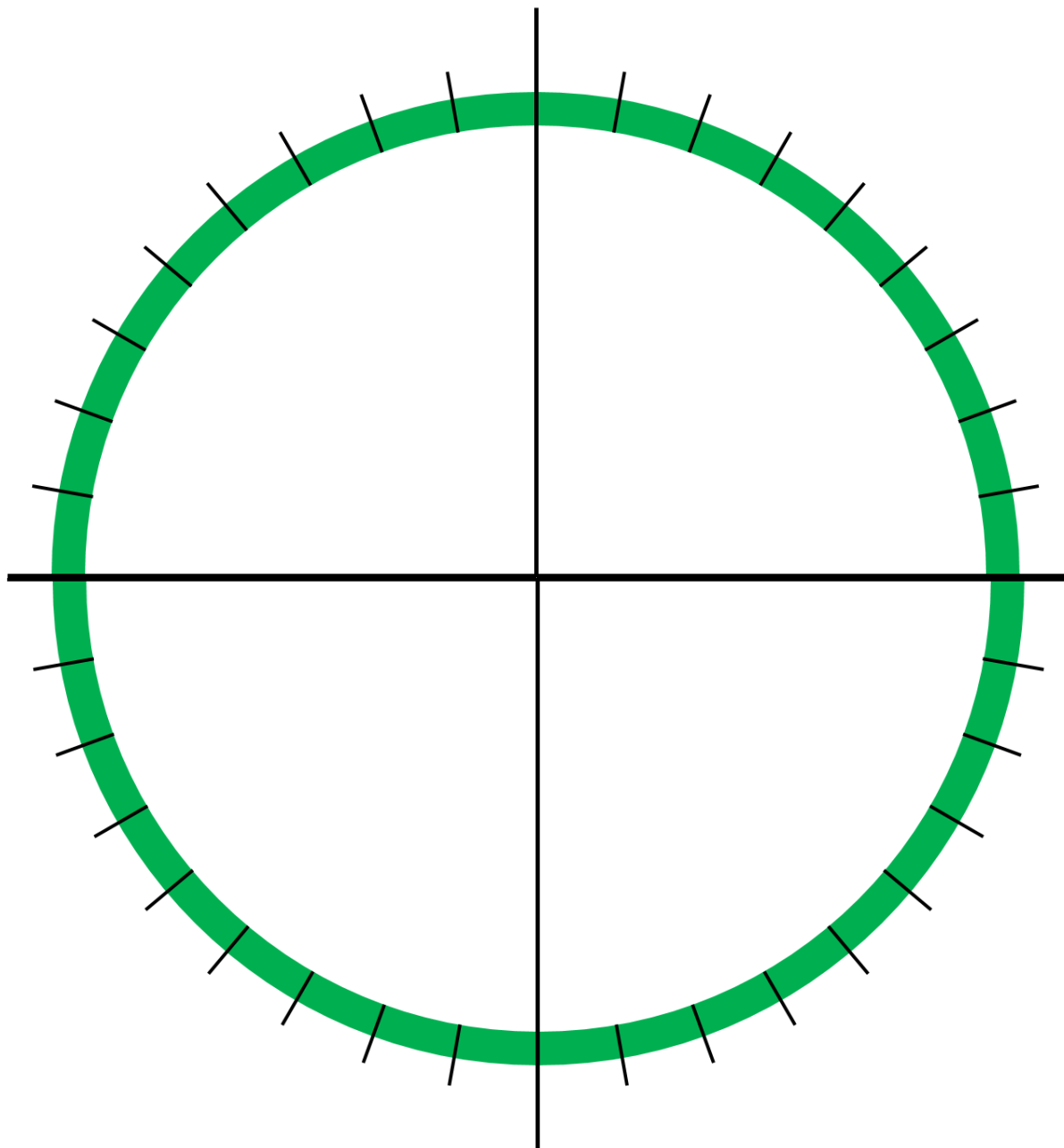


**Příloha č. 22** Výsledná grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z výpočtů dynamického zatáčení pro povrch asfaltové vozovky pokrytý ujetou vrstvou sněhu





**Příloha č. 23** Grafická stupnice pro monitorování natočení volantu pro jízdní zkoušky



**Příloha č. 24** Grafická stupnice pro monitorování natočení volantu vycházející z jízdních zkoušek skutečného zatáčení automobilu

