



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF FORENSIC ENGINEERING

**PŘÍČNÉ PŘEMÍSTĚNÍ MODERNÍCH VOZIDEL NA
MOKRÉM POVRCHU**

LANE CHANGE MANOEUVRE OF MODERN VEHICLES ON WET SURFACE

TEZE DIZERTAČNÍ PRÁCE

ABBREVIATED DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Roman Mikulec

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Bc. Marek Semela, Ph.D.

BRNO 2022

Abstrakt

Práce se zabývá možnostmi stanovení minimální doby příčného přemístění moderních vozidel na mokřém povrchu vozovky. Tato problematika již byla v minulosti řešena v řadě závěrečných prací, nicméně většina těchto prací byla založena na výsledcích měření na suchém povrchu vozovky. Je tedy nutné prozkoumat aplikovatelnost dosavadních výpočtových metod na situaci se sníženými adhezními podmínkami a vzít v potaz značný pokrok v oblasti konstrukce vozidel a systémů jízdní stability.

Na základě statistické analýzy několika sérií jízdních zkoušek, provedených s moderními vozidly, byl jako nejvhodnější metoda výpočtu doby příčného přemístění dvěma oblouky vyhodnocen doposud používaný tzv. Kovaříkův vzorec, pro který byla nalezena nová hodnota matematické konstanty. Rovněž je v práci představen alternativní výpočet podélné vzdálenosti, kterou vozidla v rámci manévru urazí.

Abstract

This dissertation deals with the possibilities of determining the minimum transverse displacement time of modern vehicles on wet road surfaces. The issue was addressed in several theses in the past. However, most of these theses were based on measurements on dry road surfaces. Therefore, it is necessary to investigate the applicability of existing calculation methods to the situation of reduced adhesion conditions and to take into account the considerable advances in vehicle design and driving stability systems.

Based on a statistical analysis of several series of driving tests performed with modern vehicles, the so-called Kovařík formula, which has been used so far, was evaluated as the most appropriate method for calculating the transverse displacement time through two curves, for which a new value of the mathematical constant was found. An alternative calculation of the longitudinal distance travelled by the vehicles in the manoeuvre is also presented in the paper.

Klíčová slova

Vozidlo, příčné přemístění, vyhýbací manévr, mokrá vozovka, jízdní stabilita.

Keywords

Vehicle, lane change, avoidance manoeuvre, wet road, driving stability.

OBSAH

OBSAH	4
1 ÚVOD.....	5
2 CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE.....	5
3 SOUČASNÝ STAV	6
3.1 Příčné přemístění vozidla	6
3.2 Faktory ovlivňující jízdní dynamiku vozidla	13
3.2.1 Vozidlo.....	13
3.2.2 Povrch vozovky.....	14
3.2.3 Řidič.....	15
3.3 Simulační programy	16
4 SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČIN.....	17
4.1 Výpočtové modelování.....	18
4.2 Simulační výpočtové modelování	19
4.2.1 Kinematické modelování.....	19
4.2.2 Dynamické modelování	19
5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	21
5.1 Analýza příčného přemístění vozidla.....	21
5.2 Měřicí a záznamové zařízení.....	22
5.3 Měřená vozidla	23
5.4 Jízdní zkoušky	24
6 CELKOVÉ VYHODNOCENÍ	28
6.1 Výpočet doby jízdního manévru.....	28
6.2 Výpočet podélné dráhy jízdního manévru	31
6.3 Analýza zásahu řidiče do řízení	33
6.4 Simulační programy při analýze jízdních manévrů.....	33
6.4.1 Virtual CRASH.....	34
6.4.2 PC-Crash.....	34
7 ZÁVĚR.....	35
7.1 Srovnání s předchozími pracemi.....	36
7.2 Návrhy na další výzkum.....	39
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	40

1 ÚVOD

Tato dizertační práce se zabývá otázkou minimální doby potřebné pro příčné přemístění moderních vozidel na vozovce se sníženými adhezními vlastnostmi, konkrétně na mokrém povrchu vozovky. S problematikou příčného přemístění vozidel se lze setkat především ve znalecké praxi, při analýze dopravních nehod, a to zejména v případech, ve kterých byl manévr příčného přemístění součástí přednehodového nebo nehodového děje. Dále (spíše ojediněle) v případech, ve kterých se vyhybací manévr jeví jako validní, technicky přijatelná možnost odvrácení nehody. Z pohledu znalecké praxe je účelné stanovení právě doby jízdního manévru, jelikož je takto možné manévr přiřadit konkrétnímu okamžiku v rámci časové osy nehodového děje.

V rámci této problematiky je nutné zohlednit jízdní limity vozidel a jejich postupný technologický vývoj (zejména v oblastech podvozkových skupin, pneumatik a asistenčních systémů), který má přímý vliv na jízdní stabilitu vozidla při vysoce dynamických manévrech. Stanovení minimální doby manévru příčného přemístění tedy vyžaduje analýzu jízdních manévrů, provedených na mezi jízdní stability vozidla.

Závěry této dizertační práce mají využití ve znalecké praxi, a to jak v podobě představení výpočtu doby manévrů příčného přemístění, tak vstupních hodnot, resp. jejich technicky přijatelných limitů, které lze využít v empirických vzorcích, nebo jako kontrolní hodnoty simulačního výpočtového modelování.

2 CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE

Primárním cílem této dizertační práce je představit postup, kterým je možné stanovit minimální dobu potřebnou pro příčné přemístění dvěma oblouky (vyhybací manévr) vozidla na mokrém povrchu vozovky a vymežit tak dolní hranici technické přijatelnosti doby tohoto manévru. Jako podstatné se jeví prověření stávajících metod a výpočtů (resp. empirických vzorců) běžně používaných ve znalecké praxi, zejména s ohledem na jejich použitelnost ve vztahu k posunu jízdních limitů moderních vozidel a ke zhoršeným adhezním podmínkám.

Dílčím cílem bude dále stanovení jízdních limitů moderních vozidel za snížených adhezních podmínek v podobě mokřého povrchu vozovky a určit tak vstupní veličiny zejména pro výpočetní (empirické) modely, používané v rámci analýzy příčného přemístění vozidla. Zohledněn přitom bude vliv asistenčních systémů, jimiž jsou moderní vozidla vybavena.

Dalším dílčím cílem pak bude prověření možnosti využití simulačních programů pro modelaci pohybu vozidla v rámci manévru příčného přemístění dvěma oblouky. V tomto ohledu bude nutné ověřit nastavení podstatných vstupních parametrů ve vybraných simulačních programech, tak aby byl výsledek simulačního modelování shodný se skutečnou dynamikou osobních vozidel, při pohybu na mokřém povrchu vozovky.

3 SOUČASNÝ STAV

V této kapitole je dále popsáno, jakým způsobem lze analyzovat manévr příčného přemístění zejména se zaměřením na jednotlivé druhy výpočtu doby tohoto manévru. Dále jsou pak v kapitole představeny faktory, které mají vliv na dynamiku a jízdní limity vozidla v průběhu tohoto manévru (především ve vztahu ke sníženým adhezním podmínkám).

3.1 PŘÍČNÉ PŘEMÍSTĚNÍ VOZIDLA

S příčným přemístěním vozidla (resp. vyhybacím manévrem) se lze setkat nejčastěji v podobě změny jízdního pruhu během předjíždění, nebo náhlém vybočení z důvodu vyhybání se překážce.

Z pohledu znalecké praxe je obvykle známa příčná vzdálenost, o kterou se vozidlo přemístilo a na základě dalších podkladů lze určit rychlost, jakou se vozidlo pohybovalo. Po stanovení způsobu, jakým bylo příčné přemístění vozidla provedeno, je poté vypočtena nejkratší možná doba příčného přemístění vozidla, tvořící mezní hodnotu s tím, že delší časy jsou z technického hlediska přijatelné. [1]

Na celkovou dobu vyhybacího manévru má vliv zejména stanovení počátku a konce jízdního manévru. Ve shodě s disertační prací [2] je i v této práci považován za počátek manévru okamžik, od kterého řidič začíná zrychleným způsobem natáčet volant ve směru

požadované změny směru jízdy a za konec manévru je považován okamžik, kdy je vozidlo přemístěno v novém jízdním pruhu, směr jeho jízdy se významně nemění, úhel natočení volantu je prakticky nulový a úhel stáčení vozidla je zpravidla blízky nule.

Ve výpočtech příčného přemístění vozidla hraje významnou roli maximální dosažitelné zrychlení v příčném směru (resp. adheze v příčném směru). V lit. [3] jsou například uvedeny výsledky měření ve SRN, poukazující na závislost příčného zrychlení vozidla na jeho rychlosti při manévru. Hodnoty dosažitelného příčného zrychlení vozidel v závislosti na rychlosti jejich jízdy a stylu (resp. razantnosti) manévru lze nalézt rovněž v publikaci [4]. Je nutné podotknout, že hodnoty příčného zrychlení uvedené v těchto publikacích vychází z měření provedených se značným časovým odstupem od této dizertační práce se staršími vozidly (zejména pak hodnoty maximálně dosažitelného příčného zrychlení jsou u moderních vozidel značně vyšší, jak bude patrné v dalších kapitolách této dizertační práce).

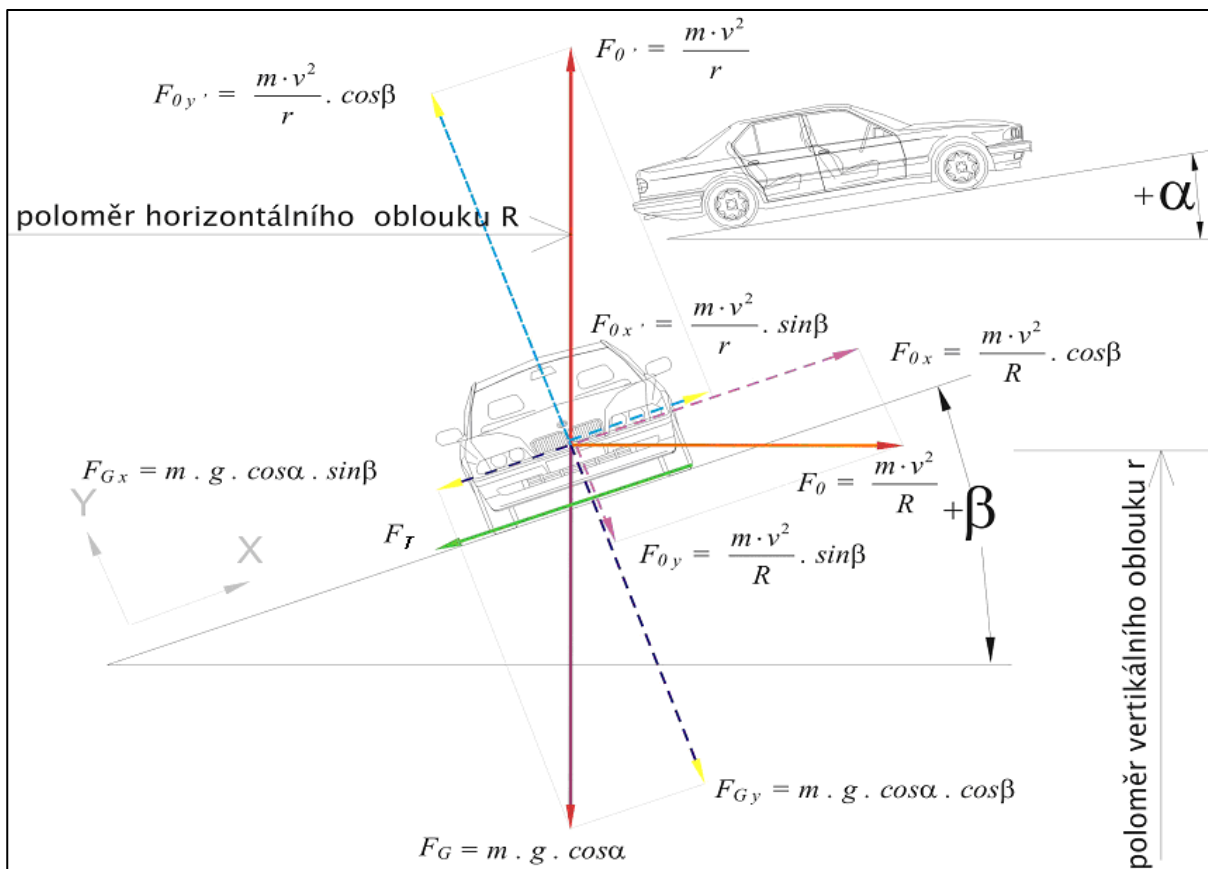
Obecně je manévr příčného přemístění vozidla uvažován jako pohyb po oblouku. V závislosti na zamýšleném pohybu se pak dále dělí na příčné přemístění jedním, nebo dvěma oblouky. Při výpočtu příčného přemístění je však rovněž potřeba zohlednit, zda mělo vozidlo dostatečnou rychlost v podélném směru, aby bylo schopno za uvedený čas příslušnou dráhu urazit. [3]

V následujících kapitolách bude probrána analýza jízdy obloukem a příčného přemístění, přičemž budou představeny empirické vzorce ve spojitosti s touto analýzou. Pro zpřehlednění bude provedena drobná úprava představených empirických vzorců, přičemž bude použito následující označení:

- a_y příčné zrychlení [m/s^2]
- $a_{y\max}$ maximální příčné zrychlení [m/s^2]
- μ_y adheze v příčném směru [-]
- y příčná vzdálenost, o kterou se vozidlo přesunulo [m]
- y_{\max} maximální příčná vzdálenost v rámci manévru [m]
- v rychlost vozidla [m/s]

Při jízdě v oblouku bez vertikálního sklonu na vozidlo působí v těžišti tíhová síla, odstředivá síla a v místě kontaktu pneumatik vozidla s podložkou v příčném směru působí tečná složka reakce, a to proti směru síly odstředivé. Proti síle tíhové působí v místech kontaktu vozidla s podložkou kolmo síly normálové. V případě skloněné zatáčky je směr

odstředivé síly a tečné složky reakce různý a rovněž tíhová síla není v rovnováze s normálovou složkou reakce. Odstředivá síla se také někdy nazývá setrvačná síla normálová. [5]

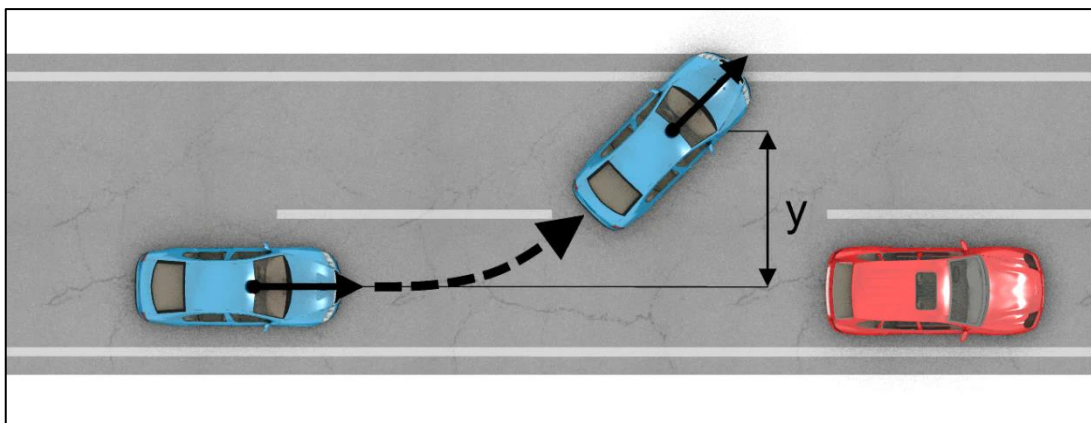


Obr. 1 Síly působící na vozidlo při jízdě obloukem [6], [5]

Komplexní vztah pro výpočet mezní rychlosti vozidla v obecném oblouku vychází z rovnováhy adhezní a odstředivé síly a jejich rozložení na jednotlivé složky dle výše uvedeného **Obr. 1**:

$$v_{mez} = \sqrt{\frac{r \cdot R \cdot g \cdot (\mu_y + \tan \beta) \cdot \cos \alpha}{r \cdot (1 - \mu_y \cdot \tan \beta) - R \cdot (\mu_y + \tan \beta)}} \quad (1)$$

Příčné přemístění jedním obloukem většinou slouží pro krátké příčné přemístění vozidla na vozovce (obvykle v případech, kdy se jedná o nouzové vyhnutí překážce bez ohledu na to, jaký bude následný pohyb vozidla, viz **Obr. 2**).



Obr. 2 Příčné přemístění jedním obloukem [7]

Typicky jde o případy nehod na křižovatce, kdy vozidlu jedoucímu po hlavní komunikaci zkříží trajektorii vozidlo jedoucí zprava, na což reaguje řidič prvního vozidla prudkým vyhnutím vlevo. Totéž pak platí při reakci řidiče např. na chodce, cyklisty, či zvěř. [3], [5]

Nejkratší dobu, za kterou lze příčné přemístění o vzdálenost y provést pomocí jednoho kruhového oblouku, lze odvodit za předpokladu konstantního zrychlení vozidla v příčném směru při využití maximální adheze v příčném směru μ_y , jak uvádí tzv. Kovaříkův vzorec, nazvaný dle autora, uvedený v roce 1968. [8] [3]:

$$t_y = \sqrt{\frac{2 \cdot y}{g \cdot \mu_y}} \quad (2)$$

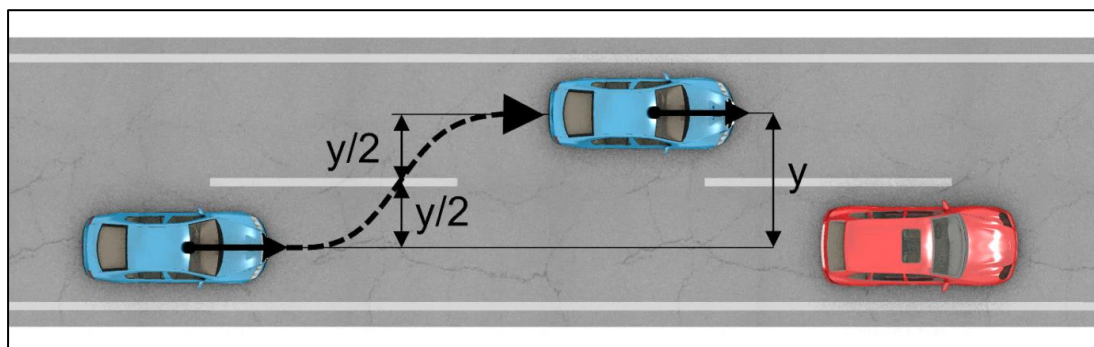
Jak je uvedeno v [3], dosazením $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, při zanedbání veličin a přemístěním konstanty $(2/g)$ před odmocninu, lze nejkratší dobu příčného přemístění jedním kruhovým obloukem bez přechodnic určit následovně:

$$t_y \geq 1,41 \sqrt{\frac{y}{a_y}} \quad (3)$$

Tento teoretický vzorec však vychází pouze z rovnoměrně zrychleného pohybu v příčném směru (tedy jízdy okamžitě po kružnici). Z praktického hlediska je pro tento výpočet nutné uvažovat nejprve jízdu po přechodovém oblouku a rovněž určitou prodlevu mechanismu řízení, vliv momentu setrvačnosti vozidla ke svislé ose a psychologickou stránku řidiče. Výsledný vztah byl na základě těchto praktických poznatků upraven do následující podoby [3]:

$$t_y \geq 1,57 \sqrt{\frac{y}{a_y}} \quad (4)$$

Vyhýbání dvěma oblouky, tedy manévru, při kterém vozidlo po ukončení vyhýbání pokračuje ve směru jízdy rovnoběžně s původním směrem (viz **Obr. 3**), lze uvažovat v případech, jakými jsou změna jízdního pruhu během předjíždění, náhlé vybočení a zařazení do vedlejšího jízdního pruhu z důvodu vyhýbání se překážce apod. [1], [5]



Obr. 3 Příčné přemístění dvěma oblouky [7]

V případě příčného přemístění dvěma oblouky lze využít předpokladu trajektorie v podobě dvou na sebe navazujících kruhových oblouků. Tomuto průběhu dráhy pak odpovídá průběh příčného zrychlení v podobě skokové změny. [9]

Pro stanovení doby příčného přemístění se pak vychází z dvojnásobku času potřebného pro překonání poloviny vzdálenosti při konstantním zrychlení. [9]:

$$t_y \geq 2 \sqrt{\frac{y}{a_y}} \quad (5)$$

Rovněž u tohoto výpočtu je však potřeba uvažovat s určitou prodlevou způsobenou vymezením vůlí v mechanismu řízení, pružností pneumatik apod. Z reálně provedených měření je patrné, že průběh zrychlení při manévru není skokový, ale spíše podobný sinusoidě s postupným nárůstem zrychlení na počátku a poklesem na konci manévru.

Při zjednodušující úvaze průběhu příčného zrychlení jako funkce sinus, tedy $a_y = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$, (kde amplituda A je maximální dosažené příčné zrychlení $a_{y \max}$) lze postupnou integrací získat vztah závislosti příčné rychlosti na čase a další integrací pak průběh příčné složky dráhy v závislosti na čase a z těchto následně vztah pro výpočet času potřebného pro příčné přemístění [3], [9]:

$$y = -\frac{A}{\omega^2} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{A}{\omega} \cdot t \quad (6)$$

kde y okamžitá hodnota příčného posunutí vozidla [m]

Z okrajové podmínky lze odvodit vztah pro ω [9]:

$$\Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{2\pi A}{y_{max}}} \quad (7)$$

Následně je možné odvodit vztah pro výpočet času [9]:

$$t = 2,51 \sqrt{\frac{y_{max}}{a_{y \ max}}} \quad (8)$$

V praxi je však nutné počítat s tzv. přechodnicemi, se kterými uvažuje již dříve zmíněný Kovaříkův vzorec. Rozdíl oproti teoreticky odvozenému vztahu pak spočívá v koeficientu před odmocninou, který byl na základě provedených jízdních zkoušek stanoven na 3,13, čímž získá výsledný vztah následující podobu [3], [1]:

$$t_y \geq 3,13 \sqrt{\frac{y_{max}}{a_{y \ max}}} \quad (9)$$

Na základě jízdních zkoušek provedených v rámci práce [10] došlo k další změně koeficientu před odmocninou. Vztah pro minimální dobu příčného přemístění vozidla s aktivovaným ESP na suché vozovce tak získal následující podobu:

$$t_y = 2,6 \sqrt{\frac{y}{a_y}} \quad (10)$$

V [9] bylo dále mj. ověřeno, že při výpočtu doby potřebné pro příčné přemístění dle tzv. Kovaříkova vzorce je v koeficientu před odmocninou (a tím v určení celkové doby příčného přemístění) zahrnuta rovněž odezva (prodleva řízení) vozidla.

V zahraničí jsou pro výpočet příčného přemístění dvěma oblouky běžně používány Weissový vzorec [11], [12], [1]:

$$t \geq K \cdot \sqrt{\frac{y}{a_y}} \quad (11)$$

Koeficient K je přitom vyjádřen jako funkce $K(a_y, v, y)$ dle následujícího vztahu [9]:

$$K = 2,2 \cdot 10^{-4} \cdot a_y^2 + 2,6 \cdot 10^{-3} \cdot a_y - 2,1 \cdot 10^{-2} \cdot Y + 2,1 \cdot 10^{-4} \cdot v + 2,72 \quad (12)$$

Hodnota, které dosahuje koeficient K pro mezní hodnoty příčného zrychlení je pak přibližně 2,67. [9]

S analýzou vyhybacího manévru změny jízdního pruhu se lze rovněž setkat v dizertační práci [13], ve které autor odvodil model doby manévru na základě úvahy vstupů o konstantním zrychlení, čímž bylo možné odvodit trajektorii po křivce tvořené dvěma kruhovými oblouky, čímž bylo dosaženo stejného tvaru rovnice výpočtu, jako je (8).

Podobná analýza byla rovněž uvedena ve studii [14] nebo [15]. Tyto modely se však ukázaly jako nespolehlivé pro nekritické situace, jakými je např. běžné předjíždění vozidel, jak uvádí studie [16].

Určitá alternativa k určení doby potřebné pro příčné přemístění vozidla byla uvedena ve studii [17], v podobě vyhodnocení dráhy, kterou vozidlo v průběhu tohoto jízdního manévru urazí.

$$S_{MIN} = v \cdot \sqrt{\frac{y}{1,56 \cdot \mu_y}} \quad (13)$$

Při běžné jízdě pak lze pro výpočet uražené dráhy použít obdobného vzorce v následující úpravě:

$$S = v \cdot \sqrt{\frac{y}{0,156 \cdot a_y}} \quad (14)$$

Alternativní výpočet podélné vzdálenosti, kterou vozidlo urazí v rámci manévru příčného přemístění dvěma oblouky, uvádí rovněž studie [18] v podobě vzorce (15).

$$X_i = 2,78 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{Y}{\mu_y \cdot g}} \quad (15)$$

K tomuto vzorci pak autoři studie uvádí, že konstantu ve vzorci je možné uvažovat v rozsahu 2,33 až 3,23.

Doba příčného přemístění je přímo závislá na razantnosti samotného manévru, tj. na dosažených hodnotách příčného zrychlení a_y . Měření a kategorizace jízdních manévřů bylo na základě subjektivního hodnocení posádky vozidla provedeno např. v dizertačních pracích [9], [2] a [19].

Tab. 1 – Souhrnné hodnocení pro stanovení náhlé změny směru jízdy [19]

Boční zrychlení [m/s ²]	Relativní četnost hodnocení "bezpečné" [%]	Relativní četnost hodnocení "málo nebezpečné" [%]	Relativní četnost hodnocení "nebezpečné" [%]
2	50	0	0
3	44,7	64	0
4	5,3	32	18
6	0	4	82

3.2 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ JÍZDNÍ DYNAMIKU VOZIDLA

3.2.1 Vozidlo

S neustálým technologickým vývojem vozidel jsou zároveň posouvány jízdní limity, jichž jsou moderní vozidla schopna dosáhnout. Vývoj se přitom týká všech aspektů vozidla – od používání vysokopevnostních materiálů při konstrukci karoserie, přes inovace ve složení směsi pneumatik po zavedení stále vyššího množství elektronických asistenčních systémů vozidel, které jsou schopny stále rychleji vyhodnocovat větší množství vstupních dat.

V souvislosti s požadavky na bezpečnou jízdu a vykonávání jízdních manévřů vozidla (včetně nouzových, mezi které se řadí i vyhybací manévř) je významným pojmem směrová stabilita vozidla. Směrovou stabilitou vozidla se rozumí jeho schopnost udržet požadovaný směr jízdy za všech provozních podmínek. U směrově stabilního vozidla je pak možné plně využít výkon motoru při zachování podmínky bezpečné jízdy. Na míru směrové stability má dle [20] vliv zejména:

- Poloha těžiště vozidla vzhledem k nápravám
- Pneumatiky na vozidle
- Kinematika přední a zadní nápravy i řízení
- Odpružení vozidla, zajišťující správný styk kol s vozovkou
- Aerodynamická stabilita
- Poměr mezi zatížením přední a zadní nápravy
- Systémy jízdní stability

V neposlední řadě jsou jízdní vlastnosti a ovladatelnost vozidla ovlivněny celkovým technickým stavem jednotlivých konstrukčních skupin vozidla. Při řešení problematiky vyhybacího manévřu je zejména podstatný stav podvozkových částí a řízení vozidla.

Problematika konstrukce a vlastností pneumatik je blíže rozvedena např. v [21], [22] nebo [20], vliv huštění pneumatik na jízdní vlastnosti osobního vozidla byl prozkoumán v rámci diplomové práce [23]. Otázka směrové úchylnosti pneumatik je představena např. v [24], [5], nebo [3].

Kontakt odvalujícího se kola s povrchem vozovky je označován jako adheze a její velikost ovlivňuje přenos sil mezi pneumatikou vozidla a povrchem vozovky a tím veškeré jízdní manévry vozidla. Samotná adheze je popisována jako komplexní jev závislý na řadě parametrů, jak např. uvedeno v [5], [25] nebo [26]. Styk pneumatiky s vozovkou je ovlivněn rovněž množstvím vody na povrchu vozovky. Otázkou aquaplaningu a hloubkou dezény pneumatik se zabývaly práce [20] a [27]. V neposlední řadě bylo rovněž zkoumáno chemické složení směsi, ze které je vyroben plášť pneumatiky, například ve studiích [28] a [29].

V souvislosti s podvozkovými částmi vozidla je v [30] a [31] rozvedena problematika odpružení vozidla. Problematika kinematiky náprav je uvedena například v publikacích [21], [22], [20].

Systémy jízdní stability vozidla a jejich vliv na jízdní manévry jsou popsány například v [32], [10], [33] a [22]. Pozitivní přínos elektronických stabilizačních systémů na nehodovost byl popsán ve studiích [34], [35], [36] a [37]. Negativa těchto systémů jsou uvedena například ve studii [38].

3.2.2 Povrch vozovky

Jak bylo zmíněno výše, jízdní limity vozidla (ať už při brzdění, akceleraci, nebo změně směru jízdy) jsou omezeny adhezí – tedy interakcí odvalující se pneumatiky s vozovkou. V literatuře [39] je uvedeno, že adhezní (protismykové) vlastnosti povrchu vozovky jsou mj. dány mikrotexturou (souhrnem výstupků na jednotlivých zrnech kameniva) a makrotexturou (obecně výstupky, tvořené samotnými zrny kameniva) povrchu vozovky a jejich trvanlivostmi (tj. schopnostmi povrchu vozovky odolávat účinkům zatížení a klimatických vlivů). [40]. Vlastnosti vozovky jsou rovněž ovlivněny:

- Materiálem povrchu vozovky
- Stavem povrchu vozovky

Adhezní vlastnosti povrchu vozovky se odvíjí jak od materiálu povrchu, tak jeho aktuálního stavu. Hodnoty adheze pro různé typy povrchů jsou uvedeny např. v [3], [25], [5], [41], [42] nebo [43].

3.2.3 Řidič

S příčným přemístěním vozidla se lze setkat v rámci analýzy přednehodového děje v případech, ve kterých řidič předjížděl, nebo se vyhýbal překážce v jeho jízdním směru (mnohdy pouze příčným přemístěním jedním obloukem, následkem tzv. úlekové reakce řidiče). Použití příčného přemístění jedním obloukem není z praktického hlediska možné (jelikož není řešen následný pohyb vozidla). Zbývá tak pouze možnost příčného přemístění dvěma oblouky (jednoduchá změna jízdního pruhu), kterou lze označit jako relativně komplikovaný jízdní manévr, silně závislý na schopnostech a zkušenostech řidiče.

Provedení úspěšného vyhnutí zahrnuje celkový proces určení, kterým směrem bude manévr směřovat, a zhodnocení, zda je ve zvoleném směru vyhýbání volný prostor, a rovněž vyhodnocení bezprostředního okolí vozidla, čímž dochází k prodloužení celkové reakce řidiče. Schopnost řidiče reagovat na vzniklou situaci a jeho následná rychlost reakce pak může být ovlivněna např. i způsobem, jakým za jízdy drží volant, jak je uvedeno v práci [44].

Dále je pak otázkou, zda je z technického a také z právního hlediska možné žádat po řidiči daný způsob odvrácení nehody ve chvíli, kdy mu není patrný průběh nehodového děje. [3], [25], [45]

Na reakci řidiče má rovněž vliv směr, ze kterého dojde k narušení jeho jízdního koridoru [25], [46]. Na typ reakce řidiče (brzdění, vyhýbání nebo jejich kombinace) má dle provedeného výzkumu ve studii [47] přímý vliv časová vzdálenost od kritické situace, označovaná jako TTC (z anglického Time to Collision).

Závěry studií, zaměřených na problematiku použití vyhýbacího manévru řidiči se poněkud rozcházejí. Studie [45] uvádí, že nejčastější reakcí řidičů osobních vozidel bylo brzdění vozidla. Oproti tomu závěry uvedené v [48], vypovídají o vyšší četnosti případů, kdy je snahou zabránit střetu právě kombinací řízení a brzdění. Poněkud podrobnější rozbor odvrácení střetu v simulovaných podmínkách nabídla studie [49], kdy bylo jako nejčastější prvotní reakce vyhodnoceno brzdění.

3.3 SIMULAČNÍ PROGRAMY

V současné době existuje řada simulačních programů, používaných za účelem analýzy dopravních nehod. Tyto programy v sobě obsahují trojdimenzionální matematické modely vozidel, pomocí kterých je možné provést mj. i dopředný (kinetický) výpočet pohybu vozidla. Simulační programy umožňují např. přímé zohlednění topografie terénu pro výpočet pohybu těles v případech, ve kterých je k dispozici dokumentace v podobě geodetického zaměření místa nehody. Dále umožňují analýzu výhledových možností, zejména, pokud je k dispozici stále se rozšiřující 3D dokumentace místa nehody (s využitím laserových skenerů nebo fotogrammetrie).

V současné době se mezi nejrozšířenější programy, s jejichž pomocí lze provést simulační modelování, řadí programy Virtual CRASH a PC-Crash. Pro technicky přijatelný výstup simulačního modelování je do programů nutné zadat korektní vstupní data, přičemž při modelaci pohybu vozidla je nutné zadat základní parametry, týkající se modelovaného vozidla, jeho ovládání a prostředí (okolí), kterým se vozidlo pohybuje.

Základní vstupní parametry jsou dány samotnou konstrukcí modelovaného vozidla (např. rozměrové a hmotnostní parametry). V rámci simulačního modelování dynamických jízdních manévřů, při kterých dochází ke změně směru jízdy vozidla a jízdě na mezi jízdni stability (mezi které se vyhýbací manévr řadí) je nutné zadání korektních vstupních dat vymezujících, resp. omezujících právě pohyb vozidla. Mezi tyto parametry se řadí zejména nastavení interakce pneumatiky vozidla s okolím (hodnota koeficientu adheze a matematický model pneumatiky), řízení vozidla a rychlost otáčení volantu a (s ohledem na vybavení moderních vozidel) zohlednění funkce stabilizačních systémů vozidla, což jak program Virtual CRASH, tak program PC-Crash umožňují zahrnout.

Tab. 2 – Parametry stabilizačních systémů v jednotlivých programech

Virtual CRASH		
Rozlišení ESP	[rad/s]	Tímto parametrem lze nastavit limitní hodnotu vypočtené stáčivé rychlosti vozidla, při které dojde k aplikaci stabilizace
Účinnost ESP	[%]	Tímto parametrem lze nastavit procentuální aplikace brzdného účinku v rámci stabilizace vozidla
PC-CRASH		
Čas cyklu	[s]	Tímto parametrem se nastavuje, jak často provádí simulační program kontrolu jízdní dynamiky vozidla a adekvátně reaguje
Čas zpoždění	[rad/s]	Tímto parametrem lze nastavit limitní hodnotu vypočtené stáčivé rychlosti vozidla, při které dojde k aplikaci stabilizace
Faktor využití tření	[-]	Tento parametr vyjadřuje intenzitu brzdného účinku při stabilizaci vozidla

Simulační programy v sobě rovněž obsahují matematické modely pneumatiky. Tyto modely jsou založeny na Newtonových pohybových zákonech a liší se mezi sebou parametry, se kterými při výpočtu uvažují. Jedním (základním) z těchto modelů je tzv. Lineární model pneumatiky, který předpokládá, že maximální horizontální síla na pneumatice nezávisí na směru pohybu pneumatiky. Rovněž při použití tohoto modelu není uvažován významný rozdíl mezi koeficientem tření odvalujícího se kola a smýkajícího se kola. [50], [5], [25]

Existuje pak ještě řada dalších modelů, z nichž některé jsou představeny např. v [50] a [25]. Z těchto dalších modelů lze uvést např. STM model, používaný v simulačním programu PC-Crash, případně TM-Easy v software Virtual CRASH. Dalšími používanými modely pneumatik pak jsou např. model SMAC a SIMON. [51], [50], [5]

4 SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČIN

Systémový přístup je definován v publikacích prof. Přemysla Janíčka [52], [53] a [54], a pro využití v rámci analýzy silničních nehod byl zpracován v habilitační práci [55].

Cílem této dizertační práce je stanovení postupu, kterým lze určit dobu manévru příčného přemístění moderních vozidel na mokrém povrchu. Za problémovou situaci lze v tomto případě označit současný (nedostatečný) stav poznání v oblasti této problematiky, konkrétně s ohledem na časový odstup této práce oproti předchozím (spojený s vývojem v oblasti automobilové kontrakce a techniky) a rovněž snížené adhezní podmínky v podobě mokré vozovky.

Na základě takto stanovené problémové situace a cíle této dizertační práce lze vymezit problém jako stanovení postupu, kterým je možné určit minimální dobu příčného přemístění moderního vozidla na mokrém povrchu vozovky. S ohledem na současný stav dané problematiky vymezený v **kapitole 0** jsou pak nejběžnějšími postupy stanovení doby předmětného manévru výpočtové a simulační výpočtové modelování.

4.1 VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ

Řada postupů a metod v oblasti analýzy silničních nehod je založena na tzv. zpětném odvíjení nehodového děje – tedy od konečných poloh objektů ke vzniku nehodové situace. Tyto postupy mohou využívat zjednodušené výpočtové modely pohybových parametrů na bázi modelové teorie základních fyzikálních závislostí typu Newtonových pohybových zákonů, empiricky odvozených vztahů či na základě reálných prováděných experimentů. V rámci analýzy silničních nehod je lze využít pro ověření nebo zúžení mezí výsledků simulačního výpočtového modelování, nebo jako vstupní veličiny simulačního modelování. [55]

V případě výpočtového modelování vyhybacího manévru vozidla lze použít empirické vztahy analyzující pohyb hmotného bodu. Vstupními veličinami těchto metod jsou příčná vzdálenost přemístění, maximální nebo využitě příčné zrychlení vozidla a případně rychlost vozidla. Výstupní veličinou pak je celková doba manévru, potažmo dráha, kterou vozidlo při manévru urazilo. [55]

Tab. 3 – Systém podstatných veličin vybraných metod výpočtového modelování

Metoda	Podstatné vstupní veličiny	Výstupní veličiny
Kovaříkův vzorec (9)	$y [m]; a_{y \max} [m/s^2]$	$t [s]$
Weissův vzorec (11)	$y [m]; a_{y \max} [m/s^2]; v [m/s]$	$t [s]$
Výpočet dle [17] (14)	$y [m]; a_y [m/s^2]; v [m/s]$	$s [m]$
Výpočet dle [18] (15)	$y [m]; \mu_s [-]; g [m/s^2]; v [m/s]$	$X_i [m]$

Tento typ modelování nedokáže zohlednit žádné další vlivy (např. řízení, model pneumatik a jejich stav, pružení, tlumení, výšku těžiště, technický stav vozidla z hlediska řízení a brzdění, elektronické asistenty apod.), to však neomezuje jeho použitelnost při řešení problémů, které nevyžadují vyšší úroveň modelování. [55]

4.2 SIMULAČNÍ VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ

S rozvojem v oblasti výpočetní techniky je možné se stále častěji setkat s řešením silničních nehod s využitím simulačních programů. Simulační výpočtové modelování je prováděno jako speciální typ výpočtového modelování, ve kterém jsou formou opakované realizace přímého algoritmu s podporou výpočetní techniky hledány možné hodnoty vstupních parametrů, omezujících podmínek a výsledků, které jsou v dobrém souladu se známými důsledky. [55]

Pro pohyb vozidel pro účely analýzy silničních nehod jsou užívány při přímém výpočtovém simulačním modelování kinematický nebo dynamický výpočtový model pohybu. Oba jsou částečně aplikovatelné pro řešení pohybu v kladném i záporném čase simulace. [55]

4.2.1 Kinematické modelování

S kinematickým modelováním pohybu vozidla se lze v analýze silničních nehod setkat nejčastěji v simulačních programech při stanovení předstřetového pohybu vozidel, kde jeho úroveň postačuje. Kinematický výpočtový model pohybu vozidla může být jak dopředný, tak zpětný, přičemž v simulačním programu je odlišen pouze časově. Podstatnými vstupními veličinami kinematického simulačního modelování jsou:

- počáteční rychlost
- adheze mezi pneumatikou a vozovkou (střední zpomalení/zrychlení)
- poloha těžiště
- dráha nebo čas potřebného výpočtu do požadované konečné polohy

Výstupní veličinou je konečná rychlost na konci zadaných sekvencí a konečná poloha těžiště.

4.2.2 Dynamické modelování

Při užití prostorového dynamického (kinetického) výpočtového modelu silového působení jsou brány v potaz dynamické vlivy a vnější síly působící na vozidlo.

Z obecného hlediska jsou podstatné vstupní entity, charakteristiky a veličiny simulačního výpočtového modelování uvedeny v **kapitole 3.3**. Výstupními veličinami jsou zejména konečná rychlost na konci zadaných sekvencí, konečná poloha těžiště, úhlové rychlosti, směr vektoru rychlosti, natočení vozidla.

S ohledem na značné množství vstupních parametrů simulačního modelování bylo v rámci této dizertační práce užito několik zjednodušujících předpokladů:

- je uvažován dobrý technický stav vozidel
- jsou známy rozměrové i hmotnostní parametry vozidel
- je uvažováno s pohybem vozidla po vodorovném povrchu
- je uvažováno s lineárním modelem pneumatiky.

Tab. 4 – Podstatné veličiny vyhybacího manévru pro simulační výpočtové modelování

Znamé vstupní veličiny	
Umístění vozidla v prostoru	- souřadnice vozidla v globálním souřadném systému (X, Y, Z) - natočení vozidla v globálním souřadném systému
Rozměrové parametry	- výška, šířka a délka vozidla - výška podvozku - poloha těžiště za přední nápravou
Hmotnostní parametry	- celková hmotnost vozidla
Dynamické parametry	- počáteční rychlost vozidla - počáteční vektor rychlosti vozidla - počáteční stáčivá rychlost vozidla
Nastavení podvozku	- počet náprav - délka předního převisu - rozvory jednotlivých náprav - rozchod jednotlivých náprav - rozměry kol
Nastavení brzdění	- přerozdělení brzdného účinku - použití ABS
Změna rychlosti vozidla	- hodnota zpomalení (event. zrychlení vozidla)
Neznámé vstupní veličiny	
Řízení vozidla	- natočení volantu (resp. kol vozidla) a rychlost (doba) otáčení volantu - model řidiče
Interakce pneumatik	- koeficient adheze - nastavení lineárního modelu pneumatiky
Nastavení brzdění	- nastavení stabilizačních systémů (ESP)

5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

V rámci řešení vymezené problémové situace a konkrétního problému bylo přistoupeno k provedení reálného experimentu, tj. na reálném objektu – vozidle. Touto cestou bylo možné získat potřebná data v kontrolovaném prostředí a omezit tak vliv okolí (např. okolního provozu vozidel) na samotné měření (zejména provedení vyhýbacího manévru na hranici jízdní stability v běžném silničním provozu se jeví jako velmi nebezpečné až nemožné).

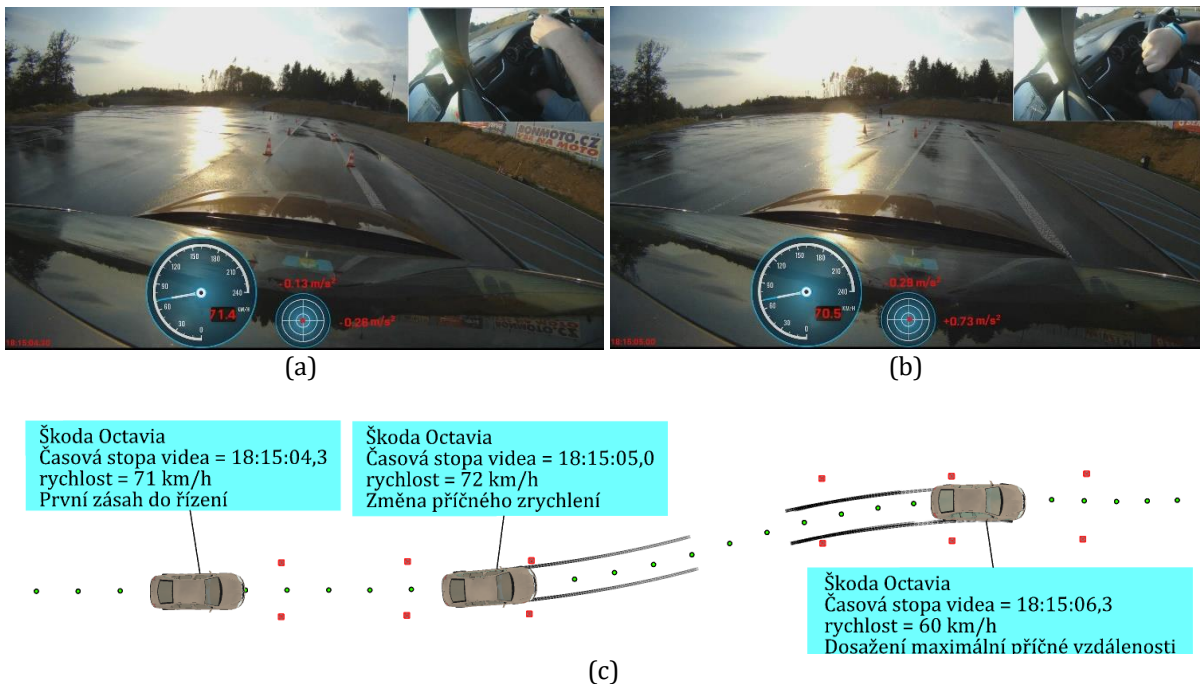
Vzhledem k vymezení systému podstatných veličin v rámci výpočtového modelování bylo nutné provést experiment způsobem, který umožní získat podstatné vstupní veličiny jednotlivých metod výpočtu.

Jelikož cílem této dizertační práce je stanovení minimální doby manévru, bylo nutné získat limitní vstupní hodnoty (v tomto případě maximálně dosažitelné hodnoty příčného zrychlení), kterých je možné s moderními vozidly na mokřém povrchu dosáhnout před ztrátou jízdní stability. Získané údaje byly rovněž využity jako vstupní data v rámci simulačního výpočtového modelování.

5.1 ANALÝZA PŘÍČNÉHO PŘEMÍSTĚNÍ VOZIDLA

V rámci této dizertační práce nebyly prověřovány reakční možnosti řidiče vozidla. Při jízdních zkouškách bylo snahou o maximální eliminaci vlivu řidiče na jízdní dynamiku vozidel, čehož bylo dosaženo několikanásobným průjezdem měřicí dráhy před samotným zahájením měření. Zkoumána tak byla převážně interakce vozidla (stroje) s povrchem vozovky (okolím).

Pro kompletní analýzu doby manévru příčného přemístění bylo dále potřeba vymežit jeho počátek a konec. Touto problematikou se ve své disertační práci zabýval [2], který mj. uvádí, že jako počátek manévru lze považovat okamžik, od kterého řidič začíná zrychleným způsobem natáčet volant ve směru požadované změny směru jízdy. Za konec jízdního manévru se pak považuje okamžik, kdy vozidlo na dráze dosáhlo svého maxima v příčném směru. K úhlu stáčení vozidla se nepřihlíží. V rámci této dizertační práce bylo v zásadě převzato toto vymezení počátku a konce jízdního manévru.



Obr. 4 – Ukázka stanovení počátku a konce jízdního manévru v rámci třetí série jízdních zkoušek: (a) První zásah řidiče do řízení; (b) První rozlišitelná změna příčného zrychlení; (c) Přehled průběhu jízdního manévru [7]

5.2 MĚŘICÍ A ZÁZNAMOVÉ ZAŘÍZENÍ

V rámci experimentálního měření byly použity takové přístroje, které budou schopny poskytnout podstatné veličiny pro výpočtové a simulační modelování. Těmito přístroji byly:

- XL Meter (akcelerometr)
- Racelogic PerformanceBox (dále jen Racelogic – vyhodnocuje jízdní dynamiku vozidla z dat GPS)
- VBOX Video HD2 (dále jen VBOX Video – zaznamenává video a synchronizuje záznam s údaji o jízdní dynamice, vyhodnocené z dat GPS)
- VBOX Sport (vyhodnocuje jízdní dynamiku vozidla z dat GPS)
- Garmin VIRB Ultra 30 (akční GPS kamera, schopná jak videozáznamu, tak dokumentaci jízdní dynamiky pomocí zabudovaného GPS přijímače).

Z výše uvedených měřicích přístrojů byly v rámci jízdních zkoušek používány zejména přístroje XL Meter, Racelogic a VBOX Video. Přístroj XL Meter byl zpočátku využíván zejména pro svou vyšší snímkovací frekvenci v porovnání s ostatními přístroji, nicméně od jeho používání bylo později upuštěno, jelikož v naměřených hodnotách se projevuje klonění a klopení vozidla v rámci průjezdu testovací drahou a tímto přístrojem je tak měřena hodnota bočního zrychlení, ve které se projevuje i složka tíhového zrychlení. Srovnání těchto měřicích přístrojů je uvedeno v **Tab. 5**.

Tab. 5 – Srovnání měřicích přístrojů

	XL Meter	Racelogic	VBOX Video
Počet měření	až 8	Délka záznamu omezena velikostí SD paměťové karty	Délka záznamu omezena velikostí SD paměťové karty
Kapacita paměti	3 x 80 s + 5 x 40 s		
Vzorkovací frekvence	25 až 200 Hz	10 Hz	10 Hz
Přesnost měření rychlosti		0,1 km/h v průměru přes 4 zaznamenané hodnoty	0,1 km/h v průměru přes 4 zaznamenané hodnoty
Rozlišení při měření rychlosti		0,01 km/h	0,01 km/h
Rozsah měření zpomalení	$\pm 20,0 \text{ m/s}^2$	do 4 g	do 4 g
Přesnost měření zpomalení		1 %	1 %
Maximální hodnota měření		4 g	
Rozlišení při měření zpomalení	$0,005 \text{ m/s}^2$	0,01 g	0,01 g

5.3 MĚŘENÁ VOZIDLA

V rámci experimentálního měření bylo využito vozidel značky Škoda, jakožto nejrozšířenější značky vozidel provozované na českých pozemních komunikacích. K samotnému testování byla použita vozidla zastupující téměř všechny třídy moderních vozidel, tedy od malých vozidel v podobě Škody Fabie III, až po zástupce SUV v podobě vozidla Škoda Kodiaq. Přehled vozidel, použitých v jednotlivých sériích jízdních zkoušek, je uveden v **Tab. 6**.

Tab. 6 – Přehled vozidel, použitých v jednotlivých sériích jízdních zkoušek

Pilotní měření		
Vozidlo	Rok výroby	Třída vozidla
Škoda Fabia III 1.4 TDI	2015	Malé vozidlo
Škoda Superb III 2.0 TDI	2015	Vyšší střední
První série jízdních zkoušek		
Vozidlo	Rok výroby	Třída vozidla
Škoda Fabia III 1.4 TDI	2015	Malé vozidlo
Škoda Superb III 2.0 TDI	2015	Vyšší střední
Druhá série jízdních zkoušek		
Vozidlo	Rok výroby	Třída vozidla
Škoda Superb III 1.4 TSI kombi	2016	Vyšší střední
Škoda Superb III 1.4 TSI	2016	Vyšší střední

Třetí série jízdních zkoušek		
Vozidlo	Rok výroby	Třída vozidla
Škoda Octavia III 1.5 TSI	2018	Nižší střední

Čtvrtá série jízdních zkoušek		
Vozidlo	Rok výroby	Třída vozidla
Škoda Karoq	2019	Kompaktní SUV
Škoda Kodíaq	2019	SUV

5.4 JÍZDNÍ ZKOUŠKY

Jednotlivé série jízdních zkoušek byly provedeny v souladu s normou ISO 3888-2 – „Vyhýbací manévr“ (ISO 3888-2). V rámci třetí a čtvrté série jízdních zkoušek byl tvar dráhy oproti normě pozměněn ve smyslu variace podélné a příčné vzdálenosti, o kterou se vozidla přesouvala, jak bude blíže uvedeno v následujících kapitolách.

Pilotní měření bylo provedeno v areálu parkoviště Vysokého učení technického v Brně, Ústavu soudního inženýrství dne 09.09.2016. Povrch měřicí plochy byl tvořen částečně živíci a částečně zámkovou dlažbou. U obou testovaných vozidel Škoda Fabia III a Škoda Superb III docházelo mezi jednotlivými sériemi průjezdů dráhy ke změně tlaku v pneumatikách (tímto bylo dosaženo stavu jak podhuštění, tak přehuštění pneumatik o cca 30 %). Samotné měření bylo zaměřeno zejména ověření použitých měřicích přístrojů VBOX video a XL Meter.

Data z pilotního měření však nebyla zařazena do celkového vyhodnocení jízdních manévrů, zejména pro relativně nízké (podlimitní) rychlosti, kterými byla jízdni dráha projížděna a rovněž pro nesourodost povrchu testovací dráhy.

První série jízdních zkoušek byla uskutečněna na letištní dráze u obce Boršice dne 21.09.2016. Dráha byla tvořena živíčním povrchem, při měření bylo jasno až polojasno, teplota se pohybovala v rozmezí 15 až 20 °C. Jízdni manévry byly provedeny zkušenými řidiči – muži ve věku 28 až 33 let s 10 až 15 lety řidičských zkušeností (s každoročním nájezdem cca 5 až 10 tis. km).

U obou vozidel Škoda Fabia III a Škoda Superb III docházelo mezi jednotlivými sety průjezdů dráhy ke změně tlaku v pneumatikách (takto bylo dosaženo stavu jak podhuštění, tak přehuštění pneumatik o cca 30 %).

V rámci vyhodnocení jízdní dynamiky vozidel bylo provedeno porovnání použitých měřicích přístrojů VBOX Video a XL Meter (přístroj XL Meter umožňuje měřit s vyšší vzorkovací frekvencí, ale princip měření přístroje VBOX Video eliminuje vliv klonění a klopení karoserie na hodnotu příčného zrychlení). Data byla analyzována pomocí softwaru IBM® SPSS Statistics®, jehož výsledky prokázaly, že měřená data získaná jak přístrojem XL Meter, tak přístrojem VBOX byla srovnatelná.

Vliv tlaku pneumatik se (i dle sdělení řidičů obou vozidel) projevil zejména na řízení a ovladatelnosti vozidel, ale byl rovněž patrný u změřeného, dosaženého příčného zrychlení vozidel při průjezdu testovací drahou. Maximální hodnoty příčného (resp. bočního) zrychlení, naměřené jednotlivými přístroji, byly vyšší v případech, kdy byl tlak pneumatik navýšen.

Výsledky těchto jízdních zkoušek byly mj. prezentovány v konferenčních příspěvcích [56], [57] a [58].

Druhá série jízdních zkoušek byla provedena na zkušebním polygonu pro nákladní vozidla společnosti TATRA TRUCKS a.s. v Kopřivnici dne 10. 10. 2017 v rámci specifického vysokoškolského výzkumu ÚSI-J-17-4589. Povrch testovacího polygonu tvořila živice, samotné jízdní manévry byly provedeny na úseku polygonu určeném pro kruhové zkoušky. V den měření pršelo, teplota vzduchu se pohybovala mezi 7 a 15 °C.

Po zkušenostech z předchozí série jízdních zkoušek byly dynamické testy vozidel provedeny pouze jediným zkušeným řidičem, který tak měl možnost seznámit se nejen s testovanými vozidly Škoda Superb III a Škoda Superb III Kombi, ale rovněž se zkušebními dráhami.

S oběma vozidly byly provedeny dva sety jízdních zkoušek – první spočíval v provedení jízdních manévrů dle normy ISO 3888-2 – „Vyhýbací manévr“ (ISO 3888-2). Druhý set byl proveden na základě normy ISO 4138 – zkouška ustáleného zatáčení (ISO 4138). Měření byla provedena jak při plné funkčnosti systémů asistence jízdní stability (ESP), tak s omezením jejich funkce.

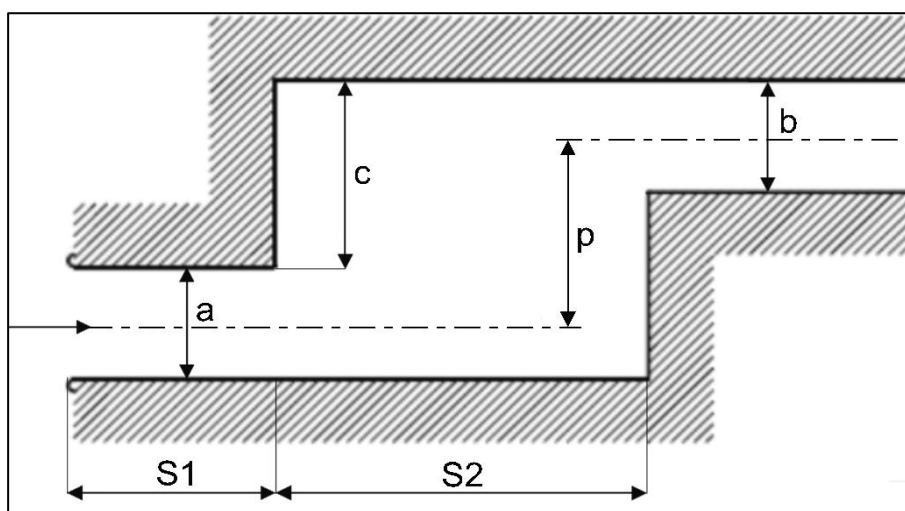
Obecně byly naměřeny vyšší hodnoty příčného zrychlení u obou vozidel s aktivovanými asistenty jízdní stability (tj. i v rámci jízdní zkoušky vyhýbacího manévru).

Podstatným zjištěním bylo, že i při vyřazení ESP z provozu bylo možné s oběma vozidly dosáhnout příčného zrychlení na mokrém povrchu vozovky, které přesahovalo hodnotu 8 m/s^2 .

Výsledky těchto jízdních zkoušek byly mj. prezentovány v konferenčních příspěvků [59], [60] a [61].

Třetí série jízdních zkoušek byla provedena na zkušebním polygonu společnosti Autodrom Brno a.s. v Brně dne 26. 08. 2019 v rámci specifického vysokoškolského výzkumu ÚSI-J-19-6096. Povrch testovacího polygonu byl tvořen živící a pro zajištění jízdy na mokrém povrchu bylo využito zabudovaného kropicího zařízení polygonu, využívaného v rámci výcviku bezpečné jízdy. Teplota vzduchu se pohybovala mezi cca 19 a $22 \text{ }^\circ\text{C}$. Jízdni zkoušky byly provedeny jediným zkušebním řidičem (muž, 34 let), který tak měl možnost seznámit se nejen s vozidlem Škoda Octavia III, ale rovněž se zkušebním polygonem. Takto bylo možné s vozidlem dosáhnout meze jízdni stability. Měření byla provedena při plné funkčnosti systémů asistence jízdni stability.

S vozidlem byly provedeny tři sety jízdni zkoušek spočívajících v průjezdu testovací dráhou, jejíž tvar a rozměry byly založeny na normě ISO 3888-2:2011 – „Vyhýbací manévr“ (ISO 3888-2). Oproti normě byla jízdni dráha upravena na pouze jednoduchou změnu jízdniho pruhu, přičemž po každé sérii jízdy byla zkrácena vzdálenost, o kterou se vozidlo příčně přemístilo o 1 m a rovněž byla zkrácena podélná vzdálenost o $2,5 \text{ m}$ (zejména z důvodu snížení maximální dosažitelné rychlosti průjezdu), viz **Obr. 5**. Parametry dráhy pro každou sérii jsou dále uvedeny v **Tab. 7**.



Obr. 5 – Schéma testovací dráhy [7]

Tab. 7 – Rozměry testovací dráhy

Set 1		Set 2		Set 3	
a	2,25 m	a	2,25 m	a	2,25 m
b	2,8 m	b	2,8 m	b	2,8 m
c	3,8 m	c	2,8 m	c	1,8 m
p	3,5 m	p	2,5 m	p	1,5 m
S1	12,0 m	S1	12,0 m	S1	12,0 m
S2	13,5 m	S2	11,0 m	S2	8,5 m

Výsledky těchto jízdních zkoušek byly mj. prezentovány v rámci studií [62] a [63].

Čtvrtá série jízdních zkoušek byla provedena v areálu parkovací plochy společnosti Jerex a.s. v Ostrovačicích dne 16.09.2020. Povrch testovací dráhy byl tvořen živicí a pro zajištění jízdy na mokřém povrchu bylo využito služeb Sboru dobrovolných hasičů z Říčan u Brna. Při měření bylo jasno, svítilo slunce, teplota vzduchu se pohybovala mezi cca 16 a 28 °C. Dynamické testy vozidla byly provedeny jediným zkušeným řidičem (muž, 35 let), který se měl možnost seznámit jak s testovanými vozidly Škoda Karoq a Škoda Kodiaq, tak zkušebním polygonem, čímž bylo možné dosáhnout s vozidly meze jízdní stability.

S každým vozidlem byly provedeny tři sety jízdních zkoušek, spočívajících v průjezdu testovací dráhou, jejíž tvar a rozměry byly založeny na normě ISO 3888-2:2011 – „Vyhýbací manévr“ (ISO 3888-2). Oproti normě byla jízdní dráha upravena podobně jako v případě třetí série měření. Parametry dráhy pro každou sérii jsou dále uvedeny v **Tab. 8**.

Tab. 8 – Rozměry testovací dráhy pro obě vozidla

Škoda Karoq					
Set 1		Set 2		Set 3	
a	2,27 m	a	2,27 m	a	2,27 m
b	2,84 m	b	2,84 m	b	2,84 m
c	3,8 m	c	2,8 m	c	1,8 m
p	3,5 m	p	2,5 m	p	1,5 m
S1	12,0 m	S1	12,0 m	S1	12,0 m
S2	13,5 m	S2	11,0 m	S2	8,5 m

Škoda Kodiaq					
Set 1		Set 2		Set 3	
a	2,31 m	a	2,31 m	a	2,31 m
b	2,88 m	b	2,88 m	b	2,88 m
c	3,8 m	c	2,8 m	c	1,8 m
p	3,5 m	p	2,5 m	p	1,5 m
S1	12,0 m	S1	12,0 m	S1	12,0 m
S2	13,5 m	S2	11,0 m	S2	8,5 m

Výsledky této série jízdních zkoušek byly mj. prezentovány v článku [64].

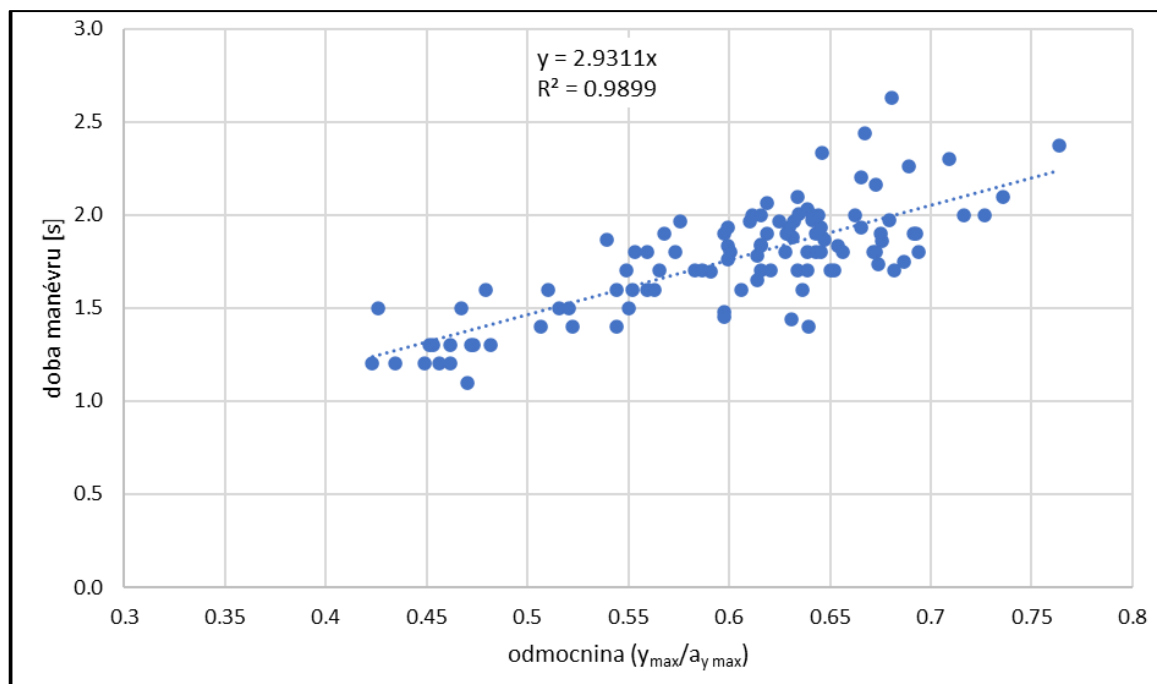
6 CELKOVÉ VYHODNOCENÍ

6.1 VÝPOČET DOBY JÍZDNÍHO MANÉVRU

Jak již bylo zmíněno, pro výpočet doby jízdního manévru je prvně nutné stanovit jeho počátek a konec. Počátek jednotlivých jízdních manévru (tj. zásah do řízení vozidla jeho řidičem) byl určen s pomocí videozáznamu kamery, umístěné v interiéru vozidla. Konec manévru byl stanoven pomocí dat o poloze vozidla z GPS v průběhu jízdních manévru, získaných pomocí měřicích přístrojů.

Z celkového počtu 193 průjezdů testovací drahou v rámci jednotlivých sérií jízdních zkoušek, popsanych v kapitole 5, splnilo celkem 108 podmínky pro jejich následnou analýzu – tj. při průjezdu nebyl shozen žádný kužel, který vymezoval jízdni dráhu, a při průjezdu nedošlo ke ztrátě jízdni stability testovacího vozidla.

Naměřené hodnoty celkové doby manévru, příčného vzdálenosti a maximálního dosaženého příčného zrychlení vozidla v rámci jednotlivých jízd byly vyneseny do jednoho grafu. Na osu x byla jako nezávislá proměnná vynesena podíl příčné vzdálenosti a maximálního příčného zrychlení ($y_{max}/a_{y\ max}$) a na ose y byly jako závislá proměnná vyneseny délky (doby) manévru. Z důvodu zahrnutí odmocniny přímo do nezávislé proměnné byla pro analýzu zvolena lineární regrese, viz **Obr. 6**.



Obr. 6 – Regresní analýza dat ze všech sérií jízdních zkoušek [7]

Výsledkem regresní analýzy byla nová hodnota matematické konstanty 2,93 s výslednou podobou Upraveného Kovaříkova vzorce (16):

$$t = 2,93 \sqrt{\frac{y_{max}}{a_{y\ max}}} \quad (16)$$

Hodnota matematické konstanty K byla rovněž přepočtena ze znalosti doby jednotlivých manévru, maximální příčné vzdálenosti a maximálního dosaženého příčného zrychlení dle následujícího vzorce:

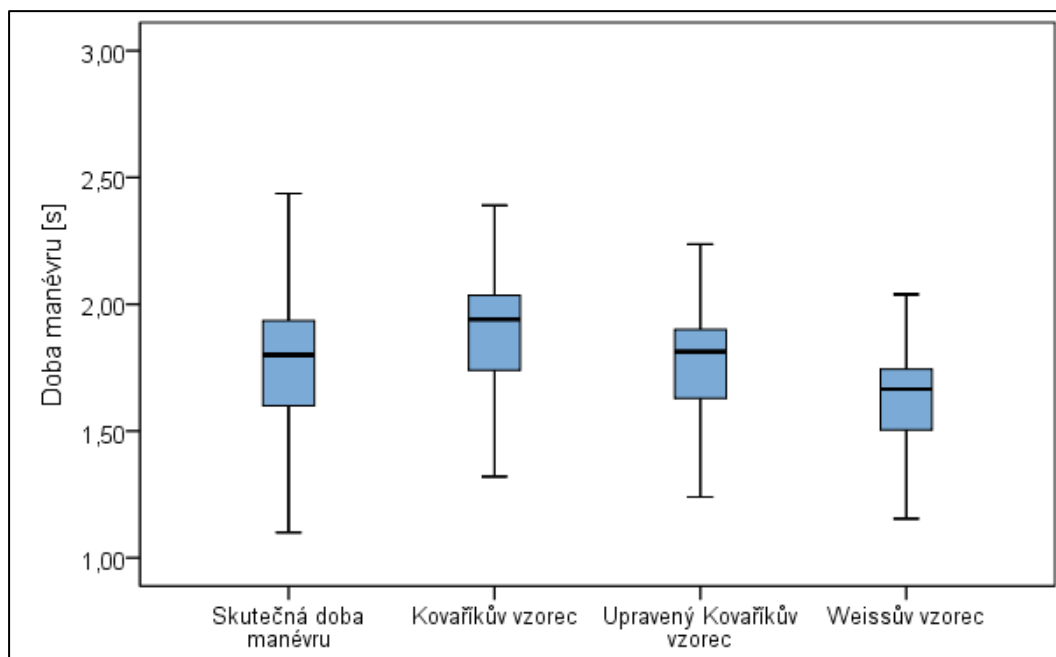
$$K = t \cdot \sqrt{\frac{a_{y\ max}}{y_{max}}} \quad (17)$$

Z výsledků takto přepočtených hodnot matematické konstanty vyplývá stejný závěr, jako z provedené regresní analýzy. Přehled výsledků přepočtu konstanty K je znázorněn v **Tab. 9**.

Tab. 9 – Výsledek analýzy přepočtené hodnoty konstanty K

		Statistika	Směrodatná chyba
Průměrná hodnota		2,929	0,028
95% konfidenční interval	Dolní mez	2,873	
	Horní mez	2,985	
5% Zkrácený průměr		2,923	
Medián		2,899	
Rozptyl		0,087	
Směrodatná odchylka		0,294	
Minimum		2,189	
Maximum		3,862	

Délky (doby) manévru, získané na základě naměřených hodnot příčného zrychlení a příčné vzdálenosti pomocí jednotlivých vzorců – tj. původního Kovaříkova vzorce (9), Weissova vztahu (11) a upravené podoby Kovaříkova vztahu (16) byly srovnány se skutečnou dobou manévru.

**Obr. 7** – Srovnání jednotlivých empirických výpočtů [7]

Z výsledku provedeného testu vyplynulo, že mezi dobami manévru, vypočtenými Upraveným Kovaříkovým vzorcem (16) a skutečnými dobami manévru nebyl nalezen statisticky významný rozdíl (p -hodnota 0,846), viz **Tab. 10**.

Tab. 10 – Výsledek Mann-Whitneyho neparametrického testu

Skupina	stupně volnosti	průměrné pořadí	součet pořadí
Skutečná doba manévru	108	107,68	11629,00
Upravený Kovaříkův vzorec	108	109,32	11807,00
Celkem	216		
data			
Mann-Whitney U		5743,000	
Wilcoxon W		11629,000	
Z		-0,194	
p-hodnota testu		0,846	

Naopak, mezi původní podobou Kovaříkova vzorce (9), Weissovým vztahem (11) a skutečnou délkou manévru byly shledány statisticky významné rozdíly s p-hodnotami 0,000 a 0,000.

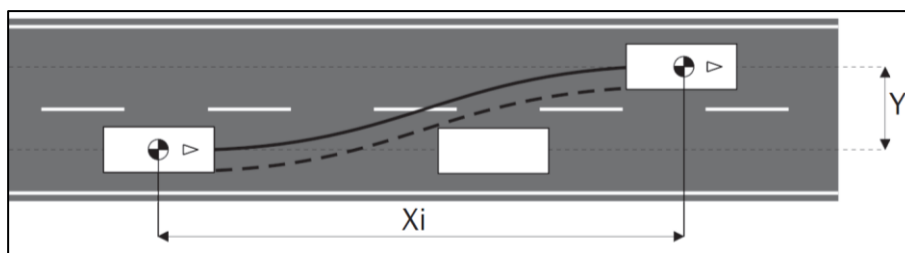
Na základě výše provedené statistické analýzy tak je možné prohlásit, že použitím Upraveného Kovaříkova vzorce (16) s hodnotou konstanty před odmocninou 2,93 lze dosáhnout nejlepší shody mezi skutečnou dobou jízdního manévru a dobou, získanou pomocí empirického vzorce.

6.2 VÝPOČET PODÉLNÉ DRÁHY JÍZDNÍHO MANÉVRU

Určení podélné vzdálenosti, kterou vozidlo v rámci vyhybacího manévru urazí, představuje alternativu k výpočtu celkové doby manévru. Hodnota podélné vzdálenosti může sloužit jako podklad pro posouzení prostorových možností vozidla v rámci předmětného manévru a rovněž jako podklad pro simulační modelování tohoto manévru.

Jak je uvedeno v **kapitole 3.1**, ve studii [18] byla představena alternativa k výpočtu doby manévru v podobě výpočtu podélné vzdálenosti X_i , o kterou se vozidlo během manévru příčného přemístění dvěma oblouky přemístí pomocí vzorce (15).

$$X_i = 2,78 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{y}{a_{y \max}}} \quad (15)$$



Obr. 8 – Podélná dráha manévru [18]

Ze získaných dat byla zpětně přepočítána hodnota konstanty C ve vzorci (15) jeho úpravou do následující podoby:

$$C = X_i \cdot \sqrt{\frac{a_{y \max}}{v^2 \cdot y}} \quad (18)$$

Z podélných vzdáleností, které vozidla v rámci jednotlivých manévrů urazila (od stanoveného počátku manévru po jeho konec) byla stanovena hodnota konstanty 2,74. Tato hodnota konstanty je blízká hodnotě 2,78 uváděné autory ve studii [18] a zároveň spadá do autory uváděného rozsahu hodnoty konstanty 2,33 až 3,23.

Na základě provedené statistické analýzy bylo možné konstatovat, že pro výpočet podélné vzdálenosti, kterou vozidlo během vyhybacího manévru od jeho počátku do konce urazí (tj. prvního zásahu do řízení po dosažení maxima vzdálenosti v příčném směru) lze použít podobu vzorce (15), uvedenou ve studii [18], s rozsahem konstanty ve vzorci v hodnotách 2,33 až 3,23.

S ohledem na potřeby řešení dopravních nehod, zejména pak vstupní data pro simulační modelování, byla provedena analýza, ve které je jako podélný úsek manévru uvažována pouze vzdálenost, na které dochází ke změně příčné vzdálenosti v rámci manévru vozidla, tedy od počátku změny směru jízdy až po dosažení maximální příčné vzdálenosti v rámci předmětného manévru.

Ze získaných dat byla zpětně přepočítána hodnota konstanty C ve vzorci (15) stejnou úpravou, jako v případě výpočtu (18). Z podélných vzdáleností, které vozidla v rámci jednotlivých manévrů urazila (od počátku změny směru jízdy vozidla po dosažení maximální příčné vzdálenosti) byla stanovena hodnota konstanty 1,95.

6.3 ANALÝZA ZÁSAHU ŘIDIČE DO ŘÍZENÍ

V rámci provedeného měření bylo možné pozorovat, že některé řidičské úkony nabývaly v rámci jednotlivých jízdních manévřů podobných hodnot, bez ohledu na rychlost jízdy nebo příčnou vzdálenost, o kterou se vozidlo přesouvalo. Jednalo se konkrétně o dobu prodlevy řízení vozidla a dobu, potřebnou pro přetočení volantu v rámci vyhýbacího manévru.

Na základě provedené analýzy lze prohlásit, že se hodnoty doby od prvního zásahu řidiče do řízení vozidla na počátku manévru do první změny příčného zrychlení pohybovaly v intervalu *0,3 až 0,7 sekundy*. Pro účely znalecké praxe (a s ohledem na určitou nejistotu, spojenou s analýzou dopravních nehod) se jako účelné jeví použití mediánu tohoto intervalu, tedy hodnoty *0,5 sekundy*.

Následně bylo provedeno vyhodnocení doby potřebné pro přetočení volantu v rámci vyhýbacího manévru (tj. přetočení volantu z polohy pro vyhnutí se překážce do polohy pro navrácení vozidla do původního směru jízdy před zahájením manévru. Hodnoty doby přetáčení volantu se pohybovaly v intervalu *0,4 až 1,1 sekundy*. Pro účely znalecké praxe byl tento interval zúžen na hodnoty *0,6 až 0,7 sekundy*. Medián dob přetáčení volantu pak nabývá hodnoty cca *0,6 sekundy*. Analyzována byla rovněž rychlost přetáčení volantu v rámci provedených jízdních manévřů, která odpovídá hodnotě cca *7,0 až 8,7 rad/s*.

6.4 SIMULAČNÍ PROGRAMY PŘI ANALÝZE JÍZDNÍCH MANÉVRŮ

V rámci provedeného experimentálního měření byly získány podstatné kontrolní veličiny, kterých bylo nutné pomocí simulačního modelování dosáhnout.

Opakovanou realizací simulace byly nalezeny zbylé podstatné vstupní veličiny, týkající se nastavení lineárního modelu pneumatiky a rovněž nastavení modelu systému jízdní stability vozidla (ESP). Pro vyloučení dalších neznámých parametrů, které by mohly ovlivňovat průběh simulačního modelování byly simulace provedeny na rovině – k tomuto zjednodušení bylo přistoupeno mj. i s ohledem na provedení experimentálního měření na přibližně rovných plochách, bez významných sklonových poměrů.

6.4.1 Virtual CRASH

Po nastavení potřebných parametrů rozměrů vozidel, jejich hmotností a příslušných hodnot adheze, odpovídajících při jednotlivých experimentálních měření, bylo pro dosažení kontrolních parametrů, odpovídajících experimentálnímu měření potřeba nastavit zbylé vstupní veličiny programu Virtual CRASH následovně:

- Směrová úchylka – 3 až 4 °
- Rozlišení ESP – 0,3 rad/s
- Účinnost ESP – 15 až 30 %
- Řízení – do 15 ° (mj. i v závislosti na příčné vzdálenosti manévru)
- Doba zatáčení – 0,5 až 0,7 s

Pomocí výše uvedených hodnot vstupních parametrů bylo možné dosáhnout dobré shody mezi průběhem příčného zrychlení, získaného v rámci experimentálního měření a průběhem zrychlení, získaným pomocí simulačního modelování.

6.4.2 PC-Crash

Po nastavení potřebných parametrů rozměrů vozidel, jejich hmotností a příslušných hodnot adheze, odpovídajících při jednotlivých experimentálních měření, bylo pro dosažení kontrolních parametrů odpovídajících experimentálnímu měření potřeba nastavit zbylé vstupní veličiny programu PC-Crash následovně:

- Směrová úchylka – 3 až 4 °
- Čas cyklu – 0,01 s
- Čas zpoždění – 0,1 rad/s
- Faktor využití tření – 1
- Úhel řízení – do 16 ° (mj. i v závislosti na příčné vzdálenosti manévru)
- Čas zatáčení – 0,5 až 0,7 s

Pomocí výše uvedených hodnot vstupních parametrů bylo možné dosáhnout dobré shody mezi průběhem příčného zrychlení, získaného v rámci experimentálního měření, a průběhem zrychlení, získaným pomocí simulačního modelování.

7 ZÁVĚR

Hlavní motivací zpracování této dizertační práce bylo stanovení výpočtu minimální doby manévru příčného přemístění dvěma oblouky na vozovce se sníženými adhezními podmínkami (mokřém povrchu vozovky). Řešení bylo nalezeno v ověření stávajících výpočtových modelů (empirických rovnic), resp. jejich aplikace pro moderní vozidla a snížené adhezní podmínky. Pro získání potřebných vstupních a kontrolních veličin těchto výpočtů bylo přistoupeno k provedení experimentálního měření v podobě jízdních zkoušek.

Jednotlivé série provedených jízdních zkoušek jsou popsány v **kapitole 5**. Rozsah nájezdových rychlostí a dosažených maximálních hodnot příčného zrychlení jednotlivými vozidly je uveden v **Tab. 11**.

Tab. 11 – Hodnoty nájezdových rychlostí a dosaženého příčného zrychlení v jednotlivých sériích jízdních zkoušek

První série jízdních zkoušek		
Vozidlo	Nájezdová rychlost [km/h]	Maximální hodnota příčného zrychlení [m/s^2]
Škoda Fabia III 1.4 TDI	47 až 62	6,5 až 11,5
Škoda Superb III 2.0 TDI	42 až 65	8,5 až 12,0
Druhá série jízdních zkoušek		
Vozidlo	Nájezdová rychlost [km/h]	Maximální hodnota příčného zrychlení [m/s^2]
Škoda Superb III 1.4 TSI kombi	46 až 65	7,8 až 10,0
Škoda Superb III 1.4 TSI		
Třetí série jízdních zkoušek		
Vozidlo	Nájezdová rychlost [km/h]	Maximální hodnota příčného zrychlení [m/s^2]
Škoda Octavia III 1.5 TSI	47 až 79	5,5 až 10,0
Čtvrtá série jízdních zkoušek		
Vozidlo	Nájezdová rychlost [km/h]	Maximální hodnota příčného zrychlení [m/s^2]
Škoda Karoq	45 až 68	6,0 až 10,5
Škoda Kodiaq	48 až 73	5,5 až 9,5

V souhrnu lze na základě provedené statistické analýzy prohlásit, že jako nejvhodnější způsob výpočtu doby manévru příčného přemístění dvěma oblouky byla úprava matematické konstanty v tzv. Kovaříkově vzorci na hodnotu 2,93, čímž vzorec získal následující podobu:

$$t = 2,93 \sqrt{\frac{y_{max}}{a_{y max}}} \quad (16)$$

Využitím vzorce v této podobě bylo dosaženo nejlepší shody mezi skutečnou a vypočtenou dobou jízdního manévru, jak bylo mj. prezentováno v rámci studie [65] a [66].

Analýzou naměřených dat bylo rovněž možné ověřit vzorec pro stanovení podélné vzdálenosti, kterou vozidlo v průběhu manévru příčného přemístění dvěma oblouky urazí, uvedený ve studii [18]. Podrobná analýza je uvedena v **kapitole 6.2**, na základě které je možné konstatovat, že tento vzorec lze použít v podobě uváděné autory studie.

Dalším závěrem přímo použitelným pro znaleckou praxi bylo rovněž stanovení tzv. prodlevy řízení, kterou lze na základě provedené statistické analýzy uvažovat v délce cca *0,5 sekundy*. Analyzována byla rovněž doba, potřebná pro přetočení volantu řidičem v rámci manévru, která byla stanovena v intervalu *0,6 až 0,7 sekundy*. Tyto hodnoty lze přímo aplikovat v rámci simulačního výpočtového modelování.

Jako důležité se na závěr jeví upozornit, že cílem této dizertační práce bylo stanovení výpočtu minimální doby příčného přemístění vozidla. Experimentální měření, provedená za účelem zajištění vstupních dat pro následnou analýzu, byly provedeny vždy na testovacích plochách (tedy mimo silniční provoz). Lze tak předpokládat, že zejména naměřené hodnoty příčného zrychlení vozidel jsou limitními hodnotami na mezi jízdní stability vozidla a nikoliv řidiče. Použití těchto limitních hodnot v rámci analýzy silničních dopravních nehod musí být řádně odůvodněné a jejich aplikaci tedy nelze doporučit pro běžné (nekritické) jízdní manévry.

7.1 SROVNÁNÍ S PŘEDCHOZÍMI PRÁCEMI

Tato dizertační práce navazuje na řadu dříve provedených dizertačních prací. Zde je patrný značný časový odstup této práce oproti (některým) předchozím pracím, s čímž je spojeno, jaká vozidla byla použita pro experimentální měření a jejich vybavení systémy jízdní stability, viz **Tab. 12**.

Tab. 12 – Vozidla použitá při měření v jednotlivých studiích

Studie	Vozidlo	Systémy jízdní stability	Stav vozovky
Kledus, 2003 [2]	Škoda Octavia I Ambiente 1.9 TDI	NE	suchá
Bradáč, 2005 [9]	Škoda Felicia Kombi 1.3 LXi	NE	suchá
	Škoda Fabia 1.4 MPi	NE	suchá
	Škoda Octavia I Ambiente 1.9 TDI	NE	suchá
	Škoda Octavia SLX 1.9 TDI	NE	mokrá
Vémola, 2005 [6]	Škoda Fabia 1.9 TDI PD RS	NE	mokrá
	Škoda Fabia 1.2 HTP	NE	mokrá
Panáček, 2015 [32]	VW Golf V 1.4	ANO	suchá/mokrá
	Škoda Superb II 2.0 TDI PD	ANO	suchá
	Škoda Octavia II 1.6 TDI CR	ANO	suchá
	Volvo V40 T5 AWD Cross Country	ANO	suchá
Tato práce	Škoda Fabia III 1.4 TDI	ANO	suchá
	Škoda Superb III 2.0 TDI	ANO	suchá
	Škoda Superb III 1.4 TSI	ANO	mokrá
	Škoda Superb III 1.4 TSI Kombi	ANO	mokrá
	Škoda Octavia III 1.5 TSI	ANO	mokrá
	Škoda Karoq 4x4 1.5 TSI	ANO	mokrá
	Škoda Kodiaq 2.0 TDI	ANO	mokrá

V rámci této dizertační práce byly rovněž ověřeny podstatné vstupní veličiny simulačního výpočtového modelování, konkrétně pak nastavení lineárního modelu pneumatiky vozidla a modelu jízdní stability vozidla (ESP). Zjištěné vstupní hodnoty jsou v zásadě ve shodě s hodnotami, uvedenými v rámci dizertační práce [32], jak je patrné z **Tab. 13**.

Tab. 13 – Doporučené nastavení simulačních programů

Virtual CRASH	[32]	Tato práce
	Směrová úchylka	5 °
Rozlišení ESP	0,4 až 0,5 rad/s	0,3 rad/s
Účinnost ESP	15 až 20 %	15 až 30 %
Řízení	-	8 až 15 °
Doba zatáčení	-	0,5 až 0,7 s

PC-Crash		
	[32]	Tato práce
Směrová úchylka	5°	3 až 4°
Čas cyklu	0,01	0,01 s
Čas zpoždění	0,1 rad/s	0,1 rad/s
Faktor využití tření	1	1
Úhel řízení	-	8 až 16°
Čas zatáčení	-	0,5 až 0,7 s

Předchozí práce se rovněž zabývaly analýzou Kovaříkova vzorce (9) a to konkrétně přepočtem matematické konstanty ve vzorci na základě dat, získaných v rámci experimentálních měření. Přehled nově získaných matematických konstant v rámci jednotlivých studií je uveden v **Tab. 14**.

Tab. 14 – Vývoj hodnoty matematické konstanty v Kovaříkově vzorci dle jednotlivých studií

$$t = k \cdot \sqrt{\frac{y_{max}}{a_{y max}}}$$

Studie	Hodnota konstanty k
[9]	3,13
[32]	2,6
Tato práce	2,93

Výsledné rozdíly mezi hodnotami konstant, získaných v rámci jednotlivých studií je dán jak maximálním dosaženým příčným zrychlením vozidel v rámci provedených experimentálních měření, tak stanoveným počátkem a koncem jízdního manévru.

V rámci provedených experimentálních měření byl mj. pozorován vliv huštění pneumatik na jízdní dynamiku vozidla (viz **kapitola 5.4**). Z výsledků měření bylo pozorováno navýšení maximálního dosažitelného příčného zrychlení vozidla v rámci jízdního manévru při přehuštění pneumatik a snížení při podhuštění pneumatik. Tento závěr je částečně v rozporu s diplomovou prací [23]. Dále byl v rámci druhé série jízdních zkoušek pozorován pozitivní vliv systémů jízdní stability na maximální dosažitelné příčné zrychlení. Tento pozitivní vliv byl rovněž pozorován v rámci experimentálních měření, provedených např. v dizertační práci (Panáček, 2015).

7.2 NÁVRHY NA DALŠÍ VÝZKUM

V rámci této práce byla analýza vyhýbacího manévru omezena na příčné přemístění dvěma oblouky. V budoucích měření by bylo vhodné provést rovněž analýzu příčného přemístění jedním obloukem, se kterým se lze běžně setkat při reakci řidiče na náhlou překážku.

S ohledem na neustálý vývoj v oblasti automobilové techniky se jako vhodné jeví rovněž pokračovat v jízdách zkouškách s novými, moderními vozidly pro zjištění jejich jízdých limitů a v případě významného posunutí těchto jízdých limitů provést opětovnou analýzu empirického výpočtu doby příčného přemístění vozidla a do jízdých zkoušek zahrnout větší rozmanitost povrchu vozovky.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BRADÁČ, A. Příčné přemístění vozidel při analýze silniční nehody. *Soudní inženýrství*. 2005, **16**(5), 267-273.
- [2] KLEDUS, R. *Modelování pohybu vozidla při analýze silničních nehod - vyhybací manévr*. Brno, 2003, 75 s. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Prof. Ing. František Vlk, DrSc.
- [3] BRADÁČ, Albert, Jiří STRAUS a Viktor PORADA. *Soudní inženýrství*. Vyd. 1. Praha: Policejní akademie České republiky, 2001. ISBN 80-7204-4133-9.
- [4] BURG, Heinz a Andreas MOSER. *Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion: Unfallaufnahme, Fahrdynamik, Simulation*. 2., aktualisierte Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009, xliii, 1032 s. : il., grafy. ISBN 978-3-8348-0546-1.
- [5] SEMELA, Marek. *Analýza silničních nehod I*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2012. ISBN 978-80-214-4548-2.
- [6] VÉMOLA, Aleš. *Problematika znalecké analýzy jízdy a brzdění vozidla v obecném prostorovém oblouku*. Brno: VUT FSI, 2005, 43 s. Disertace. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [7] AUTOR. *Vlastní archiv autora*.
- [8] BRADÁČ, Albert. *Analytika silničních nehod: příručka znalce*. Ostrava: Dům techniky ČSVTS, 1985.
- [9] BRADÁČ, A. *Příčné přemístění vozidel při analýze silniční nehody*. Brno, 2005, 42 s. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Prof. Ing. František Vlk, DrSc.
- [10] PANÁČEK, V., M. SEMELA, V. ADAMEC a B. SCHÜLLEROVÁ. Impact of usable coefficient of adhesion between tyre and road surface by modern vehicle on its dynamics while driving and braking in the curve. *TRANSPORT*. 2016, **31**(2), 142-146. ISSN 1648-4142. Dostupné z: doi:10.3846/16484142.2016.1190403
- [11] WEISS, E. a G. WOSCHNI. Rekonstruktion von Überholvorgängen. *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*. 1986, **24**(11), 303-308. ISSN 0724-2050.
- [12] WEISS, Erwin. *Untersuchung und Rekonstruktion von Ausweich- und Fahrspurwechsellvorgängen*. VDI-Verlag, 1988.
- [13] RUNKEL, Martin. *Die Bedeutung der Sichtbehinderung durch Lastkraftwagen*. 1969. Dissertation. TH-Stuttgart.
- [14] JENNINGS, Peter. Swerves and lane Changes. *Impact*. 1990, **1**(1), 9.

- [15] ZELLNER, David H. a David H. WEIR. Development of Handling Test Procedures for Motorcycles. *SAE International*. United States, 1978, 10. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:10.4271/780313
- [16] WHITE, Ian. Normal Lane Change Manoeuvres on Motorways and Dual Carriageways. *Accident Reconstruction Journal*. Waldorf, Md: Accident Reconstruction Journal, 2021, **31**(5), 12-16. ISSN 1057-8153.
- [17] FUNDOWICZ, P. Problem zmiany pasa ruchu w rekonstrukcji zdarzenia drogowego. In: *Paragraf na drodze, Numer Specjalny 2015: Prawne i kryminalistyczne problemy ruchu drogowego. XIV Konferencja Problemy Rekonstrukcji Wypadków Drogowych*. Kraków: Instytut Ekspertyz Sądowych, 2015, , s. 75-83. ISSN 1505-3520.
- [18] ZOVAK, Goran a Vuk BOGDANOVIĆ. Empirical Approach for Determining Lane Change Distance at Obstacle Avoidance Manoeuvre. *Promet* [online]. University of Zagreb, Faculty of Transport and Traffic Sciences, 2016, **28**(3), 267-275. ISSN 0353-5320. Dostupné z: doi:10.7307/ptt.v28i3.1890
- [19] TOKAŘ, S. *Zpracování vybrané terminologie při analýze silničních nehod*. Brno, 2017, 107 s. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
- [20] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2016. ISBN 978-80-87143-36-0.
- [21] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola : zavěšení kol, nápravy : odpružení : řídicí ústrojí : brzdové soustavy*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
- [22] VLK, František. *Lexikon moderní automobilové techniky*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2005. ISBN 80-239-5416-4.
- [23] PELÁN, Radim. *Vliv huštění pneumatik na jízdní vlastnosti osobního vozidla*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Vladimír Panáček, Ph.D.
- [24] KRŮZA, Libor. *Konstrukce zařízení na měření směrové tuhosti pneumatik*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [25] BURG, Heinz, Andreass MOSER, ed. *Handbook of Accident Reconstruction: Accident Investigation-Vehicle Dynamics-Simulation*. 1. Washington: CreateSpace Independent Publishing Platform, 2013. ISBN 978-149-2328-421.
- [26] IGNATYEV, P. a B. WIES. Tire-road interaction: Improved modeling, simulation and experimental validation of tire-road interaction. *Impact: The journal of the institute of traffic accident investigators*. 2017, **25**(1), 22-36. ISSN 0959-4302.

- [27] KEJÍKOVÁ, Barbora. *Vliv hloubky dezénové drážky na dosažitelné zpomalení vozidla*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Albert Bradáč, Ph.D.
- [28] PROHAZKA, David, Martin BILÍK, Petra PROHAZKOVÁ et al. Detection of tire tread particles using laser-induced breakdown spectroscopy. *Spectrochimica acta. Part B: Atomic spectroscopy* [online]. Elsevier B.V, 2015, **108**, 1-7. ISSN 0584-8547. Dostupné z: doi:10.1016/j.sab.2015.03.011
- [29] DIVIŠ, Pavel, Tomáš SOLNÝ, Petr PTÁČEK, Vladimír ADAMEC, Martin BILÍK, Albert BRADÁČ a Barbora SCHÜLLEROVÁ. Analysis of tire composition for further detection of tire marks on the road. *CHEMISTRY & LIFE*. Česká společnost chemická, 2015, **13**(2), 137-138.
- [30] GYSEN, B.l.j, J.j.h PAULIDES, J.l.g JANSSEN a E.a LOMONOVA. Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics. *IEEE Transactions on Vehicular Technology* [online]. IEEE, 2010, **59**(3), 1156-1163 [cit. 2019-08-08]. ISSN 0018-9545. Dostupné z: doi:10.1109/TVT.2009.2038706
- [31] CAO, Dongpu, Xubin SONG a Mehdi AHMADIAN. Editors' perspectives: road vehicle suspension design, dynamics, and control. *Vehicle System Dynamics* [online]. Taylor & Francis, 2011, **49**(1-2), 3-28 [cit. 2019-08-08]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2010.532223
- [32] PANÁČEK, Vladimír. *Problematika znalecké analýzy jízdy a brzdění vozidla v obecném prostorovém oblouku při rychlostech vyšších než 50 km/h*. Brno, 2015, 187 s. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. ALEŠ VÉMOLA, Ph.D.
- [33] VLK, František. *Automobilová elektronika: systémy řízení podvozku a komfortní systémy*. 2. 1. vydání. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 308 stran : černobílé ilustrace. ISBN 80-239-7062-3.
- [34] GREEN, Paul a John WOODROOFFE. The estimated reduction in the odds of loss-of-control type crashes for sport utility vehicles equipped with electronic stability control. *Journal of safety research* [online]. Elsevier Ltd, 2006, **37**(5), 493-499. ISSN 0022-4375. Dostupné z: doi:10.1016/j.jsr.2006.08.006
- [35] SCULLY, Jim a Stuart NEWSTEAD. Evaluation of electronic stability control effectiveness in Australasia. *Accident analysis and prevention* [online]. Elsevier Ltd, 2008, **40**(6), 2050-2057. ISSN 0001-4575. Dostupné z: doi:10.1016/j.aap.2008.08.025
- [36] ERKE, Alena. Effects of electronic stability control (ESC) on accidents: A review of empirical evidence. *Accident analysis and prevention* [online]. Elsevier Ltd, 2008, **40**(1), 167-173. ISSN 0001-4575. Dostupné z: doi:10.1016/j.aap.2007.05.002
- [37] PAPELIS, Yiannis, Ginger WATSON a Timothy BROWN. An empirical study of the effectiveness of electronic stability control system in reducing loss of vehicle control.

- Accident analysis and prevention* [online]. Elsevier Ltd, 2010, **42**(3), 929-934. ISSN 0001-4575. Dostupné z: doi:10.1016/j.aap.2009.04.018
- [38] VADEBY, Anna, Mats WIKLUND a Sonja FORWARD. Car drivers' perceptions of electronic stability control (ESC) systems. *Accident analysis and prevention* [online]. Elsevier Ltd, 2011, **43**(3), 706-713. ISSN 0001-4575. Dostupné z: doi:10.1016/j.aap.2010.10.015
- [39] ŠACHL, J. a J. ŠACHL. *Adheze pneumatik v analýze silničních nehod*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, Ústav soudního znalectví v dopravě, 2008.
- [40] MINISTERSTVO DOPRAVY, . *Navrhování vozovek pozemních komunikací: TP 170*. Praha: Ministerstvo dopravy České republiky, 2004, 100 s. : il.
- [41] WARNER, Charles, Gregory SMITH, Michael JAMES a Geoff GERMANE. Friction Applications in Accident Reconstruction. *SAE International Congress and Exposition*. 1983, -. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:10.4271/830612
- [42] JANCO, Marcel. *Analýza brzdění: Brzdné dráhy osobních vozidel 1 až 3* [online]. 2015.
- [43] FRICKE, Lynn. *Traffic crash reconstruction*. 2nd ed. Evanston: Northwestern University Center for Public Safety, 2010, viii, 824 s. : ill. ISBN 0-912642-03-3.
- [44] KAŠPAR, David. *Vliv stylu držení volantu na dobu jízdního manévru*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, Odbor znalectví ve strojírenství, analýza dopravních nehod a oceňování motorových vozidel.
- [45] DOZZA, Marco. What factors influence drivers' response time for evasive maneuvers in real traffic?. *Accident analysis and prevention* [online]. Elsevier Ltd, 2013, **58**(), 299-308. ISSN 0001-4575. Dostupné z: doi:10.1016/j.aap.2012.06.003
- [46] JURECKI, Rafał a Tomasz STAŃCZYK. Driver reaction time to lateral entering pedestrian in a simulated crash traffic situation. *Transportation research. Part F, Traffic psychology and behaviour* [online]. Elsevier India Pvt Ltd, 2014, **27**, 22-36. ISSN 1369-8478. Dostupné z: doi:10.1016/j.trf.2014.08.006
- [47] HANKEY, Jonathan, Daniel MCGEHEE, Thomas DINGUS, Elizabeth MAZZAE a W. GARROTT. Initial Driver Avoidance Behavior and Reaction Time to an Unalerted Intersection Incursion. *Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting*. 1996, **40**(18), 896-899. ISSN 2169-5067. Dostupné z: doi:10.1177/154193129604001806
- [48] SCANLON, John, Kristofer KUSANO a Hampton GABLER. Analysis of Driver Evasive Maneuvering Prior to Intersection Crashes Using Event Data Recorders. *Traffic injury prevention* [online]. Taylor & Francis, 2015, **16**(2), 182-189. ISSN 1538-9588. Dostupné z: doi:10.1080/15389588.2015.1066500
- [49] MCGEHEE, Daniel, Elizabeth MAZZAE, G. BALDWIN, Peter GRANT, Carole SIMMONS, Jon HANKEY a Garrick FORKENBROCK. *Examination of Drivers'*

Collision Avoidance Behavior Using Conventional and Antilock Brake Systems on the Iowa Driving Simulator. U.S. Department of Transportation. National Highway Traffic Safety Administration, 1999.

- [50] BRACH, Raymond a Matthew BRACH. *Tire Models for Vehicle Dynamic Simulation and Accident Reconstruction* [online]. In: . SAE International, 2009, s. -. Dostupné z: doi:10.4271/2009-01-0102
- [51] BRACH, Raymond a R. BRACH. Tire Models used in Accident Reconstruction Vehicle Motion Simulation. *Proceedings of the 17th EVU Conference*. Paris, 2008, 253-267.
- [52] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí. Učební texty I*. Vyd. 1. Akademické nakladatelství CERM: VUTIUM, 2007, 682, [53] s. : il. ISBN 978-80-7204-555-6.
- [53] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí. Učební texty II*. Vyd. 1. Akademické nakladatelství CERM: VUTIUM, 2007, s. 683-1234 , [67] s. : il., některé bar. ISBN 978-80-7204-556-3.
- [54] JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. *Expertní inženýrství v systémovém pojetí*. 1. vyd. Praha: Grada, 2013, 592 s. : il. ; 25 cm. ISBN 978-80-247-4127-7.
- [55] SEMELA, Marek. *Systémové pojetí analýzy silničních nehod: The System Approach to Road Accident Analysis*. Brno, 2018, 139 s. Habilitační práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [56] MIKULEC, Roman. Srovnání měřicích přístrojů. In: *9. odborná konference doktorského studia Junior Forensic Science*. Brno, 2017, s. 26-37. ISBN 978-80-214-5486- 6.
- [57] MIKULEC, Roman. Vyhodnocení jízdních zkoušek vozidel Škoda. In: *Conference Proceedings Expert Forensic Science 2018*. Brno: Ústav soudního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, 2018, s. 157-168. ISBN 978-80-214-5600-6.
- [58] MIKULEC, Roman. Badania dynamiki poprzecznej i podłużnej samochodów Škoda Fabia III i Škoda Superb III. *Paragraf na drodze*. 2018, **20**(6), 41-52. ISSN 1505-3520.
- [59] MIKULEC, Roman a Marek SEMELA. Vehicle Dynamics Analysis – Wet Road Surface. In: *Proceedings of the Fourth International Conference on Traffic and Transport Engineering*. Belgrade: City Net Scientific Research Center Ltd. Belgrade, 2018, s. 387-392. ISBN 978-86-916153-4-5.
- [60] MIKULEC, Roman. Nastavení parametrů ESP v simulačním programu pro vozidlo Škoda Superb. In: *Sborník příspěvků konference Junior Forensic Science*. Brno: Ústav soudního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, 2019, s. 43-49. ISBN 978-80-214-5730-0.

- [61] MIKULEC, Roman. Analýza jízdních zkoušek vozidel Škoda na mokrém povrchu. In: *Sborník příspěvků konference Expert Forensic Science*. Brno: Ústav soudního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, 2019, s. 177-184. ISBN 978-80-214-5708-9.
- [62] MIKULEC, Roman. Analýza příčného přemístění vozidla na mokrém povrchu. In: *Sborník příspěvků konference Expert Forensic Science*. Brno, 2020, s. 170 - 178. ISBN 978-80-214-5829-1.
- [63] MIKULEC, Roman. Analiza przemieszczeń poprzecznych pojazdu na mokrej nawierzchni. In: *Paragraf na drodze: Numer specjalny*. Krakov: Instytut Ekspertyz Sadowych, 2021, s. 149-158. ISBN 978-83-87425-58-6.
- [64] MIKULEC, Roman. Analýza příčného přemístění vozidel typu SUV na mokrém povrchu vozovky. *Soudní inženýrství* [online]. Akademické nakladatelství CERM, 2021, **32**(3), 2-6 [cit. 2022-02-06]. ISSN 1211-443X. Dostupné z: doi:10.13164/SI.2021.3.2
- [65] MIKULEC, Roman, Marek SEMELA, Albert BRADÁČ et al. Obsolete or viable? Revision of lane-change manoeuvre duration empirical calculation. *Energies (Basel)* [online]. Basel: MDPI AG, 2021, **14**(24), 8439 [cit. 2022-02-06]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en14248439
- [66] MIKULEC, Roman. Analýza vyhýbacích manévrů moderních vozidel. In: *Sborník příspěvků ExFoS 2022*. Brno: Ústav soudního inženýrství Vysokého učení technického v Brn, 2022, s. 105-113. ISBN 978-80-214-6033-1.