

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

TECHNICKÁ FAKULTA

Katedra vozidel a pozemní dopravy



**Bezpečnost osobních automobilů a jejich souprav z hlediska jízdní
dynamiky**

Safety of passenger vehicles and their articulated road trains in terms of driving
dynamics

Disertační práce

Autor: Ing. Jan Krejčí

Školitel: prof. Ing. Jan Kovanda, CSc.

Školitel specialista: doc. Ing. Hedvika Kovandová, Ph.D.

Konzultant: Ing. Jaroslav Koloc, Ph.D.

PRAHA 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně pod vedením školitele a uvedl jsem veškerou použitou literaturu. Tištěná a elektronická verze práce se doslovně shodují.

V Praze dne

Jan Krejčí

Poděkování

Na tomto místě bych velmi rád poděkoval svému školiteli panu prof. Ing. Janu Kovandovi, CSc. za mnoho cenných rad, hodnotných informací a odborných konzultací, které mi ochotně poskytoval nejen v období tvorby disertační práce, ale v průběhu celého mého doktorského studia, a díky kterým jsem si mohl vytvořit zcela nový a komplexní náhled na složitou problematiku stavby vozidel. Též bych rád poděkoval i svému školiteli specialistovi paní doc. Ing. Hedvice Kovandové, Ph.D. za velmi přínosné diskuse k jednotlivým částem předkládané práce a za pomoc a spolupráci při plnění publikačních povinností. Dále děkuji konzultantu panu Ing. Jaroslavem Kolocovi, Ph.D. ze společnosti Škoda Auto, a.s. a zaměstnancům společnosti Dekra CZ, a.s. za poskytnutou technickou podporu při realizaci experimentální části práce. V neposlední řadě děkuji i svým kolegům Ing. Josefu Míkovi a Ing. Pavlu Tulachovi za přátelskou spolupráci během studia, a všem ostatním, kteří podpořili vznik této práce.

Abstrakt: Disertační práce analyzuje oblast bezpečnosti osobních automobilů a jejich souprav z hlediska jízdní dynamiky. Její cíl je založen na předpokladu, který tvrdí, že v důsledku připojení vozidla kategorie O za osobní automobil se zásadně mění struktura a parametry vytvořené jízdní soupravy, které negativně ovlivňují její stabilitu, čímž dochází ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku dopravní nehody. V rešeršní části práce je shrnut současný stav řešené problematiky. Jsou zde rozebrány a zhodnoceny statistiky dopravní nehodovosti, kde kolidujícím vozidlem je osobní automobil s přívěsem. Tyto statistiky si kladou za cíl na teoretické úrovni potvrdit vyslovený předpoklad, který je v podobě hypotézy ověřen vhodným statistickým nástrojem. Dále je zde uveden přehled platné legislativy upravující oblast aktivní a pasivní bezpečnosti dvoustopých vozidel. Tento přehled upozorňuje na absenci předpisů, které by se zabývaly schvalovacím procesem vozidel daných kategorií z provozního hlediska, v souvislosti s možností vytvoření jízdní soupravy. Soubory konkrétních předpisů, směrnic a norem, resp. biomechanických kritérií poranění jsou uvedeny v příloze č. 1, resp. 2. Na řešenou problematiku navazuje oblast teoretických východisek metod zpracování. Je zde stručně vyšetřena jízdní dynamika vozidla při pohybu ve všech osových směrech. A následně zpracována analýza předkolizních jízdních stavů provedených nárazových zkoušek vozidel, jejíž část tvoří přílohu č. 3. Experimentální část je rozdělena do dvou úrovní. První úroveň řeší popis a vyhodnocení realizovaných jízdních zkoušek, které mají prokázat zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestability v důsledku připojení přívěsu za automobil. Druhá úroveň pak řeší komparaci stability zkušebního automobilu s jeho dvěma jízdními soupravami prostřednictvím určení polohy pólu pohybu. Výsledky a diskuse hodnotí výstupy z obou úrovní experimentu, jejichž relevantnost je statistickým nástrojem, vhodným pro konkrétní povahu dat, ověřena. Kapitola dále analyzuje vlastní a původní přínos práce pro téma řešené problematiky, a určuje směr dalšího možného výzkumu v oblasti jízdní dynamiky osobních automobilů a jejich souprav. Závěr pak celou práci stručně shrnuje.

Klíčová slova: Bezpečnost automobilů, dynamika vozidla, přípojné vozidlo, jízdní souprava, stabilita, jízdní zkoušky, zrychlení, pól pohybu

Summary: This dissertation analyzes the issue of safety of passenger vehicles and their articulated road trains in terms of driving dynamics. The dissertation is based on the assumption, that claims, that due to the connection of trailer with passenger car, is fundamentally changed the structure and parameters of generated articulated road train, which have a negative effect for driving stability. And that increase the probability of traffic accident's creation. In literature review is summarized the current state of the topic. There are discussed and evaluated the statistics of traffic accidents, where the colliding vehicle is passenger car with trailer. The aim of these statistics is confirmation of spoken assumption at the theoretical level. This assumption, in form of hypotheses, is verified by an appropriate statistical tool. There is also overview of current legislation governing the issue of vehicle's active and passive safety. This overview highlights to the absence of legislation, that would deal with the approval process of the specific vehicle's categories in the operational terms, in relationship with the possibility of creating an articulated road train. Summaries of specific regulations, directions and standards, respectively biomechanical injury criteria are listed in annex no. 1, respectively no. 2. To the solution issue followed the theoretical background of processing methods. There are briefly examined the driving dynamics for vehicle's movement in all axis directions. And further processed by an analysis of pre-crash driving conditions of the conducted vehicle's crash tests, which part creates an annex no. 3. The experimental part of the dissertation is divided into two levels. The first level resolves the description and evaluation of carried out driving dynamics tests, that should demonstrate an increase of probability of instability, due to the connection of trailer with a passenger vehicle. The second level of experiment solves the stability's comparison of passenger vehicle with its two articulated road trains, depending at the instantaneous center of rotation's position. Results and discussion verifies the outputs of both experiment's levels, which relevance is verified by appropriate statistical tool. The chapter also analyzes its own original contribution of submitted dissertation for the articulated road train's driving dynamics, and determines the direction of the next possible future research in the articulated road train's driving dynamics. The conclusion summarizes the whole dissertation.

Keywords: Safety of passenger vehicles, vehicle dynamics, trailer, articulated road train, stability, driving dynamics tests, acceleration, instantaneous center of rotation

OBSAH

1	ÚVOD.....	1
2	SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY.....	2
2.1	Statistiky dopravní nehodovosti.....	2
2.1.1	Metodika porovnání dopravních nehod.....	2
2.1.2	Analýza a komparace dopravních nehod v ČR.....	4
2.1.2.1	Dopravní nehodovost v roce 2011.....	4
2.1.2.2	Dopravní nehodovost v roce 2012.....	5
2.1.2.3	Dopravní nehodovost v roce 2013.....	6
2.1.2.4	Dopravní nehodovost v roce 2014.....	6
2.1.3	Ověření statistické hypotézy.....	7
2.1.3.1	Teorie ověřování statistických hypotéz.....	7
2.1.3.2	Párový t-test.....	8
2.1.4	Souhrny a zhodnocení.....	10
2.2	Platná legislativa v oblasti bezpečnosti vozidel.....	11
2.2.1	Legislativa prvků aktivní bezpečnosti.....	13
2.2.2	Legislativa prvků pasivní bezpečnosti.....	13
3	TEORETICKÁ VÝCHODISKA METOD ZPRACOVÁNÍ.....	15
3.1	Dynamika vozidla.....	15
3.1.1	Podélná dynamika vozidla.....	16
3.1.1.1	Jízdní odpory.....	18
3.1.1.2	Meze přilnavosti a skluz.....	23
3.1.1.3	Radiální reakce náprav.....	26
3.1.1.4	Akcelerace vozidla.....	31
3.1.1.5	Decelerace vozidla.....	31
3.1.2	Příčná dynamika vozidla.....	32

3.1.2.1	Pohyb vozidla v rovině xy.....	33
3.1.2.2	Lineární rovinný model vozidla.....	35
3.1.2.3	Statická říditelnost.....	38
3.1.2.4	Klopení vozidla.....	41
3.1.3	Svislá dynamika vozidla.....	46
3.1.3.1	Netlumená dynamická soustava.....	46
3.1.3.2	Soustava s hydraulickým tlumičem.....	49
3.1.3.3	Vliv neodpružených hmot.....	53
3.2	Předkolizní jízdní stavy vozidel.....	58
3.2.1	Použitá zařízení.....	59
3.2.1.1	Figuríny.....	60
3.2.1.2	Snímače zrychlení.....	61
3.2.1.3	Urychlovací zařízení.....	62
3.2.2	Přehled provedených nárazových testů.....	62
3.2.2.1	Nárazový test osobního automobilu Škoda Fabia 1,2 HTP do nepohyblivé bariéry.....	63
3.2.2.2	Čelní střet vozidla Renault 5 GTD s nepohyblivou bariérou.....	68
4	CÍL DISERTAČNÍ PRÁCE.....	73
5	METODIKA DISERTAČNÍ PRÁCE.....	74
6	EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ VLIVU PŘÍPOJNÉHO VOZIDLA NA JÍZDNÍ DYNAMIKU SOUPRAVY.....	78
6.1	Popis zázemí a technického vybavení.....	79
6.1.1	Zkušební centra.....	79
6.1.2	Zkušební vozidla.....	82
6.1.3	Použitá měřicí zařízení.....	86
6.1.4	Použitý software.....	88
6.2	Realizace jízdních zkoušek.....	90
6.2.1	Vozidlo Škoda Octavia II. generace.....	92

6.2.2	Vozidlo Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67.....	96
6.2.3	Vozidlo Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid	101
6.3	Zhodnocení jízdnic zkušek.....	106
6.4	Analýza stability vozidla a jeho souprav v závislosti na poloze pólu pohybu.....	110
6.4.1	Vozidlo Škoda Octavia II. generace	111
6.4.2	Vozidlo Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67.....	116
6.4.3	Vozidlo Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid	120
6.5	Zhodnocení stability vozidla a jeho souprav v závislosti na poloze pólu pohybu ...	124
7	VÝSLEDKY A DISKUSE.....	126
8	ZÁVĚR.....	136
	Seznam použitých zdrojů.....	141
	Seznam vlastních publikací	148
	Popularizační činnost.....	149
	Seznamy obrázků, tabulek, zkratk a příloh.....	150

1 ÚVOD

Historie stavby automobilů sahá až ke konci 18. století, kdy byly realizovány první úspěšné pokusy s vozidly, která byla poháněna parními stroji. K jejich prvním konstruktérům patřili James Watt nebo Nicolas Joseph Cugnot, jehož parní stroj dokázal vyvinout rychlost $9 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ se čtyřmi pasažéry, a to v roce 1769. Počátkem 19. století se parní stroje konstrukčně zdokonalovaly a zvyšovala se jejich nejvyšší dosažitelná rychlost, přesto byly z provozního hlediska poměrně náročné. Zásadní zvrát nastal v letech 1862 až 1866, kdy konstruktér Nicolas Otto zprovoznil první čtyřdobý spalovací motor. Vývoj dnešních automobilů započal Karl Benz roku 1885 v německém Manheimu. O dva roky později, nezávisle na něm, začal se stavbou automobilů také Gottlieb Daimler. V roce 1897 sestrojil Rudolf Diesel první provozuschopný vznětový motor.

S postupem času, a se zdokonalujícími se technologiemi, vzrůstaly výkonové parametry vozidel i počty automobilů. Tato skutečnost měla za následek výskyt vyšších intenzit a hustot dopravních proudů na pozemních komunikacích, což se negativně promítlo i ve statistikách dopravní nehodovosti. A i přes aktuální klesající tendenci je počet dopravních nehod, úmrtí i vážných zranění vlivem dopravního provozu alarmující, je jedním z hlavních cílů, nejen EU, v oblasti dopravy počty a následky dopravních nehod i nadále snižovat a zmírňovat.

Na tom se podílí skupina prvků aktivní a pasivní bezpečnosti vozidel, a přesto, že teorie na tyto skupiny nahlíží separátně, z praktického pohledu na problematiku je mezi nimi velmi úzká souvislost. To dokazuje i fakt, že dopravní nehoda je kontinuálně probíhající děj, který lze rozdělit na fázi předkolizní a fázi kolizní. Prvky aktivní bezpečnosti mají tendenci zabránit vozidlu, aby se vůbec do předkolizní fáze dostalo. Avšak pokud se tomu tak stane a vozidlo přechází z oblasti pre-crashové fáze do fáze kolizní, jsou v aktivaci prvky pasivní bezpečnosti, jejichž úkolem je následky nevyhnutelného střetu v maximální možné míře zmírnit.

Avšak jedním ze stále neřešených problémů bezpečnosti dopravy je schvalování vozidel, která jsou určena i pro provoz s přípojnými vozidly. Homologace vozidel konkrétních kategorií probíhá separátně a legislativní předpisy neuvažují vytvoření jízdní soupravy i přesto, že jsou k tomu daná vozidla konstrukčně určena. Vytvořením jízdní soupravy se mění její parametry i struktura, a tyto změny mají za následek možnost odchýlení jízdní stability soupravy od požadovaného standardu, čímž dochází ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilních jízdních stavů, které mohou vyústit v dopravní nehodu.

A právě touto nastíněnou problematikou, která v současné době není řešena, se zabývá i předkládaná disertační práce.

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

2.1 Statistiky dopravní nehodovosti

Předkládaná práce detekuje mezní stavy stability osobních automobilů a jejich souprav, a jejím cílem je prokázání zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilních jízdních stavů, potažmo dopravní nehody v důsledku připojení přípojného vozidla za vozidlo tažné. Proto je v následujících odstavcích proveden rozbor a porovnání dopravních nehod množiny osobních automobilů a množiny jejich jízdních souprav. Tato analýza s následnou komparací zmíněných množin má prokázat, že připojením vozidla kategorie O za osobní automobil se mění struktura jízdní soupravy, která negativně ovlivní její výsledné jízdní vlastnosti, a vzrůstá tak riziko vzniku dopravní nehody. Pro potvrzení, nebo vyvrácení vyslovené hypotézy je zvolena komparativní metodika, která je popsána v kap. 2.1.1. Vzhledem k tomu, že následující text se odkazuje na kategorie vozidel, jsou zde dle zákona č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích definovány ty kategorie, se kterými se dále pracuje:

M – motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a používají se pro dopravu osob

M_1 – vozidla, která mají nejvýše osm míst k přepravě osob, kromě místa řidiče, nebo víceúčelová vozidla

O – přípojná vozidla

O_1 – přípojná vozidla o nejvyšší přípustné hmotnosti nejvýše 750 kg

O_2 – přípojná vozidla o nejvyšší přípustné hmotnosti přes 750 kg, ale nejvýše 3500 kg [87]

2.1.1 Metodika porovnání dopravních nehod

Zvolená metodika slouží k objektivnímu porovnání dopravní nehodovosti dvou množin vozidel v období let 2011 až 2014. První množinu tvoří vozidla kategorie M_1 . Ta je dále označena jako množina M . Druhou množinou jsou jízdní soupravy vozidel kategorií $M_1 + O_1$, nebo $M_1 + O_2$, ta je souhrnně označena jako množina O .

Množinu M tvoří vozidla dané kategorie, která byla v příslušném roce registrována. Metodika tedy pracuje s podmnožinami M_{2011} , M_{2012} , M_{2013} a M_{2014} . Analogií je množina O , která je tvořena podmnožinami O_{2011} , O_{2012} , O_{2013} a O_{2014} .

Pro každou časově srovnatelnou dvojici podmnožin množin M a O jsou sledovány i registrované dopravní nehody. V množině M jsou to veškerá vozidla kategorie M_1 , která v daném roce havarovala (nikoliv, která byla jiným vozidlem nabourána). Tyto podmnožiny jsou označeny jako DNM_{2011} , DNM_{2012} , DNM_{2013} , DNM_{2014} . V množině O to jsou veškeré soupravy sledovaných kategorií vozidel, které v daném roce havarovaly. Do této skupiny opět nejsou započteny soupravy, které se staly obětí cizího zavinění dopravní nehody. Tyto podmnožiny jsou označeny jako DNO_{2011} , DNO_{2012} , DNO_{2013} , DNO_{2014} .

Aby výstupy měly požadovanou vypovídací hodnotu, musí být počty dopravních nehod vztaheny k danému parametru. V tomto případě je za komparativní parametr zvolen 1 milion obyvatel.

Dalším metodickým krokem je přepočítání registrovaných vozidel a jim odpovídající počet dopravních nehod na 1 milion obyvatel. Tím jsou získány nové parametry vztahené na 1 milion obyvatel pro každý sledovaný rok, tedy počet registrovaných vozidel kategorie M_1 : $M_{2011}[1\text{ mil}]$, $M_{2012}[1\text{ mil}]$, $M_{2013}[1\text{ mil}]$, $M_{2014}[1\text{ mil}]$. Počet dopravních nehod vozidel kategorie M_1 : $DNM_{2011}[1\text{ mil}]$, $DNM_{2012}[1\text{ mil}]$, $DNM_{2013}[1\text{ mil}]$, $DNM_{2014}[1\text{ mil}]$. Počet registrovaných vozidel kategorie O_1 a O_2 : $O_{2011}[1\text{ mil}]$, $O_{2012}[1\text{ mil}]$, $O_{2013}[1\text{ mil}]$, $O_{2014}[1\text{ mil}]$ a počet dopravních nehod sledovaných jízdních souprav: $DNO_{2011}[1\text{ mil}]$, $DNO_{2012}[1\text{ mil}]$, $DNO_{2013}[1\text{ mil}]$, $DNO_{2014}[1\text{ mil}]$.

Je-li vypočten podíl, který je definován vztahem (2.1), je získáno pořadové číslo, které udává, že každé m – té vozidlo kategorie M_1 v konkrétním roce havarovalo.

$$\frac{M_{rok}[1\text{ mil}]}{DNM_{rok}[1\text{ mil}]} \quad (2.1)$$

kde: $M_{rok}[1\text{ mil}]$ počet registrovaných vozidel kategorie M_1 v daném roce vztahený na 1 milion obyvatel

$DNM_{rok}[1\text{ mil}]$ počet havarovaných vozidel kategorie M_1 v daném roce vztahený na 1 milion obyvatel

Totéž platí pro podíl definovaný vztahem (2.2), který říká, že každá o – tá souprava specifikovaných kategorií vozidel v daném roce zavinila dopravní nehodu.

$$\frac{O_{rok}[1\text{ mil}]}{DNO_{rok}[1\text{ mil}]} \quad (2.2)$$

kde: $O_{rok}[1\text{ mil}]$ počet registrovaných vozidel kategorie O_1 a O_2 v daném roce vztažený na 1 milion obyvatel

$DNO_{rok}[1\text{ mil}]$ počet dopravních nehod sledovaných jízdních souprav v daném roce vztažený na 1 milion obyvatel

Při porovnání pořadových čísel m a o je zjištěno, který dopravní prostředek havaroval v daném roce častěji.

2.1.2 Analýza a komparace dopravních nehod v ČR

Vstupní data použitá pro zvolený výpočet pochází z několika různých zdrojů. Mezi hlavní patří Ředitelství silnic a dálnic ČR, Policie ČR, Ministerstvo vnitra ČR a Ministerstvo dopravy ČR. Některé z těchto zdrojů uvádí možnou odchylku od skutečných počtů sledovaného parametru. To se týká zejména počtu registrovaných vozidel, kde se daná odchylka může pohybovat okolo 0,5 %. Konkrétní data jsou shrnuta v tab. 2.1.

Tab. 2.1: Počty registrovaných vozidel, dopravních nehod a obyvatel ve sledovaném období

Rok	2011	2012	2013	2014
Počet registrovaných vozidel kategorie M_1	4 202 830	4 281 533	4 353 403	4 501 545
Počet registrovaných vozidel kategorie O_1 a O_2	188 170	188 887	189 149	189 387
Počet dopravních nehod vozidel kategorie M_1	23 955	26 228	26 701	27 047
Počet dopravních nehod vozidel kategorie O_1 a O_2	1 152	1 268	1 362	1 453
Počet dopravních nehod vozidel všech kategorií	75 137	81 404	84 398	85 859
Počet obyvatel [mil]	10,50	10,51	10,52	10,53

Zdroj: [vlastní zpracování]

2.1.2.1 Dopravní nehodovost v roce 2011

V roce 2011 bylo registrováno 4202830 vozidel kategorie M_1 a 188170 vozidel kategorie O_1 a O_2 . Z celkového počtu 75137 dopravních nehod připadá 23955 nehod na vozidla

kategorie M_1 a 1152 nehod na vozidla kategorie O_1 a O_2 . Jsou tedy známy hodnoty veličin M_{2011} , O_{2011} , DNM_{2011} a DNO_{2011} . Pro jejich porovnatelnost je nutné je převést na zvolený komparativní parametr, tedy 1 milion obyvatel:

$M_{2011}[1\text{ mil}] = 400270$ registrovaných vozidel kategorie M_1 na 1 milion obyvatel,

$DNM_{2011}[1\text{ mil}] = 2281$ dopravních nehod vozidel kategorie M_1 na 1 milion obyvatel,

$O_{2011}[1\text{ mil}] = 1792$ 1 registrovaných vozidel kategorie O_1 a O_2 na 1 milion obyvatel,

$DNO_{2011}[1\text{ mil}] = 110$ dopravních nehod souprav sledovaných kategorií vozidel na 1 milion obyvatel.

Po vypočtení podílu definovaného vztahem (2.1) je zjištěno, že každé 175. vozidlo kategorie M_1 v řešeném období havaruje. Po vypočtení podílu definovaného vztahem (2.2) je zjištěno, že každá 163. souprava vozidel kategorií $M_1 + O_1$, nebo $M_1 + O_2$ v daném období havaruje.

2.1.2.2 Dopravní nehodovost v roce 2012

V roce 2012 bylo registrováno 4281533 vozidel kategorie M_1 a 188887 vozidel kategorie O_1 a O_2 . Z celkového počtu 81404 dopravních nehod připadá 26228 nehod na vozidla kategorie M_1 a 1268 nehod na vozidla kategorie O_1 a O_2 . Jsou tedy známy hodnoty veličin M_{2012} , O_{2012} , DNM_{2012} a DNO_{2012} . Pro jejich porovnatelnost je nutné je převést na zvolený komparativní parametr, tedy 1 milion obyvatel:

$M_{2012}[1\text{ mil}] = 407377$ registrovaných vozidel kategorie M_1 na 1 milion obyvatel,

$DNM_{2012}[1\text{ mil}] = 2496$ dopravních nehod vozidel kategorie M_1 na 1 milion obyvatel,

$O_{2012}[1\text{ mil}] = 17972$ registrovaných vozidel kategorie O_1 a O_2 na 1 milion obyvatel,

$DNO_{2012}[1\text{ mil}] = 121$ dopravních nehod souprav sledovaných kategorií vozidel na 1 milion obyvatel.

Po vypočtení podílu definovaného vztahem (2.1) je zjištěno, že každé 163. vozidlo kategorie M_1 v řešeném období havaruje. Po vypočtení podílu definovaného vztahem (2.2) je zjištěno, že každá 149. souprava vozidel kategorií $M_1 + O_1$, nebo $M_1 + O_2$ v daném období havaruje.

2.1.2.3 Dopravní nehodovost v roce 2013

V roce 2013 bylo registrováno 4353403 vozidel kategorie M_1 a 189149 vozidel kategorie O_1 a O_2 . Z celkového počtu 84398 dopravních nehod připadá 26701 nehod na vozidla kategorie M_1 a 1362 nehod na vozidla kategorie O_1 a O_2 . Jsou tedy známy hodnoty veličin M_{2013} , O_{2013} , DNM_{2013} a DNO_{2013} . Pro jejich porovnatelnost je nutné je převést na zvolený komparativní parametr, tedy 1 milion obyvatel:

$M_{2013}[1 \text{ mil}] = 413822$ registrovaných vozidel kategorie M_1 na 1 milion obyvatel,

$DNM_{2013}[1 \text{ mil}] = 2538$ dopravních nehod vozidel kategorie M_1 na 1 milion obyvatel,

$O_{2013}[1 \text{ mil}] = 17980$ registrovaných vozidel kategorie O_1 a O_2 na 1 milion obyvatel,

$DNO_{2013}[1 \text{ mil}] = 129$ dopravních nehod souprav sledovaných kategorií vozidel na 1 milion obyvatel.

Po vypočtení podílu definovaného vztahem (2.1) je zjištěno, že každé 163. vozidlo kategorie M_1 v řešeném období havaruje. Po vypočtení podílu definovaného vztahem (2.2) je zjištěno, že každá 139. souprava vozidel kategorií $M_1 + O_1$, nebo $M_1 + O_2$ v daném období havaruje.

2.1.2.4 Dopravní nehodovost v roce 2014

V roce 2014 bylo registrováno 4501545 vozidel kategorie M_1 a 189387 vozidel kategorie O_1 a O_2 . Z celkového počtu 85859 dopravních nehod připadá 27047 nehod na vozidla kategorie M_1 a 1453 nehod na vozidla kategorie O_1 a O_2 . Jsou tedy známy hodnoty veličin M_{2014} , O_{2014} , DNM_{2014} a DNO_{2014} . Pro jejich porovnatelnost je nutné je převést na zvolený komparativní parametr, tedy 1 milion obyvatel:

$M_{2014}[1 \text{ mil}] = 427497$ registrovaných vozidel kategorie M_1 na 1 milion obyvatel,

$DNM_{2014}[1 \text{ mil}] = 2569$ dopravních nehod vozidel kategorie M_1 na 1 milion obyvatel,

$O_{2014}[1 \text{ mil}] = 17985$ registrovaných vozidel kategorie O_1 a O_2 na 1 milion obyvatel,

$DNO_{2014}[1 \text{ mil}] = 129$ dopravních nehod souprav sledovaných kategorií vozidel na 1 milion obyvatel.

Po vypočtení podílu definovaného vztahem (2.1) je zjištěno, že každé 166. vozidlo kategorie M_1 v řešeném období havaruje. Po vypočtení podílu definovaného vztahem (2.2) je zjištěno, že každá 139. souprava vozidel kategorií $M_1 + O_1$, nebo $M_1 + O_2$ v daném období havaruje.

2.1.3 Ověření statistické hypotézy

2.1.3.1 Teorie ověřování statistických hypotéz

Jedním ze základních úkolů statistické indukce je ověřování statistických hypotéz. Statistickou hypotézou je míněno každé tvrzení o tvaru rozdělení jednoho či několika statistických znaků. Testem dané statistické hypotézy je nazýván postup, kterým je na základě náhodného výběru ověřováno, zda tato hypotéza platí, či nikoliv.

Testovaná statistická hypotéza se obvykle nazývá nulová hypotéza a značí se H_0 . Každá úloha testování hypotéz je formulována tak, že proti sobě stojí dvě hypotézy. Nulová hypotéza H_0 a alternativní hypotéza H_1 , která popírá platnost nulové hypotézy H_0 , a která je přijímána, jestliže je nulová hypotéza zamítnuta jako nesprávná. [25], [58]

Časté případy testování statistických hypotéz se týkají daného parametru θ rozdělení základního souboru. Tvrdí-li H_0 , že parametr θ je roven dané pevné hodnotě θ_0 , tedy, je-li možné nulovou hypotézu zapsat $H_0: \theta = \theta_0$, může být alternativní hypotéza vymezena ve tvaru:

$$H_1: \theta \neq \theta_0 \quad - \text{oboustranná alternativa} \quad (2.3)$$

$$H_1: \theta > \theta_0 \quad - \text{pravostranná alternativa} \quad (2.4)$$

$$H_1: \theta < \theta_0 \quad - \text{levostranná alternativa} \quad (2.5)$$

Pravostranné i levostranné alternativy se označují souhrnně jako jednostranné. Je důležité zmínit, že v konkrétním testu se vybírá vždy pouze jedna z alternativ, a její volba není z hlediska použití libovolná, ale závisí na dané situaci a povaze řešeného problému.

Rozhodnutí o platnosti H_0 či H_1 je založeno na náhodném výběru $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$. Postupuje se tak, že informace obsažená v daném výběru se shrne pomocí nějaké statistiky $T = T(x_1, x_2, \dots, x_n)$, která se nazývá testové kritérium (testová statistika). Je možné ji chápat jako míru nesouhlasu výsledků pokusu s testovanou hypotézou. [25], [71]

O skutečnosti, zda bude nulová hypotéza H_0 přijata, nebo zamítnuta a přijata alternativní hypotéza H_1 , rozhoduje kritický obor K . Ten nabývá různých hodnot, které jsou pro praktické potřeby tabelovány.

2.1.3.2 Párový t-test

Z důvodu dané povahy sledovaných dat dopravní nehodovosti byl pro ověření statistické hypotézy zvolen párový t-test. Následující výpočet je řešen na standardní hladině pravděpodobnosti 0,95. [71]

Nulová hypotéza je vyslovena ve tvaru $H_0: \mu = \mu_0$, tedy, že pravděpodobnost vzniku dopravní nehody vozidla kategorie M_1 je stejná jako pravděpodobnost vzniku dopravní nehody soupravy vozidel kategorií $M_1 + O_1$, nebo $M_1 + O_2$.

Proti H_0 je postavena jednostranná alternativní hypotéza $H_1: \mu < \mu_0$, která tvrdí, že pravděpodobnost vzniku dopravní nehody vozidla kategorie M_1 je menší, než pravděpodobnost vzniku dopravní nehody soupravy vozidel kategorií $M_1 + O_1$, nebo $M_1 + O_2$.

V tabulce 2.2 jsou shrnuta potřebná data pro výpočet párového t-testu.

Tab. 2.2: Vstupní data pro výpočet párového t-testu

Rok	n	x_i	y_i	d_i	d_i^2
2011	1	0,570	0,614	-0,044	0,001936
2012	2	0,613	0,673	-0,060	0,003600
2013	3	0,613	0,717	-0,104	0,010816
2014	4	0,601	0,717	-0,116	0,013456

Zdroj: [vlastní zpracování]

kde: n počet stupňů volnosti testu
 x_i pravděpodobnost vzniku dopravní nehody osobního automobilu [%]
 y_i pravděpodobnost vzniku dopravní nehody soupravy [%]

Nejprve je nutné určit aritmetický průměr \bar{d} a rozptyl s_d^2 tohoto výběru podle vztahů (2.6) a (2.8).

$$\bar{d} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n d_i = \bar{x} - \bar{y} \quad (2.6)$$

kde: n počet stupňů volnosti testu

d_i rozdíl mezi x_i a y_i

\bar{x} průměr hodnot x_i

\bar{y} průměr hodnot y_i

$$\bar{d} = -0,081 \quad (2.7)$$

$$s_d^2 = \frac{1}{n-1} \cdot (\sum_{i=1}^n d_i^2 - \bar{d} \sum_{i=1}^n d_i) \quad (2.8)$$

$$s_d^2 = \frac{1}{4-1} \cdot (0,029808 - (-0,081) \cdot (-0,324)) \quad (2.9)$$

$$s_d^2 = 0,001188 \quad (2.10)$$

Testové kritérium má tvar:

$$t = \frac{\bar{d}}{s_d} \sqrt{n} \quad (2.11)$$

$$t = \frac{-0,081}{0,034467375} \sqrt{4} = -4,70009671 \quad (2.12)$$

Protože je zjišťováno, zda je možné zamítnout nulovou hypotézu H_0 a přijmout alternativní jednostrannou hypotézu H_1 , je rozhodovací proces založen na porovnání testových kritérií prostřednictvím tabelovaného kritického oboru K , který je definován vztahem (2.13).

$$K = \{t < t_{2\alpha(n-1)}\} \quad (2.13)$$

kde: α hladina významnosti (pro zvolenou 95% pravděpodobnost = 0,05)

Kritická hodnota Studentova t-rozdělení pro $t_{2 \cdot 0,05(4-1)} = 2,353$. Po dosazení konkrétních hodnot do vztahu (2.13) platí:

$$-4,70009671 < 2,353 \quad (2.14)$$

Tímto je zamítnuta nulová hypotéza H_0 a na hladině pravděpodobnosti 0,95 je přijata alternativní jednostranná hypotéza H_1 .

Provedeným výpočtem je ověřeno, že v důsledku připojení přípojného vozidla kategorie O_1 , nebo O_2 za vozidlo kategorie M_1 dojde ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku dopravní nehody.

2.1.4 Souhrny a zhodnocení

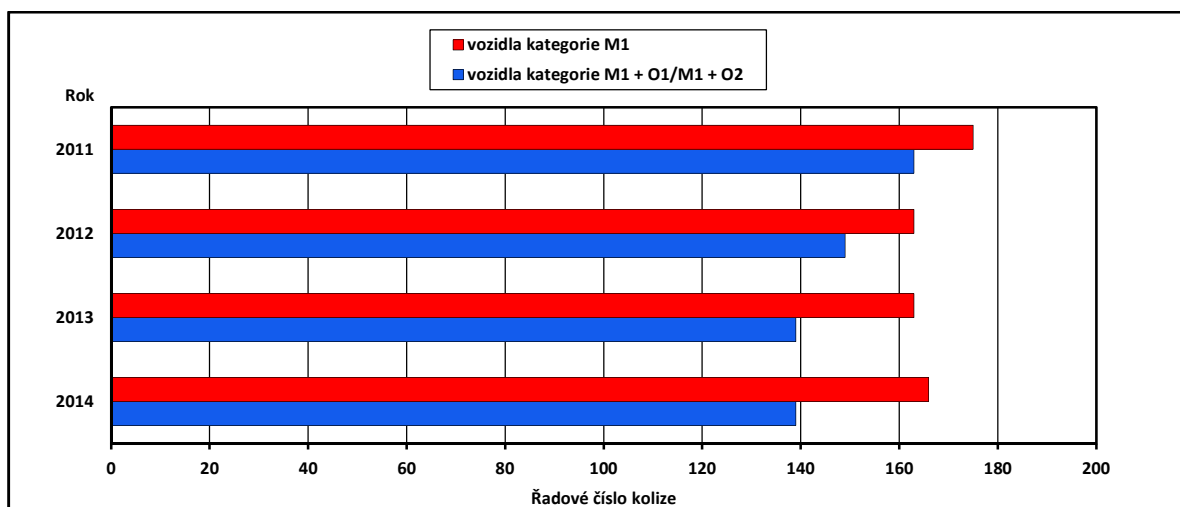
Výstupy z provedené analýzy dopravní nehodovosti jsou shrnuty v tab. 2.3. Pro lepší vizualizaci jsou výsledná data znázorněna prostřednictvím obrázků 2.1 a 2.2.

Tab. 2.3: Řadová čísla kolizí a pravděpodobnosti havárie osobních automobilů a jejich souprav ve sledovaném období

Rok	Kategorie vozidel	Řadové číslo kolize	Pravděpodobnost havárie [%]
2011	M_1	175	0,570
	$M_1 + O_1/M_1 + O_2$	163	0,614
2012	M_1	163	0,613
	$M_1 + O_1/M_1 + O_2$	149	0,673
2013	M_1	163	0,613
	$M_1 + O_1/M_1 + O_2$	139	0,717
2014	M_1	166	0,601
	$M_1 + O_1/M_1 + O_2$	139	0,717

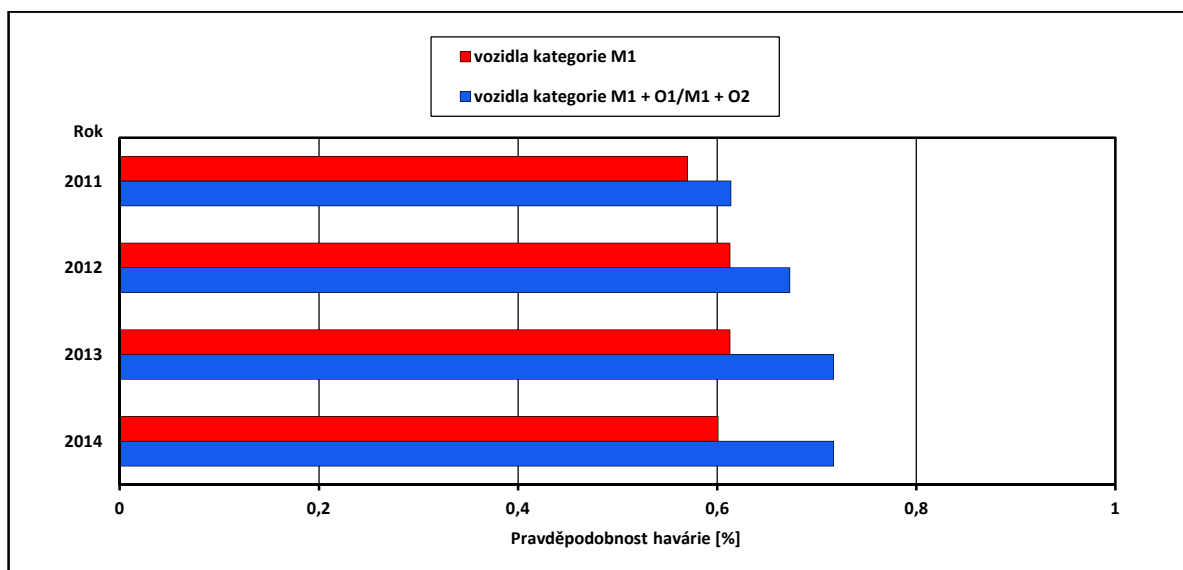
Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 2.1: Řadová čísla kolizí osobních automobilů a jejich souprav ve sledovaném období



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 2.2: Pravděpodobnosti havárie osobních automobilů a jejich souprav ve sledovaném období



Zdroj: [vlastní zpracování]

2.2 Platná legislativa v oblasti bezpečnosti vozidel

Legislativa, která se přímo týká dopravy, je rozdělitelná do několika dílčích skupin, které je možné pojmenovat:

- Pravidla silničního provozu, jimiž je upraveno chování účastníků dopravy v provozu,
- administrativní pravidla, jimiž je stanovena činnost státní administrativy nebo jiných subjektů (registrace vozidel, pojišťovnictví, atd.),
- technická pravidla, jimiž jsou stanoveny podmínky při stavbě provozu a údržbě dopravní infrastruktury,
- technická pravidla, jimiž jsou stanoveny podmínky technické způsobilosti dopravních prostředků k provozu.

Protože se předkládaná práce zabývá silničními vozidly, je následující text omezen na problematiku týkající se odstavce d). V této oblasti je legislativa definovaná dle místních, národních i mezinárodních potřeb.

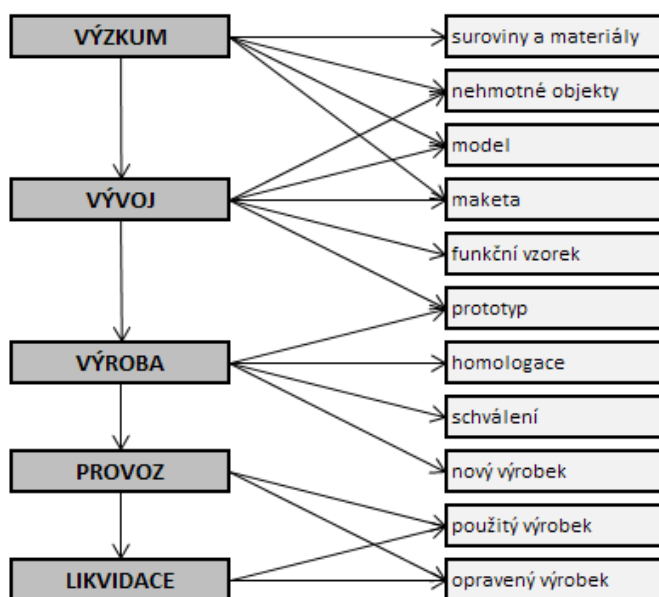
Na národní úrovni spadá legislativa dopravních prostředků do kompetence Ministerstva dopravy ČR. Technické normy, kterými se řídí výroba dopravních prostředků, patří do kompetence Českého normalizačního institutu a hygienické předpisy vztahující se na

dopravní prostředky patří do kompetence Ministerstva zdravotnictví ČR, nebo Ministerstva životního prostředí ČR. Na mezinárodní úrovni patří legislativa dopravních prostředků do kompetence více institucí, kterými jsou Evropská hospodářská komise, Organizace spojených národů (EHK/OSN) a Evropské hospodářské společenství (EHS/ES). Tvorba technických norem je pak v kompetenci Mezinárodní normalizační organizace (ISO). Každý sériově vyráběný dopravní prostředek prochází v průběhu své existence různými etapami rozvoje. Těmi jsou:

VÝZKUM → VÝVOJ → VÝROBA → PROVOZ → LIKVIDACE

Na obrázku 2.3 jsou znázorněny jednotlivé rozvojové etapy a k nim přiřazené obvyklé předměty zkoušek.

Obr. 2.3: Vazby mezi etapou rozvoje (vlevo) a předmětem zkoušení (vpravo)



Zdroj: [vlastní zpracování]

Z hlediska sledování jízdní dynamiky a případné detekce mezních stavů stability soupravy automobilu a přípojného vozidla je nejdůležitější oblastí schvalovací a následný provozní proces. Přestože se do výroby dostávají vozidla kategorie *M* a *N*, která jsou vybavována zařízeními umožňující vytvoření jízdní soupravy s vozidly kategorie *O*, současně platné homologační předpisy řeší schvalování vozidel zmíněných kategorií separátně. Jedná se o zásadní problematiku, která by měla být s ohledem na bezpečnost řešena, neboť platné

předpisy určené pro homologaci vozidel neobsahují žádné legislativní požadavky z hlediska jejich provozního využití. Důkazem toho je i skutečnost, že provoz automobilů s mechanickými brzdami je od 50. let minulého století zakázán, avšak přívěsy s mechanickými brzdami se v provozu vyskytují dodnes a mnohdy převážejí mnoha set kilogramové náklady. Legislativa též nevyžaduje realizace nárazových zkoušek souprav automobilů s přípojnými vozidly. [16]

2.2.1 Legislativa prvků aktivní bezpečnosti

Do skupiny aktivní bezpečnosti náleží všechny prvky vozidla, které se podílejí na jeho bezpečném provozu. Z důvodu obsáhlosti skupiny je vhodné následující dělení. [16]

Jízdní prvky: podílejí se na bezpečnosti jízdy (brzdy, řízení, geometrie podvozku, stabilita, odpružení, vlastnosti pneumatik).

Operační vlastnosti: usnadňují řidiči ovládání vozidla (výhled, ergonomie, ovládací síly).

Kondiční prvky: tvoří pohodlí řidiče a cestujících (posaz, větrání, topení, klimatizace).

Varovné (signální) prvky: upozorňují ostatní účastníky silničního provozu.

Uvedené rozdělení má pouze orientační význam. Široká škála funkcí musí být zkoušena a hodnocena s použitím prvků z více skupin.

Soubor předpisů, směrnic a norem řešící konkrétní dílčí oblasti (pevnost konstrukce, řízení, stabilita, pérování a tlumení) tvoří přílohu č. 1 této práce.

2.2.2 Legislativa prvků pasivní bezpečnosti

Do skupiny pasivní bezpečnosti náleží všechny prvky vozidla, které se podílejí na zmírnění následků dopravní nehody. Z důvodu přehlednosti je opět výhodné podrobnější rozdělení. [16]

Deformační zóny: jejich úkolem je absorbovat kinetickou energii vozidla při nárazu (pevné struktury karoserie, nárazníky, apod.).

Zádržné systémy: jejich úkolem je absorbovat kinetickou energii osob při nárazu (airbagy, bezpečnostní pásy, dětské zádržné systémy, opěrky hlavy).

Výčnělky, netříštivé a nehořlavé materiály: mají zabránit řezným nebo bodným poraněním a vzniku a šíření požáru (zaoblené hrany, měkké struktury karoserie, bezpečnostní skla).

Ponehodové systémy: jejichž úkolem je umožnit pomoc po nehodě (e-Call).

Pasivní bezpečnost je chápána jako komplexní ochrana cestujících při dopravní nehodě. Funkce jejích prvků je zkoušena a hodnocena jak na kompletních vozidlech, tak na jednotlivých subsystémech a konstrukčních částech. Přehled tvořící přílohu č. 2 je uspořádán podle typu zkoušky (Ochrana cestujících vozidel kategorie M₁ a N₁ proti nárazu, Ochrana řidiče při nárazu na mechanismus řízení, Bezpečnostní pásy a jejich ukotvení, Sedadla a opěrky hlavy, Interiér vozidla kategorie M₁). [59], [60]

3 TEORETICKÁ VÝCHODISKA METOD ZPRACOVÁNÍ

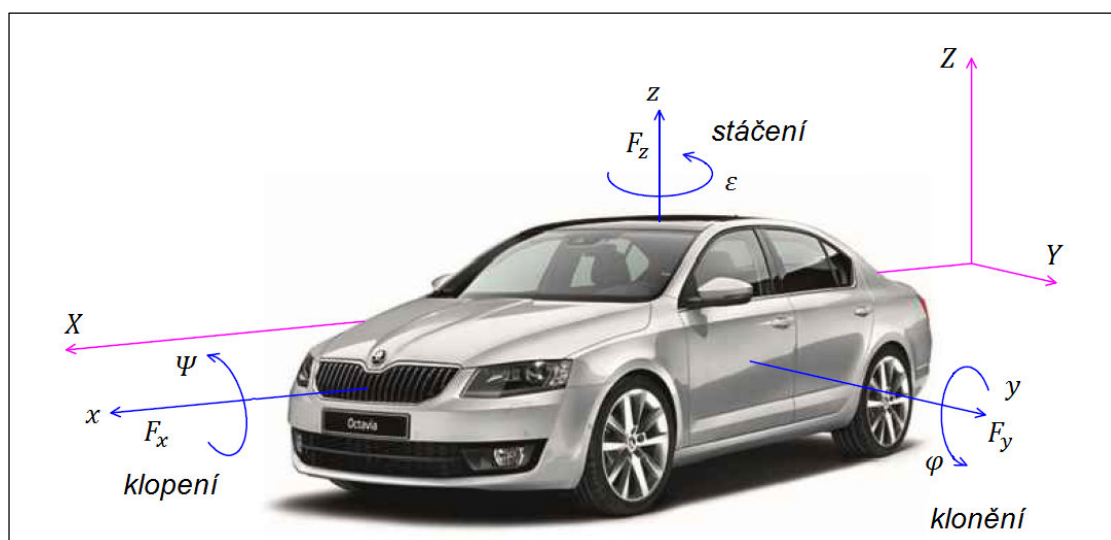
3.1 Dynamika vozidla

V následující kapitole je stručně vyšetřena problematika dynamiky motorových vozidel. Na základě získaných poznatků jsou pak v kapitole 3.2 analyzovány předkolizní jízdní stavy provedených nárazových zkoušek dvoustopých vozidel, které jsou souhrnně definovány jako pre-crash dynamika.

Dynamika obecně řeší příčiny pohybu těles a změny jejich pohybového stavu. Zkoumá tedy pohyb z hlediska působení sil – z jakých důvodů, a za jakých podmínek se tělesa pohybují. Z hlediska technické mechaniky dynamika sleduje souvislost mezi silami působícími na těleso a jeho pohyby.

Studium dynamiky analyzuje vlivy vnějších sil působících na vozidla, způsob jejich vzniku a odezvy jednotlivých prvků soustavy i vozidla jako celku, v závislosti na čase. Pro popis dynamiky vozidla je nutné definovat souřadný systém, v kterém se popisovaný objekt nachází. V oblasti konstrukce vozidel je základní souřadný systém stanoven normou ISO 4130:1978. Ta pracuje s třírozměrnou referenční soustavou, které je určena třemi navzájem kolmými rovinami. Popis pohybu vozidla a jeho dynamického chování využívá souřadného systému znázorněného na obr. 3.1. Veškeré dosud nezmíněné veličiny jsou včetně názvu a uvažované jednotky uvedeny vždy pod konkrétním vztahem. [6], [18], [23]

Obr. 3.1: Souřadný systém pro definování pohybu vozidla



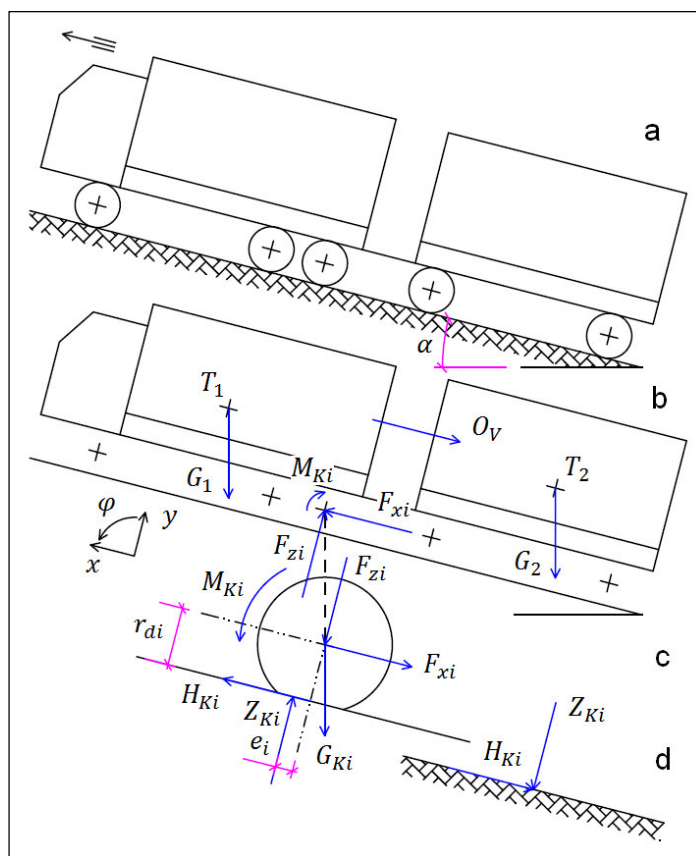
Zdroj: [72 + vlastní zpracování]

Pohyb vozidla je možné popsat v prostředí pevného základního souřadného systému (X, Y, Z) , nebo v prostředí lokálního souřadného systému (x, y, z) , jehož počátek leží v těžišti vozidla. Kromě orientace základních směrů (x – příčný, y – příčný, z – svislý) jsou určeny i otáčivé pohyby kolem definovaných os (klopení – úhel Ψ – pohyb kolem osy x , klonění – úhel φ – pohyb kolem osy y , stáčení – úhel ε – pohyb kolem osy z). [44], [61], [84] Na základě výše uvedeného se dělí pohyby vozidla na podélnou, příčnou a svislou dynamiku.

3.1.1 Podélná dynamika vozidla

Podélná, tzv. longitudinální dynamika šetří pohyb vozidla ve směru osy x . Zabývá se popisem jízdnicích odporů, jízdnicích výkonů, akcelerace a decelerace. Pro vyšetření longitudinální dynamiky soupravy sledovaných vozidel je nutné definovat základní pohybové rovnice.

Obr. 3.2: Schéma pro odvození pohybových rovnic



Zdroj: [vlastní zpracování]

$$(m_1 + m_2) \cdot \ddot{x} = -O_v - (G_1 + G_2) \cdot \sin\alpha + \sum_{i=1}^n F_{xi} \quad (3.1)$$

kde: $m_{1,2}$ hmotnosti vozidel [kg]
 \ddot{x} zrychlení vozidla [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
 O_V odpor vzduchu [N]
 $G_{1,2}$ tíhy vozidel [N]
 α úhel podélného sklonu vozovky [$^\circ$]
 F_{xi} hnací síla vozidla [N]

Pro zjednodušení případu není předpokládán pohyb ve spojení obou vozidel, proto je zrychlení obou vozidel uvažováno stejné, tedy: $\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 = \ddot{x}$.

Pohybové rovnice pro jednotlivá kola (dopředný pohyb (3.2) a otáčivý pohyb (3.3)) mají tvar:

$$m_{Ki} \cdot \ddot{x}_{Ki} = -F_{xi} + H_{Ki} - G_{Ki} \sin \alpha \quad (3.2)$$

kde: m_{Ki} hmotnost kola [kg]
 \ddot{x}_{Ki} zrychlení kola [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
 H_{Ki} podélná reakce mezi kolem a vozovkou [N]
 G_{Ki} tíha kola [N]

$$J_{Ki} \ddot{\varphi}_{Ki} = M_{Ki} - H_{Ki} \cdot r_{di} - Z_{Ki} \cdot e_i \quad (3.3)$$

kde: J_{Ki} hmotnostní moment setrvačnosti kola [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
 $\ddot{\varphi}_{Ki}$ úhlové zrychlení kola [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$]
 M_{Ki} hnací moment kola [Nm]
 Z_{Ki} radiální reakce vozovky [N]
 r_{di} dynamický poloměr kola [m]

Z rovnic (3.2) a (3.3) plyne:

$$F_{xi} = -G_{Ki} \sin \alpha - m_{Ki} \cdot \ddot{x}_{Ki} + \frac{M_{Ki}}{r_{di}} - \frac{J_{Ki}}{r_{di}} \cdot \ddot{\varphi}_{Ki} - Z_{Ki} \cdot \frac{e_i}{r_{di}} \quad (3.4)$$

Při analogické úvaze a nepředpokládání relativního posuvného pohybu mezi kolem a vozidlem ($\ddot{x}_{Ki} = \ddot{x}$), je možné základní pohybovou rovnici zapsat tvarem:

$$(m_1 + m_2 + \sum_{i=1}^n m_{Ki}) \cdot \ddot{x} + \sum_{i=1}^n \frac{J_{Ki}}{r_{di}} \cdot \ddot{\varphi}_{Ki} = \sum_{i=1}^n \frac{M_{Ki}}{r_{di}} - (G_1 + G_2 + \sum_{i=1}^n G_{Ki}) \sin \alpha - O_V - Z_{Ki} \cdot \frac{e_i}{r_{di}} \quad (3.5)$$

$$m = m_1 + m_2 + \sum_{i=1}^n m_{Ki} \quad (3.6)$$

$$G = G_1 + G_2 + \sum_{i=1}^n G_{Ki} \quad (3.7)$$

kde: m celková hmotnost soupravy [kg]
 G celková tíha soupravy [N]

Úhlovou dráhu φ je možné určit z translační dráhy x :

$$x_K = \varphi_K \cdot r_K \quad (3.8)$$

kde: φ_K úhlová dráha kola [rad]
 r_K valivý poloměr kola [m]

Dosažením a úpravou je získána rovnice:

$$\sum_{i=1}^n \frac{M_{Ki}}{r_{di}} = (m + \sum_{i=1}^n \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}}) \ddot{x} + G \sin \alpha + O_V + \sum_{i=1}^n Z_{Ki} \cdot \frac{e_i}{r_{di}} \quad (3.9)$$

kde: $(m + \sum_{i=1}^n \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}}) \ddot{x} = O_z$ odpor zrychlení
 $G \sin \alpha = O_S$ odpor stoupání
 O_V odpor vzduchu
 $\sum_{i=1}^n Z_{Ki} \cdot \frac{e_i}{r_{di}} = O_f$ odpor valení

3.1.1.1 Jízdní odpory

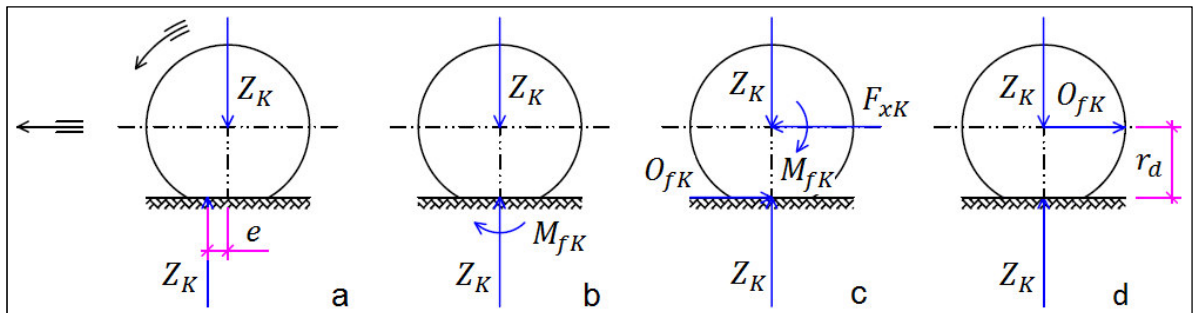
Jízdní odpory jsou charakterizovány silami, které působí proti směru pohybu vozidla. Jednotlivé základní složky jízdního odporu jsou odvozeny v této kapitole.

Odpor valení vzniká v důsledku deformace pneumatiky. Pokud se vozidlo, jehož pohyb je vyšetřován, pohybuje po komunikaci s nezpevněným, či jinak poddajným krytem, vzniká další složka – deformace vozovky. V přední části stopy (stykové plochy pneumatiky s vozovkou) dochází ke stlačování obvodu pneumatiky. V zadní části pak dochází k vyrovnání obvodu zpět do kruhového tvaru. Měrné tlaky v přední části jsou tedy větší než v zadní, a proto je radiální reakce vozovky Z_K předsunuta před svislou osu kola o hodnotu e (obr. 3.3a). Reakce vozovky Z_K je stejně velká jako zatížení kola, čímž vzniká moment $M_{fK} = Z_K \cdot e$, který působí proti otáčení kola. Předsunutá svislá reakce Z_K může být dle obr. 3.3b posunuta do svislé osy kola, je-li uvažován moment M_{fK} , který vyvolává vodorovnou reakci O_{fK} (obr. 3.3c), tedy valivý odpor kola:

$$O_{fK} = Z_K \cdot \frac{e}{r_d} = Z_K \cdot f_K \quad (3.10)$$

kde: Z_K radiální reakce vozovky [N]
 e vzdálenost předsunutí radiální reakce vozovky [m]
 $f_K = \frac{e}{r_d}$ součinitel valivého odporu kola [-]

Obr. 3.3: Moment valivého odporu kola M_{fK} a valivý odpor kola O_{fK} na volně se valícím kole



Zdroj: [vlastní zpracování]

Odpor valení O_f je dán součinem valivých odporů jednotlivých kol:

$$O_f = \sum_{i=1}^n O_{fKi} = \sum_{i=1}^n Z_{Ki} \cdot f_{Ki} \quad (3.11)$$

kde: O_{fKi} valivý odpor kola [N]
 f_{Ki} součinitel valivého odporu kola [-]

Odpor vzduchu - při jízdě vozidla reálným prostředím proudí vzduch nad horní částí karoserie i pod podvozkem. O skutečnosti, jak velký objem vzduchu bude proudit nad, nebo pod vozidlem, rozhoduje tzv. bod stagnace. Z konstrukčního hlediska je snaha umístit tento bod co nejnižší, aby co největší objem vzduchu proudil nad vozidlem, a tedy co nejméně negativně ovlivňoval podélnou stabilitu vozidla. Proudnice se za vozidlem neuzavírají, ale nastává zde turbulentní proudění. Tato složka tvoří největší část aerodynamického odporu. [2], [23], [30], [84]

Celkový vzdušný odpor je definován vztahem:

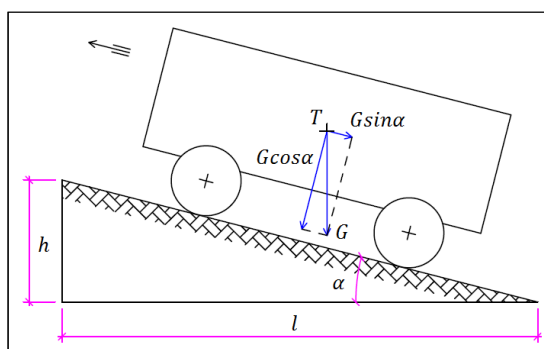
$$O_V = \frac{1}{2} \cdot c_x \cdot S_x \cdot \rho \cdot v_r^2 \quad (3.12)$$

kde: c_x součinitel vzdušného odporu [-]
 S_x čelní plocha vozidla [m²]
 ρ měrná hustota vzduchu [kg·m⁻³]
 v_r náporová rychlost proudění vzduchu [m·s⁻¹]

Odpor stoupání je dle vztahu (3.13) určen složkou tíhy vozidla G rovnoměrnou s povrchem vozovky, tedy:

$$O_S = \pm G \sin \alpha \quad (3.13)$$

Obr. 3.4: Určení odporu stoupání



Zdroj: [vlastní zpracování]

Vzhledem k tomu, že dle ČSN 73 6110 – Projektování místních komunikací není doporučeno navrhovat komunikace s podélným sklonem větším než 12 % (neplatí pro dálnice a rychlostní

komunikace, kde je přípustný podélný sklon ještě menší), je možné odpor stoupání zapsat také jako:

$$O_S = \pm G \cdot s \quad (3.14)$$

kde: $s = \frac{h}{l} = tg\alpha$ neboť pro malé úhly platí $\sin\alpha \approx tg\alpha$

Odpor zrychlení je určen setrvačnou silou, která při zrychlování vozidla působí proti směru jeho pohybu, a je definován vztahem:

$$O_Z = \left(m + \sum_{i=1}^n \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \right) \cdot \ddot{x} = O_{Zp} + O_{Zr} \quad (3.15)$$

kde: $O_{Zp} = m \cdot \ddot{x}$ odpor zrychlení pevné části vozidla
 $O_{Zr} = \sum_{i=1}^n \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \cdot \ddot{x}$ odpor zrychlení rotačních částí vozidla

Moment přivedený na hnací kola, který překonává odpor rotačních částí vozidla, má tvar:

$$M_r = O_{Zr} \cdot r_d = M_{rm} + M_{rp} + M_{rK} \quad (3.16)$$

První složku M_{rm} – moment hnacích kol potřebný pro zrychlení rotujících částí motoru lze zapsat vztahem:

$$M_{rm} = J_m \cdot \ddot{\varphi}_m \cdot i_c \cdot \eta \quad (3.17)$$

kde: J_m hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru [$kg \cdot m^2$]
 $\ddot{\varphi}_m$ úhlové zrychlení rotujících částí motoru [$rad \cdot s^{-2}$]
 $i_c = i_p \cdot i_r$ celkový převod mezi motorem a hnacími koly [-]
 i_p převod převodovky [-]
 i_r převod rozvodovky [-]
 η mechanická účinnost [-]

Druhou složku M_{rp} – moment potřebný ke zrychlení rotujících částí převodového ústrojí lze zapsat vztahem:

$$M_{rp} = J_p \cdot \ddot{\varphi}_p \cdot i_r \cdot \eta \quad (3.18)$$

kde: J_p hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí převodového ústrojí [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
 $\ddot{\varphi}_p$ úhlové zrychlení rotujících částí převodového ústrojí [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$]

Třetí složku M_{rK} – moment potřebný ke zrychlení vozidlových kol lze zapsat vztahem:

$$M_{rK} = \sum_{i=1}^n J_{Ki} \cdot \ddot{\varphi}_{Ki} \quad (3.19)$$

Mezi úhlovým zrychlením hnacích kol $\ddot{\varphi}_K$ a motoru $\ddot{\varphi}_m$ platí:

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_c} = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_p \cdot i_r} \quad (3.20)$$

Úhlové zrychlení hnacích kol lze vyjádřit v závislosti na podélném zrychlení:

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{x}}{r_K} \quad (3.21)$$

Při dosazení vztahů (3.17, 3.18, 3.19, 3.20 a 3.21) do (3.16) je získán výraz:

$$M_r = [(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum_{i=1}^n J_{Ki}] \cdot \frac{\ddot{x}}{r_K} \quad (3.22)$$

Výsledný odpor zrychlení daný součtem O_{zp} a O_{zr} lze zapsat vztahem:

$$O_Z = m\ddot{x} + \frac{M_r}{r_d} = m\ddot{x} + \frac{1}{r_d} \cdot [(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum_{i=1}^n J_{Ki}] \cdot \frac{\ddot{x}}{r_K} \quad (3.23)$$

Bude-li předpokládáno, že $r_d \approx r_K$, platí:

$$O_Z = \left[1 + \frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum_{i=1}^n J_{Ki}}{m \cdot r_d^2} \right] \cdot m\ddot{x} = \vartheta m\ddot{x} \quad (3.24)$$

kde: ϑ součinitel vlivu rotačních částí vozidla [-]

Odpor přívěsu je tvořen silou, kterou překonává tažné vozidlo při pohybu soupravy. Jednotlivé složky odporu přípojného vozidla lze analogicky dopočítat ze vztahů uvedených v odstavci Odpor valení. Odpor vzduchu přípojného vozidla se však neurčuje samostatně, ale pro celou jízdní soupravu (součinitel odporu vzduchu se uvažuje společný pro automobil s přívěsem).

Celkový jízdní odpor je definován prostým součtem jednotlivých jízdních odporů. Má tvar:

$$F_K = O_f + O_V + O_S + O_Z, \quad (3.25)$$

tedy:

$$F_K = f \cdot G + \frac{1}{2} c_x \cdot S_x \cdot \rho \cdot v_r^2 + G \left(s + \vartheta \frac{\ddot{x}}{g} \right) \quad (3.26)$$

kde: g normální tíhové zrychlení 9,80665 [m·s⁻²]

3.1.1.2 Meze přilnavosti a skluz

Dle experimentálních výsledků je maximální přenositelná obvodová síla mezi kolem vozidla a vozovkou dána vztahem:

$$H_{Kmax} = \mu_V \cdot Z_K \quad (3.27)$$

kde: μ_V součinitel valivé přilnavosti kola [-]

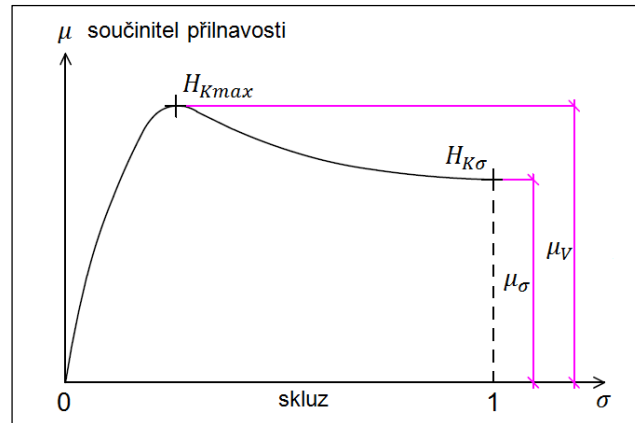
Pokud je hnací moment M_K příliš veliký a podélná reakce mezi kolem a vozovkou H_K je větší než H_{Kmax} , dochází ve stopě pneumatiky k prokluzu. V případě, že podélný skluz kola dosáhne hodnoty $\sigma = 1$, je kolem přenášena obvodová síla:

$$H_{K\sigma} = \mu_\sigma \cdot Z_K \quad (3.28)$$

kde: μ_σ součinitel skluzové přilnavosti kola [-]

Význam a závislost obou součinitelů jsou patrné z obr. 3.5.

Obr. 3.5: Skluzová charakteristika pneumatiky



Zdroj: [vlastní zpracování]

Skluz hnacího kola je definován:

$$\sigma_H = \frac{v_K - v}{v_K} = \frac{r_d \cdot \dot{\varphi}_m - v}{r_d \cdot \dot{\varphi}_m} = \frac{r_d - r_K}{r_d}, \quad (v \geq 0, \dot{\varphi}_m \geq 0, v_K \geq v) \quad (3.29)$$

kde: $v_K = \dot{x}_K = \dot{\varphi}_K \cdot r_d$ obvodová rychlost kola [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 $\dot{\varphi}_K$ úhlová rychlost kola [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]
 v rychlost vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 $\dot{\varphi}_m$ úhlová rychlost rotačních hmot motoru [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

Skluz brzděného kola je definován:

$$\sigma = \frac{v - v_K}{v} = \frac{v - r_d \cdot \dot{\varphi}_m}{v} = \frac{r_K - r_d}{r_K}, \quad (v \geq 0, \dot{\varphi}_m \geq 0, v_K \leq v) \quad (3.30)$$

Skluz tedy vyjadřuje rozdíl mezi rychlostí kola a rychlostí vozidla vztažený k rychlosti kola (platí pro pohon), nebo k rychlosti vozidla (platí pro brzdění). Poměr mezi obvodovou silou a svislým zatížením kola lze vyjádřit prostřednictvím součinitele přilnavosti:

$$\mu = \frac{H_K}{Z_K}, \quad (3.31)$$

jehož orientační hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tab. 3.1: Hodnoty součinitele přilnavosti pro různé povrchy vozovky

Povrch		Hodnota	Povrch		Hodnota
beton	suchý	0,8 - 1,0	asfalt	suchý	0,6 - 0,9
	mokrý	0,5 - 0,8		mokrý	0,3 - 0,8
dlažba	suchá	0,6 - 0,8	makadam	suchý	0,6 - 0,8
	mokrá	0,3 - 0,5		mokrý	0,3 - 0,5
polní cesta	suchá	0,4 - 0,6	tráva	suchá	0,4 - 0,6
	mokrá	0,3 - 0,4		mokrá	0,2 - 0,5
hluboký písek, sníh		0,2 - 0,4	náledí		0,1 - 0,3

Zdroj: [84]

Pro zaručení přenosu maximálních obvodových sil mezi kolem vozidla a podložkou musí být hnací, příp. brzdné momenty přiváděné na kolo tak veliké, aby nevznikal stav prokluzu, popř. blokace kola. Tyto dva nežádoucí stavy je snaha eliminovat také proto, že tak nedochází mj. i k porušení směrové stability vozidla. Kolo vozidla, u kterého je překročena H_{Kmax} , se stále pohybuje ve směru valení. [18], [23], [76]

Maximální hnací síla, někdy nazývána jako adhezní síla, na hnacích kolech, která je omezena přilnavostí pneumatiky k povrchu, je určena vztahem:

$$F_{Kmax} = \mu_V \cdot \sum_{i=1}^n Z_{Ki} = \mu_V \cdot G \cdot \cos\alpha \quad (3.32)$$

kde: $G \cdot \cos\alpha$ adhezní síla [N]

Maximální točivý moment přiváděný na hnací kolo vozidla je:

$$M_{Kmax} = \mu_V \cdot F_{Kmax} \cdot r_d \quad (3.33)$$

a maximální využitelný hnací výkon je pak:

$$P_{Kmax} = F_{Kmax} \cdot v \approx M_{Kmax} \cdot v \quad (3.34)$$

3.1.1.3 Radiální reakce náprav

Pro určení radiálních reakcí náprav vozidla je nutné definovat pohybové rovnice pro karoserii, přední a zadní nápravu separátně. V rovinném modelu vozidla je uvažován předpoklad, že hnací, nebo brzdné momenty levé i pravé strany dané nápravy jsou stejně veliké.

Pohybové rovnice pro nastavbu vozidla mají tvar:

$$-m\ddot{x} - G \cdot \sin\alpha + F_{xP} - F_{xZ} - O_V + K_P + K_Z = 0 \quad (3.35)$$

kde: $m\ddot{x}$ setrvačná síla vozidla [N]
 F_{xP} vodorovná složka síly působící na přední nápravu [N]
 F_{xZ} vodorovná složka síly působící na zadní nápravu [N]
 K_P, K_Z vodorovné složky sil působících mezi vozidly soupravy [N] (svislé složky jsou zanedbané). Pro samostatné vozidlo platí, že $K_P = K_Z = 0$. Pro tažné vozidlo platí, že $K_P = K_Z \neq 0$ a pro přípojné vozidlo platí, že $K_P \neq 0, K_Z = 0$.

$$Z_P - F_{zP} - G_P \cdot \cos\alpha = 0 \quad (3.36)$$

kde: Z_P radiální reakce přední nápravy [N]
 F_{zP} svislá složka síly působící na přední nápravu [N]
 G_P tíha přední nápravy [N]

$$-(M_P + M_Z) - F_{zP} \cdot l_P' + F_{zZ} \cdot l_Z' - (F_{xP} + F_{xZ}) \cdot (h' - r_d) + (M_{Vy})_{T'} - (K_P + K_Z) \cdot (h' - h_K) = 0 \quad (3.37)$$

kde: M_P hnací moment přední nápravy [Nm]
 M_Z hnací moment zadní nápravy [Nm]
 l_P' vodorovná vzdálenost mezi přední nápravou a těžištěm [m]
 F_{zZ} svislá složka síly působící na zadní nápravu [N]
 l_Z' vodorovná vzdálenost mezi zadní nápravou a těžiště [m]

h'	výška těžiště dynamického modelu vozidla [m]
r_d	dynamický poloměr kola [m]
$(M_{Vy})_{T'}$	vzdušný klonivý moment [Nm]
h_K	výška kola [m]

Pohybové rovnice pro přední nápravu vozidla mají tvar:

$$-m_p \ddot{x}_p + H_p - F_{xP} - G_p \cdot \sin\alpha = 0 \quad (3.38)$$

kde: $m_p \ddot{x}_p$ setrvačná síla přední nápravy [N]
 H_p podélná reakce mezi kolem přední nápravy a vozovkou [N]

$$Z_p - F_{zP} - G_p \cdot \cos\alpha = 0 \quad (3.39)$$

$$-J_p \ddot{\phi}_p + M_p - H_p \cdot r_d - Z_p \cdot e_p = 0 \quad (3.40)$$

kde: J_p hmotnostní moment setrvačnosti kol přední nápravy [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
 $\ddot{\phi}_p$ úhlové zrychlení kola přední nápravy [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$]
 e_p vzdálenost vlivu valivého odporu přední nápravy [m]

Pohybové rovnice pro zadní nápravu vozidla mají tvar:

$$-m_z \ddot{x}_z + H_z - F_{xz} - G_z \cdot \sin\alpha = 0 \quad (3.41)$$

kde: $m_z \ddot{x}_z$ setrvačná síla zadní nápravy [N]
 H_z podélná reakce mezi kolem zadní nápravy a vozovkou [N]
 G_z tíha přední nápravy [N]

$$Z_z - F_{zz} - G_z \cdot \cos\alpha = 0 \quad (3.42)$$

kde: Z_z radiální reakce zadní nápravy [N]
 F_{zz} svislá složka síly působící na zadní nápravu [N]

$$-J_Z \ddot{\varphi}_Z + M_Z - H_Z \cdot r_d - Z_Z \cdot e_Z = 0 \quad (3.43)$$

kde: J_Z hmotnostní moment setrvačnosti kol zadní nápravy [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
 $\ddot{\varphi}_Z$ úhlové zrychlení kola zadní nápravy [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$]
 e_Z vzdálenost vlivu valivého odporu zadní nápravy [m]

Aby byla soustava rovnic řešitelná, je zaveden předpoklad:

$$\ddot{x}' = \ddot{x}_P = \ddot{x}_Z = \ddot{x} \quad (3.44)$$

kde: \ddot{x}' podélné zrychlení soupravy [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 \ddot{x}_P podélné zrychlení přední nápravy [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 \ddot{x}_Z podélné zrychlení zadní nápravy [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 \ddot{x} podélné zrychlení tažného vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Úhlové zrychlení kol je dle vztahu (3.8) možné zapsat ve tvaru:

$$\ddot{\varphi}_P = \frac{\ddot{x}}{r_{KP}}; \quad \ddot{\varphi}_Z = \frac{\ddot{x}}{r_{KZ}} \quad (3.45)$$

kde: r_{KP} valivý poloměr předního kola [m]
 r_{KZ} valivý poloměr zadního kola [m]

Pro statický model vozidla (obr. 3.6) je možné zapsat radiální reakce náprav ve tvarech:

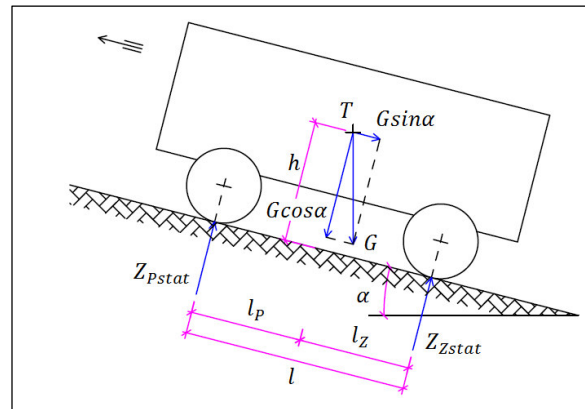
$$Z_{Pstat} = G \cdot \left(\frac{l_Z}{l} \cdot \cos\alpha - \frac{h}{l} \cdot \sin\alpha \right) \quad (3.46)$$

kde: l rozvor vozidla [m]
 h výška těžiště statického modelu vozidla [m]
 l_Z vodorovná vzdálenost zadní nápravy od těžiště modelu [m]

$$Z_{Zstat} = G \cdot \left(\frac{l_P}{l} \cdot \cos\alpha - \frac{h}{l} \cdot \sin\alpha \right) \quad (3.47)$$

kde: l_p vodorovná vzdálenost přední nápravy od těžiště modelu [m]

Obr. 3.6: Schéma pro výpočet statického zatížení náprav



Zdroj: [vlastní zpracování]

Pro dynamický model vozidla, který je znázorněn na obr. 3.7 mají radiální reakce náprav tvar:

$$Z_P = Z_{Pstat} - A_P - G \cdot \left[\frac{h}{l} + (\vartheta - 1) \cdot \frac{r_d}{l} \right] \cdot \frac{\ddot{x}}{g} + O_f \cdot \frac{r_d}{l} + (K_P + K_Z) \cdot \frac{r_K}{l} \quad (3.48)$$

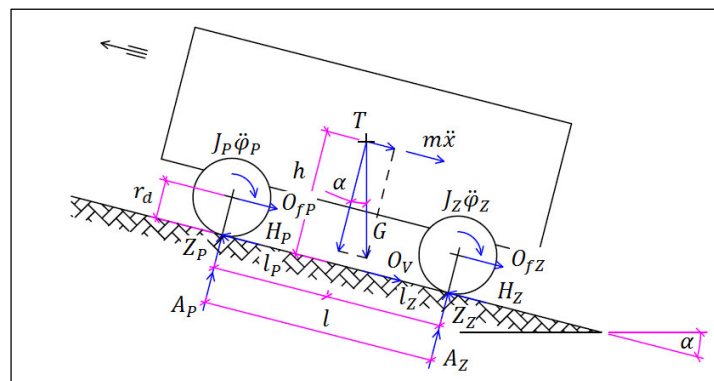
kde: Z_{Pstat} radiální reakce předního kola statického modelu [N]

A_P vztlková síla působící na přední nápravu [N]

$$Z_Z = Z_{Zstat} - A_Z - G \cdot \left[\frac{h}{l} + (\vartheta - 1) \cdot \frac{r_d}{l} \right] \cdot \frac{\ddot{x}}{g} + O_f \cdot \frac{r_d}{l} + (K_P + K_Z) \cdot \frac{r_K}{l} \quad (3.49)$$

kde: A_Z vztlková síla působící na zadní nápravu [N]

Obr. 3.7: Schéma pro výpočet radiálních reakcí



Zdroj: [vlastní zpracování]

Dynamický model vozidla uvažuje i vliv vztlakové síly na přední A_P a zadní nápravě A_Z vozidla.

Vztlakovou sílu působící na přední nápravu vozidla lze zapsat ve tvaru:

$$A_P = A \cdot \frac{l_Z'}{l} + O_V \cdot \frac{h'}{l} - \frac{(M_{Vy})_{T'}}{l} \quad (3.50)$$

kde: A celková vztlaková síla působící na vozidlo [N]

Vztlakovou sílu působící na zadní nápravu vozidla lze zapsat ve tvaru:

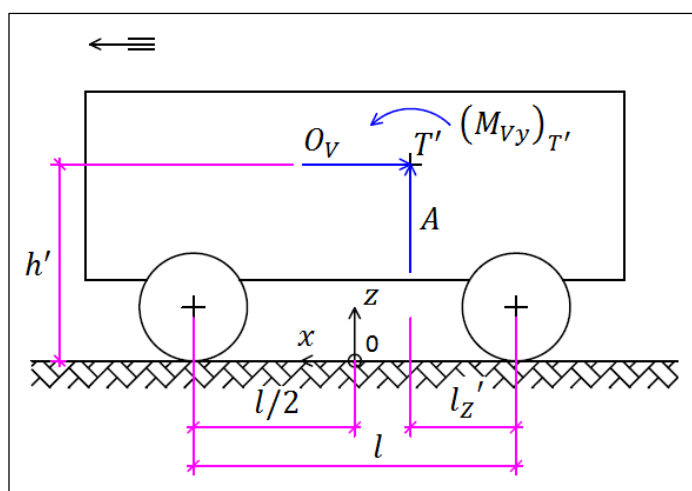
$$A_Z = A \cdot \frac{l_Z'}{l} + O_V \cdot \frac{h'}{l} + \frac{(M_{Vy})_{T'}}{l} \quad (3.51)$$

Pro vztlak platí:

$$A = \frac{1}{2} \cdot c_A \cdot \rho \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad (3.52)$$

kde: c_A součinitel vztlaku [-]

Obr. 3.8: Schéma pro určení součinitele vzdušného momentu



Zdroj: [vlastní zpracování]

Pro klonivý moment platí:

$$(M_{Vy})_{T'} = \frac{1}{2} \cdot (c_{My})_{T'} \cdot \rho \cdot S_x \cdot l \cdot v_r^2 \quad (3.53)$$

kde: $(c_{My})_{T'}$ součinitel klonivého momentu [-]

3.1.1.4 Akcelerace vozidla

Dosažitelné zrychlení vozidla \ddot{x} není konstantní, nýbrž je funkcí rychlosti jízdy. Má proto tvar:

$$\ddot{x} = \frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{dv}{dt} = \ddot{x}(v) \quad (3.54)$$

Časový interval nutný ke zvýšení rychlosti vozidla z v_1 na v_2 lze vyjádřit vztahem:

$$t_2 - t_1 = \Delta t_{1,2} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{\ddot{x}(v)}, \quad (3.55)$$

a tedy ujetá dráha $x_2 - x_1$ za časový interval $\Delta t_{1,2}$ má tvar:

$$x_2 - x_1 = \Delta x_{1,2} = \int_{t_1}^{t_2} v(t) dt \quad (3.56)$$

3.1.1.5 Decelerace vozidla

Brzdné zpomalení přední nápravy vozidla je určeno pohybovou rovnicí:

$$-J_P \cdot \ddot{\varphi}_P - M_{BP} - Z_p \cdot e_P + B_P \cdot r_d = 0 \quad (3.57)$$

kde: M_{BP} brzdný moment přední nápravy [Nm]

B_P brzdná síla přední nápravy [N], která má tvar:

$$B_P = \frac{M_{BP}}{r_d} + J_P \cdot \frac{\ddot{\varphi}_P}{r_d} + Z_p \cdot \frac{e_P}{r_d} \quad (3.58)$$

Pohybová rovnice brzdného zpomalení zadní nápravy má pak analogicky tvar:

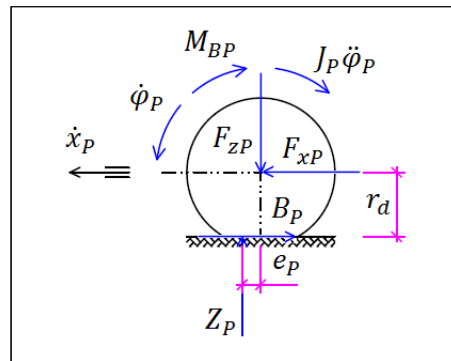
$$-J_Z \cdot \ddot{\varphi}_Z - M_{BZ} - Z_Z \cdot e_Z + B_Z \cdot r_d = 0 \quad (3.59)$$

kde: M_{BZ} brzdný moment zadní nápravy [Nm]

B_Z brzdná síla zadní nápravy [N], která má tvar:

$$B_Z = \frac{M_{BZ}}{r_d} + J_Z \cdot \frac{\ddot{\varphi}_Z}{r_d} + Z_Z \cdot \frac{e_Z}{r_d} \quad (3.60)$$

Obr. 3.9: Síly a momenty působící na přední brzděné nápravě



Zdroj: [vlastní zpracování]

3.1.2 Příčná dynamika vozidla

Příčná tzv. laterální dynamika se zabývá studiem posuvného pohybu vozidla ve směru osy y, který udává výchylku z jízdního směru osy x, rotačního pohybu vozidla kolem osy z, který je definován jako stáčivá rychlost, a studiem pohybu v rovině yz, který je označován jako klopení vozidla. Souhrnně lze tyto pohyby nazvat jako směrová stabilita. Stabilita obecně vyjadřuje schopnost tělesa setrvat v rovnovážném stavu. Pokud dojde k překročení meze stability, tedy limitní hodnoty, která dělí stabilní stav od labilního, nastává nežádoucí a zpravidla obtížně kontrolovatelný děj. Ten, z fyzikálního náhledu na problematiku, vede k dosažení další nové rovnovážné polohy. Z hlediska bezpečnosti vozidel je možné stabilitu vnímat jako provozní stav vozidla, na jehož setrvání se podílí skupina prvků aktivní bezpečnosti. [44], [79], [82]

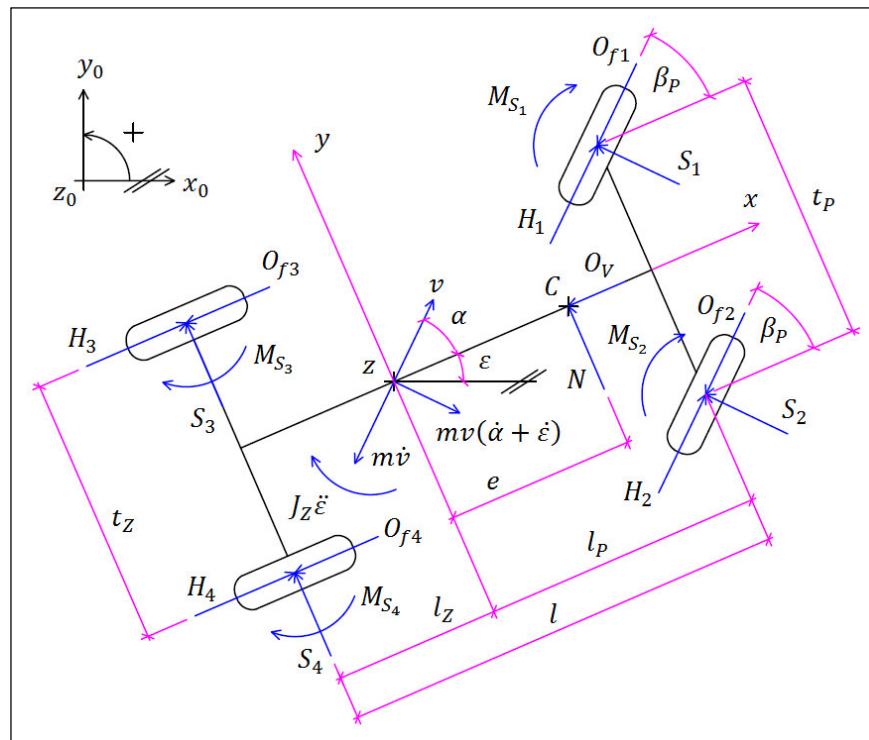
Stabilitu lze analyzovat i v oblasti longitudinální a vertikální dynamiky. Avšak z pohledu obecného prostorového pohybu vozidla, který je charakterizován 6-ti ° volnosti má

na bezpečný pohyb vozidla zásadní vliv právě příčná dynamika a zejména translační pohyb ve směru osy y (příčné zrychlení) a rotační pohyb kolem osy z (stáčivá rychlost).

3.1.2.1 Pohyb vozidla v rovině xy

Pro teoretické vyšetření směrové dynamiky vozidla je nutné určit vhodný matematický model. Protože je předpokládán pohyb vozidla v rovině vozovky, je použit rovinný dynamický model, který neuvažuje klopení karoserie vlivem odstředivých sil. Klopení vozidla je separátně analyzováno v kapitole 3.1.2.4. [23], [84]

Obr. 3.10: Rovinný dynamický model vozidla pro vyjádření pohybů v rovině xy



Zdroj: [vlastní zpracování]

Sestavení pohybových rovnic vychází z dynamického modelu vozidla znázorněného na obr. 3.10. Na hnacích kolech vozidla působí obvodové (hnací) síly H_i [N], valivé odpory O_{fi} [N], boční vodící síly pneumatik S_i a vratné momenty pneumatik M_{Si} [Nm], kde $i = 1,2,3,4$. Nositelky bočních sil S_i [N] jsou kolmé k podélným rovinám kol a vratné momenty M_{Si} [Nm] natáčí hnací kola okolo jejich svislých os. V aerodynamickém středu C , jehož vzdálenost od těžiště T je označena e [m], působí boční vzdušná síla N [N] a odpor vzduchu O_v [N]. V těžišti vozidla působí setrvačné síly $m\dot{v}$ a $mv(\dot{\alpha} + \dot{\epsilon})$ [N], kde m [kg]

je hmotnost vozidla. Proti natočení vozidla z původního přímého směru jízdy x_0 působí setrvačný moment $J_Z\ddot{\epsilon}$, kde J_Z [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$] je hmotnostní moment setrvačnosti vozidla vztažený k svislé ose z , která prochází těžištěm. Úhel natočení kol $\beta_{P,Z}$ [$^\circ$], vzdálenost těžiště od přední, resp. zadní nápravy je označena l_P , resp. l_Z [m]. Rozchod přední, resp. zadní nápravy je označen t_P , resp. t_Z [m] a rozvor vozidla je l [m].

Na základě obr. 3.10 je možné zapsat tři pohybové rovnice. Rovnováha sil ve směru osy x je definována vztahem (3.61), rovnováha sil ve směru osy y je určena vztahem (3.62) a rovnováha momentů vztažených k ose z je dána vztahem (3.63).

$$-m\dot{v} \cdot \cos\alpha + mv(\dot{\alpha} + \dot{\epsilon})\sin\alpha - (S_1 + S_2)\sin\beta_P + (H_1 + O_{f1} + H_2 - O_{f2})\cos\beta_P - O_V + H_3 - O_{f3} + H_4 - O_{f4} = 0 \quad (3.61)$$

$$-m\dot{v} \cdot \sin\alpha + mv(\dot{\alpha} + \dot{\epsilon})\cos\alpha + (S_1 + S_2)\cos\beta_P + S_3 + S_4 + (H_1 - O_{f1} + H_2 - O_{f2})\sin\beta_P + N = 0 \quad (3.62)$$

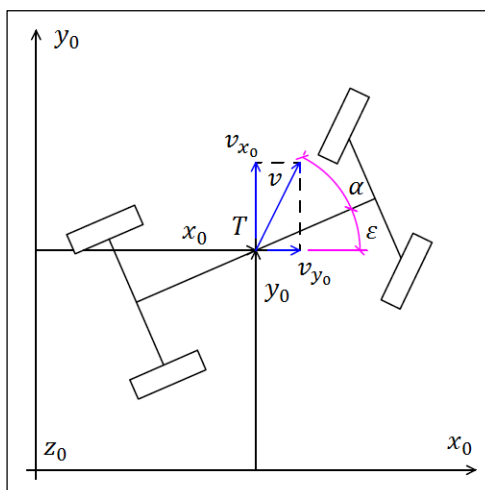
$$J_Z\ddot{\epsilon} + (S_1 + S_2)l_P \cdot \cos\beta_P - (S_3 + S_4)l_Z + (S_1 - S_2)\frac{l_P}{2} \cdot \sin\beta_P - \sum_{i=1}^n M_{Si} + (H_1 - O_{f1} + H_2 - O_{f2})l_P \cdot \sin\beta_P - (H_1 - O_{f1} - H_2 + O_{f2})\frac{t_P}{2} \cdot \cos\beta_P - (H_3 - O_{f3} - H_4 + O_{f4})\frac{t_Z}{2} + N \cdot e = 0 \quad (3.63)$$

Polohu vozidla v závislosti na čase t je možné určit podle obr. 3.11, a platí, že:

$$x_0 = \int_0^t v_{x0} dt = \int_0^t v \cdot \cos(\alpha + \epsilon) dt \quad (3.64)$$

$$y_0 = \int_0^t v_{y0} dt = \int_0^t v \cdot \sin(\alpha + \epsilon) dt \quad (3.65)$$

Obr. 3.11: Určení polohy vozidla v závislosti na čase

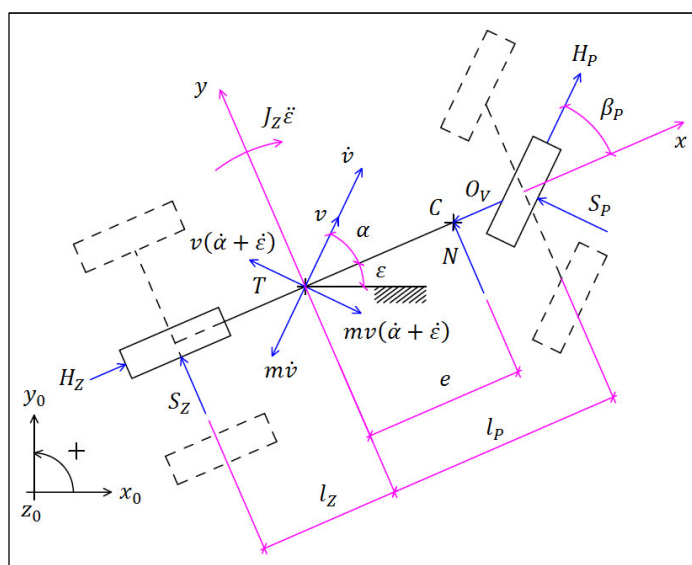


Zdroj: [vlastní zpracování]

3.1.2.2 Lineární rovinný model vozidla

K analyzování říditelnosti a stability vozidla je výhodné použít zjednodušený jednostopý rovinný dynamický model automobilu, který je znázorněn na obr. 3.12. V porovnání s modelem na obr. 3.10 je patrné, že boční vodící síla na přední nápravě $S_P = S_1 + S_2$ a na zadní nápravě $S_Z = S_3 + S_4$. Obvodové hnací síly $H_P = H_1 + H_2$ a $H_Z = H_3 + H_4$. Valivé odpory jsou zanedbány a vratné momenty také, protože platí, že $l_P \gg n_S$; $l_Z \gg n_S$, kde n_S je závlek kola.

Obr. 3.12: Jednostopý rovinný dynamický model vozidla



Zdroj: [vlastní zpracování]

Pohybové rovnice mají analogicky tvar:

$$-m\dot{v} \cdot \cos\alpha + mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha})\sin\alpha - S_P \cdot \sin\beta_P + H_P \cdot \cos\beta_P + H_Z - O_V = 0 \quad (3.66)$$

$$-m\dot{v} \cdot \sin\alpha + mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha})\cos\alpha + S_P \cdot \cos\beta_P + S_Z + H_P \cdot \sin\beta_P + N = 0 \quad (3.67)$$

$$-J_Z\ddot{\epsilon} + S_P l_P \cdot \cos\beta_P - S_Z l_Z + H_P l_P \cdot \sin\beta_P + N \cdot e = 0 \quad (3.68)$$

Linearizací této soustavy, tzn. dosazením $\sin(x) \approx 0$; $\cos(x) \approx 1$, jsou získány tři lineární diferenciální rovnice:

$$-m\dot{v} + H_P + H_Z - O_V = 0 \quad (3.69)$$

$$-mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) + S_P + S_Z + N = 0 \quad (3.70)$$

$$-J_Z\ddot{\epsilon} + S_P l_P - S_Z l_Z + N \cdot e = 0 \quad (3.71)$$

Boční síly na nápravách mají tvar:

$$S_P = C_{\alpha P} \alpha_P; S_Z = C_{\alpha Z} \alpha_Z \quad (3.72)$$

kde: $C_{\alpha P}$ směrová tuhost obou pneumatik přední nápravy (součet směrových tuhostí levé i pravé pneumatiky) [$\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$]

$C_{\alpha Z}$ směrová tuhost obou pneumatik zadní nápravy [$\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$]

Úhly směrových úchylek přední, resp. zadní nápravy α_P , resp. α_Z je možné definovat jako úhly mezi podélnou rovinou kola a směrem pohybu kola. Dle obr. 3.13 je lze vyjádřit takto:

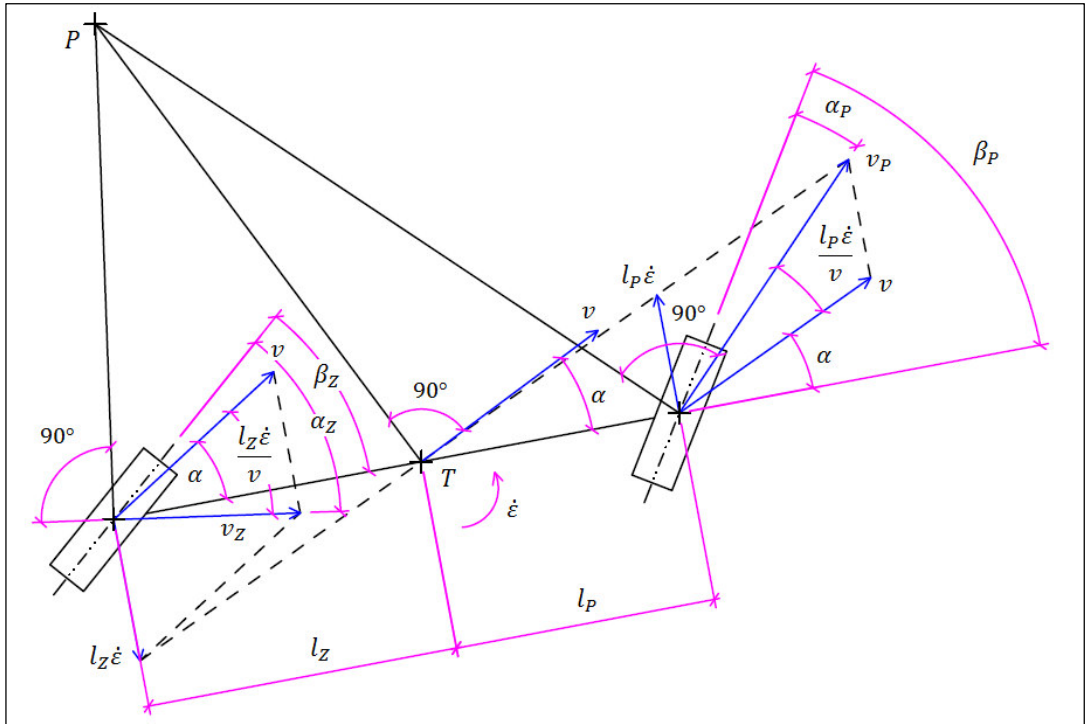
$$\alpha_P = \beta_P - \alpha - \frac{l_P \cdot \dot{\epsilon}}{v} \quad (3.73)$$

$$\alpha_Z = \beta_Z - \alpha - \frac{l_Z \cdot \dot{\epsilon}}{v} \quad (3.74)$$

kde: $\beta_{P,Z}$ úhel natočení předních, resp. zadních kol [$^\circ$]

α úhel směrové úchylky těžiště [$^\circ$]

Obr. 3.13: Kinematika jednostopého modelu s vyjádřením směrových úchylek náprav



Zdroj: [vlastní zpracování]

Zpětným dosazením do soustavy rovnic (3.69, 3.70, 3.71) jsou získány lineární diferenciální rovnice pohybu automobilu v závislosti na kinematických veličinách.

$$-m\dot{v} + H_P + H_Z - O_V = 0 \quad (3.75)$$

$$-mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) - C_{\alpha P} \left(\alpha + \frac{l_P}{v} \cdot \dot{\epsilon} - \beta_P \right) - C_{\alpha Z} \left(\alpha - \frac{l_Z}{v} \cdot \dot{\epsilon} \right) = 0 \quad (3.76)$$

kde: $\dot{\epsilon}$ stáčivá rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$-J_Z \dot{\epsilon} - C_{\alpha P} \cdot l_P \left(\alpha + \frac{l_P}{v} \cdot \dot{\epsilon} - \beta_P \right) + C_{\alpha Z} \cdot l_Z \left(\alpha - \frac{l_Z}{v} \cdot \dot{\epsilon} \right) = 0 \quad (3.77)$$

Protože je řešena jízda vozidla pohybujícího se po kruhové dráze ustálenou rychlostí, je zaveden předpoklad, že $m \cdot a_x = \dot{v} = 0$. Není uvažován účinek bočního větru a natočení kol zadní nápravy $\beta_Z = 0$. Pohybové rovnice jednostopého modelu pak mají tvar:

$$\left(mv + \frac{C_{\alpha P} \cdot l_P - C_{\alpha Z} \cdot l_Z}{v} \right) \cdot \dot{\epsilon} + mv\dot{\alpha} + (C_{\alpha P} + C_{\alpha Z}) = C_{\alpha P} \cdot \beta_P \quad (3.78)$$

$$J_Z \ddot{\epsilon} + \frac{C_{\alpha P} \cdot l_P^2 + C_{\alpha Z} \cdot l_Z^2}{v} \cdot \dot{\epsilon} + (C_{\alpha P} \cdot l_P - C_{\alpha Z} \cdot l_Z) \alpha = C_{\alpha P} \cdot l_P \cdot \beta_V \quad (3.79)$$

kde: β_V úhel natočení volantu [°]

3.1.2.3 Statická říditelnost

Statická říditelnost automobilu je určena odezvami sledovaného systému v závislosti na úhlu natočení volantu při jízdě po kruhové dráze ustálenou rychlostí. Automobil se zde pohybuje po kružnici o poloměru $R = konst$. Zvýší-li se rychlost vozidla na vyšší hodnotu $v = konst$, změní se také hodnota dostředivého zrychlení. Pro dosažení různých hodnot dostředivého zrychlení je též možné ponechat $v = konst$, a měnit hodnotu R . [29]

Při ustálené jízdě v kruhu pro danou rychlost jízdy platí, že $\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_{stat} = konst$, $\alpha = \alpha_{stat} = konst$, tedy, že $\ddot{\epsilon} = \ddot{\alpha} = 0$. Pohybové rovnice (3.78, 3.79) mají pak tvar:

$$\frac{1}{v} [mv^2 - (C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C_{\alpha P} \cdot l_P)] \dot{\epsilon}_{stat} + (C_{\alpha P} + C_{\alpha Z}) \alpha_{stat} = C_{\alpha P} \cdot \beta_{Vstat} \quad (3.80)$$

$$\frac{1}{v} (C_{\alpha P} \cdot l_P^2 + C_{\alpha Z} \cdot l_Z^2) \dot{\epsilon}_{stat} - (C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C_{\alpha P} \cdot l_P) \alpha_{stat} = C_{\alpha P} \cdot l_P \cdot \beta_{Vstat} \quad (3.81)$$

Dostředivé zrychlení těžiště při jízdě v kruhu ustálenou rychlostí je:

$$\ddot{y}_{stat} = \frac{v^2}{R} = v \dot{\epsilon}_{stat} \quad (3.82)$$

Statickými odezvami automobilu na natočení volantu β_V jsou tedy tři veličiny: $\dot{\epsilon}_{stat}$, α_{stat} , \ddot{y}_{stat} . Poměr statické odezvy a úhlu natočení volantu, který odezvu vyvolá, je nazýván statickým ziskem. [29], [86]

Statický zisk stáčívé rychlosti je získán výpočtem z rovnic (3.80, 3.81) a má tvar:

$$\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_V} \right)_{stat} = \frac{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l}{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l^2 + m(C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C_{\alpha P} \cdot l_P) v^2} \cdot v = \frac{v}{l + K v^2} \quad (3.83)$$

kde: K faktor stability [-]

$$K = m \frac{C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C_{\alpha P} \cdot l_P}{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l} \quad (3.84)$$

Je-li hodnota $K = 0$, je vozidlo nazýváno neutrálním. Pokud $K > 0$, automobil se chová nedotáčivě. A naopak, pokud $K < 0$, je vozidlo přetáčivé.

Další odezvou je úhel směrové úchyly těžiště α_{stat} . Pro statický zisk této odezvy je získán vztah:

$$\left(\frac{\alpha}{\beta_V}\right)_{stat} = \frac{C_{\alpha Z} \cdot l_Z \cdot l - m \cdot l_P \cdot v^2}{C_{\alpha Z} \cdot l (1 + K v^2)} = \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_V}\right)_{stat} \cdot \left(\frac{l_Z}{v} - \frac{m \cdot l_P \cdot v^2}{C_{\alpha Z} \cdot l}\right) \quad (3.85)$$

Odvozením ze statického zisku stáčivé rychlosti je možné obdržet statický zisk bočního zrychlení. Na základě vztahu (3.82) je možné odvodit tvar:

$$\left(\frac{\ddot{y}}{\beta_V}\right)_{stat} = v \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_{V0}}\right)_{stat} = \frac{1}{l} \cdot \frac{v^2}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2} \quad (3.86)$$

kde: v_{ch} charakteristická rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$v_{ch}^2 = \frac{l}{K} = \frac{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l^2}{m(C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C_{\alpha P} \cdot l_P)} \quad (3.87)$$

Směrové úchyly náprav lze odvodit s pomocí schématu na obr. 3.14, kde je zobrazen model jednostopého vozidla při jízdě po kruhové dráze. V případě, kdy rychlost $v \neq 0$, je boční zrychlení $v^2/R > 0$ a na zadních nápravách vznikají boční síly, a tím i směrové úchyly α_P, α_Z . Poloměr zatáčení vozidla má tvar:

$$R_0 = \frac{1}{\beta_P - (\alpha_P - \alpha_Z)} \quad (3.88)$$

kde: R_0 poloměr zatáčení [m] (platí pro malé úhly)

Je patrné, že při $v^2/R > 0$ nezávisí poloměr zatáčení pouze na rozvoru a úhlu rejdu, ale také na rozdílu úhlů směrových úchylek náprav $\alpha_P - \alpha_Z$. Podle kladné, nebo záporné hodnoty tohoto rozdílu bude při konstantním úhlu rejdu β_P poloměr zatáčení R větší, nebo menší,

3.1.2.4 Klopení vozidla

Do této chvíle byl analyzován pohyb modelu vozidla, jehož těžiště bylo uvažováno v rovině vozovky. Vozidlo se tedy vlivem dostředivého zrychlení nenaklápělo kolem podélné osy.

Předmětem této kapitoly je analýza svislých zatížení kol automobilu v závislosti na čase, nalezení osy klopení a definování klopného momentu. Je uvažován pohyb automobilu po kruhové dráze tak, jak byly realizovány jízdní zkoušky, jejichž průběh a výstupy jsou popsány v kapitole Experimentální stanovení vlivu přípojného vozidla na jízdní dynamiku soupravy. Pro zjednodušení je předpokládán úhel naklonění karoserie $\Psi = konst$, tedy $\dot{\Psi} = \ddot{\Psi} = 0$. [29], [61]

Působení odstředivé síly na automobil je důsledkem dostředivého zrychlení, které vzniká při pohybu vozidla po trajektorii směrového oblouku o konstantním poloměru křivosti. Pokud je těžiště vozidla lokalizováno ve výšce h nad vozovkou, odstředivá síla definována jako $mv(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon})$ je zapsána ve tvaru $F_O = mv^2/R$, kde R je poloměr oblouku a boční reakce pneumatik $S_P = S_1 + S_2$, $S_Z = S_3 + S_4$, je moment působící kolem podélné osy vozidla procházející spojnicí bodů umístěných v polovině rozchodu přední a zadní nápravy zapsán ve tvaru:

$$M = m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot R \quad (3.92)$$

Tento moment způsobuje klopení vozidla, a tedy vyvolává změnu radiálních reakcí kol. Při uvažování pohybu modelu vozidla znázorněném na obr. 3.15 levotočivým směrovým obloukem dojde ke zmenšení svislého zatížení vnitřního předního kola o hodnotu ΔZ_P . O stejnou hodnotu ΔZ_Z se zvětší svislé zatížení vnějšího předního kola. Totéž platí pro zadní nápravu vozidla. Reakční moment, který zde vznikne, má tvar:

$$M = \Delta Z_P \cdot t_P + \Delta Z_Z \cdot t_Z \quad (3.93)$$

kde: ΔZ_P změna radiální reakce přední nápravy [N]

t_P rozchod předních kol [m]

ΔZ_Z změna radiální reakce zadní nápravy [N]

t_Z rozchod zadních kol [m]

Klopný moment odstředivé síly a reakční moment od změny radiálních reakcí jsou vzhledem k podélné ose vozidla v rovnováze:

$$m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot R = \Delta Z_P \cdot t_P + \Delta Z_Z \cdot t_Z \quad (3.94)$$

Tím je získána jedna rovnice pro dvě neznámé veličiny ΔZ_P a ΔZ_Z . Aby byla úloha staticky určitá, je nutné zavést doplňující deformační podmínku, tedy naklonění karoserie, která je vzhledem ke kolům podepřena vinutými pružinami. [55]

Jsou-li určeny hodnoty ΔZ_P a ΔZ_Z , je možné vypočítat okamžitá svislá zatížení jednotlivých kol. Statická zatížení připadající na kola přední a zadní nápravy mají tvar:

$$\Delta Z_{Pstat} = mg \cdot \frac{l_Z}{l} \quad (3.95)$$

$$\Delta Z_{Zstat} = mg \cdot \frac{l_P}{l} \quad (3.96)$$

Radiální reakce jednotlivých kol pak jsou:

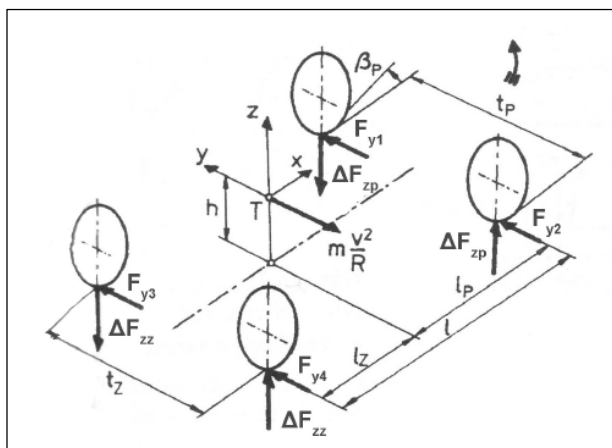
$$Z_1 = \frac{1}{2} \cdot \Delta Z_{Pstat} - \Delta Z_P = \frac{1}{2} \cdot mg \cdot \frac{l_Z}{l} - \Delta Z_P \quad (3.97)$$

$$Z_2 = \frac{1}{2} \cdot \Delta Z_{Pstat} + \Delta Z_P = \frac{1}{2} \cdot mg \cdot \frac{l_Z}{l} + \Delta Z_P \quad (3.98)$$

$$Z_3 = \frac{1}{2} \cdot \Delta Z_{Zstat} - \Delta Z_Z = \frac{1}{2} \cdot mg \cdot \frac{l_P}{l} - \Delta Z_Z \quad (3.99)$$

$$Z_4 = \frac{1}{2} \cdot \Delta Z_{Zstat} + \Delta Z_Z = \frac{1}{2} \cdot mg \cdot \frac{l_P}{l} + \Delta Z_Z \quad (3.100)$$

Obr. 3.15: Model klopení vozidla

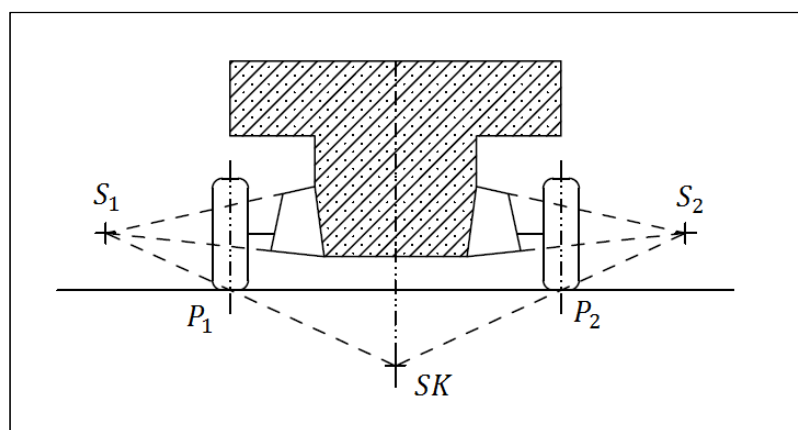


Zdroj: [44]

K určení úhlu naklonění karoserie je nutné definovat pojem okamžitý střed klopení a osa klopení.

Střed klopení vozidla lze určit dle obr. 3.16, kde P_1 a P_2 jsou body styku levého a pravého kola s vozovkou. Středů otáčení S_1 a S_2 jsou získány prodloužením ramen znázorněného lichoběžníkového zavěšení kol. Okamžitý střed klopení je určen průsečíkem spojnic $\overline{S_1P_1}$ a $\overline{S_2P_2}$. Poloha středu klopení však závisí na konkrétní konstrukci nápravy.

Obr. 3.16: Střed klopení karoserie vozidla



Zdroj: [vlastní zpracování]

Pro dané vozidlo platí, že poloha středu klopení přední, resp. zadní nápravy je určena body SK_P a SK_Z . Tedy, že přední část vozidla se naklápí kolem bodu SK_P a zadní část vozidla pak kolem bodu SK_Z . Je-li uvažována tuhá karoserie, pak klopení vozidla se děje kolem osy, která je spojnicí bodu SK_P a SK_Z . Tato spojnice se nazývá osa klopení.

Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení je určena podle obr. 3.17 vztahem:

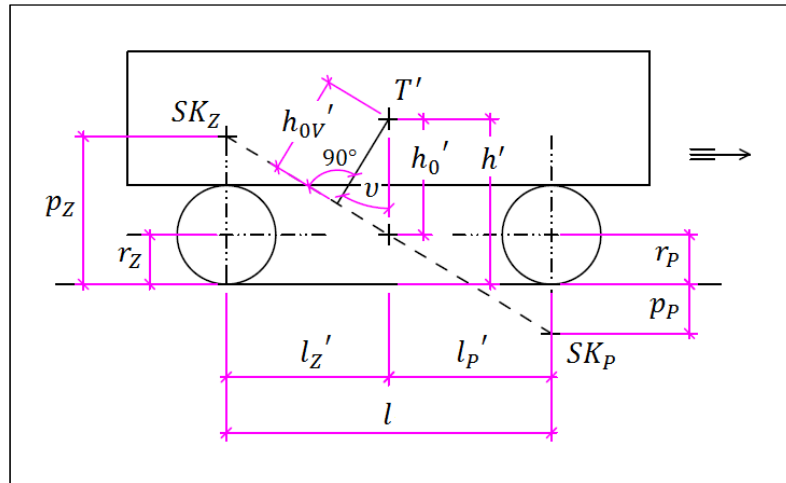
$$h_0' = h' - \frac{p_P \cdot l_Z' + p_Z \cdot l_P'}{l} \quad (3.101)$$

kde: h_0' svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení [m]
 h' výška těžiště odpružené části vozidla [m]
 p_P vzdálenost bodu styku kol přední nápravy s vozovkou od středu klopení přední nápravy [m]
 p_Z vzdálenost bodu styku kol zadní nápravy s vozovkou od středu klopení zadní nápravy [m]

Sklon osy klopení má pak tvar:

$$v = \arctg \frac{p_Z - p_P}{l} \quad (3.102)$$

Obr. 3.17: Osa klopení karoserie vozidla



Zdroj: [vlastní zpracování]

Poloha těžiště odpružené části vozidla T' je určena vzdálenostmi h' , l_P' , l_Z' . Dle obr. 3.18 platí, že:

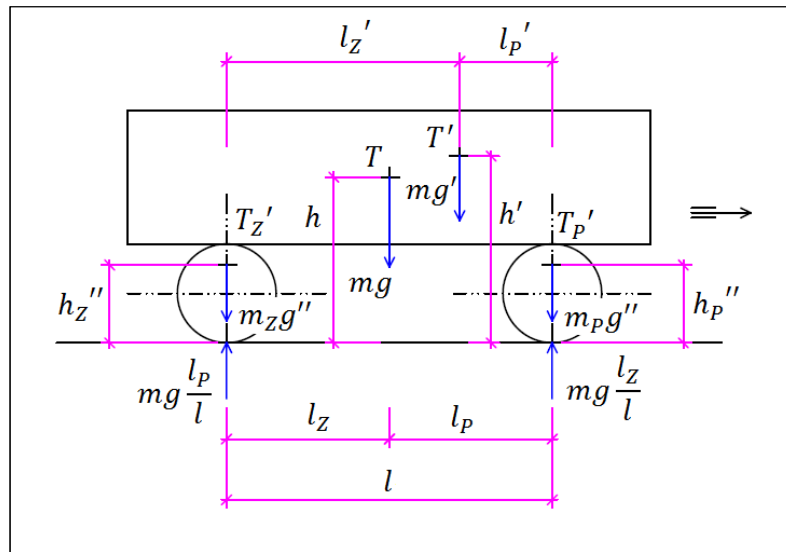
$$h' = \frac{m \cdot h - m_P'' \cdot h_P'' - m_Z'' \cdot h_Z''}{m'} \quad (3.103)$$

- kde: m hmotnost vozidla [kg]
 h výška těžiště vozidla [m]
 m_P'' hmotnost přední nápravy [kg]
 h_P'' výška těžiště přední nápravy [m]
 m_Z'' hmotnost zadní nápravy [kg]
 h_Z'' výška těžiště zadní nápravy [m]
 m' hmotnost odpružené části vozidla [kg]

$$l_P' = \frac{m \cdot l_P - m_Z'' \cdot l}{m'} \quad (3.104)$$

$$l_Z' = \frac{m \cdot l_Z - m_P'' \cdot l}{m'} \quad (3.105)$$

Obr. 3.18: Určení polohy těžiště karoserie vozidla



Zdroj: [vlastní zpracování]

Celkový klopný moment vyvolaný odstředivou silou při průjezdu vozidla směrovým obloukem lze zapsat ve tvaru:

$$M_{kl} = m' \cdot h_0' \cdot \left(\frac{v^2}{R} + g \cdot \Psi \right) - [m_p'' \cdot (p_p - h_p'') + m_z'' \cdot (p_z - h_z'')] \cdot \frac{v^2}{R} \quad (3.106)$$

kde: Ψ úhel klopení [rad]

Proti tomuto momentu působí vratný moment náprav:

$$M_{vrat} = (C_P + C_Z) \cdot \Psi \quad (3.107)$$

kde: C_P klopná tuhost odpružení přední nápravy [Nm·rad⁻¹]

C_Z klopná tuhost odpružení zadní nápravy [Nm·rad⁻¹]

Ze vztahů (3.106) a (3.107) plyne tvar úhlu klopení karoserie Ψ :

$$\Psi = \frac{m' h_0' - m_p'' \cdot (p_p - h_p'') - m_z'' \cdot (p_z - h_z'')}{C_P + C_Z - m' g h_0'} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (3.108)$$

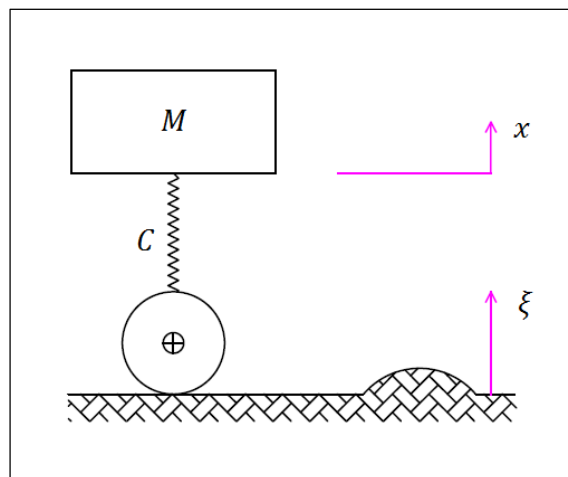
3.1.3 Svislá dynamika vozidla

Svislá, tzv. vertikální dynamika popisuje pohyb vozidla ve směru osy z . Svislé výchylky jsou dány zejména pružením, tlumením a pružnou (vratnou) deformací pneumatik.

3.1.3.1 Netlumená dynamická soustava

V této kapitole je rozebrána soustava pérování automobilu, která je buzena přejížděnými nerovnostmi vozovky. K popisu problematiky slouží lineární systém (obr. 3.19), který je tvořen odpruženou hmotou M a tuhostí pružiny C . Ten přejíždí po nerovnostech vozovky o daném průběhu ξ . Pružnost pneumatik není uvažována.

Obr. 3.19: Jednohmotový lineární model vozidla



Zdroj: [vlastní zpracování]

Pokud x tvoří výchylku odpružené hmoty od klidové polohy, má pohybová rovnice tvar:

$$M \cdot \ddot{x} + C(x - \xi) = 0 \quad (3.109)$$

kde: M odpružená hmota [kg]

C tuhost pružiny [-]

x výchylka odpružené hmoty od klidové polohy [m]

ξ nerovnost vozovky [m]

$x - \xi$ deformace pružiny [m] (rozdíl posuvu jejích konců)

Matematickou úpravou vzniká diferenciální rovnice 2. řádu:

$$\ddot{x} + \frac{c}{M} \cdot x = \frac{c}{M} \cdot \xi \quad (3.110)$$

kde: $\frac{c}{M} = \Omega^2$, tedy $\Omega = \sqrt{\frac{c}{M}}$ je vlastní úhlová frekvence [rad·s⁻¹], která závisí na vlastnostech modelu (3.111)

Pohyb hmoty M je zapříčiněn nerovnostmi vozovky. Pokud bude vozovka absolutně hladká, je děj popsán homogenní diferenciální rovnicí 2. řádu ve tvaru:

$$\ddot{x} + \frac{c}{M} \cdot x = 0 \quad (3.112)$$

Za předpokladu, že v modelu není tlumení ani tření, kdy by hmota M stále harmonicky kmitala, má rovnice (3.112) řešení dané vztahem (3.113).

$$x = A \cdot \sin \Omega \cdot t \quad (3.113)$$

kde: A amplituda [m]
 t čas [s]

Z výchylky $x = f(t)$ je zrychlení odpružené hmoty určeno vztahem (3.114).

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = -\Omega^2 \cdot A \cdot \sin \Omega \cdot t \quad (3.114)$$

Maximální zrychlení vlastních kmitů je dáno součinem amplitudy A a druhé mocniny vlastní úhlové frekvence Ω . Platí, že čím je tuhost pružiny menší, tím je špičkové zrychlení nebuzeného pohybu menší.

Pokud bude uvažována vozovka s harmonickými profily nerovností, bude mít pohybová rovnice tvar:

$$\ddot{x} + \Omega^2 \cdot x = \frac{c \cdot \xi}{M} = \frac{c \cdot \xi_0}{M} \cdot \sin v \cdot t \quad (3.115)$$

kde: ξ_0 amplituda nerovnosti [m]
 v úhlová frekvence nerovnosti [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$], tzv. budící frekvence

Řešení rovnice (3.115) je dáno vztahem (3.116).

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (3.116)$$

kde: $x_h(t)$ řešení homogenní rovnice $\ddot{x} + \Omega^2 \cdot x = 0$, tedy představuje uvedené vlastní kmity

$x_p(t) = B \cdot \sin v \cdot t$ vynucené kmity se stejnou úhlovou frekvencí, jakou má nerovnost vozovky

B maximální dynamická výchylka [m]

Výsledný pohyb odpružené hmoty M je tedy tvořen dvěma složkami, vlastními a vynucenými kmity. To platí i v reálné soustavě, kde se výsledný pohyb při přejíždění nerovnosti skládá z vlastního a vynuceného kmitání. Pokud je v soustavě uvažováno tlumení, složka vlastních kmitů po určité době vymizí a následně soustava kmitá pouze kmity vynucenými. V konkrétním případě je taky nutné uvažovat poměr tvořený maximální dynamickou výchylkou B a amplitudou nerovnosti ξ_0 , tedy poměrnou amplitudu:

$$\frac{B}{\xi_0} = \frac{1}{1-\eta^2} = \frac{\Omega^2}{\Omega^2-v^2} \quad (3.117)$$

kde: $\eta = \frac{v}{\Omega}$ poměr budící frekvence, tzv. naladění [-]

Z amplitudové charakteristiky vyplývá, že pokud se budící a vlastní frekvence rovnají, dochází k rezonanci a amplitudy bez omezení rostou. Při vysokých hodnotách budící frekvence v je hmota M téměř nehybná. Naopak při velmi nízkých budících frekvencích hmota M takřka kopíruje profil nerovností vozovky. Pokud dojde k případu, že $v \leq \Omega$, je pohyb hmoty ve fázi s profilem nerovností. Pokud je $v \geq \Omega$, je pohyb hmoty M v protifázi. Platí skutečnost, že v oblastech s vyšší budící frekvencí je amplituda pohybu hmoty M v modelu s větší tuhostí odpružení větší. Z tohoto důvodu je volba pružiny s nižší tuhostí vhodnější.

3.1.3.2 Soustava s hydraulickým tlumičem

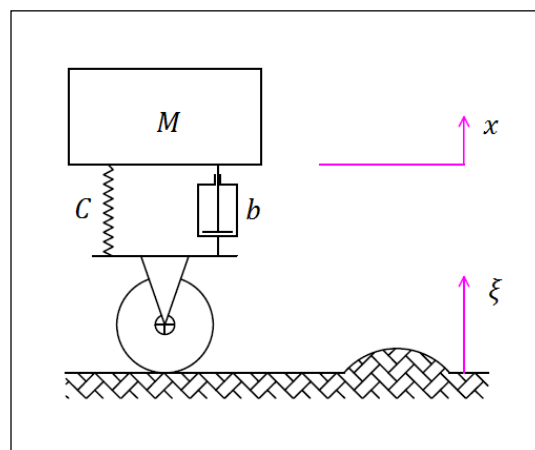
Pokud bude model z předchozí kapitoly doplněn o hydraulický tlumič s lineární rychlostní charakteristikou (obr. 3.20), platí vztah:

$$F_t = b \cdot \dot{x} \quad (3.118)$$

kde: b konstanta tlumiče, tedy součinitel útlumu [$\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1}$]

Ten vyjadřuje, že tlumící síla tlumiče F_t je lineárně závislá na rychlosti pohybu pístnice ve válci tlumiče. Součinitel útlumu b udává velikost tlumící síly při rychlosti pohybu pístnice odpovídající $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [13], [38]

Obr. 3.20: Jednohmotový model vozidla s hydraulickým tlumičem



Zdroj: [vlastní zpracování]

V případě uvažování poměrného součinitele útlumu N

$$2N = \frac{b}{M} \quad (3.119)$$

Ize pohybovou rovnicí zapsat ve tvaru:

$$\ddot{x} + 2N\dot{x} + \Omega^2 x = 2N\dot{\xi} + \Omega^2 \xi \quad (3.120)$$

kde: N poměrný součinitel útlumu [-]

Za předpokladu, že je hmota M vychýlena ze základní polohy a nechá se pak volně dokmitat (tedy $\xi = 0$, resp. $\dot{\xi} = 0$) má homogenní rovnice 2. řádu, vyjadřující kmitání, tvar:

$$\ddot{x} + 2N\dot{x} + \Omega^2 x = 0 \quad (3.121)$$

Kořeny charakteristické rovnice pak jsou:

$$\lambda_1 = -N + \sqrt{N^2 - \Omega^2} \quad (3.122)$$

$$\lambda_2 = -N - \sqrt{N^2 - \Omega^2} \quad (3.123)$$

Řešení rovnice (3.121) má tvar:

$$x = e^{-Nt}(A \cdot \sin \Omega_1 \cdot t + B \cdot \cos \Omega_1 \cdot t) = e^{-Nt} \cdot C \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \varphi) \quad (3.124)$$

kde: C a φ konstanty závislé na počátečních podmínkách pohybu hmoty [-]

Z rovnice (3.124) plyne, že hmota M kmitá úhlovou frekvencí Ω_1 , která je nazývána vlastní úhlová frekvence tlumených kmitů. Se zvyšujícím se tlumením vlastní úhlová frekvence systému klesá. V případě, že $N \rightarrow \Omega$ platí, že $\Omega_1 \rightarrow 0$. Zde nastává situace, že hmota M po vychýlení ze statické polohy nepřekývne přes základní statickou polohu, ale pouze se k ní asymptoticky blíží podle exponenciální křivky. Nastává tlumení, které je označováno jako aperiodické a vyjadřuje součinitele aperiodicity. Ten je používán pro vyjádření tlumení, a je definován jako poměr součinitele útlumu b v soustavě k součiniteli útlumu, který by systém musel mít, aby tlumení bylo aperiodické. [3], [19], [85] Součinitel aperiodicity je vyjádřen poměrem:

$$\Psi = \frac{N}{\Omega} = \frac{b}{2m} = \frac{1}{\frac{c}{\sqrt{m}}} = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}} = \frac{b}{b_{krit}} \quad (3.125)$$

kde: b_{krit} kritický součinitel útlumu [$\text{Ns} \cdot \text{m}^{-1}$]

Ψ pro netlumenou soustavu má hodnotu 0, pro aperiodicky tlumenou pak 1. U vozidel se součinitel aperiodicity pohybuje v intervalu od 0,15 – 0,4. [38]

Vlastní kmitání je přechodový děj, po jehož odeznění soustava kmitá vynucenými kmity s frekvencí rovnou frekvenci budící. Pokud je znovu uvažován harmonický profil nerovnosti, tedy $\xi = \xi_0 \cdot \sin v \cdot t$, pak je možné kmitání hmoty M zapsat vztahem:

$$x = A \cdot (v \cdot t + \Phi) \quad (3.126)$$

kde: Φ fázový posun [-]

Pohybová rovnice má pak tvar:

$$\ddot{x} + 2N \cdot \dot{x} + \Omega^2 \cdot x = 2N\xi_0 \cdot v \cdot \cos v \cdot t + \Omega^2 \cdot \xi_0 \cdot \sin v \cdot t = R \cdot \sin(v \cdot t + \varphi) \quad (3.127)$$

kde: $R = \Omega^2 \cdot \xi_0 \cdot \sqrt{1 + (2\varphi\eta)^2}$ koeficient odporu prostředí [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$\text{tg} \varphi = \frac{2N \cdot v}{\Omega^2}$$

$$\eta = \frac{v}{\Omega} \text{ naladění (poměrná frekvence) [-]}$$

Protože $R = \Omega^2 \cdot \xi_0 \cdot \sqrt{1 + (2\varphi\eta)^2}$, je možné vyjádřit poměr amplitudy pohybu hmoty M na amplitudě nerovnosti ξ_0 ve tvaru:

$$\frac{A}{\xi_0} = \frac{\sqrt{1+2\Psi\eta}}{\sqrt{(1-\eta^2)^2+(2\Psi\eta)^2}}, \quad (3.128)$$

který vyjadřuje rezonanční křivku. Obdobně lze získat rezonanční křivku poměrného maximálního zrychlení. Ta je definována poměrem:

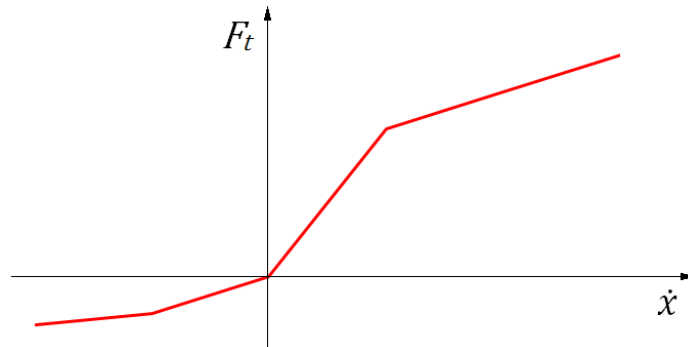
$$\frac{a}{\xi_0} = \frac{\sqrt{1+2\Psi\eta}}{\sqrt{(1-\eta^2)^2+(2\Psi\eta)^2}} \cdot v^2 \quad (3.129)$$

Kmity vyjadřují, že tlumením se zásadně omezují rezonanční špičky amplitud kmitání hmoty M i zrychlení hmoty M . Naopak při větších hodnotách budící frekvence se tlumením amplitudy pohybu a zrychlení odpérováných hodnot zvyšují.

Na tlumení jsou tedy kladeny takové požadavky, aby kromě potlačení rezonancí dostatečně utlumovalo vlastní kmity odpružení hmoty tak, aby vozidlo najíždělo na po sobě následující

nerovnosti v rovnovážném stavu. Proto odpovídajícím kompromisem je volba hodnot součinitele aperiodicity Ψ v intervalu 0,2 – 0,3. Zde je rezonance dostatečně potlačena, útlum vlastních kmitů je také dostatečný a doba kmitu není příliš prodlužována. [13], [38] Charakteristika tlumiče je kromě výše popsaných vlastností lomená (obr. 3.21).

Obr. 3.21: Lomená nesymetrická charakteristika hydraulického tlumiče



Zdroj: [vlastní zpracování]

Charakteristika má počáteční rychlý nárůst tlumící síly a následný pozvolnější nárůst tlumící síly. Tato větev pracuje s menším součinitelem aperiodicity. Důvodem je potřeba zmenšit hodnoty zrychlení odpružených hmot při vyšších budících frekvencích.

Uvedená soustava odpružené hmoty M s tlumením a tuhou pneumatikou představuje dílčí soustavu pérování nápravy automobilu. Poměr setrvačnosti $\mu = 0$, tj. pérování přední, nebo zadní části vozidla lze od sebe odseparovat při nízkofrekvenčním buzení do cca 5 Hz, kdy není uplatněno kmitání agregátu ve svém uložení ani kmitání neodpružených hmot pneumatiky. Pro vlastní kmitočet odpružené hmoty platí:

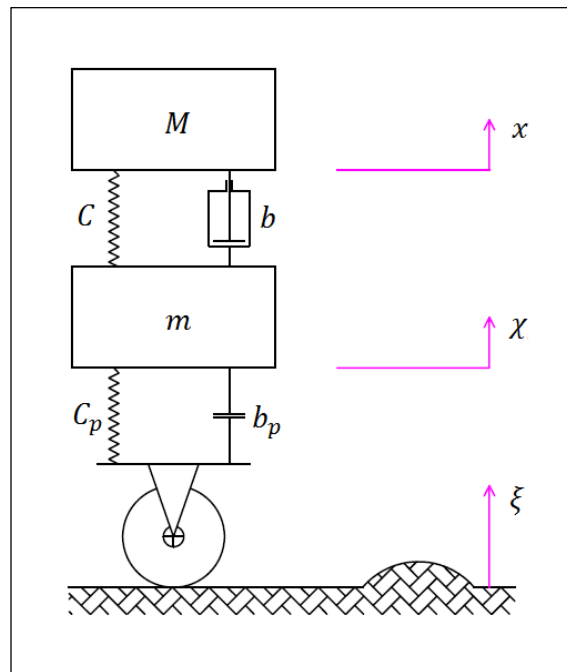
$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3.130)$$

Z provedené analýzy vyplývá, že vlastní frekvence pohybu dílčí soustavy odpružených hmot je výrazně nižší než vlastní frekvence parciální soustavy neodpružených hmot (1 – 1,8 Hz vs. 10 – 14 Hz). Stejně tak tuhost uložení agregátu je 5 – 10násobně vyšší než tuhost pérování. Proto i vlastní frekvence parciálního systému odpružených hmot je nižší, než vlastní frekvence dílčího agregátu (1 – 1,8 Hz oproti 7 a více Hz). [3], [19] [38], [85]

3.1.3.3 Vliv neodpružených hmot

Předmětem této kapitoly je rozbor dílčí soustavy pérování vozidla, která obsahuje vliv neodpružených hmot a pneumatik (obr. 3.22).

Obr. 3.22: Zjednodušená soustava odpérováných a neodpérováných hmot



Zdroj: [vlastní zpracování]

Soustava na obr. 3.22 je tvořena odpérovanou hmotou M , neodpérovanou hmotou m , pružinou tuhosti C (uvažující tuhost pružin na obou stranách nápravy) a lineární charakteristikou tuhostí obou pneumatik jedné nápravy o konstantě C_p .

Pohyb odpružené hmoty je dán mírou x od své základní polohy ($x = 0$ při stlačení pružiny vlivem tíhy odpružené hmoty). Pohyb neodpružené hmoty je určen vzdáleností χ od základní polohy ($\chi = 0$ při stlačení pneumatiky silou $(M + m) \cdot g$). Tlumení v pneumatikách je zanedbáno a prvně je uvažována netlumená soustava a její volné kmity. [13], [38]

Pohybová rovnice pro hmotu M má tvar:

$$M \cdot \ddot{x} = -C(x - \chi) \quad (3.131)$$

kde: χ výchylka neodpružené hmoty od klidové polohy [m]

Pohybová rovnice pro hmotu m má tvar:

$$m \cdot \ddot{\chi} = C(x - \chi) - C_p(\chi - \xi) \quad (3.132)$$

kde: C_p tuhost pneumatiky [$\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$]

Uvažovaná diskrétní soustava má 2° volnosti, proto je pohybový stav popsán dvěma pohybovými rovnicemi, po jejichž úpravě nabývají tvaru:

$$\ddot{x} + \frac{C}{M}(x - \chi) = 0 \quad (3.133)$$

$$\ddot{\chi} - \frac{C}{M}x + \frac{C+C_p}{m} \cdot \chi - \frac{C_p}{m} \cdot \xi = 0 \quad (3.134)$$

Protože jsou uvažovány volné kmity, $\xi = 0$.

Dílčí vlastní úhlová frekvence odpérované hmoty má tvar:

$$\Omega = \sqrt{\frac{C}{M}} \quad (3.135)$$

Dílčí vlastní úhlová frekvence neodpérované hmoty má tvar:

$$\omega = \sqrt{\frac{C+C_p}{m}} \quad (3.136)$$

kde: ω dílčí vlastní úhlová frekvence [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

Po dosazení do vztahu (3.133) je získána rovnice ve tvaru:

$$\ddot{x} + \Omega^2(x - \chi) = 0 \quad (3.137)$$

Po dosazení do vztahu (3.134) je získána rovnice ve tvaru:

$$\ddot{\chi} - \frac{c}{m} \dot{\chi} + \omega^2 \cdot \chi = 0 \quad (3.138)$$

Řešení je předpokládáno ve tvarech:

$$x = H \cdot \sin \Omega_i \cdot t \quad (3.139)$$

$$\chi = h \cdot \sin \Omega_i \cdot t \quad (3.140)$$

kde: H amplituda kmitů odpružených hmot [m]
 h amplituda kmitů neodpružených hmot [m]

Úpravou je získán tzv. frekvenční determinant:

$$\begin{vmatrix} \Omega^2 - \Omega_i & -\Omega^2 \\ -C/m & \omega^2 - \Omega_i^2 \end{vmatrix} = 0, \quad (3.141)$$

Jehož následnou úpravou vzniká:

$$\Omega_{1,2} = \sqrt{\frac{\omega^2 + \Omega^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega^2 + \Omega^2}{2}\right)^2 - \frac{c_p}{c + c_p} \cdot \omega^2 \Omega^2}}, \Omega_1 < \Omega_2 \quad (3.142)$$

Uvažovaný systém disponuje dvěma vlastními úhlovými frekvencemi Ω_1 a Ω_2 . Výsledný pohyb odpružené i neodpružené hmoty je po počátečním vybuzení složen ze dvou složek, z nichž každá kmitá svou vlastní frekvencí Ω_1 resp. Ω_2 .

Pro odpruženou hmotu tedy platí:

$$x = A \cdot \sin \Omega_1 \cdot t + B \cdot \sin \Omega_2 \cdot t \quad (3.143)$$

kde: A, B dva po sobě následující maximální výkmity [m]

Pro neodpruženou hmotu pak platí:

$$\chi = \alpha \cdot \sin \Omega_1 \cdot t + \beta \cdot \sin \Omega_2 \cdot t \quad (3.144)$$

kde: α, β dva po sobě následující maximální výkmity [m]

Poměry amplitud odpérované a neodpérované hmoty pro konkrétní vlastní frekvenci mají vždy stálou velikost, a z pohybových rovnic lze určit jejich tvary:

$$\frac{A}{\alpha} = \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \Omega_1^2}, \text{ resp. } \frac{B}{\beta} = \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \Omega_2^2} \quad (3.145), (3.146)$$

Vzhledem k tomu, že vlastní úhlové frekvence soustavy Ω_1 a Ω_2 jsou blízké dílčím úhlovým frekvencím, tedy $\Omega_1 \approx \Omega$ a $\Omega_2 \approx \omega$, platí, že $\frac{A}{\alpha} \rightarrow \infty$.

Při volném kmitání odpružené hmoty je neodpružená hmota téměř v klidu, a platí:

$$\frac{B}{\beta} \cong \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - \omega^2}, \omega > \Omega \quad (3.147)$$

Zde se kmitání neodpružené hmoty při jejích volných kmitech přenáší na odpruženou hmotu s velmi malou amplitudou.

V případě vynucených kmitů soustavy se v důsledku přejíždění nerovnosti vozovky rozkmitá neodpružená i odpružená hmota pohyby, které mají úhlovou frekvenci rovnou frekvenci budící. Pro zjednodušení situace je opět uvažována periodická nerovnost $\xi = \xi_0 \cdot \sin v \cdot t$.

Pohyb odpružené hmoty lze vyjádřit tvarem:

$$x = R \cdot \sin v \cdot t \quad (3.148)$$

kde: R amplituda pohybů odpružené hmoty [m]

Pohyb neodpružené hmoty lze vyjádřit tvarem:

$$\chi = r \cdot \sin v \cdot t \quad (3.149)$$

kde: r amplituda pohybů neodpružené hmoty [m]

Dosazením do pohybových rovnic jsou obdrženy tvary:

$$R = \frac{\Omega^2}{\Omega^2 - v^2} \cdot r, \text{ resp. } r = \frac{\Omega^2 - v^2}{\Omega^2} \cdot R \quad (3.150), (3.151)$$

Poměry amplitud pohybů odpružené hmoty a nerovnosti a neodpružené hmoty a nerovnosti, tedy $\frac{R}{\xi_0}$, resp. $\frac{r}{\xi_0}$ jsou získány dosazením R , resp. r a úpravou:

$$\frac{R}{\xi_0} = \frac{\frac{c_p \cdot \Omega^2}{m}}{v^4 - (\omega^2 + \Omega^2) \cdot v^2 + \omega^2 \cdot \Omega^2 \cdot \frac{c_p}{c + c_p}} \quad (3.152)$$

resp.

$$\frac{r}{\xi_0} = \frac{\frac{c_p \cdot (\Omega^2 - v^2)}{m}}{v^4 - (\omega^2 + \Omega^2) \cdot v^2 + \omega^2 \cdot \Omega^2 \cdot \frac{c_p}{c + c_p}} \quad (3.153)$$

Vztahy (3.152) a (3.153) vyjadřují rezonanční křivky odpružené i neodpružené hmoty. Je tedy zřejmé, že sledovaná soustava má dvě rezonance, při kterých amplitudy pohybu teoreticky nekonečně rostou. Rezonance nastává v případě, když $v = \Omega_1$, resp. $v = \Omega_2$. Pokud dochází k tlumení pneumatiky při rezonanci $v = \Omega_2$, klesají amplitudy r , a tím i amplitudy R . Protože maximální zrychlení odpružené hmoty M je $a = R \cdot v^2$, a je-li $v = \Omega_2^2$, pak i přes malé hodnoty amplitudy R se odpružená hmota pohybuje vysokými zrychleními. Tento stav je však nežádoucí z hlediska pohodlí jízdy. [3], [38], [63]

Proto je vhodné snížit vlastní úhlovou frekvenci neodpružené hmoty:

$$\omega = \sqrt{\frac{c + c_p}{m}} \quad (3.154)$$

Toho je možné dosáhnout snížením tuhosti pneumatiky C_p , nebo zvětšením neodpružených hmot.

Zvětšení neodpružených hmot ale znamená zásadní zhoršení adhezních vlastností vozidla, protože vzrůstá délka odskoku pneumatiky od vozovky. Proto je nutné usilovat o minimální hodnoty neodpružených hmot.

Pokud by byla uvažována tato soustava odpružené i neodpružené hmoty s lineárním průběhem tlumení jak hydraulického tlumiče, tak pneumatiky, bylo by nutné definovat dílčí součinitele aperiodicity odpružené hmoty:

$$\Psi_M = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{c \cdot M}}, \quad (3.155)$$

a neodpružené hmoty:

$$\Psi_m = \frac{b + b_p}{2 \cdot \sqrt{(c + c_p) \cdot m}} \quad (3.156)$$

Pokud nastane situace, kdy $\Psi_M, \Psi_m \leq 0,4$ a $\frac{M}{m} \geq 5$, jsou vlastní kruhové frekvence tohoto modelu blízké parciálním vlastním kruhovým frekvencím netlumeného systému.

Ustálené kmity tohoto tlumeného systému mají frekvenci stejnou jako frekvenci budící. Přítomnost tlumících elementů snižuje amplitudu pohybu odpružené hmoty v první rezonanční oblasti, tedy v oblasti, kde se hodnota budící frekvence zhruba rovná nižší frekvenci vlastních kmitů. Při vyšších hodnotách budící frekvence tlumení vždy amplitudu odpružených hmot zvětšuje, a to i v oblasti druhé rezonance. Totéž platí i pro zrychlení odpružených hmot. Z těchto důvodů je charakteristika tlumiče opět lomená. Nicméně zlomový bod v charakteristice znamená snížení součinitele aperiodicity a zhoršení adhezních vlastností vozidla. Amplituda pohybu neodpružené hmoty se naopak při zvětšení součinitele aperiodicity tlumiče snižuje. Tím se snižuje riziko odskoku a adhezní, a tedy i vodící, vlastnosti vozidla jsou lepší. [19], [38], [63], [85]

Při popisu pohybu neodpružených hmot byla uvažována ta část vozidla, nad níž není uložen agregát. To z toho důvodu, že v lokalitě s agregátem je nutné z hlediska frekvenčního rozsahu > 5 Hz uvažovat i kmitání agregátu. Je tedy nutné definovat model se 3^o volnosti, který disponuje třemi vlastními úhlovými frekvencemi a třemi rezonančními oblastmi. [38]

3.2 Předkolizní jízdní stavy vozidel

Z hlediska bezpečnosti vozidel je vhodné dopravní nehodu vnímat jako děj, který se skládá z fáze předkolizní a kolizní. Tyto časové intervaly lze označit jako „pre-crash“ fázi a „crash“ fázi. Obecně platí, že prvky aktivní bezpečnosti mají tendenci zabránit tomu, aby se sledované

vozidlo do pre-crash fáze vůbec dostalo. Pokud se však stane, že se vozidlo ocitne v crashové fázi, jsou aktivované prvky pasivní bezpečnosti, které mají zmírnit následky kolize. Tato problematika je stručně nastíněna v textech kapitol 2.2.1 Legislativa prvků aktivní bezpečnosti a 2.2.2 Legislativa prvků pasivní bezpečnosti. Lze tvrdit, že výstupy z crashové fáze pohybu vozidel jsou v dostatečné míře veřejně prezentovány v populárně naučných statistikách dopravní nehodovosti Policie ČR, až po odborné rozborů organizací zabývajících se nehodovostí vozidel. Avšak detailnější analýzy dynamiky vozidel v pre-crashové fázi nejsou příliš sledovány, a to i přes skutečnost, že je na dopravní nehodu nutné nahlížet jako na celkový, kontinuálně probíhající, děj. Studium pre-crash dynamiky vozidel napomáhá analyzovat a poté definovat mezní stavy stability osobního automobilu. K tomu částečně přispívá i následný přehled provedených nárazových zkoušek, jejichž obecným cílem bylo stanovit tyto parametry:

- a) Vstupní hodnoty pre-crash dynamiky osobního automobilu,
- b) průběhy a maximální hodnoty zrychlení na sledovaných částech zkušebních figurín,
- c) predikci závažnosti poranění na základě naměřených zrychlení,
- d) trajektorii figurín v závislosti na čase – deskriptivní způsob,
- e) deformaci a jiná poškození objektů kolize – deskriptivní způsob.

Analýzu provedených nárazových zkoušek lze považovat za skutečně ojedinělou, neboť při jednotlivých, různě koncipovaných, testech byla použita vozidla určitého stáří a po několikaletém působení v provozu na pozemních komunikacích. Tím byly věrohodně simulovány podmínky reálných dopravních nehod. Vzhledem k tomu, že průměrné stáří osobního automobilu v ČR je dle [68] aktuálně stanoveno na 14,29 roků, lze výstupní hodnoty z provedených zkoušek prohlásit za srovnatelné s následky nesimulovaných dopravních nehod.

Je však pravděpodobné, že výstupy ze srovnatelně koncipovaného testu nového osobního automobilu, který se nachází ve stavu schvalovacího procesu, by dopadly výrazně příznivěji. A to jak z hlediska velikosti deformace konkrétních struktur automobilu, tak z hlediska sledovaných kritérií poranění.

3.2.1 Použitá zařízení

V této podkapitole je popsáno měřicí zařízení, které bylo použito při realizaci experimentů.

3.2.1.1 Figuríny

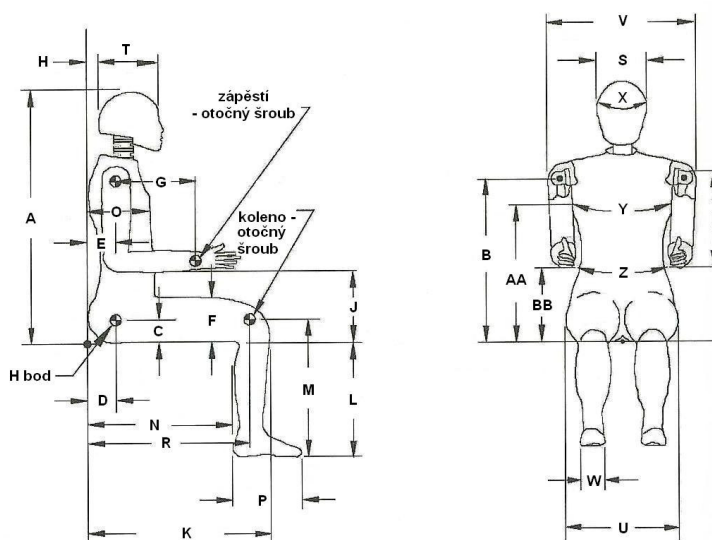
Figurína Hybrid II představuje dospělého muže, jejíž antropometrické parametry jsou zastoupeny v 50 % mužské populace. Její hmotnost je 72,5 kg a rozměry odpovídají tabulce 3.2, která koresponduje s obrázkem 3.23.

Tab. 3.2: Hybrid II – přehled parametrů a rozměrů

Parametr	označení	rozměr [mm]
Výška sedící části	A	884
Výška H-bodu	C	86
H-bod od zad	D	137
Délka stehenní části	K	592
Výška kolenního kloubu	M	493
Šířka hlavy	S	155
Hloubka hlavy	T	196
Obvod hlavy	X	572

Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 3.23: Hybrid II – schéma rozměrů



Zdroj: [16]

Další z použitých figurín jsou ÚSMD Manikin, jejichž hmotnost činí 72,5 kg, resp. 87 kg a odpovídají standardu ECE Regulation No. 16, a figurína tříletého dítěte (P3) o hmotnosti 15 kg, která byla při nárazové zkoušce použita v kombinaci s dětským zadržným systémem skupiny 0, I od japonského výrobce LEAMAM Co., Ltd. o hmotnosti 6,6 kg.

3.2.1.2 Snímače zrychlení

Pro stanovení průběhu zrychlení byla použita měřící technika Brüel & Kjær zobrazená na obr. 3.24 a 3.25.

PULSE Multi analyzer system:

- přenosná kompaktní jednotka pro sběr a vyhodnocení dat pomocí PC
- Brüel & Kjær type 3560-B
- 5 měřících kanálů, 1 výstupní kanál
- možnost vlastního napájení

Obr. 3.24: PULSE Multi analyzer system



Zdroj: [1]

Brüel & Kjær triaxial Delta Trontype 4504 A

- tříosý akcelerometr s měřícím rozsahem $7500 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (750 g)
- zrychlení v hlavě v osách X, Y, Z

Brüel & Kjær Delta Trontype 4514-B

- jednoosý akcelerometr s měřícím rozsahem $4900 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (500 g)
- zrychlení na hrudníku v ose Y

Brüel & Kjær Delta Trontype 4513-B

- jednoosý akcelerometr s měřícím rozsahem $4900 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (500 g)
- zrychlení na pánvi v ose Y

Obr. 3.25: Akcelerometry 4504 A, 4514-B, 4513-B



Zdroj: [1]

3.2.1.3 Urychlovací zařízení

Zařízení pro urychlení vozidel při dynamických zkouškách pasivní bezpečnosti je tvořeno urychlovací dráhou, která je sestavena z kolejnice konstruované ze dvou nosníků profilu „U“ natočených otevřenou stranou profilu k sobě. Ekvidistantní polohu nosníků zajišťují příčné prahy, které zároveň tvoří kotevní body pro připevnění kolejnice k povrchu vozovky. V kolejnici se pohybuje jezdec na čtyřech kuličkových ložiscích, který je spřažen s urychlovacím vozidlem ocelovým lanem. K jezdcovi je též připevněno vozidlo urychlované. Tažné lano je s urychlovacím vozidlem spojeno přes bezpečnostní střížnou spojku přímo, nebo kladkovým převodem. Před koncem urychlovací dráhy je jezdec s urychlovaným vozidlem samočinně odpojen a vozidlo tak pokračuje setrvačnou silou k místu střetu. [34]

3.2.2 Přehled provedených nárazových testů

V rámci studentských aktivit, které se programově zabývají bezpečností dopravy, bylo v minulosti provedeno několik experimentů, které byly realizovány za nestandardních podmínek, tedy podmínek, které nejsou shodné s legislativou. Ta hodnotí výstupy z nárazových zkoušek, které jsou prováděny s novými automobily. Neshoda s legislativou spočívá zejména ve stupni opotřebení použitých automobilů, neboť stáří vozidla ovlivňuje jeho parametry. Příprava, průběh a vyhodnocení experimentů jsou obsahem následujících kapitol. Úplná analýza předkolizních jízdních stavů tvoří přílohu č. 3 předkládané práce. Nárazové zkoušky se uskutečnily, pokud není uvedeno jinak, na zkušební dráze v areálu SZZPLS, a.s., Praha 6 – Řepy, Třanovského 622/11.

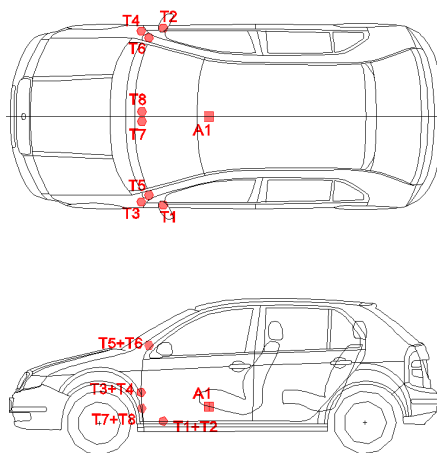
Pozn.: V následujících kapitolách se vyskytnou tabulky s názvy Průběh experimentu – sledování pohybu figurín, nebo Průběh experimentu – sledování pohybu vozidel, ve kterých se u dílčích popisů děje vyskytuje místy hodnota „-“. Toto označení znamená, že se sledovaný děj buď nekonal, nebo že jej nebylo možné jednoznačně odečíst z pořízeného záznamu.

3.2.2.1 Nárazový test osobního automobilu Škoda Fabia 1,2 HTP do nepohyblivé bariéry

Předmětem nárazového testu osobního automobilu do pevné bariéry bylo určit cíle stanovené v úvodním textu kapitoly 3.2 Předkolizní jízdní stavy, a zároveň predikovat tyto cíle při uvažování kolize tohoto automobilu s přívěsem.

Vozidlo bylo osazeno zkušebními figurínami Hybrid II (na místě řidiče) a Manikin (na místě spolujezdce), obě figuríny byly připoutány tříbodovými bezpečnostními pásy a vybaveny tříosými akcelerometry, které byly umístěny v hlavách figurín. Motor byl v chodu při volnoběžných otáčkách. Vozidlo bylo nebrzděno a osazeno 8 tenzometrickými snímači napětí a 1 snímačem zrychlení, dle obr. 3.26. Místo řidiče bylo vybaveno čelním airbagem, na místě spolujezdce airbag umístěn nebyl. [90]

Obr. 3.26: Pozice tenzometrů T1 – T8 a akcelerometru A1 na karoserii vozidla



Zdroj: [32]

Objekt, tedy vozidlo s posádkou, byl ke střetu urychlen výše popsaným speciálním zařízením proti pevné bariéře. Hmotnost bariéry, která byla stanovena výpočtem, činila 25 000 kg, hmotnost soustavy pak $1060 \text{ kg} + 75,5 \text{ kg} + 72,5 \text{ kg} = 1208 \text{ kg}$, rychlost soustavy v okamžiku nárazu byla $50,77 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a její kinetická energie činila 120,129 kJ. [90]

Tab. 3.3: Průběh experimentu – sledování pohybu figurín

Popis děje	Figurína Hybrid II	Figurína Manikin
	řidič	spolujezdec
	čas [ms]	čas [ms]
První kontakt s bariérou	0	0
První pohyb způsobený nárazem (dopředný)	25	25
První kontakt řidiče s airbagem	47	-
Stálý kontakt hlavy s airbagem	179	-
Maximální výchylka hlavy figuríny	92	96
Zpětný pohyb figuríny	92 - 303	96 - 330
Kontakt hlavy s opěrkou sedadla	229	193
Druhý pohyb způsobený odrazem od sedadla (dopředný)	310	335
Konečná poloha figurín	840	580

Zdroj: [vlastní zpracování]

Tab. 3.4: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidla a bariéry

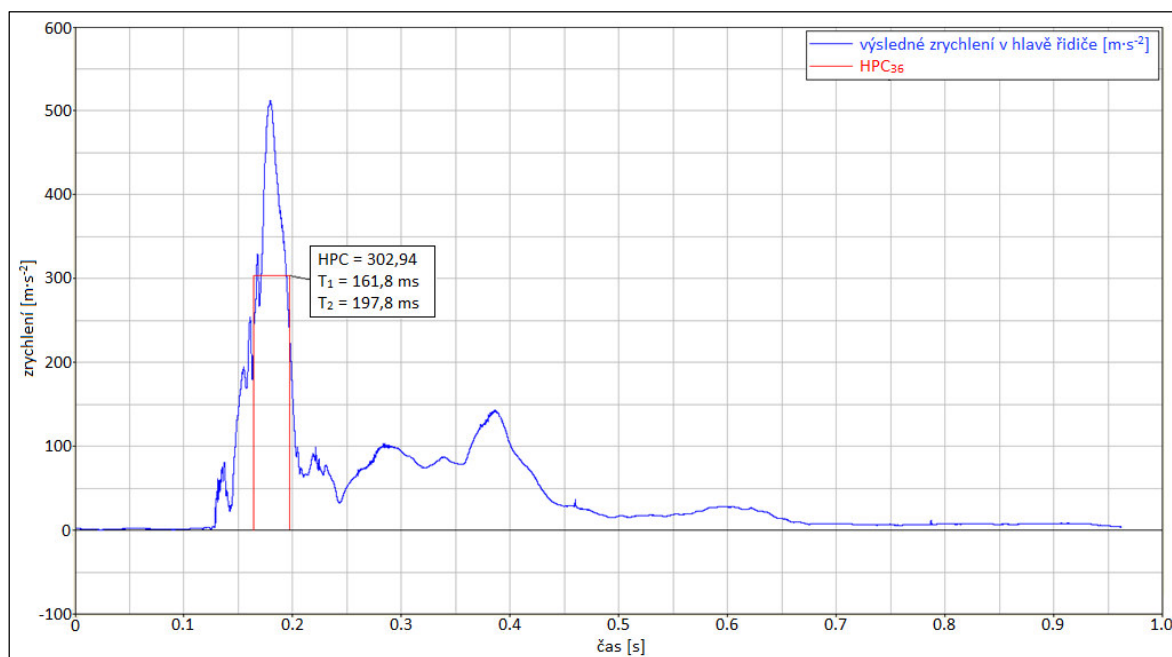
Popis děje	Vozidlo	Bariéra
	čas [ms]	čas [ms]
První kontakt s bariérou	0	0
Deformace nárazníku a masky	0 - 8	-
Počátek deformace kapoty, blatníku a světel	10	-
Kontakt tuhé struktury s bariérou	55	-
Pozorován začátek pohybu bariéry	-	35
Podélná rychlost vozidla $v = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	61	-
Pozorován počátek odskočení vozidla	78	-
Pozorován konec pohybu bariéry	-	169
Pozorován konec zpětného pohybu	580	-
Pozorován začátek druhého dopředného pohybu	620	-
Konečná poloha vozidla a bariéry	1000	357

Zdroj: [vlastní zpracování]

Po nárazu bylo zjištěno kritérium poranění hlavy u figuríny Hybrid II $HPC_{36} = 302,94$; $T_1 = 161,8 \text{ ms}$; $T_2 = 197,8 \text{ ms}$. Kritérium poranění hlavy u figuríny Manikin, která byla posazena na sedadlo spolujezdece, bylo $HPC_{36} = 4139,28$; $T_1 = 177,14 \text{ ms}$; $T_2 = 213,14 \text{ ms}$.

Obr. 3.27: Průběh celkového zrychlení v hlavě figuríny řidiče a kritérium poranění hlavy

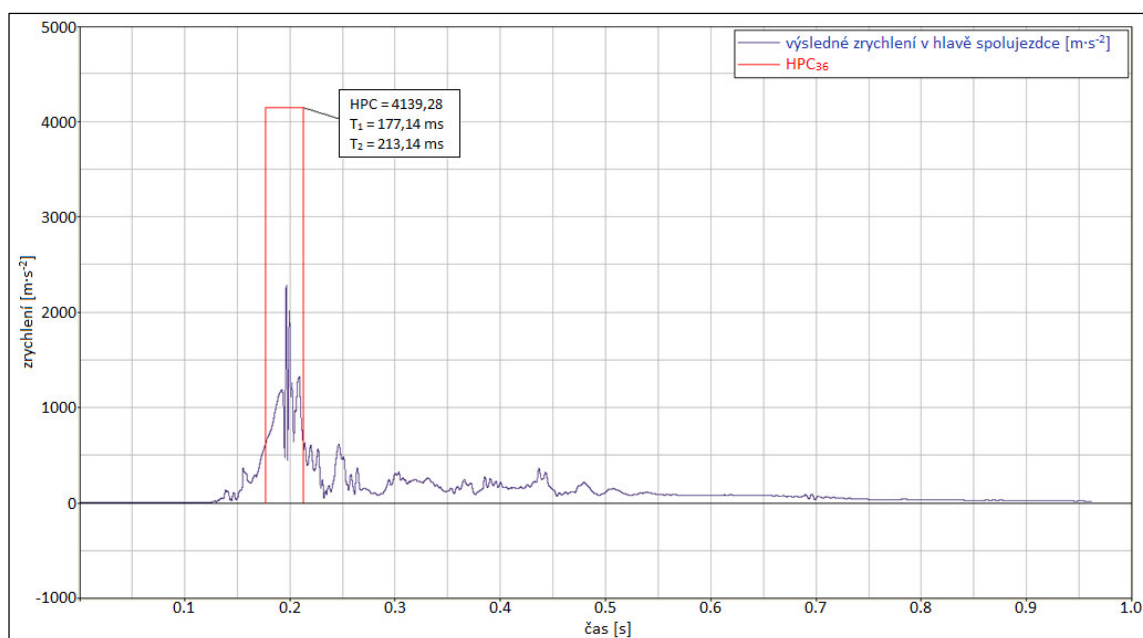
HPC_{36}



Zdroj: [32]

Obr. 3.28: Průběh celkového zrychlení v hlavě figuríny spolujezdce a kritérium poranění

hlavy HPC_{36}



Zdroj: [32]

Celková okamžitá deformace vozidla byla 0,447 m. Hodnoty byly získány ze záznamu rychlokamery, odhad přesnosti měření ± 5 %. [32]

Stav vozidla po kolizi (vizuální nález)

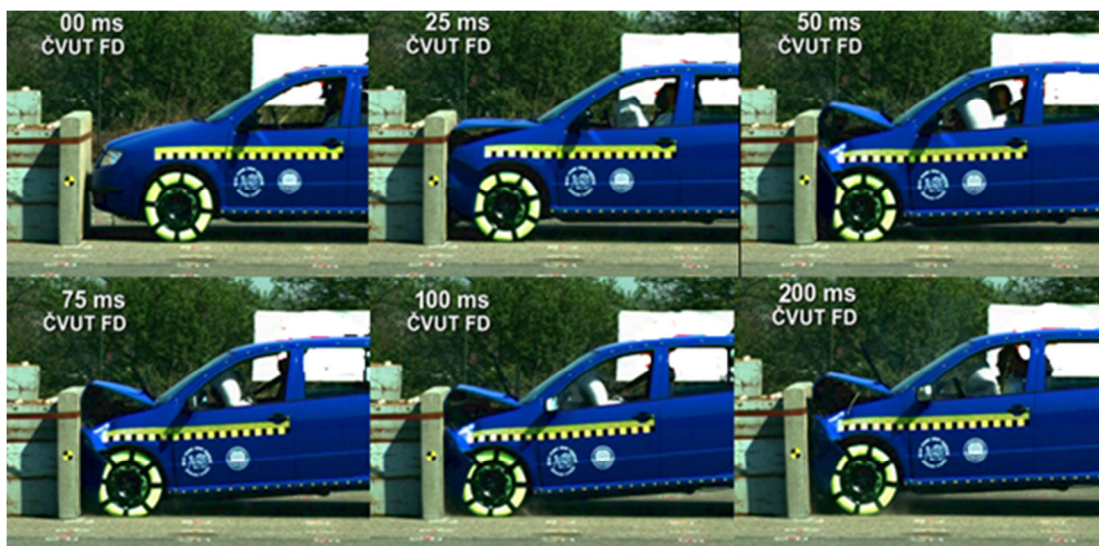
Únik kapalin a provozních hmot: chladicí kapalina a náplň ostřikovačů vytekla, únik malého množství paliva z poškozeného palivového vedení ke vstřikovacím jednotkám. Brzdová kapalina, motorový a převodový olej bez úniku.

Rozvor: beze změn – měřeno totální stanicí, odchylka v rozmezí ± 2 mm od původního stavu.

Kola: pláště nepoškozeny - nahuštěny, disky (plechové) nepoškozeny.

Prostor pro cestující: airbag na místě řidiče aktivován. Aktivované předepínače bezpečnostních pásů, pás řidiče bylo možno po kolizi odvíjet z cívky, pás spolujezdce byl zablokovaný. Volant zůstal bez viditelných deformací, posun sloupku řízení nebyl dokumentován a do pracovního prostoru volantu nezasahoval žádný předmět, který by znemožňoval jeho pohyb. Poloha sedadel zůstala beze změn. Dále došlo k deformacím částí palubní desky, konkrétně v oblasti víka odkládací schránky před spolujezdcem, k proražení v oblasti spínací skříňky od kolene řidiče. Důsledkem nárazu došlo k vytvoření nesouměrných spár jednotlivých plastových částí palubní desky. Ovládací pedály zůstaly nedeformovány a funkční.

Obr. 3.29: Průběh nárazu zkušebního automobilu do nepohyblivé bariery



Zdroj: [32]

Karoserie: došlo k deformaci a poškození kapoty, předních světel a blikačů, nárazníku, výztuhy nárazníku, levého a pravého předního blatníku včetně podběhů. Dále došlo k výskytu prohlubní v pravém prahu v oblasti napojení „B“ sloupku a k prasklinám v dolních rozích čelního skla. Řízení zůstalo funkční, byl pouze omezen maximální rejď kola.

Motorový prostor: levý i pravý podélný nosník byl deformován v jeho přední části. Motor byl posunut vzad a došlo k poškození pružného uložení motoru na pravém podélníku. Závěs převodovky byl deformován na levém podélníku. Poškozený chladič včetně ventilátoru, destrukce plastových dílů sacího a vstřikovacího systému motorové jednotky. Řídící jednotka motoru byla uvolněna z držáku. [90]

Dílčí závěr

Ochrana automobilu Škoda Fabia při čelním nárazu za uvedených podmínek do pevné bariéry je dostatečná jen na místě řidiče (airbag v kombinaci s bezpečnostním pásem). Na místě spolujezdce je ochrana nedostatečná (bezpečnostní pás, bez airbagu).

Pevnost karoserie automobilu Škoda Fabia posuzovaná podle deformace při čelní kolizi je statisticky srovnatelná s vozy podobné koncepce. [90]

Predikce předkolizních a kolizních jízdních stavů soupravy

V této části kapitoly jsou predikovány předkolizní a kolizní jízdní stavy při uvažování soupravy, která je tvořena osobním automobilem Škoda Fabia 1,2 HTP a přívěsem Agados S67, jehož technické parametry jsou popsány v kapitole 6.1.2 Zkušební vozidla.

Z důvodu vytvoření soupravy připojením zmíněného přípojného vozidla lineárně vzrostou hodnoty hmotnosti, kinetické energie a hybnosti.

$$\text{Hmotnost automobilu Škoda Fabia } m_F = 1208 \text{ kg} \quad (3.157)$$

$$\text{Kinetická energie automobilu Škoda Fabia } E_{KF} = \frac{1}{2} \cdot m_F \cdot v^2 = 120,129 \text{ kJ} \quad (3.158)$$

$$\text{Hybnost automobilu Škoda Fabia } p_F = \frac{m_F}{\sqrt{1-\frac{v^2}{c^2}}} \quad (3.159)$$

Vzhledem k relativně malé nárazové rychlosti vůči rychlosti světla c je možná vztah hybnosti zapsat zjednodušeným tvarem:

$$p_F = m_F \cdot v = 17036,16 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.160)$$

$$\text{Hmotnost uvažované soupravy } m_S = 1208 + 745 = 1953 \text{ kg} \quad (3.161)$$

$$\text{Kinetická energie uvažované soupravy } E_{KS} = \frac{1}{2} \cdot m_S \cdot v^2 = 194,214 \text{ kJ} \quad (3.162)$$

$$\text{Hybnost uvažované soupravy } p_S = m_S \cdot v = 27542,73 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.163)$$

Přesto, že při uvažování kolize soupravy vzrostly sledované veličiny m , E_K a p lineárně, tak zrychlení měřené na karoserii automobilu zůstane stejné. Kombinace těchto jevů má však za následek to, že dojde k borcení deformačních struktur vozidla ve větším rozsahu, než v případě střetu samotného automobilu. A je pravděpodobné, že rozsah deformace postihne i prostor pro přežití. V tomto případě by následky kolize byly pro posádku vozidla zásadně závažnější. [39], [42]

3.2.2.2 Čelní střet vozidla Renault 5 GTD s nepohyblivou bariérou

Následujícím testem byla dynamická zkouška bezpečnosti osobního automobilu do pevné bariéry. Jednalo se o čelní střet vozidla kategorie M_1 se 40% překrytím s nepohyblivou bariérou. Testem byla kromě analýzy pre-crash a crash dynamiky vozidla také ověřována odolnost karoserie více jak 20 let starého automobilu Renault 5 GTD, a bezpečnost posádky. Ta byla reprezentována figurínou Manikin (na místě řidiče) a dětskou figurínou P3 (v místě za řidičem), která byla upevněna v dětském zádržném systému.

Tab. 3.5: Průběh experimentu – sledování pohybu figurín

Popis děje	Figurína Manikin čas [ms]	Figurína P3 čas [ms]
První kontakt s bariérou	0	0
První pohyb způsobený nárazem (dopředný)	19	-
První kontakt řidiče s volantem	88	-
Stálý kontakt hlavy s volantem	88 - 127	-
Maximální výchylka hlavy figuríny	106	132
Zpětný pohyb figuríny	110 - 227	156 - 425
Kontakt hlavy s opěrkou sedadla, s opěrkou DZS	185	397
Druhý pohyb způsobený odrazem od sedadla (dopředný)	295	657
Konečná poloha figurín	1121	-

Zdroj: [vlastní zpracování]

Hmotnost zkoušeného vozidla s posádkou činila $830 \text{ kg} + 87 \text{ kg} + 15 \text{ kg} + 6,6 \text{ kg} = 938,6 \text{ kg}$, nárazová rychlost byla $52,2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a kinetická energie soustavy činila $98,7 \text{ kJ}$. Bariéra i urychlovací zařízení bylo použito stejné jako při předchozí zkoušce. [36], [90]

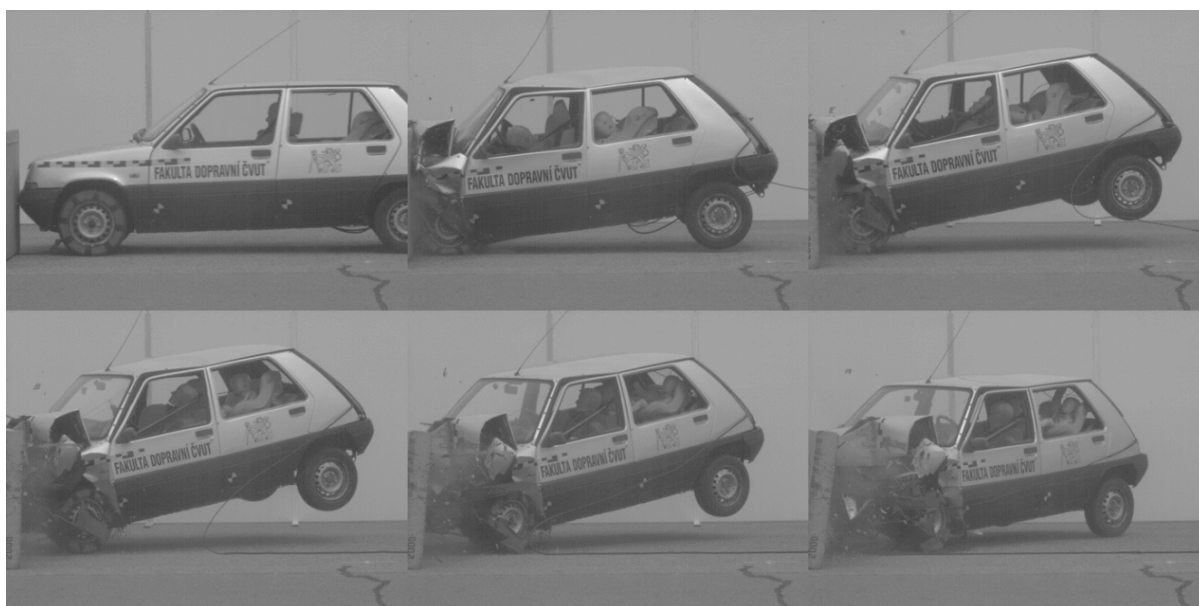
Tab. 3.6: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidla

Popis děje	Vozidlo čas [ms]	Bariéra čas [ms]
První kontakt s bariérou	0	0
Počátek deformace kapoty, blatníku a světel	7	-
Kontakt nosné struktury s bariérou	14	-
Počátek deformace A-sloupku a střechy	21	-
Kontakt kola s bariérou	26	-
Podélná rychlost vozidla $v = 0 \text{ m.s}^{-1}$	73	-
Pozorován začátek pohybu bariéry (panelu) – rotace kolem osy Z	-	124
Počátek odskočení vozidla od bariéry	219	-
Prasknutí popruhu zabezpečujícího panelu	-	234
Začátek pádu panelu	-	281
Pozorován konec zpětného pohybu	615	-
Konečná poloha vozidla a bariéry	1163	1412

Zdroj: [vlastní zpracování]

Po nárazu bylo zjištěno kritérium poranění hlavy u figuríny Manikin $HPC_{15} = 100$, $HPC_{36} = 136$. Vzhledem k tomu, že figurína řidiče Manikin byla osazena pouze jednoosým akcelerometrem místo tříosého, je kritérium poranění hlavy uvedeno pouze orientačně bez dalšího hodnocení závažnosti případných poranění. [90]

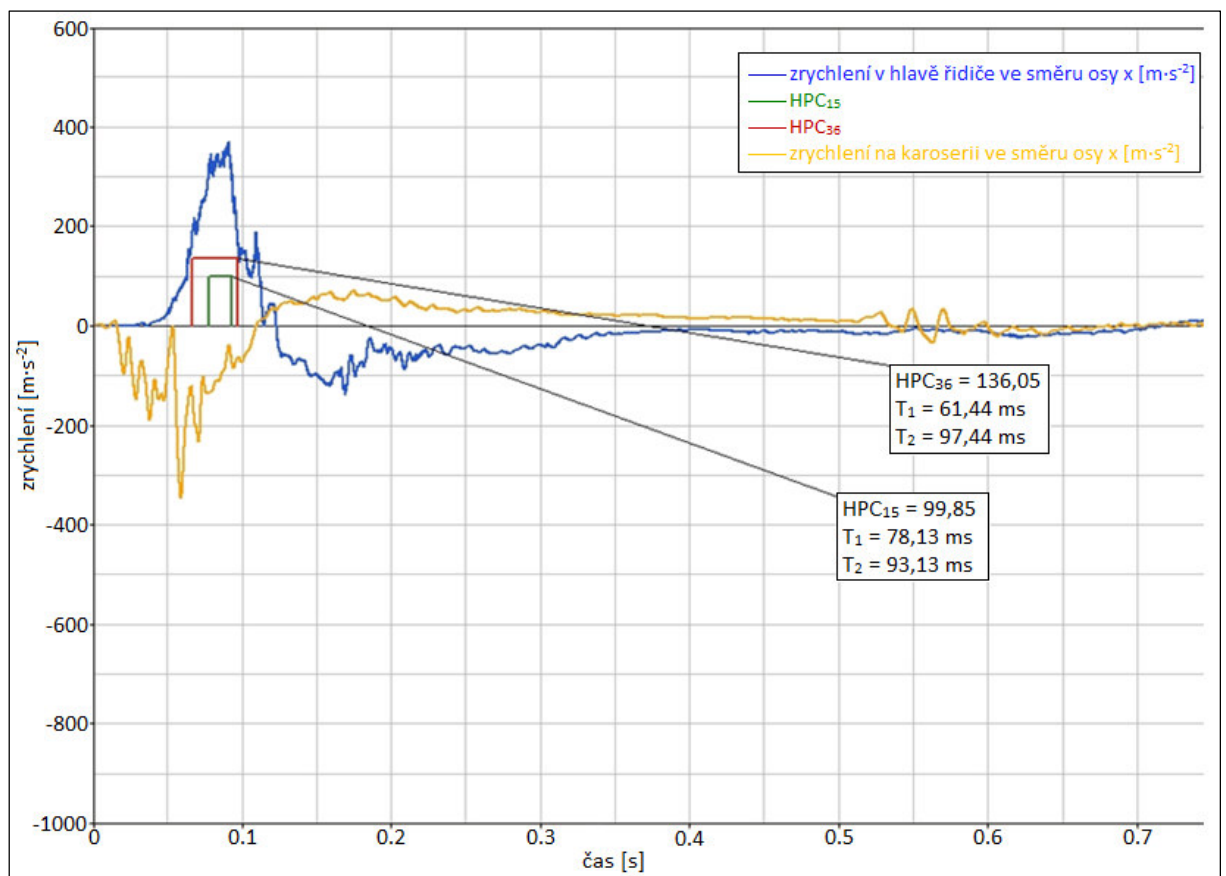
Obr. 3.30: Průběh nárazu zkoušeného vozidla do nepohyblivé bariéry



Zdroj: [36]

Kritérium poranění hlavy dětské figuríny P3 v DZS bylo $HPC_{15} = 492$, $HPC_{36} = 612$. Z korelační tabulky mezi HPC a AIS uvedené v literatuře [43], [57] pro čelní náraz vyplývá, že výše uvedené hodnoty odpovídají možným poraněním na úrovni vyšší než AIS 2. Tato zranění se obecně označují jako mírná s výsledkem odřenin, porušení slabin, lehkého poranění hlavy a krátkodobé ztráty vědomí. Tato zranění nejsou životu nebezpečná. [90]

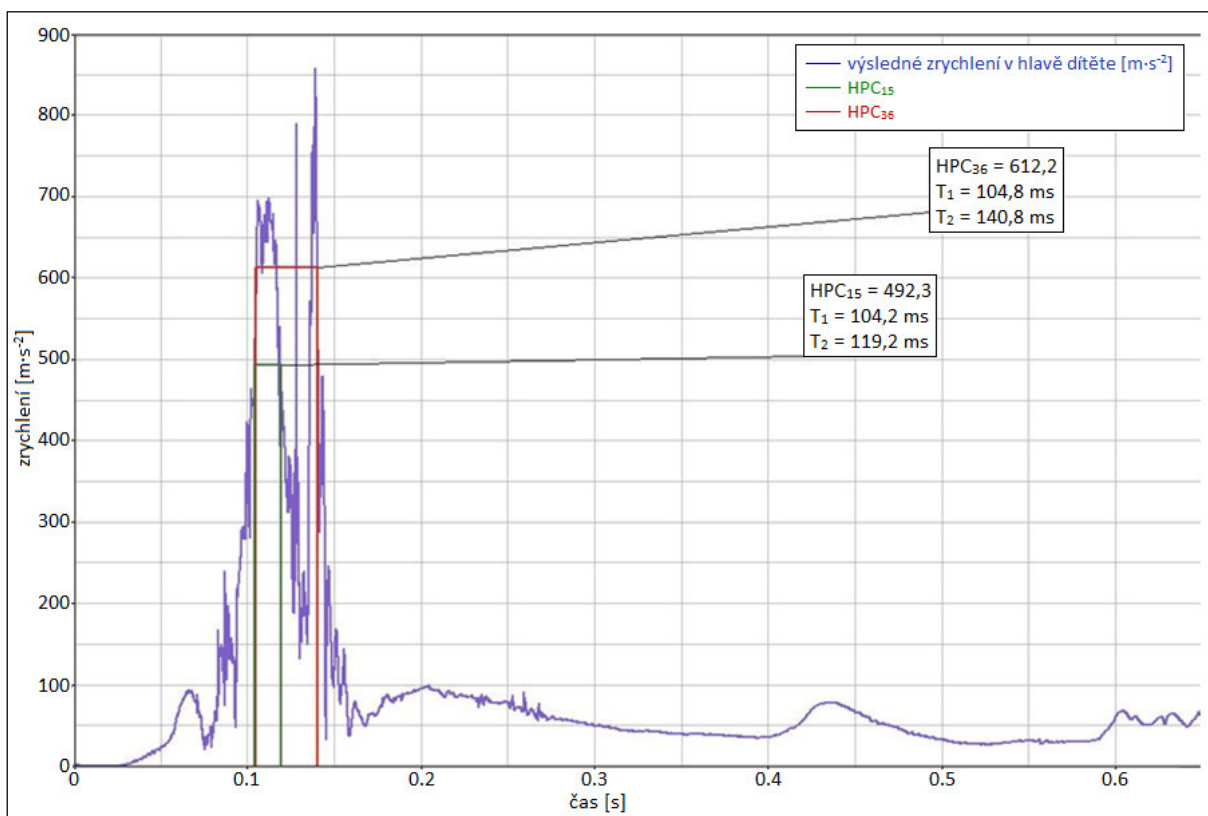
Obr. 3.31: Průběh zrychlení v hlavě figuríny řidiče ve směru osy x, kritérium poranění hlavy HPC a zrychlení na karoserii v podélném směru jízdy



Zdroj: [36]

Obr. 3.32: Průběh celkového zrychlení v hlavě dětské figuríny a kritérium poranění hlavy

HPC



Zdroj: [36]

Dle výsledku zkoušky můžeme konstatovat, že DZS obstál bez problémů a velmi dobře splnil svůj účel i přes drobné nedostatky bezpečnostních pásů. Na DZS nebyly po kolizi patrné žádné větší deformace, které by byly na závadu jeho funkce.

Celková okamžitá deformace vozidla byla 700 mm. Hodnoty byly získány ze záznamu rychlokamery, odhad přesnosti měření $\pm 5\%$. [90]

Stav vozu Renault 5 GTD po kolizi (vizuální nález)

Únik kapalin a provozních hmot: vzhledem k tomu, že většina provozních kapalin byla odstraněna před testem, tak v průběhu testu došlo k úniku olejových náplní.

Prostor pro cestující: bezpečnostní pás řidiče bylo možno po kolizi odvíjet z cívky, oba pásy pak bylo možno uvolnit z kotevní přezky bez použití nástrojů. Bezpečnostní pásy dětského zádržného systému byly plně funkční. Došlo k prodloužení zadního bezpečnostního pásu z důvodu protažení skrze seřizovací přezku. Došlo k poškození plastového krytu kotevní přezky. Dle záznamu z vysokorychlostní kamery došlo ke svislému i vodorovnému pohybu

volantu proti řidiči a ke kolizi jeho věnce s hlavou figuríny řidiče. Dále došlo k celkové deformaci palubní desky. Ovládací pedály byly též deformovány a podlaha s podběhem na straně u řidiče byla zdeformovaná směrem do prostoru pro nohy řidiče.

Karoserie: deformace a poškození: kapota, přední světla a blikače, přední čelo, nárazník, výztuha nárazníku, levý a pravý přední blatník včetně podběhů, deformace prahů, „B“ sloupků, levých předních dveří a prolomení střechy.

Motorový prostor: deformovány podélné nosníky (levý i pravý). Motor byl posunut vzad v důsledku poškozeného pružného uložení motoru. Dále byl deformován závěs převodovky na levém podélníku a poškozen chladič včetně ventilátoru. Vozidlo nebylo po nárazu schopno dalšího provozu. [90]

Dílčí závěr

Na základě provedeného experimentu lze konstatovat, že ochrana posádky automobilu Renault 5 při čelním ofsetovém nárazu za uvedených podmínek do pevné bariery je vzhledem k roku výroby více než dostatečná.

4 CÍL DISERTAČNÍ PRÁCE

Disertační práce se zabývá hodnocením bezpečnosti osobních automobilů a jejich souprav z hlediska jízdní dynamiky.

Jejím cílem je ověření předpokladu, který tvrdí, že v důsledku připojení přípojného vozidla do soupravy s tažným vozidlem dochází ke změnám jízdní dynamiky. Tyto změny jsou vyvolány vytvořením odlišné struktury i parametrů soupravy, a mohou vést ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilních jízdních stavů, které mohou dále vyústit v dopravní nehodu.

Jedná se o zásadní problematiku, která by měla být s ohledem na bezpečnost dopravy řešena. Momentálně tomu tak však není, neboť současně platné homologační předpisy neobsahují žádné legislativní požadavky na vozidla z hlediska celého spektra jejich provozního využití.

Přestože jsou vozidla kategorie M a N běžně vybavována zařízeními umožňující vytvoření jízdní soupravy s vozidly kategorie O, současné homologační předpisy řeší oblast schvalování zmíněných kategorií vozidel separátně. A právě v této konkrétní oblasti řešené problematiky spatřuje autor potenciál, kterým je možné se podílet na zvyšování bezpečnosti dopravního provozu.

5 METODIKA DISERTAČNÍ PRÁCE

Definovaný cíl disertační práce je nutné vhodným způsobem ověřit. Ten je založen na předpokladu ovlivnění jízdních vlastností vozidla, které vedou k větší pravděpodobnosti vzniku nestability v důsledku vytvoření jízdní soupravy tvořené osobním automobilem a přípojným vozidlem. Pohyb jízdní soupravy v oblasti mezních stavů stability přispívá ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku dopravní nehody.

Z tohoto předpokladu vychází i design experimentu, jehož zpracování je rozděleno do dvou úrovní.

První úroveň představuje realizaci jízdních zkoušek, jejichž výstupem je zhodnocení změn jízdní dynamiky v důsledku připojení přívěsu za osobní automobil. Tato část experimentu je uskutečněna na kruhové zkušební dráze konstantních parametrů, po které se pohybují tři redundantní systémy v ustálených jízdních stavech.

Systémy v podobě zkušebního automobilu Škoda Octavia II. generace a jeho dvou souprav se pohybují po kruhové dráze vždy třemi zkušebními rychlostmi, čímž je získáno rozmanité spektrum údajů. Konkrétně zmíněný zkušební automobil absolvuje jízdní zkoušku při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Při stejných rychlostech jsou zkoušeny i jeho jízdní soupravy. Ty jsou tvořeny v prvním případě tažným automobilem Škoda Octavia II. generace a přípojným vozidlem Agados S67 a v druhém případě tažným vozidlem Škoda Octavia II. generace a přívěsem Agados S67 vezoucím osobní automobil Škoda Rapid. Je tedy uskutečněno 9 jízdních zkoušek.

Vzhledem k tomu, že tažný automobil je osazen třemi tříosými akcelerometry ve vhodně zvolených místech vozidla, je v rámci každé jízdní zkoušky získáno 9 průběhů zrychlení. Celkově je tedy naměřeno 81 signálů, ze kterých je dále vyvozován relevantní závěr.

Aby bylo provedenými jízdními zkouškami dosaženo stavů, které se co nejvíce blíží mezním stavům stability, je v konkrétním místě zkušební dráhy instalována umělá překážka. Ta má funkci budící nerovnosti, která při přejezdu zkušebního vozidla, resp. soupravy vyvolá ve sledované mechanické soustavě bílý šum.

Zmíněných 9 průběhů zrychlení (tři průběhy ve směru osy x , tři ve směru osy y a tři ve směru osy z) u každé jízdní zkoušky, která čítá právě dva přejezdy přes budící překážku, je naměřeno v jednotkách napětí.

Prvním krokem zpracování dat, pro které je využito softwarové aplikace DIAdem od společnosti National Instruments, je tedy převod milivoltů na jednotky zrychlení. Za optimální jednotku zrychlení je v tomto případě zvolena jednotka normálního tíhového

zrychlení g . Následujícím krokem je odstranění nežádoucích frekvencí. Za dolnofrekvenční propust je zvolena hranice 5 Hz a za hornofrekvenční propust hranice 15 Hz. V této chvíli je získán filtrovaný signál o frekvenčním rozsahu 5 až 15 Hz.

Při pohledu na filtrované signály jsou zřetelně patrné špičky zrychlení, které byly akcelerometry naměřeny vždy v důsledku přejezdu konkrétní nápravy přes budící překážku. U červeně označených průběhů zrychlení, které pro snazší orientaci odpovídají výstupům z jízdních zkoušek uskutečněných s osobním automobilem Škoda Octavia II. generace, jsou v důsledku dvou přejezdů přes ojedinělou překážku přední i zadní nápravy vozu patrné čtyři špičky kladné hodnoty zrychlení a čtyři špičky záporné hodnoty zrychlení. U zeleně, resp. modře označených průběhů zrychlení, které jsou přiřazeny výstupům z jízdních zkoušek soupravy tvořené tažným automobilem a prázdným přívěsem, resp. tažným automobilem a přívěsem vezoucím automobil Škoda Rapid, jsou patrné tři špičky kladné hodnoty zrychlení a tři špičky záporné hodnoty zrychlení v důsledku jednoho přejezdu přes budící překážku. Přestože zkušební souprava je tvořena celkem čtyřmi nápravami, rozvor přípojného vozidla činí pouhých 600 mm. Relativně malá hodnota rozvoru přívěsu má za následek tu skutečnost, že při pohledu na průběhy zrychlení je v důsledku přejezdu přívěsu patrna vždy jedna špička kladné a záporné hodnoty zrychlení, a nikoliv dvě, jak by se dalo očekávat.

U každého zkušebního systému, při každé jízdní zkoušce danou rychlostí je prostřednictvím použité softwarové aplikace zjištěno kladné i záporné maximum zrychlení naměřené každým akcelerometrem, a to pro každý osový směr. Z každé této dílčí databáze maximálních kladných i záporných hodnot zrychlení je uvažována v konkrétním osovém směru vždy absolutní hodnota nejvyšší úrovně zrychlení.

Absolutní hodnota je uvažována z toho důvodu, že jsou detekovány mezní stavy stability zkušebního vozidla, resp. soupravy a za hodnotný údaj je považována ta informace, že vozidlo, resp. souprava má tendenci se smýkat. Skutečnost, že zkušební systém má sklon se smýkat konkrétním směrem, je již údaj druhotné váhy. Je důležité zmínit, že na některých signálech je patrná špička zrychlení v čase 0 ms. Ta je způsobena sepnutím měřicího okruhu, nikoliv přejezdem nápravy přes budící překážku, a není tedy uvažována.

Tím dochází k selekci všech maxim zrychlení a vzniká zúžená databáze, ze které je vytvořen dílčí závěr. Tato vyselektovaná databáze hodnot zrychlení obsahuje vždy jednu maximální výchylku akcelerace pro daný zkušební systém (osobní automobil, nebo jeho dvě soupravy), při konkrétní zkušební rychlosti ($10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, nebo $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) ve sledovaném osovém směru (podélný, příčný, nebo svislý směr zrychlení) vždy z toho akcelerometru, který zaznamenal tu nejvyšší hodnotu kladné, nebo záporné orientace.

Daný dílčí závěr je vysloven na základě analýzy zrychlení v podélném, příčném i svislém směru pohybu zkušebního vozidla a jeho dvou souprav při konkrétních zkušebních rychlostech.

Druhá úroveň experimentální části práce je zastoupena určením polohy pólu pohybu každého zkušebního systému při rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. A právě poloha pólu pohybu konkrétního zkušebního systému poskytuje další úhel pohledu na problematiku hodnocení jízdní dynamiky, a pomáhá tak analyzovat oblast vzniku nestabilního jízdního stavu vozidla.

Výchozí operací pro určení polohy pólu pohybu, tedy bodu, ve kterém má sledované vozidlo v daném okamžiku nulovou rychlost, je integrace již naměřených vybraných průběhů zrychlení.

Za ty jsou zvoleny signály naměřené v přímém směru pohybu (směr osy x) a v příčném směru pohybu (směr osy y) akcelerometrem 1 a 2, a to při všech zkušebních rychlostech automobilu Škoda Octavia II. generace a jeho dvou souprav.

Zmíněnou integrací průběhů zrychlení jsou získány průběhy rychlostí. Protože integrované průběhy zrychlení jsou prezentovány v jednotkách normálního tíhového zrychlení g , je nutné každý zintegrovaný signál vynásobit hodnotou 9,80665. Tímto jsou obdrženy průběhy rychlostí v požadovaných jednotkách [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].

Aby bylo dosaženo relevantního výstupu, jsou při integraci průběhů zrychlení v přímém směru uvažovány integrační konstanty, které použitý software též zohledňuje. Jejich hodnoty představují konkrétní rychlosti pohybů zkušebních systémů v přímém směru, přepočtené na základní jednotky rychlosti. Pro integraci průběhů zrychlení ve směru osy x při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je uvažována integrační konstanta $C = 2,7778$. Pro integraci signálů naměřených při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je uvažována konstanta $C = 5,5556$, a pro rychlost $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ představuje hodnota integrační konstanty $C = 8,3333$.

V tomto okamžiku jsou pro každý zkušební systém a konkrétní zkušební rychlost získány dva vektory rychlostí ve směru osy x a dva vektory rychlostí ve směru osy y , jejichž počátek leží v místě instalovaného akcelerometru 1, resp. akcelerometru 2. Tedy pro zkušební automobil Škoda Octavia II. generace a jeho dvě soupravy při všech zkušebních rychlostech je k dispozici 36 vektorů rychlostí, což je dostatečné pro určení poloh devíti pólů pohybů.

Vzhledem ke skutečnosti, že poloha pólu pohybu je určena průsečíkem normál alespoň dvou výsledných vektorů rychlostí jednoho tělesa, je nutné vektorovým součtem rychlostí ve směru osy x a y určit dvě výslednice rychlostí s počátky v obou sledovaných akcelerometrech. Tato operace probíhá ve všech devíti případech jízdních zkoušek.

V konkrétním sledovaném případě (zkušební systém/zkušební rychlost) jsou tedy známy dva vektory rychlostí, jejichž počátek leží v místě uložení akcelerometru 1 a akcelerometru 2. Pokud se vůči dvěma daným výsledným vektorům rychlostí zkonstruuji normály v místech jejich počátků (lokalita akcelerometru 1, resp. 2), normály se protnou. A průnik zkonstruovaných normál výsledných vektorů rychlostí je zmíněný pól pohybu konkrétního zkušebního systému při konkrétní zkušební rychlosti.

Je však důležité zmínit fakt, že v rámci každé z devíti zkoušek jízdní dynamiky jsou pro určení dvou výsledných vektorů rychlostí uvažovány velikosti rychlostí ve směrech osy x a y vždy ve stejném okamžiku. Tento okamžik se ale ve všech devíti jízdních zkouškách liší. A to z toho důvodu, že měřicí obvod byl spínán ručně prostřednictvím účastníka experimentu, a nebylo tedy možné zabezpečit sepnutí obvodu vždy v naprosto stejném místě zkušební dráhy. Je ale možné s jistotou tvrdit, že zvolené okamžiky pro sledování velikosti rychlostí jsou uvažovány mimo bezprostřední oblast přejezdu přes budící překážku. Poloha pólu pohybu, která je určena v okamžiku mimo oblast přejezdu přes instalovanou překážku má tak vyšší vypovídací schopnost o stabilitě zkušebního systému při reálném průjezdu směrovým obloukem.

Dílčí závěr druhé úrovně experimentální části práce hodnotí míru nestability zkušebního automobilu Škoda Octavia II. generace a jeho dvou souprav při rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ v závislosti na vzdálenosti pólu pohybu od středu zkušební kruhové dráhy.

6 EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ VLIVU PŘÍPOJNÉHO VOZIDLA NA JÍZDNÍ DYNAMIKU SOUPRAVY

Předmětem experimentální části předkládané disertační práce je praktické ověření stanoveného cíle způsobem popsáným v kapitole 5 Metodika disertační práce.

Metodika zkoušení jízdní stability vozidla zahrnuje více druhů zkoušek, na jejichž rozlišení se podílí několik faktorů. Kromě dělení podle stupně objektivnosti, nebo druhu vozidla lze zkoušky rozdělit podle situací, které mohou v provozu nastat. Jízdní zkoušky, jejichž účelem je zjištění míry stability vozidla v daných situacích, se dělí do kategorií:

- brzdění v přímém směru,
- brzdění při zatáčení,
- ustálené zatáčení,
- zatáčení přes ojedinělou překážku,
- změna hnací síly při zatáčení,
- dynamická říditelnost, která zahrnuje skokové natočení volantu, impulsové natočení volantu a harmonické natočení řízení,
- citlivost na boční vítr.

Design experimentu je založen na kombinaci výše uvedených tabelovaných kategorií, a to ustáleného zatáčení a zatáčení přes ojedinělou překážku.

Ustálené zatáčení

Při jízdě po kruhové dráze konstantní rychlostí působí na vozidlo odstředivá síla. Ta je přímo úměrná součinu hmotnosti m [kg] a druhé mocnině rychlosti v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] zkušební vozidla a nepřímo úměrná poloměru kruhové dráhy R [m]. [16]

Tuto sílu mající tendenci vozidlo destabilizovat lze zapsat tvarem:

$$F_o = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (6.1)$$

Zkouška se provádí několika různě velkými konstantními rychlostmi, až do rychlosti hraničící se ztrátou stability, kde dochází k neřízenému smýkání, nebo překlopení vozidla.

Zatáčení přes ojedinělou překážku

Překážka umístěná na zkušební kruhové dráze má na vozidlo jedoucí konstantní rychlostí destabilizující vliv. Při přejezdu přes překážku dochází k impulzivní změně adhezních poměrů mezi pneumatikou vozidla a vozovkou. Má-li se vozidlo pohybovat v oblasti stabilních jízdních stavů, musí platit rovnováha sil mezi silou odstředivou F_O [N] a silou přenášenou pneumatikami $\sum_{i=1}^n G_i \cdot f$ [N], tedy:

$$F_O = \sum_{i=1}^n G_i \cdot f \quad (6.2)$$

kde: F_O odstředivá síla [N]
 G_i normálová složka reakčních sil každého kola [N]
 f součinitel tření pneumatiky na vozovce [-]

V důsledku přejezdu přes překážku dochází k náhlým změnám sil G_i . Se zvyšující se rychlostí zkušební vozidla dochází ke zvýšení pravděpodobnosti porušení podmínky rovnováhy dané vztahem (6.2). Na tuto skutečnost má podstatný vliv i kvalita pérování a tlumení soustavy. Tato oblast je popsána v kapitole 3.1.3.2 a 3.1.3.3.

Obecně lze za stabilnější vozidlo považovat to, u kterého dojde ke ztrátě stability při vyšší rychlosti, tedy při vyšší hodnotě bočního zrychlení. Naopak za nejméně stabilní vozidlo lze považovat to, které při srovnatelné rychlosti s ostatními zkoušenými vozidly nabyde nejvyšších hodnot laterálního zrychlení. Z tohoto důvodu je právě hodnota bočního zrychlení hlavním komparativním parametrem pro hodnocení stability zkušební osobního automobilu a jeho dvou souprav.

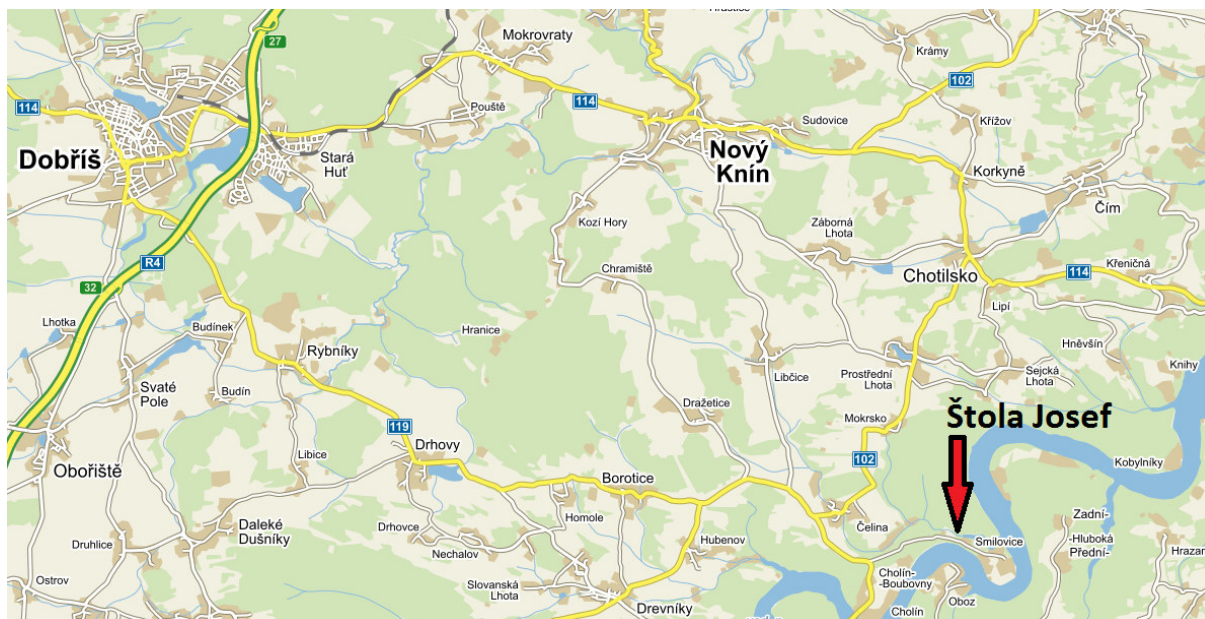
6.1 Popis zázemí a technického vybavení

6.1.1 Zkušební centra

Přípravné práce na realizaci experimentu probíhaly od ledna roku 2014. Tyto aktivity zahrnovaly zejména kalibrace měřícího zařízení, nastavení kompatibility s použitými senzory pro hodnocení stability a analýzu parametrů zkušebních vozidel. V průběhu jara téhož roku proběhlo několik cvičných měření v areálu zkušebny DEKRA CZ, a.s. v Klíčanech, z nichž poslední, které se uskutečnilo 10. 4. 2014, potvrdilo úplnou funkčnost zkušební komplexu.

Finální jízdní zkoušky se uskutečnily dne 29. 7. 2014 v areálu Regionálního podzemního výzkumného centra URC Josef, Fakulty stavební ČVUT, jehož součástí je i zkušební kruhová dráha. Ta svými parametry uvedenými v tab. 6.1 vhodně slouží různým institucím pro realizace kruhových jízdních zkoušek.

Obr. 6.1: Lokalita, pracoviště FSv ČVUT, Chotilsko – Smilovice 93, 263 01 Dobříš



Zdroj: [48 + vlastní zpracování]

Tab. 6.1: Rozměry zkušební kruhové dráhy

Zkušební kruhová dráha	
Rozměr	Hodnota [m]
Vnitřní poloměr zkušební dráhy R_1	11
Vnější poloměr zkušební dráhy R_2	15
Šířka zkušební dráhy S	4
Poloměr kružnice, po které se pohybovalo zkušební vozidlo a jeho soupravy R	13
Délka předpokládané dráhy, při uvažování $R = 13$ m	81,68
Výška překážky h	0,03
Šířka překážky s	0,06
Délka překážky $l = S$	4

Zdroj: [vlastní zpracování]

Pozn. k tab. 6.1: I přesto, že řidič vyvinul maximální snahu pohybovat se s vozidlem uprostřed jízdního pásu zkušební dráhy, je pravděpodobné, že se vozidlo a soupravy během testů od stanovené hodnoty $R = 13$ m nepatrně odchylovaly.

Obr. 6.2: Pohled na zkušební kruhovou dráhu



Zdroj: [vlastní pořízení fotografie]

V den měření byly příznivé klimatické podmínky. Teplota vzduchu se během jeho průběhu pohybovala mezi 22 až 27 °C. Po krátké ranní přeháňce (na obr. 6.3 jsou kromě překážky určené pro vybudění kmitů patrné i stopy po dešti) dráha rychle vysychala a před měřením z ní byly odstraněny mechanické nečistoty. V okamžiku měření disponoval betonový povrch optimálním součinitelem adheze.

V daném místě kruhové dráhy byla příčně umístěna ojedinělá překážka v podobě dřevěné latě obdélníkového průřezu, která byla k povrchu zkušební dráhy připevněna několika šroubovými spoji. Tato nerovnost vyvolala při přejezdu zkušební vozidla tzv. bílý šum, tedy impuls, který v soustavě vybudí takové spektrum kmitání, ve kterém má spektrální výkonová hustota v závislosti na frekvenci konstantní hodnotu. Jinak řečeno, každé frekvenci, kterou soustava kmitá, náleží stejně velká hodnota spektrální výkonové hustoty. Souhrnně lze tvrdit, že bílý šum vybudí všechny kmity soustavy stejně intenzivní, což je velmi výhodné pro následnou jasnou čitelnost průběhů zrychlení. [75]

Obr. 6.3: Instalovaná překážka určená pro vybuzení kmitů



Zdroj: [vlastní pořízení fotografie]

6.1.2 Zkušební vozidla

Jízdní zkoušky byly realizovány s automobilem Škoda Octavia II. generace a jeho dvěma soupravami. První souprava byla tvořena tažným automobilem Škoda Octavia II. generace a přípojným vozidlem Agados S67. Druhá souprava byla stejné koncepce jako první, avšak přípojně vozidlo vezlo navíc automobil Škoda Rapid.

Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI

Obr. 6.4: Zkušební vozidlo Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI



Zdroj: [vlastní pořízení fotografie]

Tab. 6.2: Technické parametry zkušebního vozidla – Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI

Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI	
Parametr	Hodnota
Délka [mm]	4572
Šířka [mm]	1769
Výška [mm]	1462
Světlá výška [mm]	140
Rozvor [mm]	2578
Rozchod vpředu [mm]	1539
Rozchod vzadu [mm]	1528
Pohotovostní hmotnost [kg]	1390
Hmotnost posádky (3 dospělí muži) [kg]	240
Hmotnost měřicího zařízení [kg]	8
Celková hmotnost vozidla v okamžiku měření [kg]	1638
Pneumatiky	195/65 R15

Zdroj: [vlastní zpracování]

Souprava Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI + přívěs Agados S67

Obr. 6.5: Zkušební souprava Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI + přívěs Agados S67



Zdroj: [vlastní pořizené fotografie]

Obr. 6.6: Zkušební přípojné vozidlo Agados S67



Zdroj: [vlastní pořízení fotografie]

Tab. 6.3: Technické parametry zkušebního přípojného vozidla – Agados S67

Agados S67	
Parametr	Hodnota
Délka [mm]	5620
Délka ložné plochy [mm]	4240
Šířka [mm]	2160
Výška s bočnicemi [mm]	980
Světlá výška - výška ložné plochy [mm]	570
Rozvor [mm]	600
Rozchod [mm]	1905
Hmotnost s bočnicemi [kg]	745
Hmotnost vozidla v okamžiku měření (bez bočnic) [kg]	676
Pneumatiky	155/70 R12

Zdroj: [vlastní zpracování]

Celková hmotnost soupravy činila v okamžiku měření 1638 kg + 676 kg = 2314 kg.

Souprava Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI + přívěs Agados S67 + Škoda Rapid 1,6 TDI

Obr. 6.7: Zkušební souprava Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI + přívěs Agados S67 + Škoda Rapid 1,6 TDI



Zdroj: [vlastní pořízení fotografie]

Tab. 6.4: Technické parametry zkušebního vozidla – Škoda Rapid 1,6 TDI

Škoda Rapid 1,6 TDI	
Parametr	Hodnota
Délka [mm]	4483
Šířka [mm]	1706
Výška [mm]	1461
Světlná výška [mm]	136
Rozvor [mm]	2602
Rozchod vpředu [mm]	1463
Rozchod vzadu [mm]	1500
Pohotovostní hmotnost [kg]	1190
Celková hmotnost vozidla v okamžiku měření [kg]	1200
Pneumatiky	210/45 R16

Zdroj: [vlastní zpracování]

Celková hmotnost soupravy byla v okamžiku měření stanovena na 1638 kg + 676 kg + 1200 kg = 3514 kg.

Zejména třetí zkušební soustava simulovala klasický model nebezpečné soupravy, kdy osobní automobil nižší střední třídy převáží na přetíženém přívěsu rozměrný náklad. Nežádoucně

vysoko umístěné těžiště mívá při průjezdu směrovým obloukem za následek i převrácení celé soupravy.

Tento model může být v reálných situacích nahrazen substituentem v podobě vozidla převážejícího domácí zvířata, který se v hojně míře vyskytuje u drobných zemědělců.

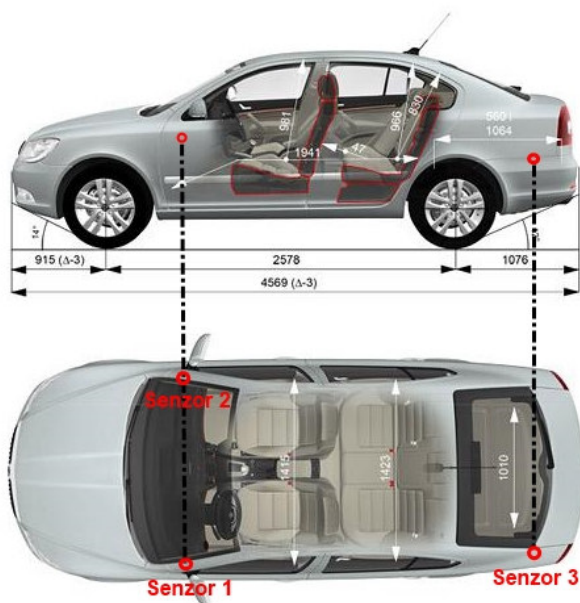
6.1.3 Použité měřicí zařízení

Zařízení sloužící pro záznamy průběhů zrychlení ve všech třech osových směrech bylo zapůjčeno Fakultou dopravní, ČVUT v Praze a skládalo se ze tří základních součástí.

První z nich byla hardwarová platforma CompactRIO-9250 od společnosti National Instruments, která je určena pro sběr naměřených dat. Druhou součástí představoval modul pro zpracování analogového vstupu z akcelerometrů, konkrétně typ 9205, který je též produktem společnosti National Instruments. Třetí součástí měřicího aparátu byly tříosé akcelerometry společnosti Analog Devices, typu ADXL324 detekující zrychlení v rozsahu ± 2 g.

První akcelerometr byl umístěn v prostoru pro cestující co nejblíže levému přednímu kolu, druhý akcelerometr byl též umístěn v prostoru pro cestující, avšak v blízkosti pravého předního kola. Třetí snímač zrychlení byl umístěn v zavazadlovém prostoru za zadní nápravu při levé straně vozidla. Konkrétní rozmístění senzorů je schematicky znázorněno na obr. 6.8.

Obr. 6.8: Rozmístění akcelerometrů ve zkušebním vozidle



Zdroj: [88 + vlastní zpracování]

Konkrétní koncepce osazení snímačů zrychlení ve vozidle byla zvolena z důvodu zachování co možná největší vzdálenosti mezi jednotlivými senzory. Tím bylo docíleno, že naměřená data mají nejvyšší možnou vypovídací schopnost o změnách chování automobilu, resp. soupravy mezi přední a zadní nápravou i mezi levou a pravou stranou vozidla.

Akcelerometry byly ke karoserii, resp. jednotlivým dílům interiéru připevněny speciálním suchým zipem 3M Dual Lock, který poskytl pevné spojení snímače zrychlení s vozidlem. Všechny akcelerometry byly ještě přelepeny oboustrannou lepicí páskou pro zaručení eliminace pohybu snímačů. Konkrétní umístění akcelermetrů je znázorněno na obr. 6.9 a 6.10.

Obr. 6.9: Umístění akcelermetrů ve zkušebním vozidle: vlevo akcelermetr 1, uprostřed akcelermetr 2, vpravo akcelermetr 3



Zdroj: [vlastní pořizování fotografií]

Obr. 6.10: Detail umístění akcelermetrů: vlevo akcelermetr 1, uprostřed akcelermetr 2, vpravo akcelermetr 3

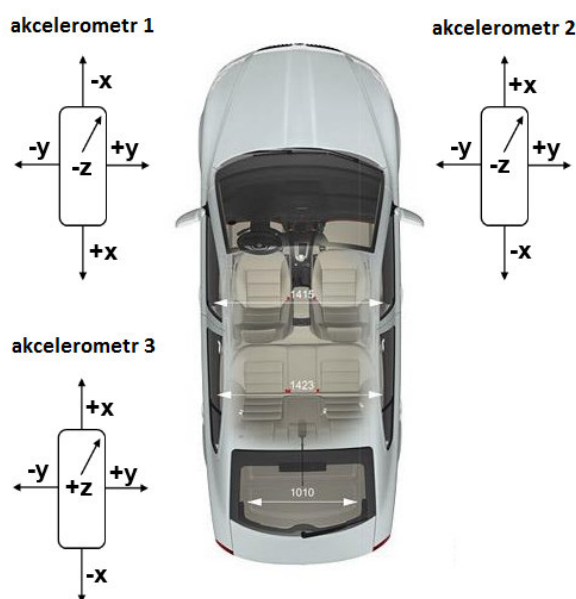


Zdroj: [vlastní pořizování fotografií]

Ideální spojení akcelerometru s vozidlem by zajistil šroubový spoj, avšak zvolený způsob instalace snímačů zrychlení představoval přijatelné kompromisní řešení mezi pevným spojením a zachováním celistvosti karoserie a dílů interiéru zkušebního automobilu.

Osové směry jednotlivých akcelerometrů jsou schematicky znázorněny na obr. 6.11. Z důvodu náročné přípravy realizace experimentu došlo k prohození smyslů v některých osových směrech. Avšak tato skutečnost, zda se jedná o kladnou, či zápornou orientaci zrychlení, je zaznamenána v tabulkách č. 6.5 až 6.13 s maximálními, resp. minimálními hodnotami akcelerace. Což ale na hodnocení stability zkušebního automobilu a jeho souprav nemá žádný vliv, neboť rozhodující parametr detekující mezní stavy stability vozidla vychází z absolutní hodnoty největší výchylky naměřených průběhů zrychlení. Lze tedy zjednodušeně říci, že nezáleží na tom, jakým směrem má vozidlo tendenci se smýkat, ale že tento sklon vůbec má.

Obr. 6.11: Osové směry a smysly jednotlivých snímačů zrychlení



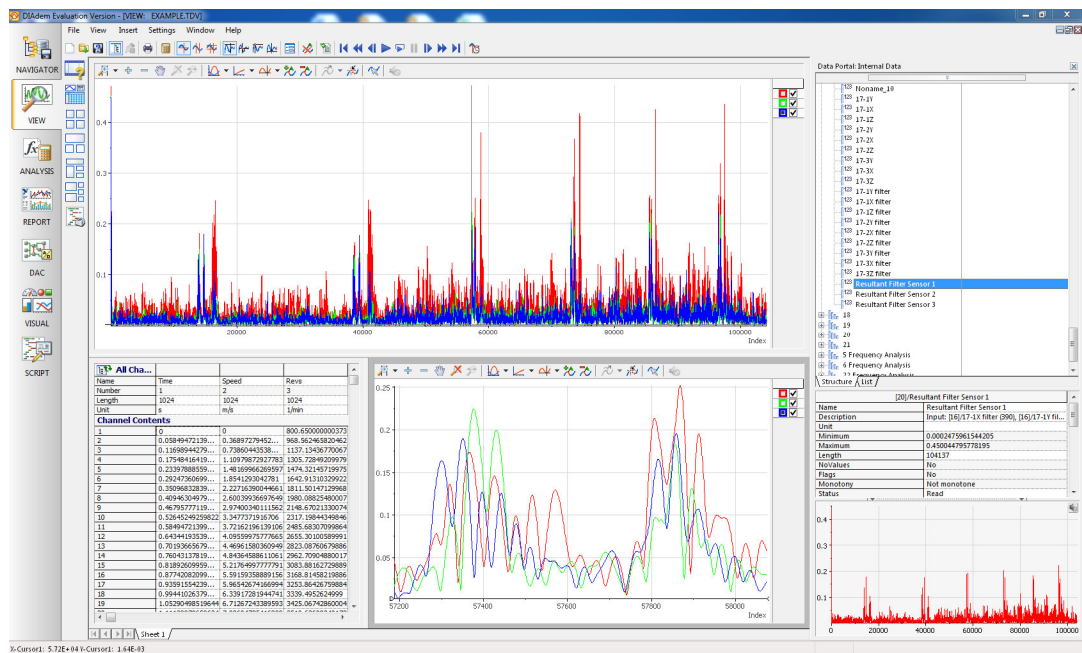
Zdroj: [88 + vlastní zpracování]

6.1.4 Použitý software

Pro zpracování, vyhodnocení a vizualizaci naměřených dat bylo využito rozmanitých funkcí softwarové aplikace DIAdem od společnosti National Instruments. Ukázka softwarového prostředí je znázorněna na obr. 6.12.

Protože použité snímače zrychlení měřily akceleraci v jednotkách napětí U [mV], bylo prvním nutným krokem převedení všech signálů naměřených v milivoltech na jednotky zrychlení. Za ty byly zvoleny jednotky normálního tíhového zrychlení $g = 9,80665 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, které se běžně používají v oblasti realizace jízdních zkoušek a obecně v hodnocení jízdní dynamiky vozidel.

Obr. 6.12: Ukázka SW prostředí NI DIAdem



Zdroj: [vlastní zpracování]

Dalším krokem bylo odstranění všech nežádoucích frekvencí, které nejsou vyvolány pohybem náprav, a jsou pro účely řešeného výzkumu nežádoucí. Z hlediska konkrétní povahy dat byly ze všech naměřených průběhů zrychlení odfiltrovány frekvence nižší než 5 Hz. Tato nízkofrekvenční oblast kmitů může být způsobena kmitáním karoserie jedoucího vozidla z důvodu nedokonalé rovňého povrchu kruhové dráhy. Za hornofrekvenční propust byla zvolena hranice 15 Hz. Kmity o vyšších hodnotách frekvence mohou být důsledkem práce agregátu, chodu převodového ústrojí, nebo nevyvážením vozidlových kol. Po těchto provedených operacích byl obdržen filtrovaný signál o frekvenčním rozsahu 5 – 15 Hz. [49]

Vzhledem k tomu, že byly použity tři různě rozmístěné akcelerometry, z nichž každý disponoval možností záznamu zrychlení ve všech třech osových směrech, byl získán klasický redundantní systém. Tedy systém, který poskytuje větší počet měřicích signálů, než počet stupňů volnosti. Což je pro vytvoření relevantních závěrů z naměřených dat velmi žádoucí. Pro realizaci druhé části experimentu bylo nutné vybrané průběhy zrychlení zintegrovat. Integrací byly obdrženy průběhy rychlostí. Avšak pro získání signálů v odpovídajících

jednotkách rychlosti, tedy $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$, bylo zapotřebí vynásobit dané průběhy hodnotou 9,80665, tedy jednotkou normálního tíhového zrychlení g . V případě, že by průběhy zrychlení byly uvažovány v jednotkách $[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$, tato matematická operace by byla eliminována.

Je důležité zmínit skutečnost, že zvolená softwarová aplikace vhodně nabádá uživatele k zadání integračních konstant. Integrační konstanty byly použity při integraci průběhů zrychlení ve směru osy x , a jejich hodnoty představovaly relativní rychlost osobního automobilu, resp. jeho dvou souprav v jednotkách $[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$. Tedy pro integraci průběhu zrychlení v přímém směru, byla při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ určena integrační konstanta $C = 2,7778$. Při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ představovala integrační konstanta hodnotu $C = 5,5556$, a při rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ byla integrační konstanta $C = 8,3333$.

6.2 Realizace jízdních zkoušek

Jak již bylo naznačeno v předchozích textech, pro realizaci jízdních zkoušek bylo použito třech zkušebních systémů v podobě jednoho osobního automobilu a jeho dvou jízdních souprav. S každým z těchto systémů byly provedeny tři jízdní zkoušky v ustálených jízdních stavech. Tedy stavech, kdy se neměnila rychlost automobilu, resp. soupravy v a úhel natočení volantu φ_v . Vazba těchto dvou parametrů může napovídat, zda má vozidlo tendenci k přetáčivosti, či nedotáčivosti. Pro úplnost je nutné zmínit i evidentní skutečnost, že poloměr kruhové dráhy $R = konst.$

První jízdní zkouška každého systému byla realizována při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, druhá zkouška byla realizována při rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a třetí při rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Každá z jízdních zkoušek při konkrétní konstantní rychlosti zahrnovala právě dva přejezdy přes budící překážku.

Protože osobní automobil Škoda Octavia II. generace byl osazen třemi tříosými akcelerometry v místech dle obr. 6.8, 6.9 a 6.10 bylo v rámci každé jízdní zkoušky získáno 9 průběhů zrychlení. Tedy při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ byly obdrženy 3 signály pro podélný směr osy x , 3 signály pro příčný směr osy y a 3 signály pro svislý směr osy z . Pro zkušební rychlost $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ bylo získáno také 9 signálů a pro rychlost $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ dalších 9 signálů. Se zkušebním vozidlem Škoda Octavia II. generace bylo tedy naměřeno celkem 27 průběhů zrychlení.

Stejná koncepce byl i další test, kdy byla zkoušena jízdní souprava skládající se z tažného vozidla Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67. S touto soupravou bylo naměřeno také 27 průběhů zrychlení. Závěrečných 27 průběhů zrychlení bylo naměřeno

i s posledním zkušebním systémem v podobě soupravy skládající se z tažného vozidla Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67, které vezlo automobil Škoda Rapid. Celkově tedy bylo naměřeno 81 průběhů zrychlení a z této relativně rozsáhlé databáze byly analyzovány největší hodnoty zrychlení kladného i záporného smyslu každého akcelerometru ve všech osových směrech. Tato maxima, neboli špičky zrychlení lze nalézt vždy v časové oblasti přejezdu nápravy přes budící překážku.

Na červených průbězích zrychlení, které byly přiřazeny automobilu Škoda Octavia II. generace, jsou vždy zřetelně patrné dvě dvojice špiček zrychlení. Každá z dvojice těchto maximálních amplitud náleží jednomu přejezdu zkušebního automobilu přes překážku. První, resp. druhá špička zrychlení z každé dvojice největších výchylek zrychlení je zřetelně patrnou odezvou přejezdu přední, resp. zadní nápravy přes budící překážku.

Obdobné špičky způsobené přejezdy nápravy jsou patrné i na průbězích akcelerace zelené a modré barvy. Zde jsou však na rozdíl od červených průběhů zrychlení viditelné dvě trojice maximálních amplitud zrychlení. To proto, že zeleně označené průběhy zrychlení patří jízdě soupravě Škoda Octavia II. generace + přívěs Agados S67 a modře označené průběhy akcelerace byly zaznamenány při jízdě zkouškách s vozidlem Škoda Octavia II. generace spojeného do soupravy s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid. Třetí špička zrychlení v každé dvojici daného průběhu je odezvou na přejezd nápravy přívěsu. Přestože má zkušební přívěs nápravy dvě, jejich rozvor činí pouze 600 mm. To má za následek, že v průbězích zrychlení jsou jasně čitelné špičky pouze tři, a nikoliv čtyři, jak by se dalo předpokládat.

U některých průběhů zrychlení se v čase 0 ms vyskytuje podezřele velká špička zrychlení kladného i záporného smyslu. Výskyt těchto maximálních amplitud je důsledkem sepnutí měřicího okruhu. Je tedy zřejmé, že se nejedná o žádnou odezvu na buzení, a dle klasických pravidel pro vyhodnocování naměřených signálů nejsou hodnoty těchto špiček zrychlení uvažovány.

Různé barvy průběhů zrychlení byly záměrně přiřazeny jednotlivým zkušebním systémům z důvodů přehlednější orientace a vizualizace výstupů provedené analýzy naměřených signálů. Předmětem kapitol 6.2.1, 6.2.2 a 6.2.3 je právě analýza všech naměřených průběhů zrychlení. Z důvodu omezeného rozsahu disertační práce jsou ve zmíněných kapitolách uvedeny průběhy zrychlení pouze v příčném směru daného akcelerometru, jehož průběh obsahuje špičky zrychlení nabývající nejvyšších hodnot. Kompletní soubor grafických výstupů tvoří přílohu č. 4 této práce.

6.2.1 Vozidlo Škoda Octavia II. generace

Při realizaci jízdních zkoušek s osobním automobilem Škoda Octavia II. generace bylo naměřeno 27 průběhů zrychlení.

Z každého naměřeného signálu jsou v důsledku dvou přejezdů přes budící překážku přední i zadní nápravy vozidla patrné čtyři špičky kladné hodnoty zrychlení a čtyři špičky záporné hodnoty zrychlení. V každém naměřeném průběhu zrychlení byla detekována největší kladná i záporná hodnota akcelerace a tato dvojice hodnot je zaznamenána v tabulce 6.5 pro zkušební rychlost $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, v tabulce 6.6 pro zkušební rychlost $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a v tabulce 6.7 pro zkušební rychlost $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Smysly zrychlení jsou uváděny i přesto, že bylo řečeno, že pro hodnocení stability v konkrétním osovém směru nemá tento údaj zásadní váhu. Avšak při pohledu na kladné a záporné maximum v řešeném osovém směru, je patrný maximální možný výkmit vozidla v rámci dílčí jízdní zkoušky.

Zkušební rychlost $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

V tabulce 6.5 jsou uvedena kladná i záporná maxima zrychlení v každém osovém směru snímaném třemi instalovanými akcelerometry.

Při hodnocení zrychlení v podélném směru je patrné, že největší hodnoty tedy $|0,07077048| \text{ g}$, bylo naměřeno akcelerometrem 2, a ve vztahu k orientacím jednotlivých snímačů uvedeným na obr. 6.11 je tvrzeno, že smysl tohoto zrychlení odpovídá dopřednému směru pohybu zkušebního vozidla.

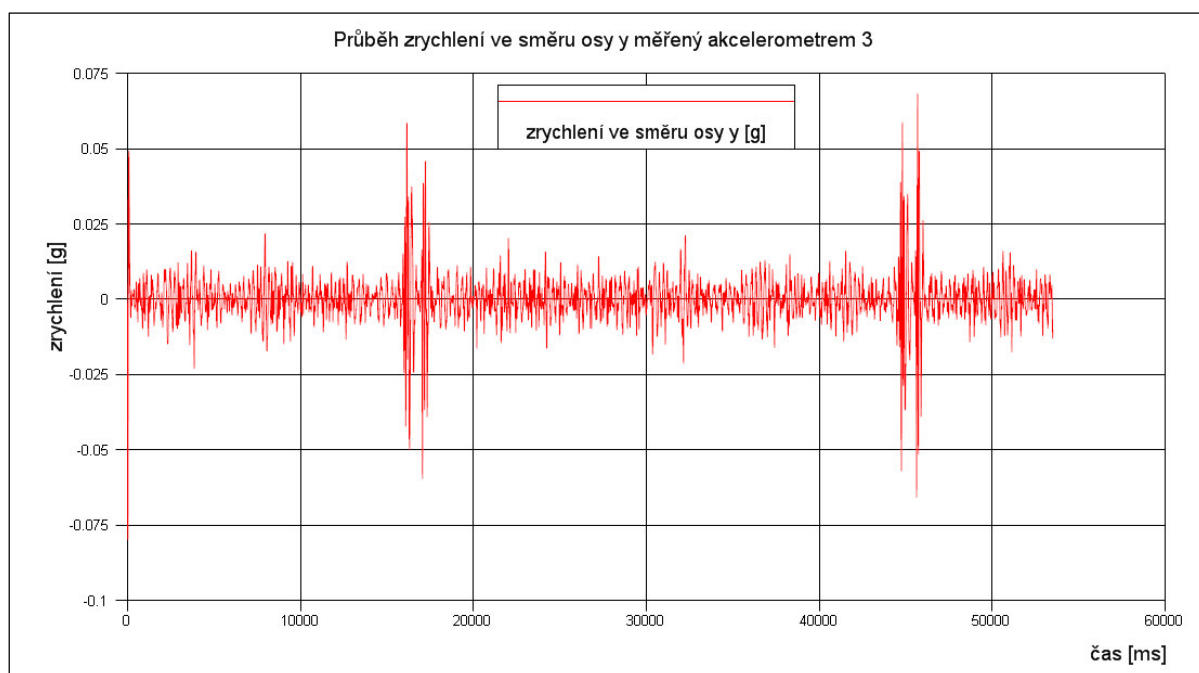
Tab. 6.5: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,05530119	0,05320115	-0,04700101	0,07077048	-0,04652596	0,04630908
y	-0,06602865	0,05101735	-0,04146955	0,05975005	-0,06570142	0,06835008
z	-0,14200306	0,09540206	-0,10100218	0,13000280	-0,18000388	0,21700468

Zdroj: [vlastní zpracování]

Analýza příčného směru zrychlení poskytla informaci, že nejvyšší hodnoty akcelerace bylo naměřeno akcelerometrem 3, ta je rovna $|0,06835008|$ g. Smysl tohoto zrychlení odpovídá směru odstředivého zrychlení. Průběh akcelerace je uveden na obr. 6.13, ze kterého je patrné, že nejvyšší uvedené hodnoty bylo naměřeno při druhém přejezdu zadní nápravy přes budící překážku.

Obr. 6.13: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Rozborem vertikální složky zrychlení bylo zjištěno, že největší hodnoty akcelerace bylo naměřeno opět akcelerometrem 3. Orientace tohoto zrychlení nabývajícího hodnoty $|0,21700468|$ g směřuje od vozovky vzhůru.

Zkušební rychlost $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Tabulka 6.6 shrnuje kladná i záporná maxima akcelerace ve všech osových směrech naměřená snímači zrychlení.

V longitudinálním směru bylo naměřeno nejvyšší hodnoty akcelerometrem 1, která činí $|0,15220938|$ g. Orientace tohoto zrychlení odpovídá směru pohybu vozidla.

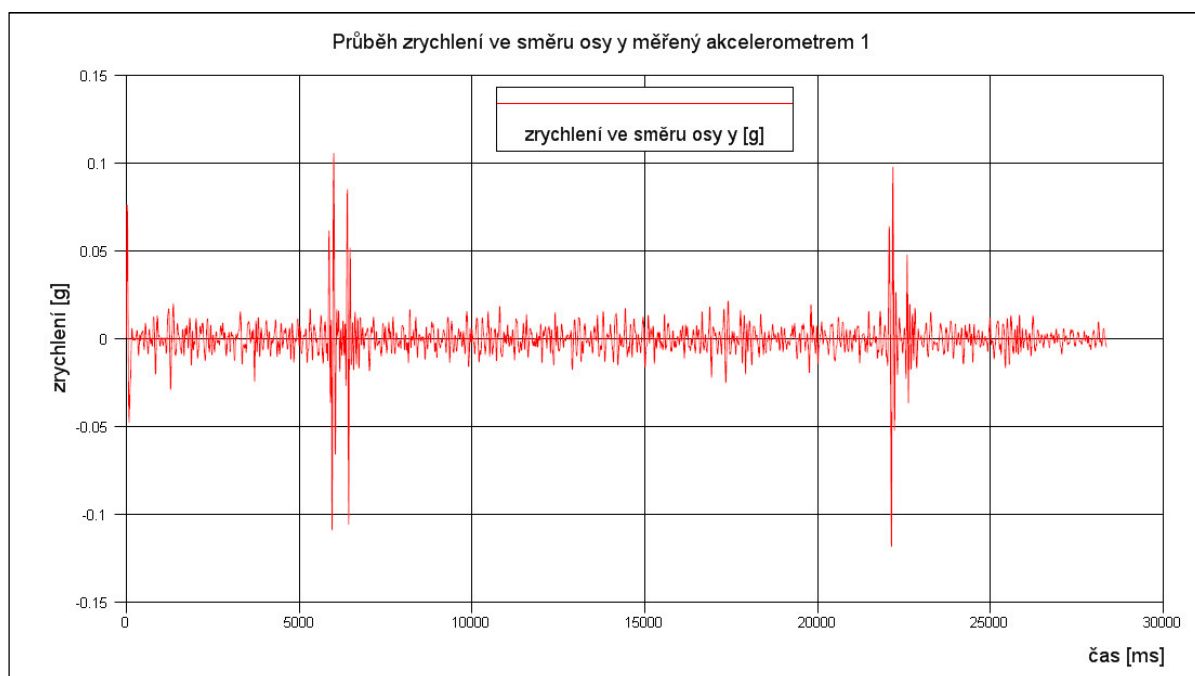
Tab. 6.6: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,15220938	0,13230583	-0,12734371	0,11003244	-0,12747844	0,12111830
y	-0,11829569	0,10583067	-0,08730188	0,10324614	-0,11500248	0,10554664
z	-0,17600379	0,16800362	-0,16500356	0,20500442	-0,33411101	0,31000668

Zdroj: [vlastní zpracování]

V laterálním směru byla zaznamenána nejvyšší hodnota zrychlení také akcelerometrem 1, jehož smysl je orientován do středu zkušební kruhové dráhy. Daná hodnota je $|0,11829569|$ g. Průběh tohoto zrychlení je znázorněn na obr. 6.14, ze kterého je čitelné, že diskutované špičky zrychlení bylo naměřeno při druhém přejezdu přední nápravy přes umělou překážku.

Obr. 6.14: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Ve vertikálním směru bylo nejvyšší hodnoty naměřeno akcelerometrem 3. Ta činila $|0,33411101|$ g a smysl této špičky zrychlení je orientován směrem k povrchu zkušební dráhy.

Zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Při realizaci jízdní zkoušky rychlostí $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ byly naměřeny dané průběhy zrychlení, jejichž největší hodnoty jsou zaznamenány v tab. 6.7.

V podélném směru byla nejvyšší hodnota zrychlení zaznamenána akcelerometrem 2. Tato hodnota činí $|0,13644145|$ g a orientace zrychlení působí proti směru pohybu vozidla.

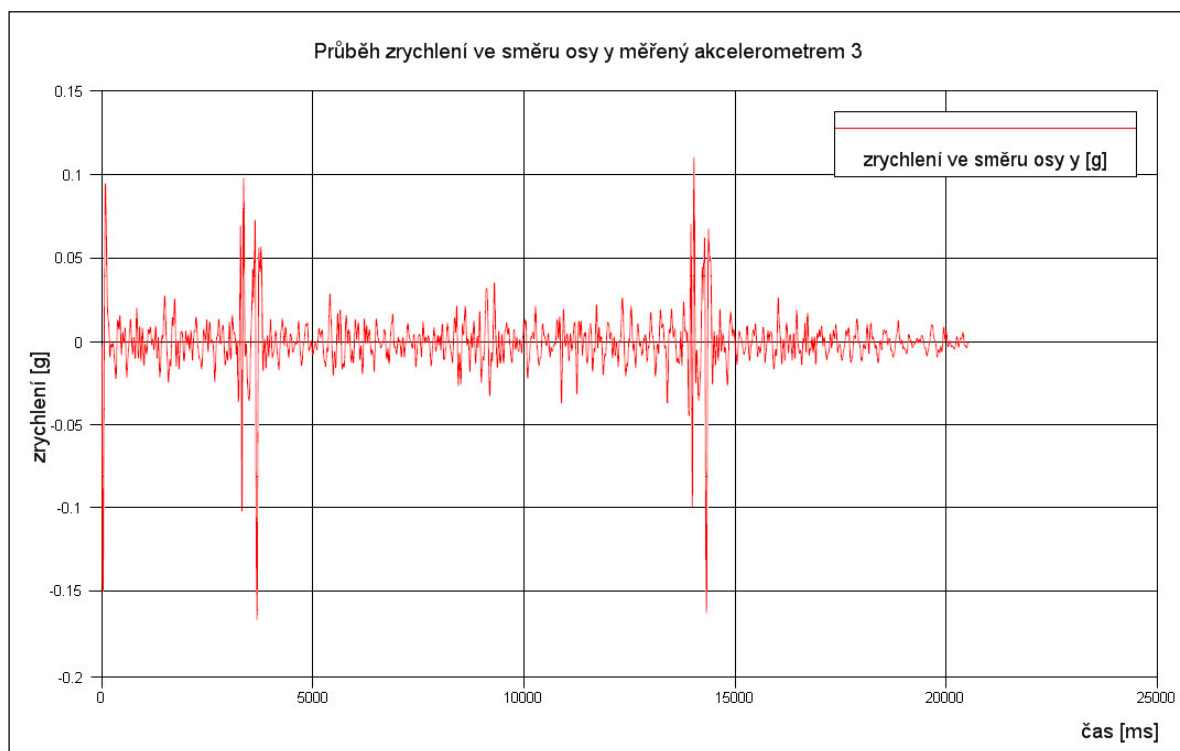
Tab. 6.7: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,10264194	0,12834414	-0,13644145	0,10207665	-0,08771387	0,09915217
y	-0,11512823	0,11202413	-0,09782107	0,08927991	-0,14329124	0,16533604
z	-0,19304158	0,18600401	-0,15503339	0,18604205	-0,32454473	0,36507865

Zdroj: [vlastní zpracování]

V příčném směru zaznamenal nejvyšší hodnoty zrychlení akcelerometr 3, a to $|0,16533604|$ g. Smysl tohoto zrychlení působí ve směru odstředivé síly. Průběh zrychlení je uveden na obr. 6.15. Zde je patrné, že dané nejvyšší hodnoty bylo naměřeno v důsledku prvního přejezdu zadní nápravy přes budící překážku.

Obr. 6.15: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Ve svislém směru naměřil největšího zrychlení akcelerometr 3. Jeho hodnota činí $|0,36507835| \text{ g}$ a orientace směřuje od povrchu zkušební dráhy vzhůru.

6.2.2 Vozidlo Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67

V průběhu realizace jízdních zkoušek se zkušební soupravou složenou z osobního automobilu Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67 bylo naměřeno dalších 27 průběhů zrychlení.

Z naměřených signálů jsou v důsledku každého přejezdu přes budící překážku patrné tři špičky kladné hodnoty zrychlení a tři špičky záporné hodnoty zrychlení. Přestože zkušební souprava disponovala čtyřmi nápravami, zřejmě jsou pouze tři maximální amplitudy zrychlení. Důvod této skutečnosti je popsán v úvodním textu kapitoly 6.2. Stejně jako při zkouškách se samotným vozidlem byla i při jízdách s touto soupravou detekována největší kladná i záporná hodnota akcelerace pro každý naměřený průběh zrychlení. Tyto dvojice největších hodnot jsou pro zkušební rychlost $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ uvedeny v tab. 6.8, pro rychlost

20 km·h⁻¹ jsou tyto hodnoty zaznamenány v tab. 6.9 a pro rychlost 30 km·h⁻¹ jsou shrnuty v tab. 6.10.

Zkušební rychlosti 10 km·h⁻¹

Tabulka 6.8 shrnuje kladná i záporná maxima zrychlení v každém osovém směru zaznamenaná všemi akcelerometry.

Ve směru podélného zrychlení byla největší hodnota, která činí $|0,10729636|$ g, naměřena akcelerometrem 3 a orientace této výchylky působí proti směru pohybu zkušební soupravy.

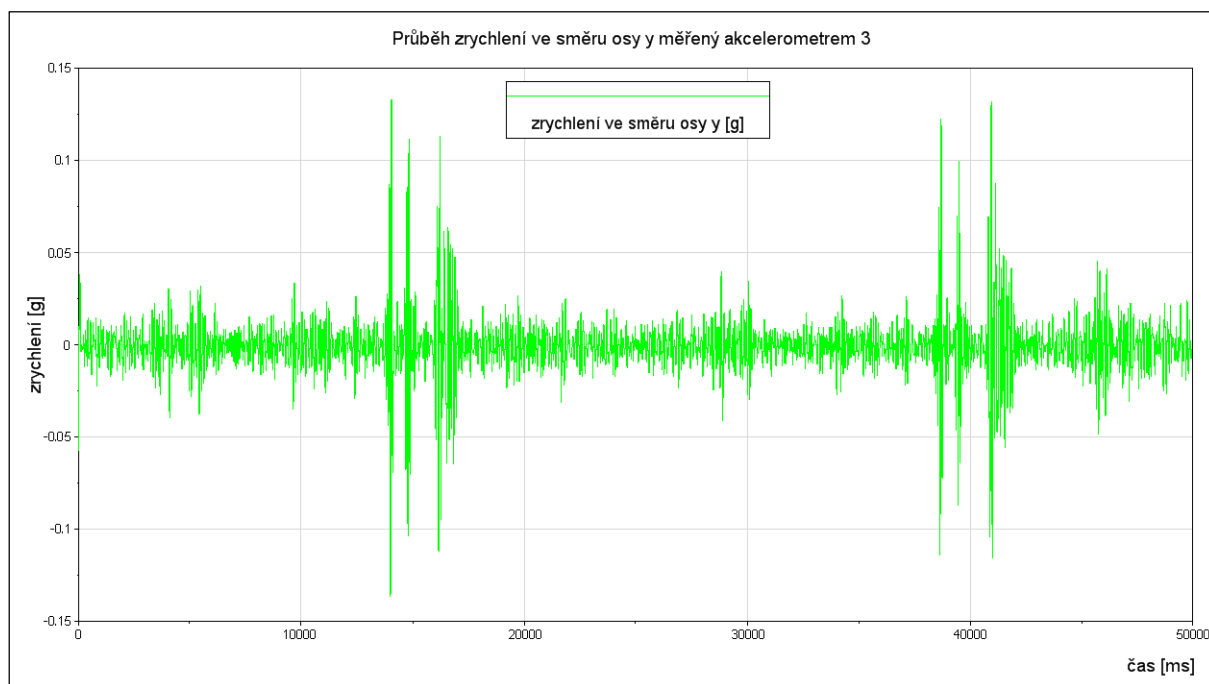
Tab. 6.8: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti 10 km·h⁻¹

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,08557651	0,08236237	-0,09650460	0,08999755	-0,10729636	0,09055010
y	-0,08266331	0,06660928	-0,04757872	0,06097273	-0,13596507	0,13396558
z	-0,16752034	0,12962884	-0,13896787	0,13194100	-0,23393990	0,22494221

Zdroj: [vlastní zpracování]

Ve směru příčného zrychlení bylo nejvyšší hodnoty, konkrétně $|0,13596507|$ g, zaznamenáno též akcelerometrem 3. Smysl tohoto úseku průběhu zrychlení je orientován do středu zkušební kruhové dráhy. Celý průběh zrychlení je zobrazen na obr. 6.16. Z něho lze vyčíst, že konkrétního maxima bylo naměřeno při prvním přejezdu přední nápravy přes ojedinělou překážku.

Obr. 6.16: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Ve směru svislého zrychlení bylo maxima naměřeno rovněž akcelerometrem 3. Toto maximum nabývá hodnoty $|0,23393990|$ g, a orientace špičky zrychlení působí směrem k povrchu zkušební dráhy.

Zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Výstupy z jízdní zkoušky soupravy při rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ jsou uvedeny v tab. 6.9.

Při analýze podélného směru zrychlení bylo zjištěno, že největší hodnoty bylo naměřeno akcelerometrem 1. Smysl tohoto zrychlení působí proti směru pohybu soupravy a jeho maximum nabývá hodnoty $|0,15970265|$ g.

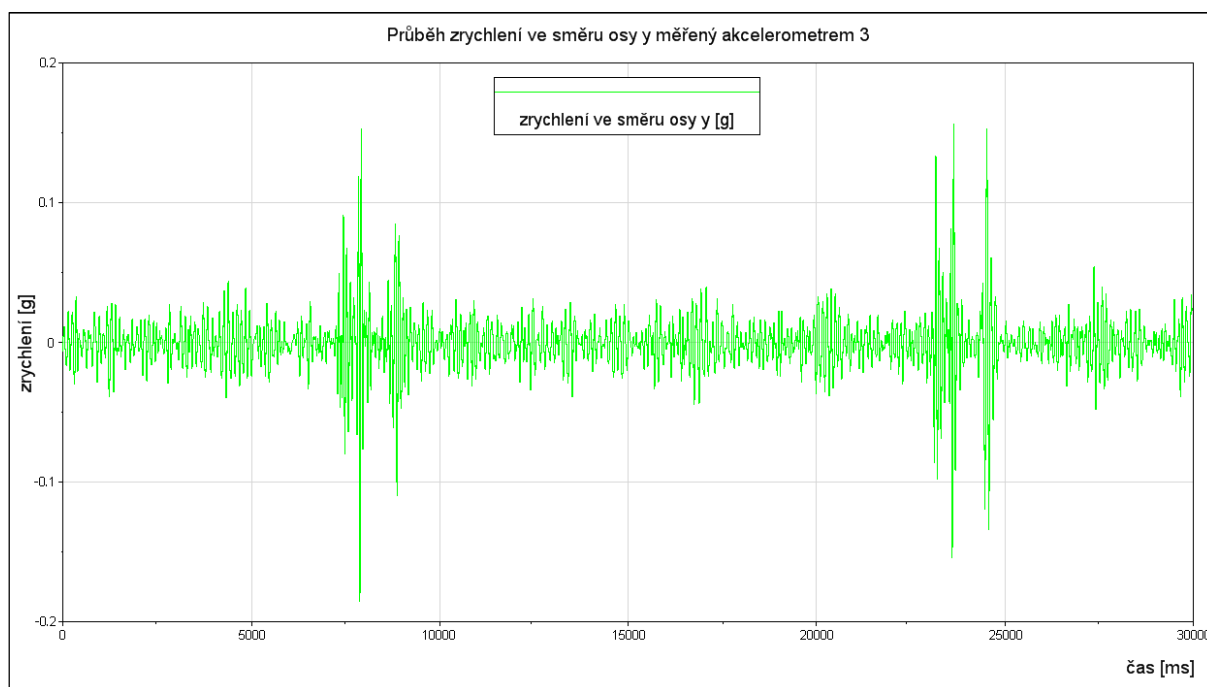
Tab. 6.9: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,14764962	0,15970265	-0,12413455	0,13514649	-0,12534621	0,12434344
y	-0,10968594	0,11367452	-0,09307382	0,09875584	-0,18495249	0,15695968
z	-0,18447181	0,16752034	-0,18791596	0,22190077	-0,39289907	0,41289393

Zdroj: [vlastní zpracování]

Rozbor příčného směru zrychlení poskytuje informaci, že nejvyšší hodnoty bylo naměřeno akcelerometrem 3. Orientace této akcelerace odpovídá směru dostředivého zrychlení a nabývá hodnoty $|0,18495249| \text{ g}$. Průběh diskutovaného zrychlení je zobrazen na obr. 6.17, z něhož je patrné, že daného maxima bylo naměřeno při prvním přejezdu zadní nápravy přes umělou překážku.

Obr. 6.17: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Hodnocení svislého směru akcelerace prokázalo, že maximum zrychlení bylo zaznamenáno opět akcelerometrem 3. Jeho orientace směřuje od vozovky vzhůru a nabývá hodnot $|0,41289393|$ g.

Zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

V tabulce 6.10 jsou uvedeny sledované výstupy z jízdní zkoušky soupravy při rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

V podélném směru bylo nejvyšší hodnoty zrychlení, která činí $|0,18406336|$ g, naměřeno prostřednictvím akcelerometru 2, a jeho smysl je orientován proti směru pohybu zkušební soupravy.

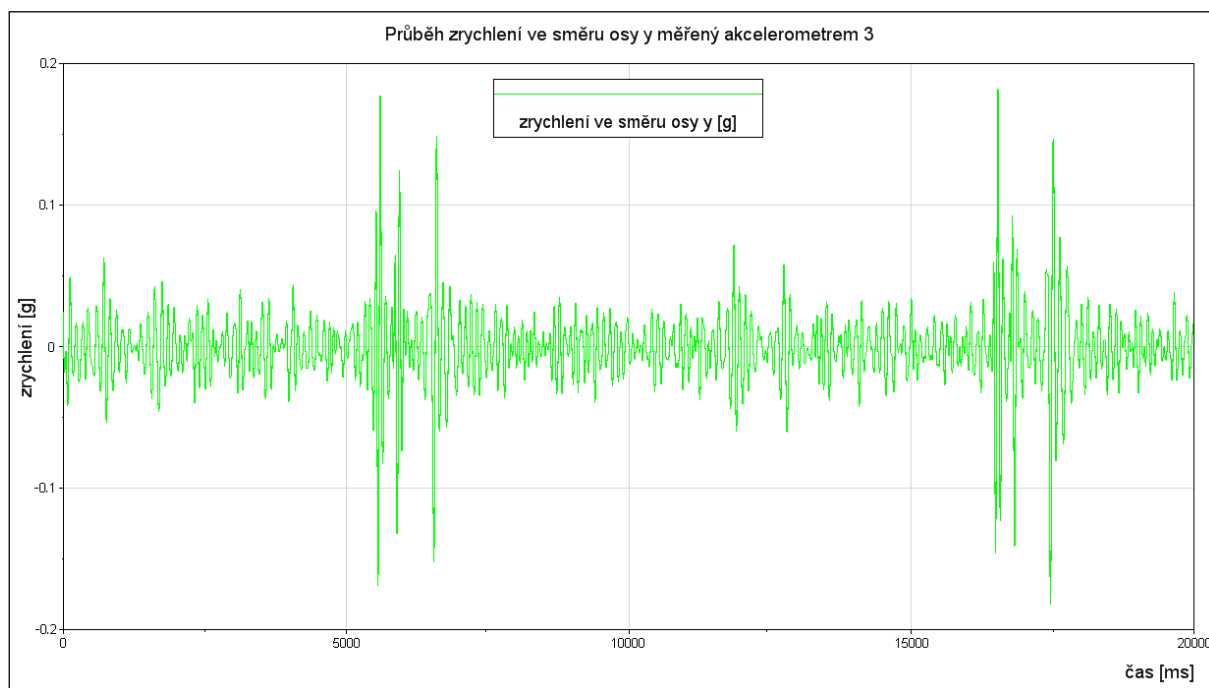
Tab. 6.10: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,17276009	0,15869823	-0,18406336	0,15817145	-0,12033236	0,12735175
y	-0,11367452	0,10669450	-0,09105928	0,08426232	-0,18295326	0,18195300
z	-0,22136617	0,18546895	-0,15293161	0,20390881	-0,29992295	0,41789264

Zdroj: [vlastní zpracování]

Boční zrychlení nabylo nejvyšší hodnoty $|0,18295326|$ g, která byla zaznamenána akcelerometrem 3, a jeho smysl směřuje do středu kruhové dráhy. Na obr. 6.18, je znázorněn celý průběh této akcelerace. Z něho je patrné, že sledované hodnoty bylo naměřeno v důsledku druhého přejezdu zadní nápravy přes budící překážku.

Obr. 6.18: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Vertikální složka zrychlení nabyla nejvyšší hodnoty $|0,41789264|$ g. Ta byla naměřena opět akcelerometrem 3 a orientace této špičky zrychlení směřuje od povrchu zkušební dráhy směrem vzhůru.

6.2.3 Vozidlo Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid

Realizace zkoušek jízdní dynamiky se zkušební soupravou složenou z tažného vozidla Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid bylo získáno posledních 27 průběhů zrychlení. Stejně jako v předchozím případě poskytují průběhy zrychlení tři špičky kladné i záporné hodnoty zrychlení. Rovněž byla detekována největší kladná i záporná hodnota akcelerace u každého naměřeného průběhu zrychlení. Tyto hodnoty jsou pro zkušební rychlost $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ uvedeny v tab. 6.11, pro rychlost $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ jsou uvedeny v tab. 6.12 a pro rychlost $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ jsou shrnuty v tab. 6.13.

Zkušební rychlosti 10 km·h⁻¹

Tabulka 6.11 shrnuje kladná i záporná maxima zrychlení naměřená akcelerometry ve všech osových směrech.

V podélném směru zrychlení bylo naměřeno jeho nejvyšší hodnoty akcelerometrem 1. Ta činí $|0,08871478|$ g a jeho orientace odpovídá směru pohybu soupravy.

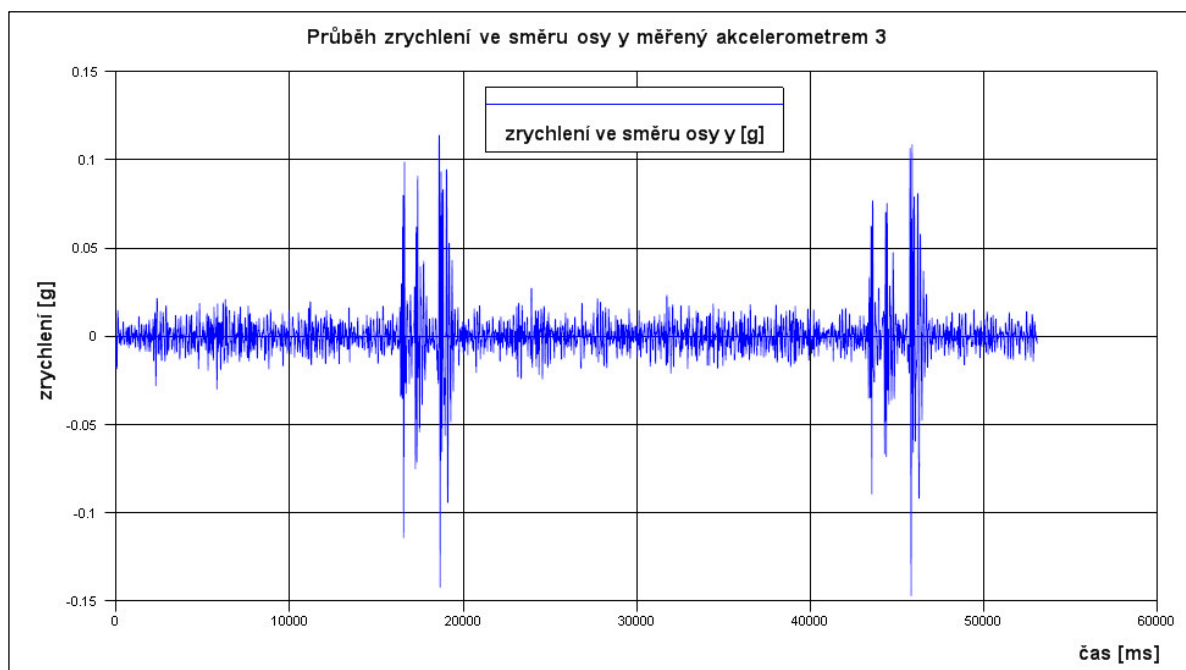
Tab. 6.11: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti 10 km·h⁻¹

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,08871478	0,07951324	-0,08768696	0,09922598	-0,07822162	0,08069183
y	-0,06747420	0,05660166	-0,04088097	0,05196461	-0,14706347	0,11418487
z	-0,14802465	0,13702282	-0,15202532	0,12502082	-0,16102682	0,17502915

Zdroj: [vlastní zpracování]

V laterálním směru byla zaznamenána nejvyšší hodnota zrychlení akcelerometrem 3. Smysl tohoto zrychlení je orientován do středu kruhové dráhy a jeho konkrétní hodnota je $|0,14706347|$ g. Průběh této akcelerace je uveden na obr. 6.19, ze kterého je zřejmé, že této špičky zrychlení bylo naměřeno v důsledku přejezdu nápravy zatíženého přívěsu přes budící překážku při druhém zkušebním okruhu.

Obr. 6.19: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Ve vertikálním směru bylo nejvyšší hodnoty naměřeno také akcelerometrem 3. Ta činila $|0,17502915|$ g a smysl této špičky je orientován od povrchu zkušební dráhy směrem vzhůru.

Zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

V tabulce 6.12 jsou uvedena kladná i záporná maxima zrychlení v každém osovém směru zaznamenaná všemi třemi akcelerometry.

Ve směru podélného zrychlení byla největší hodnota, která činí $|0,17312900|$ g, naměřena akcelerometrem 1, a orientace této výchylky působí ve směru pohybu zkušební soupravy.

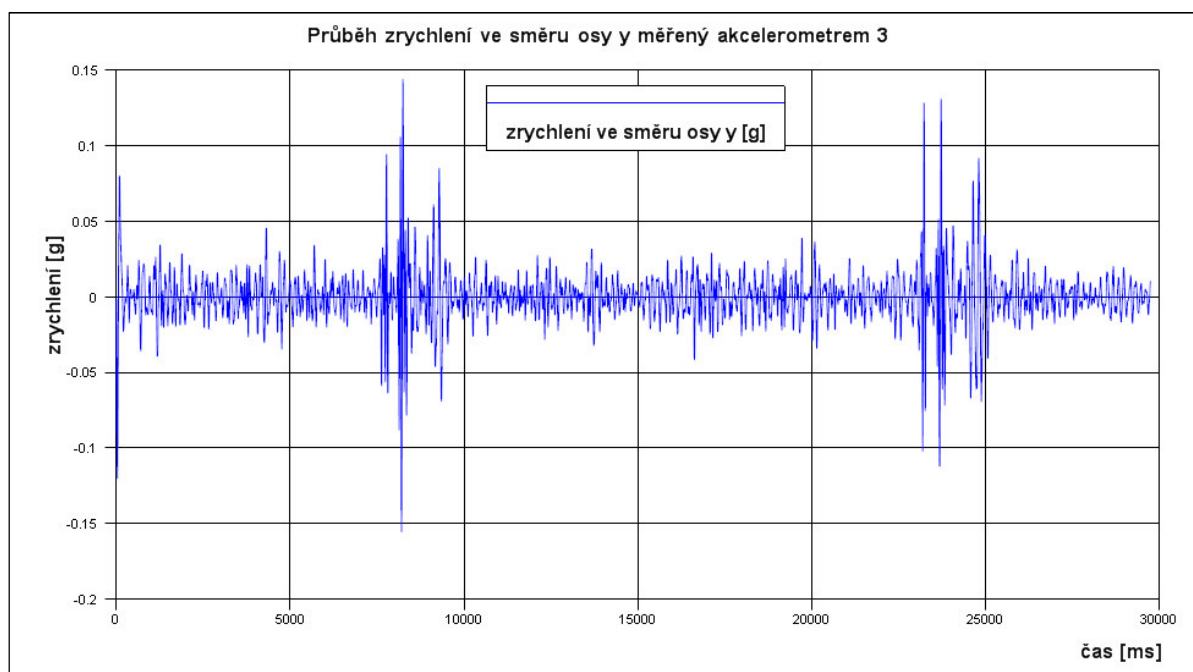
Tab. 6.12: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,17312900	0,15153396	-0,14853354	0,12164789	-0,13074574	0,10299868
y	-0,12225066	0,10529339	-0,08326249	0,10562941	-0,15535512	0,14435815
z	-0,19685093	0,17886455	-0,17986379	0,21283882	-0,28878131	0,28278585

Zdroj: [vlastní zpracování]

Ve směru bočního zrychlení bylo největší hodnoty, konkrétně $|0,15535512|$ g, zaznamenáno akcelerometrem 3. Smysl této výchylky je orientován do středu kruhové dráhy. Celý průběh zrychlení je zobrazen na obr. 6.20, ze kterého je čitelné, že této hodnoty bylo naměřeno v důsledku prvního přejezdu zadní nápravy tažného automobilu přes budící překážku.

Obr. 6.20: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Ve směru vertikálního zrychlení bylo maxima naměřeno rovněž akcelerometrem 3. Toto maximum nabývá hodnoty $|0,28878131|$ g, a orientace špičky zrychlení směřuje k povrchu zkušební dráhy.

Zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Tabulka 6.13 shrnuje sledované výstupy ze závěrečné jízdní zkoušky.

V podélném směru bylo nejvyšší hodnoty zrychlení naměřeno prostřednictvím akcelerometru 1. Ta činí $|0,16465288|$ g a smysl zrychlení je orientován ve směru pohybu zkušební soupravy.

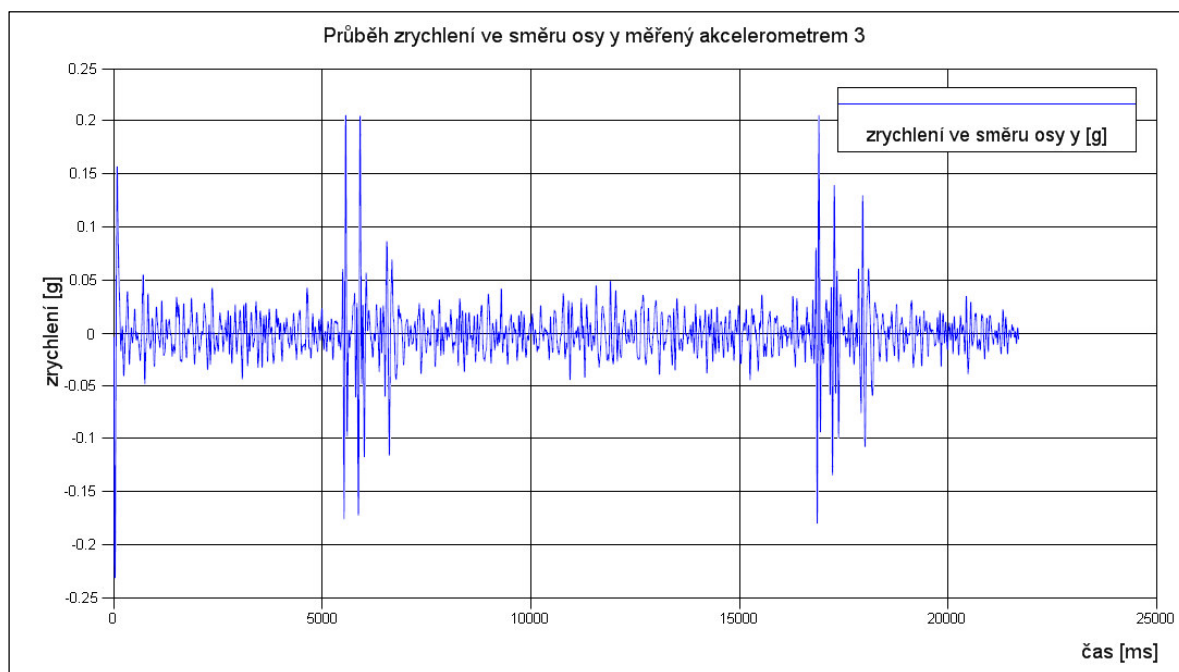
Tab. 6.13: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Osa	Hodnoty zrychlení [g]					
	akcelerometr 1		akcelerometr 2		akcelerometr 3	
	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.	záporné max.	kladné max.
x	-0,16465288	0,15245125	-0,15299773	0,15059588	-0,10945146	0,11643970
y	-0,11847517	0,09392781	-0,07876008	0,08223674	-0,20699611	0,13827517
z	-0,23271977	0,18377871	-0,15581238	0,20874864	-0,35457305	0,32560792

Zdroj: [vlastní zpracování]

Boční zrychlení nabylo nejvyšší hodnoty $|0,20699611|$ g, která byla zaznamenána akcelerometrem 3. Smysl zrychlení směřuje do středu zkušební kruhové dráhy. Na obr. 6.21 je zobrazen celý průběh tohoto zrychlení. Z něho je patrné, že sledované hodnoty bylo naměřeno v důsledku druhého přejezdu přední nápravy přes budící překážku.

Obr. 6.21: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

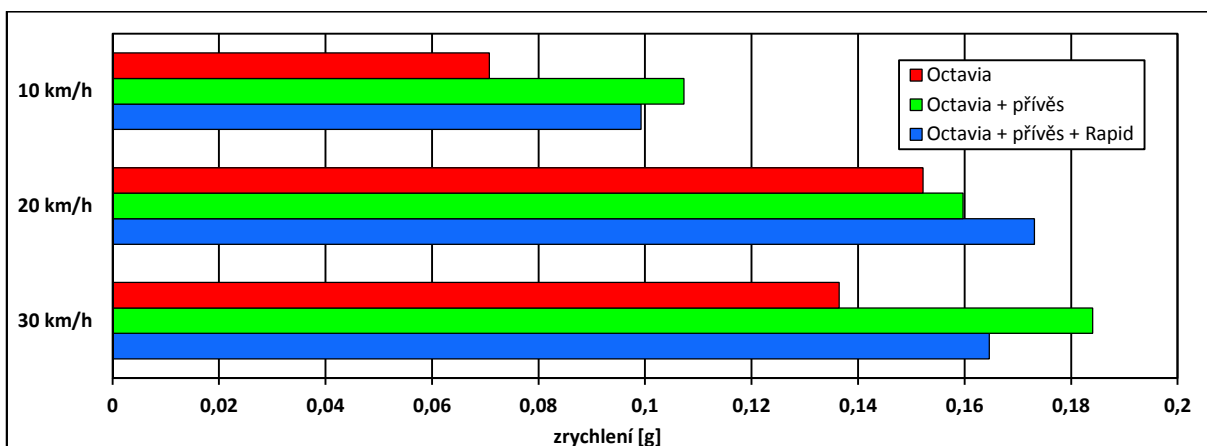
Vertikální složka zrychlení nabyla nejvyšší hodnoty $|0,35457305| \text{ g}$. Ta byla naměřena rovněž akcelerometrem 3 a orientace této špičky zrychlení směřuje směrem k povrchu zkušební dráhy.

6.3 Zhodnocení jízdních zkoušek

Zpracování realizovaných jízdních zkoušek poskytlo hodnotné informace o změnách jízdních vlastností osobního automobilu v případě připojení přívěsu. Změny jízdních vlastností a chování automobilu, resp. jeho souprav jsou zaznamenány v podobě špičkových zrychlení v jednotlivých osových směrech naměřených daným akcelerometrem, který poskytuje údaj s nejvyšší hodnotou.

V podélném směru pohybu vozidla jsou nárůsty hodnot zrychlení v důsledku připojení přívěsu patrné z obr. 6.22. Tyto přírůstky zrychlení dosahují očekávaných úrovní, a pro hodnocení stability vozidla nejsou získané výstupy tolik zásadní jako nejvyšší hodnoty zrychlení zaznamenané v příčném směru.

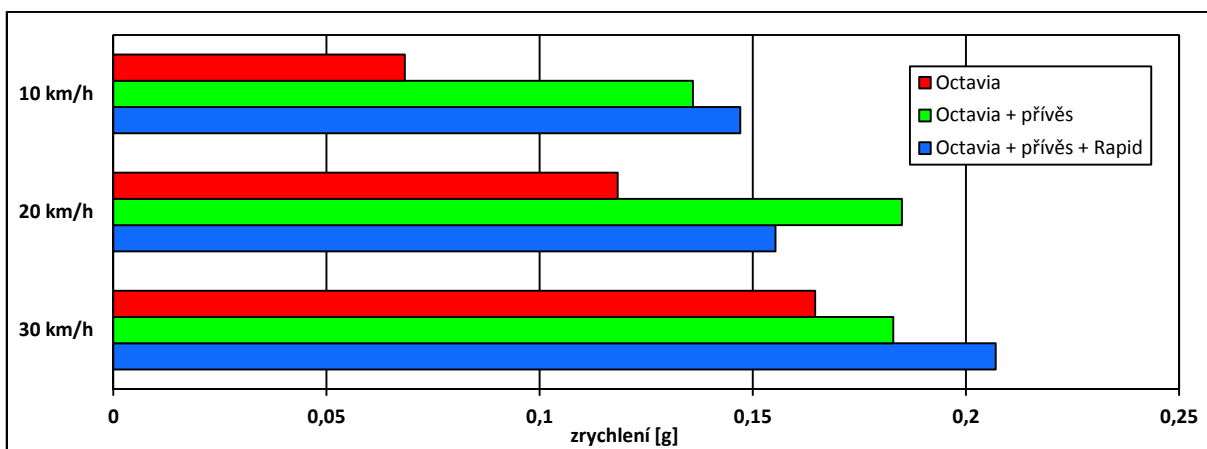
Obr. 6.22: Maximální hodnoty zrychlení v podélném směru zaznamenané při všech zkušebních rychlostech pro osobní automobil a jeho dvě soupravy



Zdroj: [vlastní zpracování]

Ten je z hlediska posuzování stability vozidla při průjezdu směrovým obloukem zásadnější. Při pohledu na obr. 6.23 je zřetelně viditelné, že připojením přívěsu za osobní automobil dochází k nezanedbatelnému nárůstu hodnot akcelerace. Zejména při nejvyšší zkušební rychlosti jsou přírůstky zrychlení očekávatelné. Fakt, že výkyvy hodnot zrychlení v příčném směru jsou z hlediska analýzy stability vozidla velmi důležité, podtrhuje i skutečnost, že tyto maximální hodnoty byly v osmi z devíti případů naměřeny akcelerometrem 3. Ten, jak bylo uvedeno výše, byl instalován v místě zadní nápravy, která se na jízdní stabilitě vozidla podílí větší měrou, než náprava přední.

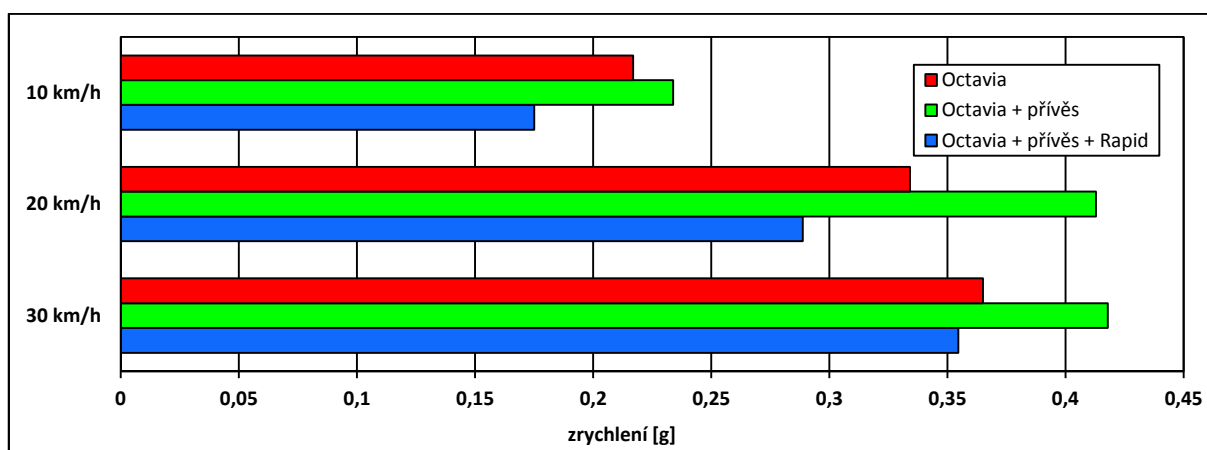
Obr. 6.23: Maximální hodnoty zrychlení v příčném směru zaznamenané při všech zkušebních rychlostech pro osobní automobil a jeho dvě soupravy



Zdroj: [vlastní zpracování]

Vizualizace výsledků hodnocení zrychlení ve svislém směru vykazuje jistou anomálii u zkušební soupravy složené z tažného automobilu a přípojného vozidla vezoucího automobil Škoda Rapid, a to při všech zkušebních rychlostech. Zde úroveň nejvyšších hodnot zrychlení nedosahuje ani stejné hranice, jako v případě jízdních zkoušek samostatného automobilu, jak je patrné z obr. 6.24.

Obr. 6.24: Maximální hodnoty zrychlení ve svislém směru zaznamenané při všech zkušebních rychlostech pro osobní automobil a jeho dvě soupravy



Zdroj: [vlastní zpracování]

Autor uvedený jev vysvětluje tím, že přívěs spojitě zatížený automobilem Škoda Rapid nese větší hmotnost nákladu jeho přední částí. Při představě rozložení působících sil v oblasti tažného zařízení automobilu Škoda Octavia dochází k velkému zatížení v oblasti jeho zadní nápravy. Tato skutečnost odpovídá i faktu, že v oblasti zadní nápravy nebylo daným zatížením umožněno rozkmitání vozidla do větších výchylek. Toto vysvětlení lze ověřit prostřednictvím druhého Newtonova zákona, který po drobné úpravě říká, že:

$$F = m \cdot \ddot{x} \quad (6.3)$$

kde: F síla [N]

m hmotnost [kg]

x výchylka odpružené hmoty od klidové polohy [m]

Při uvažování jednohmotového modelu vozidla s hydraulickým tlumičem, který je zobrazen na obr. 3.21, lze vztah (6.3) zapsat ve tvaru:

$$b \cdot \dot{\xi} + C \cdot \xi = m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + C \cdot x \quad (6.4)$$

kde: b součinitel útlumu [-]
 ξ nerovnost vozovky [m]
 C tuhost pružiny [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]

Ze vztahu (6.4) je zřejmé, že hodnoty veličin zapsané v levé straně rovnice jsou v řešeném případě konstantní. A pokud vzroste hmotnost systému v důsledku připojení přívěsu, který veze automobil Škoda Rapid, hodnota zrychlení klesá.

Tab. 6.14: Absolutní hodnoty maxim zrychlení, použitých pro vizualizaci obr. 6.22, 6.23, 6.24

Osa	Hodnoty zrychlení [g]		
	Octavia II. generace		
	10 km·h ⁻¹	20 km·h ⁻¹	30 km·h ⁻¹
x	0,07077048	0,15220938	0,13644145
y	0,06835008	0,11829569	0,16533604
z	0,21700468	0,33411101	0,36507865
Osa	Octavia II. generace s přívěsem		
	10 km·h ⁻¹	20 km·h ⁻¹	30 km·h ⁻¹
	x	0,10729636	0,15970265
y	0,13596507	0,18495249	0,18295326
z	0,23393990	0,41289393	0,41789264
Osa	Octavia II. generace s přívěsem vezoucím automobil Škoda Rapid		
	10 km·h ⁻¹	20 km·h ⁻¹	30 km·h ⁻¹
	x	0,09922598	0,17312900
y	0,14706347	0,15535512	0,20699611
z	0,17502915	0,28878131	0,35457305

Zdroj: [vlastní zpracování]

Provedená analýza výstupů zkoušek jízdní dynamiky jednoznačně prokázala skutečnost, že připojení přívěsu ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidel, které vedou k větší pravděpodobnosti vzniku nestability. Vytvořením jízdní soupravy jsou též ovlivněny vlastnosti z hlediska pasivní bezpečnosti. Zejména na deformační zóny jsou kladeny jiné požadavky plynoucí z predikce uvedené v kapitole 3.2.2.1. Kombinace těchto jevů zvyšuje počet i následky dopravních nehod.

6.4 Analýza stability vozidla a jeho souprav v závislosti na poloze pólu pohybu

Druhá úroveň experimentu je založena na hodnocení stability osobního automobilu Škoda Octavia II. generace a jeho dvou souprav v závislosti na poloze okamžitého středu otáčení, resp. jeho vzdálenosti od středu kruhové dráhy. Je evidentní, že pokud bude pól pohybu daného zkušebnímu systému ležet v místě středu zkušební dráhy, nebo v jeho bezprostřední blízkosti, pohybuje se v oblasti stabilních jízdních stavů. Čím více se bude poloha pólu pohybu od středu kruhové dráhy vzdalovat, tím více se zkušební systém blíží oblasti nestabilních jízdních stavů.

Prvním krokem pro určení polohy pólu pohybu byla integrace vybraných průběhů zrychlení. Protože je možné určit polohu pólu pohybu alespoň ze dvou libovolných bodů, ve kterých je známa okamžitá velikost a směr rychlosti sledovaného tělesa, byly za tyto referenční body zvoleny polohy akcelerometrů 1 a 2.

V těchto bodech byly integrovány již naměřené průběhy zrychlení ve směru osy x a ve směru osy y . Pro signály naměřené v přímém směru pohybu vozidla byly uvažovány integrační konstanty. Jejich hodnoty odpovídají relativním rychlostem pohybu zkušebnímu systému. Tedy pro rychlost $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je uvažována integrační konstanta $C = 2,7778$, zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ odpovídá $C = 5,5556$ a zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ pak odpovídá $C = 8,3333$.

Takto provedenou integrací konkrétních signálů byly obdrženy průběhy rychlostí v přímém i příčném směru v obou akcelerometrech všech třech zkušebních systémů při všech třech zkušebních rychlostech, tedy při všech devíti zkouškách jízdní dynamiky. Je důležité zmínit, že obdržené průběhy rychlostí bylo nutné vynásobit konstantou 9,80665, protože integrované průběhy zrychlení byly prezentovány v jednotkách normálního tíhového zrychlení. Touto operací byly získány průběhy rychlostí v optimálních jednotkách [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].

Protože platí, že okamžitý střed otáčení každého tělesa je určen průnikem normál alespoň dvou výsledných vektorů rychlostí s počátky ve dvou různých bodech, byly vektory rychlostí ve směru osy x a y v obou sledovaných bodech vektorově sečteny, čímž byly získány požadované výsledné vektory rychlostí u všech devíti zkoušek jízdní dynamiky.

Tyto výsledné vektory, které byly získány vektorovým součtem čtyř dílčích vektorů rychlostí (dvou v přímém směru osy x a dvou v příčném směru osy y), každé jízdní zkoušky bylo nutné uvažovat ve stejném okamžiku. Avšak tento uvažovaný okamžik byl ve všech devíti případech jízdních zkoušek odlišný, a to z toho důvodu, že měřicí okruh byl spínán ručně účastníkem experimentu v různých místech kruhové dráhy.

Vůči těmto výsledným vektorům rychlostí byly následně zkonstruovány normály procházející místy instalovaných akcelerometrů a jejich průnik představuje daný pól pohybu.

I přes skutečnost, že byl v rámci každé jízdny zkoušky zvolen konkrétní, avšak k poloze vozidla vůči zkušební dráze neurčitý, okamžik pro konstrukci výsledných vektorů rychlostí, je s jistotou tvrzeno, že uvažované okamžiky, ve kterých byly sledovány velikosti rychlostí, se nacházejí mimo oblast přejezdu přes budící překážku.

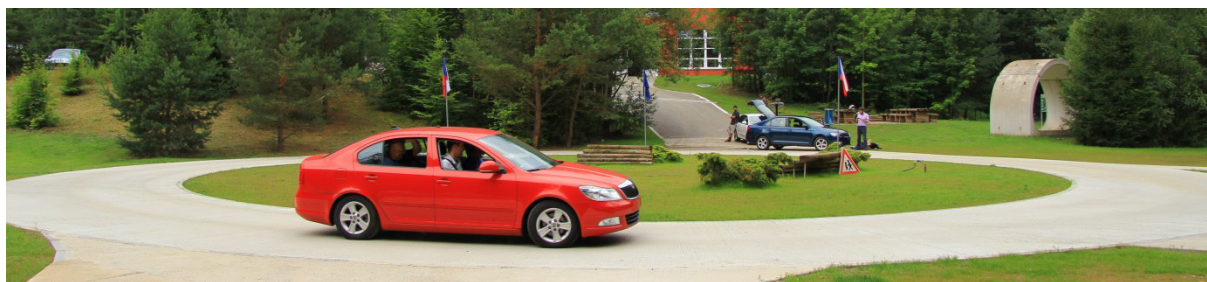
Takto obdržené polohy pólů pohybů mají dle autorova názoru vyšší vypovídací hodnotu v řešené otázce stability daného zkušebního systému. A jsou tak simulovány reálnější podmínky průjezdu vozidla, resp. jízdny soupravy směrovým obloukem.

V následující analýze poloh pólů pohybů, která je předmětem kapitol 6.4.1, 6.4.2 a 6.4.3, je opět ctěno navržené barevné rozlišení sledovaných parametrů zkušebních systémů. Výstupům z jízdny zkoušek realizovaných automobilem Škoda Octavia II. generace je přiřazena červená barva. Výstupům ze zkoušek prováděných zkušebním automobilem s přívěsem Agados S67 je přiřazena barva zelená, a výstupům ze zkoušek s vozidlem Škoda Octavia II. generace spojeného do soupravy s přípojnym vozidlem Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid je přiřazena barva modrá.

6.4.1 Vozidlo Škoda Octavia II. generace

Obsahem tohoto textu je určení poloh pólů pohybů automobilu Škoda Octavia II. generace při kruhových jízdny zkouškách rychlostmi $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Obr. 6.25: Zkušební vozidlo Škoda Octavia II. generace při jízdny zkoušce



Zdroj: [vlastní pořizování fotografie]

Konstrukce pólů pohybů každé dílčí jízdny zkoušky vychází z parametrů vektorů rychlostí vztažených k referenčním bodům, za které byly zvoleny polohy akcelerometrů 1 a 2. Směry

těchto dílčích vektorů jsou známy a jejich velikosti v konkrétních časech jsou uvedeny v tabulce 6.15.

Tab. 6.15: Velikosti rychlostí referenčních bodů vozidla Škoda Octavia při zkušebních rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Zkušební rychlost [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	Velikosti rychlostí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]			
	Octavia II. generace			
	akcelerometr 1		akcelerometr 2	
	osa x	osa y	osa x	osa y
10	0,805249	0,066050	0,840981	0,060606
20	1,608043	0,026468	1,542627	0,021660
30	2,253054	0,059576	2,373769	0,048230

Zdroj: [vlastní zpracování]

Dané velikosti rychlostí jsou na půdorysných schématech zkušebního vozidla v segmentu kruhové dráhy označeny jako:

- v_{x1} velikost rychlosti ve směru osy x v místě akcelerometru 1 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
- v_{y1} velikost rychlosti ve směru osy y v místě akcelerometru 1 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
- v_{x2} velikost rychlosti ve směru osy x v místě akcelerometru 2 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
- v_{y2} velikost rychlosti ve směru osy y v místě akcelerometru 2 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

Hodnoty těchto veličin jsou pak uvedeny ve schématech detailu vektorových součtů. Prostřednictvím průniků normál n_1 a n_2 zkonstruovaných jako kolmice na výsledné vektory rychlostí v místech referenčních bodů byly určeny středy okamžitého otáčení, tedy póly pohybů P_{12} odpovídající zkušebním rychlostem ($10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$).

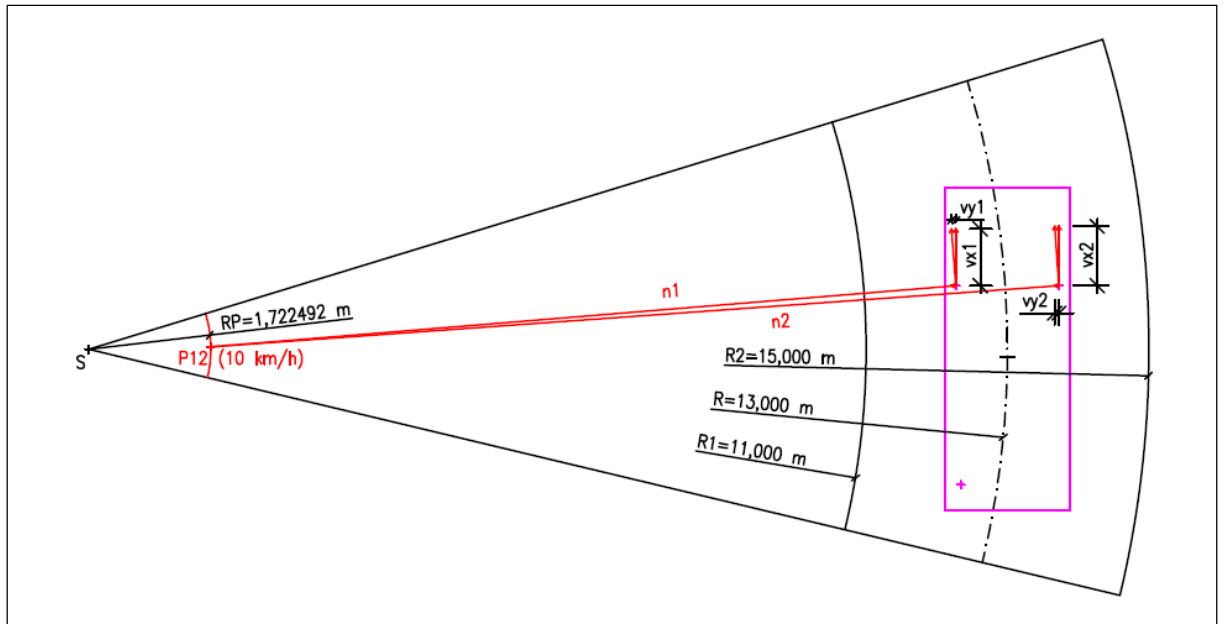
Tyto póly se nacházejí v konkrétní vzdálenosti R_p [m] od středu kruhové zkušební dráhy. Pro úplnost jsou v půdorysných schématech segmentů dráhy znázorněny i poloměry R_1 , R_2 , které jsou uvedeny v tabulce 6.1 Rozměry zkušební dráhy.

Zkušební rychlost $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ vychází z rychlostí $v_{x1} = 0,805249 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{y1} = 0,066050 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,

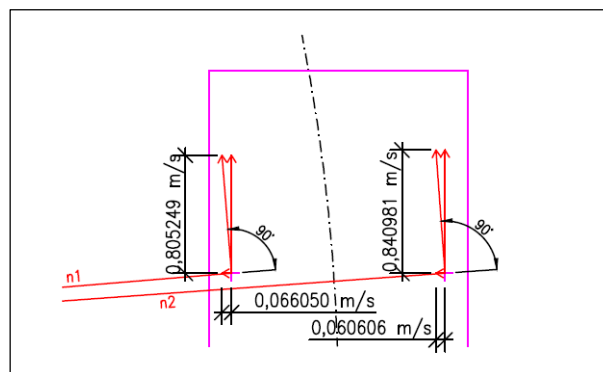
$v_{x2} = 0,840981 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,060606 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, jak je patrné z obr. 6.27. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 1,722492 \text{ m}$ od středu kruhové dráhy, jak znázorňuje obr. 6.26.

Obr. 6.26: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 6.27: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



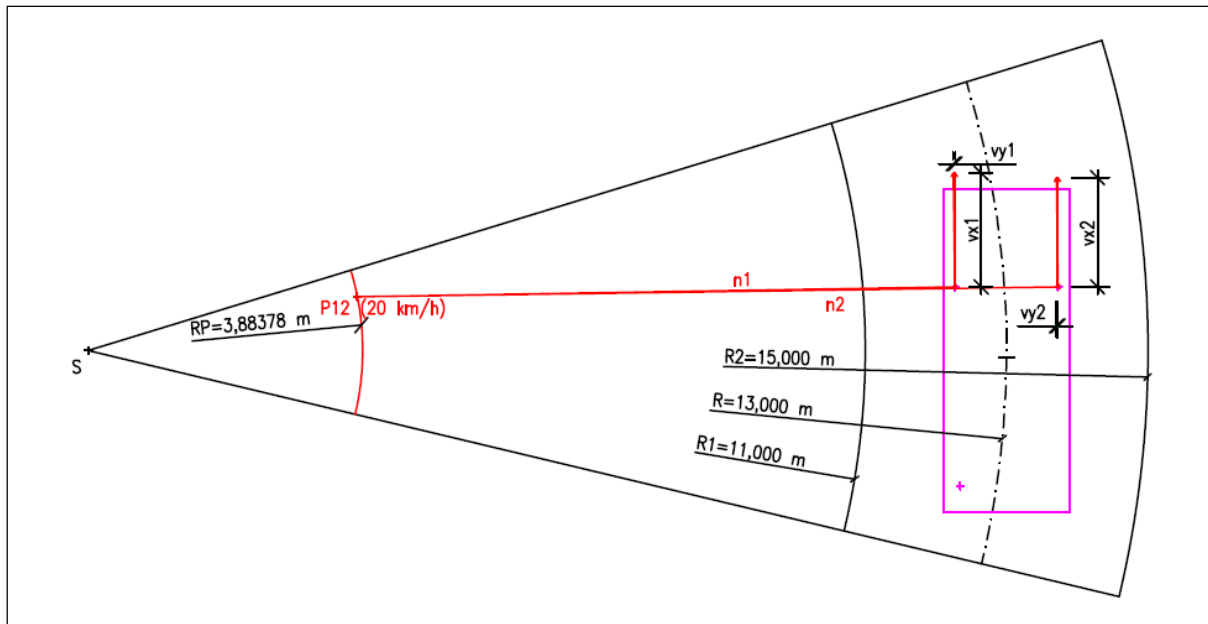
Zdroj: [vlastní zpracování]

Zkušební rychlost $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ vychází z rychlostí $v_{x1} = 1,529413 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{y1} = 0,128433 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,

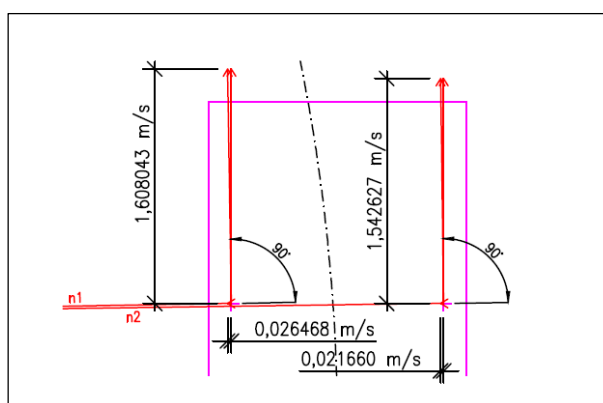
$v_{x2} = 1,663831 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,107809 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, jak je patrné z obr. 6.29. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 3,88378 \text{ m}$ od středu kruhové dráhy, jak znázorňuje obr. 6.28.

Obr. 6.28: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 6.29: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



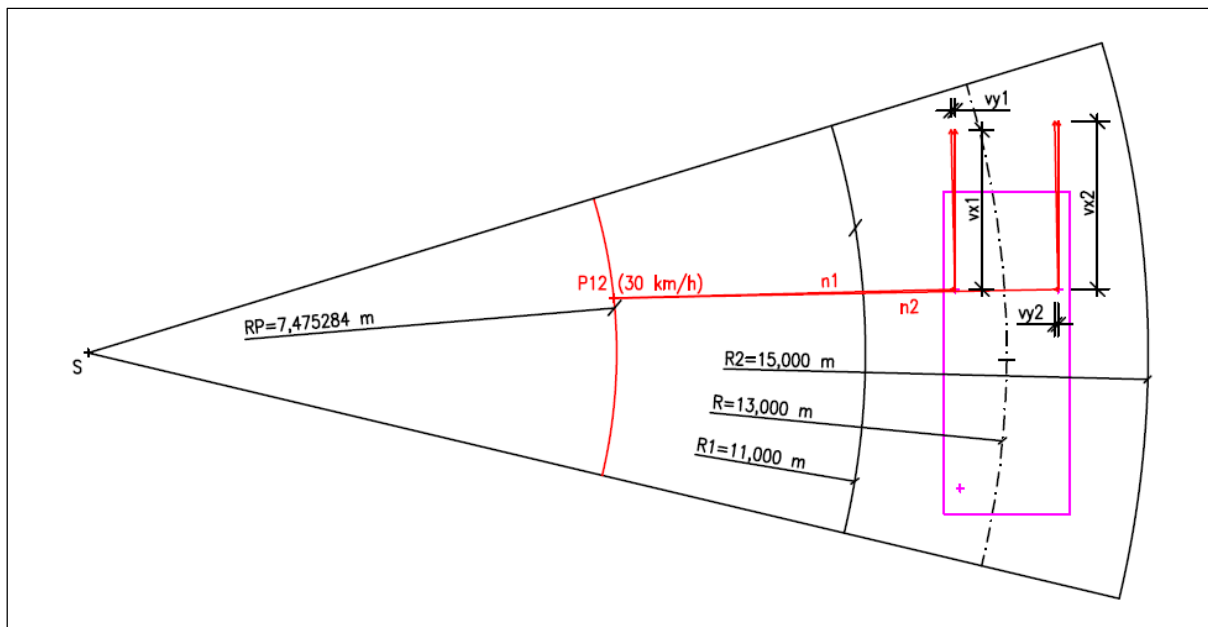
Zdroj: [vlastní zpracování]

Zkušební rychlost $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je určena na základě rychlostí o velikostech $v_{x1} = 2,305471 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,

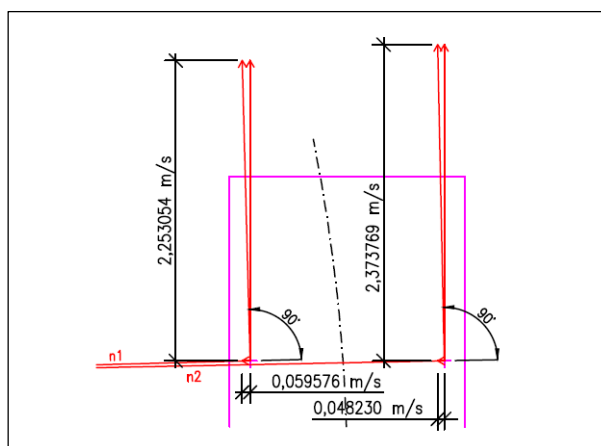
$v_{y1} = 0,144338 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{x2} = 2,401612 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,105862 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, znázorněných na obr. 6.31. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 7,475284 \text{ m}$ od středu kruhové dráhy, jak zobrazuje obr. 6.30.

Obr. 6.30: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 6.31: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



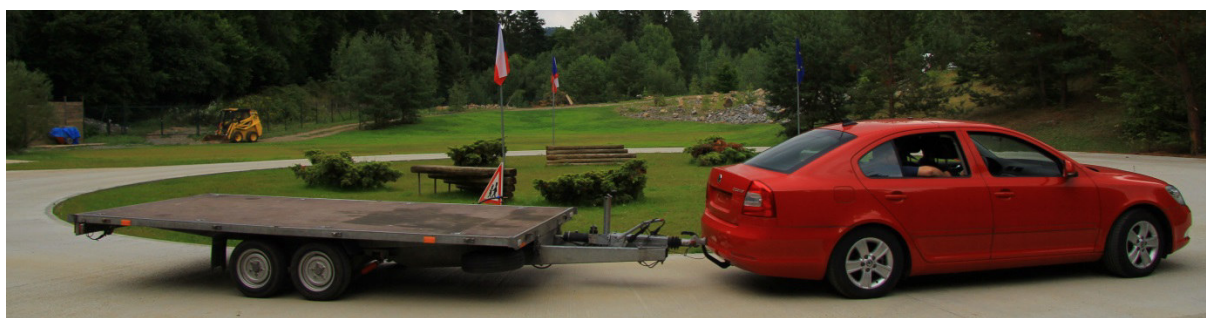
Zdroj: [vlastní zpracování]

6.4.2 Vozidlo Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67

Následující odstavce řeší určení poloh pólů pohybů zkušební soupravy tvořené tažným vozidlem Škoda Octavia II. generace a přípojným vozidlem Agados S67 při kruhových jízdách zkouškách realizovaných rychlostmi $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Velikosti rychlostí referenčních bodů jízd soupravy, kterými jsou polohy akcelerometrů 1 a 2, jsou shrnuty v tab. 6.16.

Obr. 6.32: Zkušební souprava Škoda Octavia II. generace + přívěs Agados S67 při jízdě zkoušce



Zdroj: [vlastní pořízení fotografie]

Tab. 6.16: Velikosti rychlostí referenčních bodů vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušebních rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Zkušební rychlost [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	Velikosti rychlostí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]			
	Octavia II. generace s přívěsem			
	akcelerometr 1		akcelerometr 2	
	osa x	osa y	osa x	osa y
10	0,708997	0,048473	0,806149	0,039337
20	1,529413	0,128433	1,663831	0,107809
30	2,305471	0,144338	2,401612	0,105862

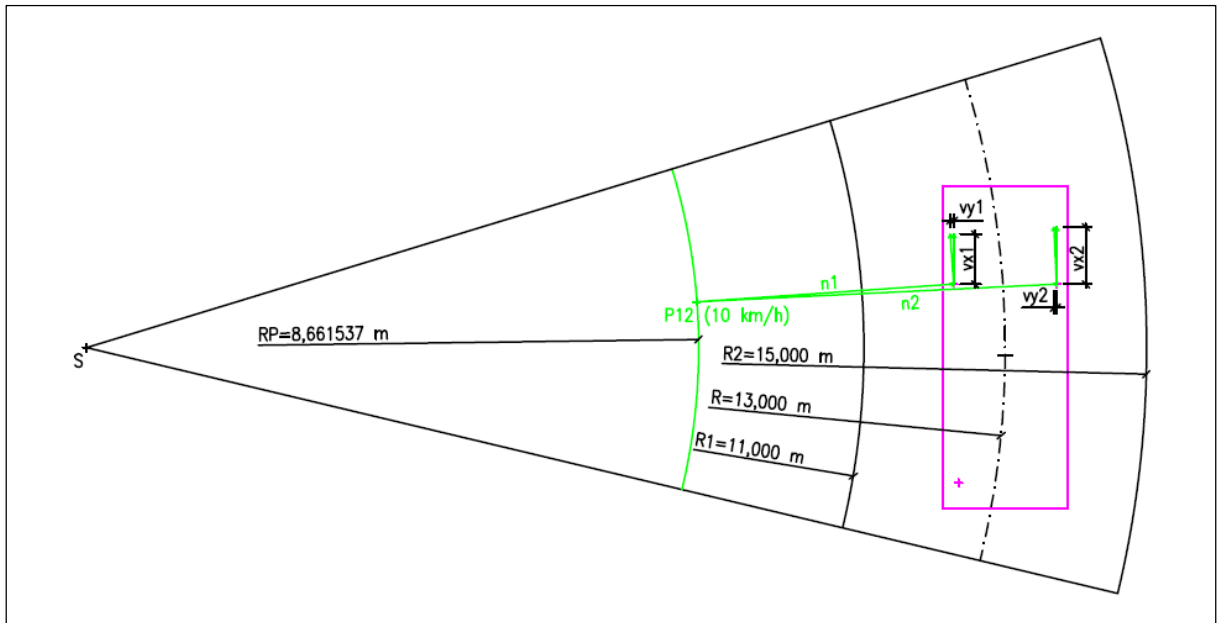
Zdroj: [vlastní zpracování]

Zkušební rychlost $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je určena na základě rychlostí o velikostech $v_{x1} = 0,708997 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{y1} = 0,048473 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{x2} = 0,806149 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,039337 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,

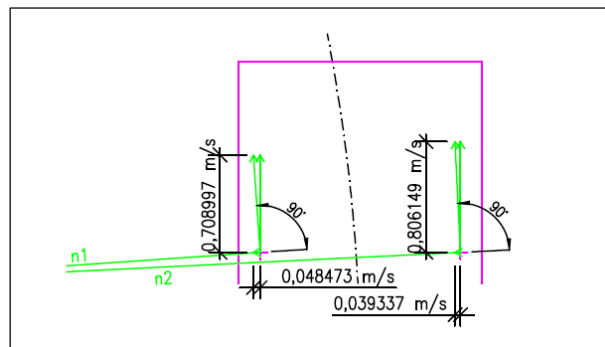
uvedených na obr. 6.34. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 8,661537$ m od středu kruhové dráhy, jak je zřejmé z obr. 6.33.

Obr. 6.33: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 6.34: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



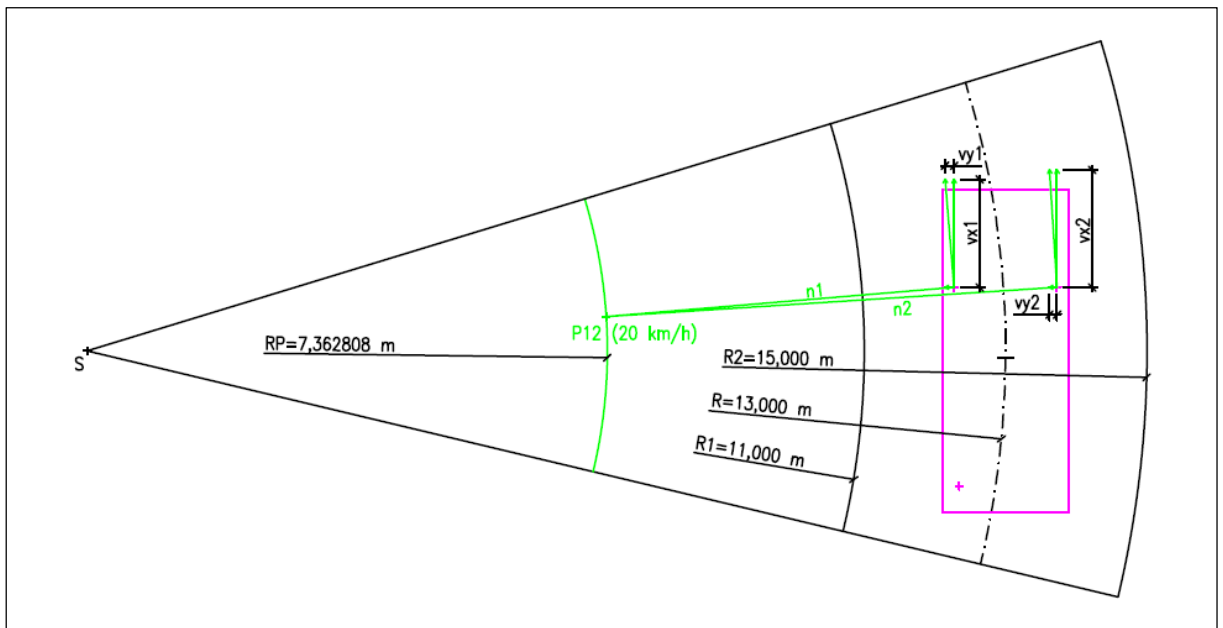
Zdroj: [vlastní zpracování]

Zkušební rychlost $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je určena na základě rychlostí o velikostech

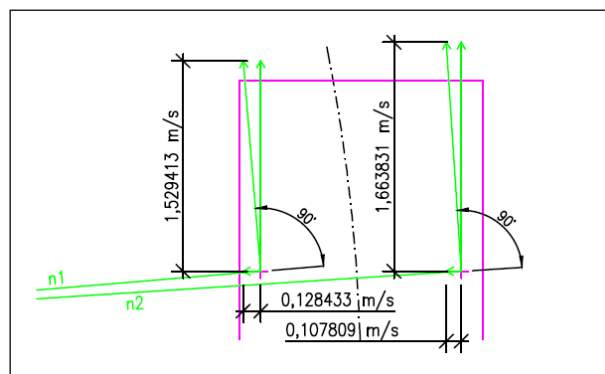
$v_{x1} = 1,529413 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{y1} = 0,128433 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{x2} = 1,663831 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,107809 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, jak je uvedeno na obr. 6.36. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 7,362808 \text{ m}$ od středu kruhové dráhy, což znázorňuje obr. 6.35.

Obr. 6.35: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 6.36: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



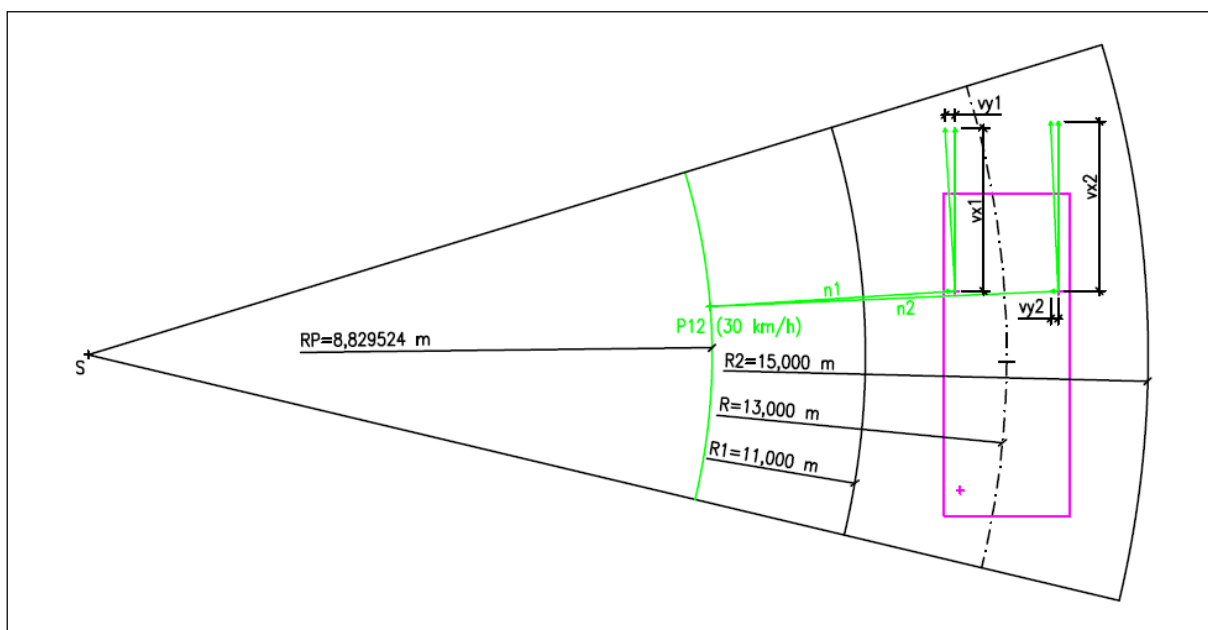
Zdroj: [vlastní zpracování]

Zkušební rychlost $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je určena na základě rychlostí o velikostech

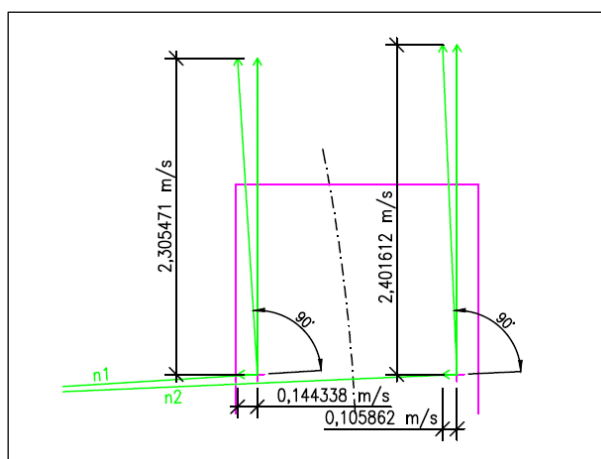
$v_{x1} = 2,305471 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{y1} = 0,144338 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{x2} = 2,401612 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,105862 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, jak zobrazuje obr. 6.38. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 8,829524 \text{ m}$ od středu kruhové dráhy, jak je uvedeno na obr. 6.37.

Obr. 6.37: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 6.38: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

6.4.3 Vozidlo Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid

V následujících odstavcích je řešeno určení poloh pólů pohybů zkušební soupravy tvořené tažným vozidlem Škoda Octavia II. generace a přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při kruhových jízdách zkouškách realizovaných rychlostmi $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Velikosti rychlostí referenčních bodů jízdní soupravy, kterými jsou polohy akcelerometrů 1 a 2, jsou shrnuty v tab. 6.17.

Obr. 6.39: Zkušební souprava Škoda Octavia II. generace + přívěs Agados S67 + Škoda Rapid při jízdě zkoušce



Zdroj: [vlastní pořízení fotografie]

Tab. 6.17: Velikosti rychlostí referenčních bodů vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušebních rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

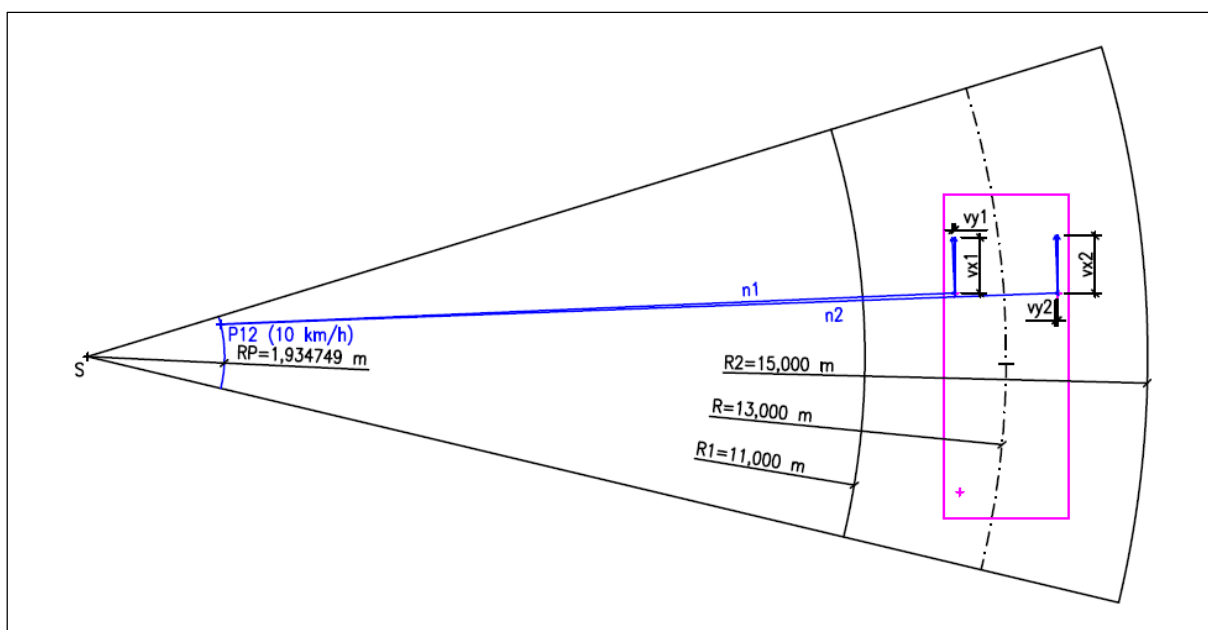
Zkušební rychlost [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	Velikosti rychlostí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]			
	Octavia II. generace s přívěsem vezoucím automobil Škoda Rapid			
	akcelerometr 1		akcelerometr 2	
	osa x	osa y	osa x	osa y
10	0,786524	0,033534	0,813927	0,030433
20	1,696012	0,125504	1,692787	0,051319
30	2,341140	0,291622	2,336440	0,234369

Zdroj: [vlastní zpracování]

Zkušební rychlost 10 km·h⁻¹

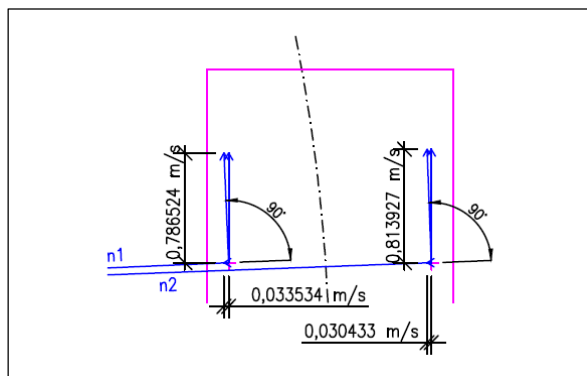
Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67 vezoucího automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti 10 km·h⁻¹ vychází z rychlostí $v_{x1} = 0,786524 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{y1} = 0,033534 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{x2} = 0,813927 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,030433 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, uvedených na obr. 6.41. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 1,934749 \text{ m}$ od středu kruhové dráhy, jak je zobrazeno na obr. 6.40.

Obr. 6.40: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti 10 km·h⁻¹



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 6.41: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti 10 km·h⁻¹

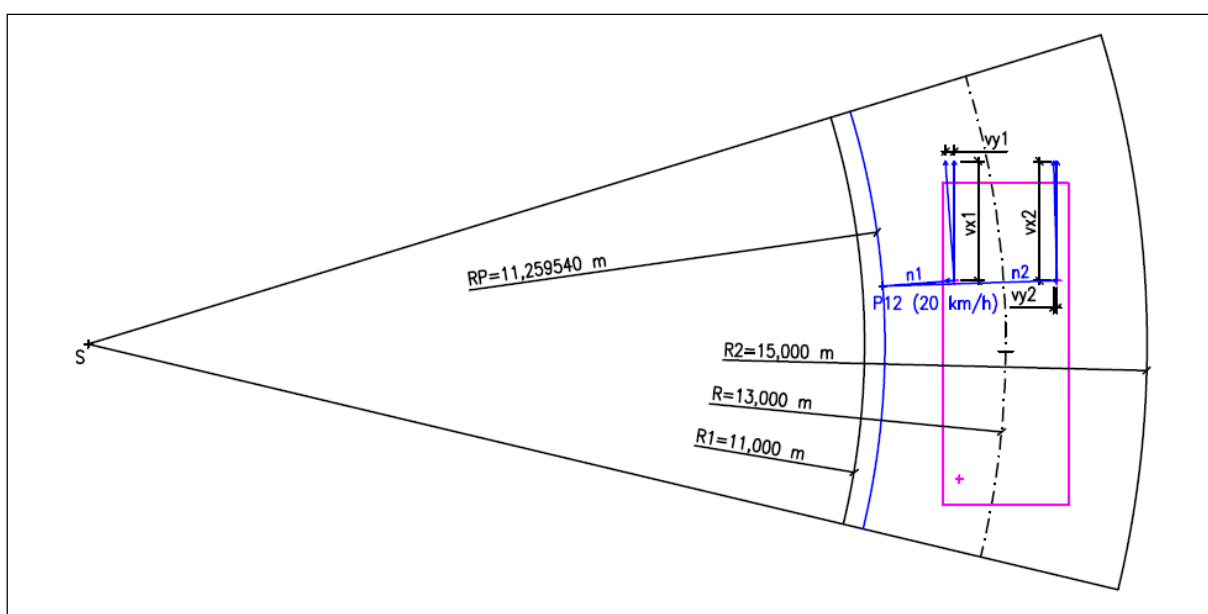


Zdroj: [vlastní zpracování]

Zkušební rychlost $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

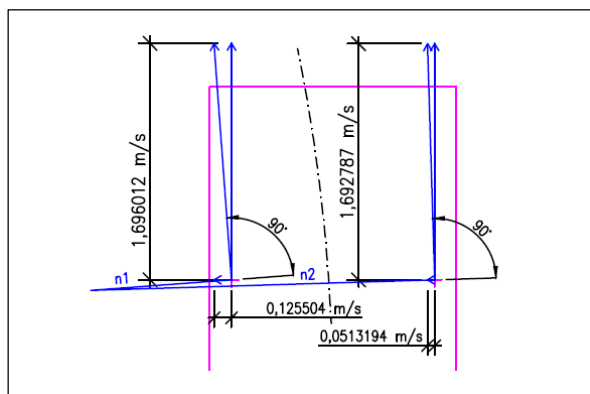
Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67 vezoucího automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ vychází z rychlostí $v_{x1} = 1,696012 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{y1} = 0,125504 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{x2} = 1,692787 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,051319 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, zobrazených na obr. 6.43. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 11,259540 \text{ m}$ od středu kruhové dráhy, jak znázorňuje obr. 6.42.

Obr. 6.42: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 6.43: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

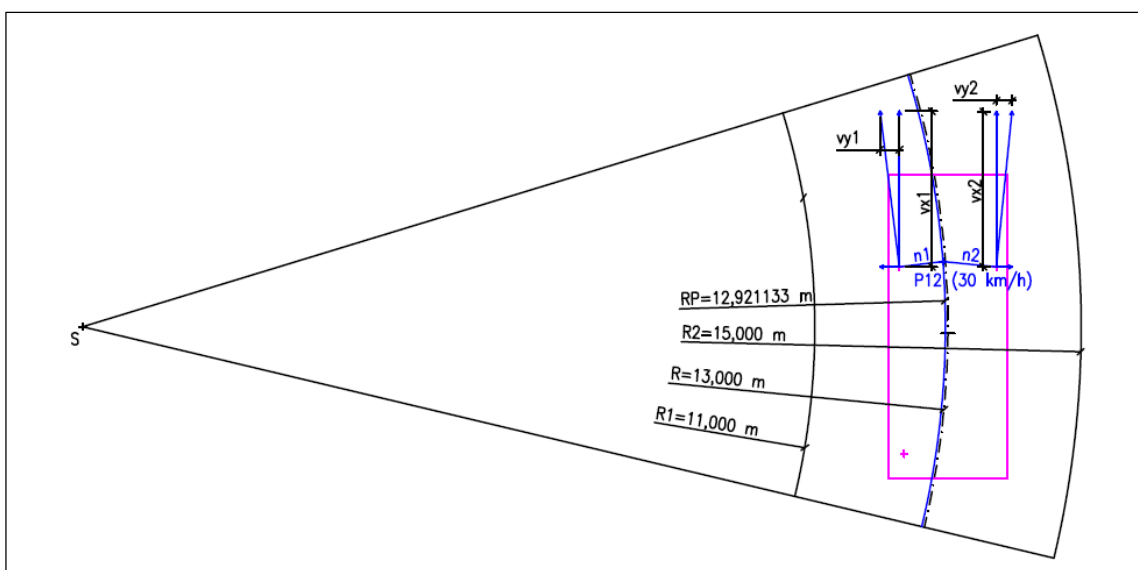


Zdroj: [vlastní zpracování]

Zkušební rychlost 30 km·h⁻¹

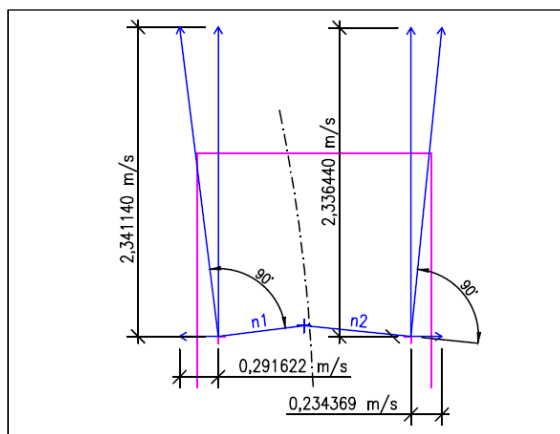
Konstrukce pólu pohybu P_{12} automobilu Škoda Octavia II. generace a přípojného vozidla Agados S67 vezoucího automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti 30 km·h⁻¹ vychází z rychlostí $v_{x1} = 2,341140 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{y1} = 0,291622 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $v_{x2} = 2,336440 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a $v_{y2} = 0,234369 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, které jsou znázorněny na obr. 6.45. A jeho poloha se nachází ve vzdálenosti $R_p = 12,921133 \text{ m}$ od středu kruhové dráhy, jak uvádí obr. 6.44.

Obr. 6.44: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti 30 km·h⁻¹



Zdroj: [vlastní zpracování]

Obr. 8.45: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti 30 km·h⁻¹



Zdroj: [vlastní zpracování]

6.5 Zhodnocení stability vozidla a jeho souprav v závislosti na poloze pólu pohybu

Zpracovaná analýza poloh pólu pohybů sledovaných zkušebních systémů při rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ poskytla odlišný úhel pohledu na hodnocení stability osobního automobilu Škoda Octavia II. generace a jeho dvou souprav při simulovaném průjezdu směrovým obloukem v porovnání s předchozí úrovní experimentu. Vzdálenosti pólu pohybů od středu kruhové zkušební dráhy jsou shrnuty v tab. 6.18, a pro lepší vizualizaci a komparaci výsledků jsou též uvedeny na obr. 6.46.

Tab. 6.18: Vzdálenosti pólu pohybů zkušebních systémů od středu kruhové dráhy při rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Vzdálenosti pólu pohybů od středu kruhové zkušební dráhy		
Škoda Octavia II. generace při zkušební rychlosti		
10 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	20 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	30 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]
1,722492	3,88378	7,475284
Škoda Octavia II. generace s přívěsem při zkušební rychlosti		
10 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	20 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	30 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]
8,661537	7,362808	8,829524
Škoda Octavia II. generace s přívěsem vozoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti		
10 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	20 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	30 [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]
1,934749	11,25954	12,921133

Zdroj: [vlastní zpracování]

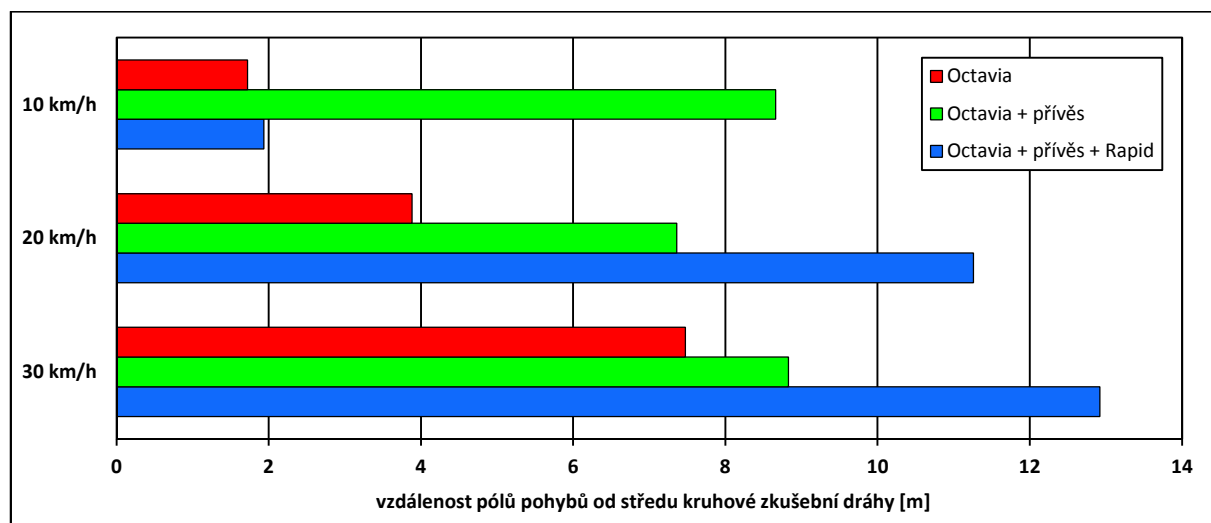
Vzdálenost pólu pohybu automobilu Škoda Octavia II. generace od středu zkušební dráhy je při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ rovna hodnotě 1,722492 m. Při rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je vzdálenost pólu pohybu od středu dráhy rovna hodnotě 3,88378 m, a při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je sledovaná vzdálenost 7,475284 m. Při hodnocení těchto vzdáleností lze říci, že se vzrůstající zkušební rychlostí přímo úměrně vzrůstá i vzdálenost pólu pohybu od středu kruhové dráhy. Je tedy možné tvrdit, že zkušební automobil Škoda Octavia II. generace se chová tak, jak popisuje teorie a eventuální extrapolací výstupních hodnot lze určit kritickou rychlost, při které se zkušební systém může nacházet v oblastech mezních stavů stability. Toto tvrzení podporuje i skutečnost, že konkrétní zkušební automobil se v nízkých rychlostech

(přibližně do $8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) chová přetáčivě. Se vzrůstající rychlostí nastává zlom a vozidlo je typicky nedotáčivé.

Hodnocení vzdáleností pólů pohybů od středu kruhové zkušební dráhy při jízdách zkouškách se soupravou tvořenou vozidlem Škoda Octavia II. generace a přívěsem Agados S67 a hledání závislostí mezi těmito vzdálenostmi a zkušebními rychlostmi je výrazně složitější, než v předchozím případě. Výstupní hodnoty odpovídající konkrétnímu zkušebnímu systému uvedené v tab. 6.18 a na obr. 6.46 prezentují skutečnost, že dynamika vozidla s přívěsem se radikálně mění a chování soupravy je velmi obtížně predikovatelné. Úvaha o přetáčivosti a nedotáčivosti zkušebnímu systému je též těžko aplikovatelná na jízdni soupravu, jejíž chování není známo.

Výstupy z jízdni zkoušek se soupravou složenou z tažného vozidla Škoda Octavia II. generace a přívěsu Agados S67 vozoucího automobil Škoda Rapid poskytují údaje, mezi kterými je též velmi obtížné hledat jistou korelační funkci.

Obr. 6.46: Vzdálenosti pólů pohybů zkušebního automobilu Škoda Octavia II. generace a jeho dvou souprav od středu kruhové dráhy při rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$



Zdroj: [vlastní zpracování]

Z provedené analýzy však jednoznačně vyplývá, že připojením přívěsu za osobní automobil a vytvořením jízdni soupravy se skutečně mění struktura a parametry daného jízdniho systému, a nově vytvořená dynamická soustava je mnohem složitější, než dvě tělesa spojená mechanickou vazbou, a její chování je i v oblastech lineárních jízdni stavů takřka nepredikovatelné. Je však velmi důležité uvažovat i dané nejistoty měření, které spočívají zejména v malém počtu jízdni zkoušek a nekompatibilitě jízdni soupravy.

7 VÝSLEDKY A DISKUSE

Výstupy z experimentální části práce jednoznačně potvrdily předpoklad, na kterém je výzkum disertační práce založen. Tedy, že připojením přípojného vozidla do soupravy s vozidlem tažným dochází k negativním změnám jízdní dynamiky. A tyto změny vyvolané v důsledku vytvoření odlišné struktury a parametrů soupravy vedou ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilních jízdních stavů.

Výsledky první úrovně experimentu, které jsou shrnuty v kapitole 6.3, prokazatelně potvrzují vyřčený předpoklad. Zvyšující se hodnoty špičkových zrychlení v důsledku vytvoření jízdní soupravy jsou zřejmé ve všech osových směrech. Avšak z hlediska hodnocení laterální dynamiky, která má pro detekci mezních stavů stability zkušebního systému při průjezdu směrovým obloukem nejvyšší vypovídací schopnost, je analýza špičkových hodnot akcelerace v příčném směru nejzásadnější.

Výstupy z druhé úrovně praktické části práce opět přijímají předpokládanou hypotézu. Je prokázáno, že okamžité středy otáčení zkušebních systémů se v důsledku vytvoření jízdní soupravy vzdalují od středu kruhové dráhy, čímž klesá jistota pohybu vozidla v oblastech stabilních jízdních stavů. Nad rámec stanoveného cíle práce bylo v průběhu tvorby zjištěno, že v rámci rozsahu realizovaného experimentu je dynamické chování jízdní soupravy velmi obtížně predikovatelné. Tím se souprava stává ještě méně bezpečným dopravním prostředkem.

Obr. 7.1: Osobní automobil BMW 320d Touring při zkušební rychlosti 37 km·h⁻¹



Zdroj: [vlastní pořizené fotografie]

Je vhodné zmínit skutečnost, že realizační tým se skládal i ze zahraničních hostů. Zástupci Johannes Kepler Universität v Linzi prováděli na zkušební kruhové dráze měření s vozidlem

BMW 320d Touring. Kromě standardních rychlostí $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ volili pro hodnocení stability vozidla prototypovými senzory i rychlosti vyšší. Za limitní rychlost, která byla skutečně na hranici linearity, byla prohlášena hodnota $37 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Při této rychlosti byl patrný značný úhel naklopení karoserie, jak je uvedeno na obr. 7.1.

Na základě této zkušenosti lze tvrdit, že zkušební rychlost $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ byla pro soupravu Škoda Octavia II. generace + Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid skutečně hraniční.

Aby bylo možné považovat zmíněná zhodnocení experimentu za směrodatná, je nutné výstupní údaje ověřit statistickým nástrojem.

Vzhledem ke konkrétní povaze výstupních dat z první úrovně experimentu byl pro ověření zmíněné statistické hypotézy zvolen opět párový t-test, jehož výpočet je řešen na standardní hladině pravděpodobnosti.

Nulová hypotéza je vyslovena ve tvaru $H_0: \mu = \mu_0$, tedy, že pravděpodobnost vzniku nestabilního jízdního stavu vozidla kategorie M_1 je stejná jako pravděpodobnost vzniku nestabilního jízdního stavu soupravy vozidel sledovaných kategorií.

Proti H_0 je postavena jednostranná alternativní hypotéza $H_1: \mu < \mu_0$, která tvrdí, že pravděpodobnost vzniku nestabilního jízdního stavu vozidla kategorie M_1 je menší, než pravděpodobnost vzniku nestabilního jízdního stavu vozidel řešených kategorií.

Za komparativní parametr pro hodnocení pravděpodobnosti vzniku nestabilních jízdních stavů vozidla kategorie M_1 a jeho soupravy je zvolena maximální naměřená hodnota zrychlení v příčném směru. V tabulkách 7.1 až 7.6 jsou shrnuta data pro výpočet konkrétního párového t-testu.

Tab. 7.1: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho nezátížené soupravy při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

akcelerometr	n	x_i	y_i	d_i	d_i^2
1	1	0,06602865	0,08266331	-0,01663466	0,00027671
2	2	0,05975005	0,06097273	-0,00122268	0,00000149
3	3	0,06835008	0,13596507	-0,06761499	0,00457179

Zdroj: [vlastní zpracování]

kde: n počet stupňů volnosti testu [-]

x_i příčné zrychlení automobilu při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [g]

y_i příčné zrychlení nezatížené soupravy při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [g]

Nejprve je nutné určit aritmetický průměr \bar{d} a rozptyl s_d^2 tohoto výběru podle vztahů (7.1) a (7.3).

$$\bar{d} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n d_i = \bar{x} - \bar{y} \quad (7.1)$$

kde: n počet stupňů volnosti testu

d_i rozdíl mezi x_i a y_i

\bar{x} průměr hodnot x_i

\bar{y} průměr hodnot y_i

$$\bar{d} = -0,028490777 \quad (7.2)$$

$$s_d^2 = \frac{1}{n-1} \cdot (\sum_{i=1}^n d_i^2 - \bar{d} \sum_{i=1}^n d_i) = 0,00120741 \quad (7.3)$$

Testové kritérium má tvar:

$$t = \frac{\bar{d}}{s_d} \sqrt{n} = -1,420160639 \quad (7.4)$$

Protože je zjišťováno, zda je možné zamítnout nulovou hypotézu H_0 , a přijmout alternativní jednostrannou hypotézu H_1 , je rozhodovací proces založen na porovnání testových kritérií prostřednictvím tabelovaného kritického oboru K , který je definován vztahem (7.5).

$$K = \{t < t_{2\alpha(n-1)}\} \quad (7.5)$$

kde: α hladina významnosti (pro zvolenou 95% pravděpodobnost = 0,05)

Kritická hodnota Studentova t-rozdělení pro $t_{2\cdot 0,05(3-1)} = 2,92$. Po dosazení konkrétních hodnot do vztahu (7.5) platí:

$$-1,420160639 < 2,92 \quad (7.6)$$

Tímto je zamítnuta nulová hypotéza H_0 , a na hladině pravděpodobnosti 0,95 je přijata alternativní jednostranná hypotéza H_1 .

Provedeným výpočtem je ověřeno, že v důsledku připojení přívěsu Agados S67 za osobní automobil Škoda Octavia II. generace dojde při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilního jízdního stavu.

Tab. 7.2: Vstupní data pro výpočet párového t -testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho zatížené soupravy při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

akcelerometr	n	x_i	y_i	d_i	d_i^2
1	1	0,06602865	0,06747420	-0,00144555	0,00000209
2	2	0,05975005	0,05196461	0,00778544	0,00006061
3	3	0,06835008	0,14706347	-0,07871339	0,00619580

Zdroj: [vlastní zpracování]

kde: n počet stupňů volnosti testu [-]
 x_i příčné zrychlení automobilu při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [g]
 y_i příčné zrychlení zatížené soupravy při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [g]

Vzhledem k tomu, že výpočet testového kritéria je analogií předchozího kroku, není zde rozváděn.

$$\bar{d} = -0,0241245 \quad (7.7)$$

$$s_d^2 = 0,002098262 \quad (7.8)$$

$$t = -0,912198031 \quad (7.9)$$

Po dosazení konkrétních hodnot do vztahu (7.5) platí:

$$-0,912198031 < 2,92 \quad (7.10)$$

Tímto je zamítnuta nulová hypotéza H_0 , a na hladině pravděpodobnosti 0,95 je přijata alternativní jednostranná hypotéza H_1 .

Provedeným výpočtem je ověřeno, že v důsledku připojení přívěsu Agados S67 zatíženého automobilem Škoda Rapid za osobní automobil Škoda Octavia II. generace dojde při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilního jízdního stavu.

Stejným způsobem je provedeno statistické ověření vyslovené hypotézy i pro zkušební rychlost $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Tab. 7.3: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho nezatížené soupravy při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

akcelerometr	n	x_i	y_i	d_i	d_i^2
1	1	0,11829569	0,11367452	0,00462117	0,00002136
2	2	0,10324614	0,09875584	0,00449030	0,00002016
3	3	0,11500248	0,18495246	-0,06994998	0,00489300

Zdroj: [vlastní zpracování]

kde: n počet stupňů volnosti testu [-]
 x_i příčné zrychlení automobilu při rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [g]
 y_i příčné zrychlení nezatížené soupravy při rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [g]

$$\bar{d} = -0,020279513 \quad (7.11)$$

$$s_d^2 = 0,001600592 \quad (7.12)$$

$$t = -0,87796188 \quad (7.13)$$

Po dosazení konkrétních hodnot do vztahu (7.5) platí:

$$-0,87796188 < 2,92 \quad (7.14)$$

Tímto je zamítnuta nulová hypotéza H_0 , a na hladině pravděpodobnosti 0,95 je přijata alternativní jednostranná hypotéza H_1 .

Provedeným výpočtem je ověřeno, že v důsledku připojení přívěsu Agados S67 za osobní automobil Škoda Octavia II. generace dojde při rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilního jízdního stavu.

Tab. 7.4: Vstupní data pro výpočet párového *t*-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho zatížené soupravy při zkušební rychlosti 20 km·h⁻¹

akcelerometr	n	x _i	y _i	d _i	d _i ²
1	1	0,11829569	0,12225066	-0,00395497	0,00001564
2	2	0,10324614	0,10562941	-0,00238327	0,00000568
3	3	0,11500248	0,15535512	-0,04035264	0,00162834

Zdroj: [vlastní zpracování]

kde: n počet stupňů volnosti testu [-]

x_i příčné zrychlení automobilu při rychlosti 20 km·h⁻¹ [g]

y_i příčné zrychlení zatížené soupravy při rychlosti 20 km·h⁻¹ [g]

$$\bar{d} = -0,015563627 \quad (7.15)$$

$$s_d^2 = 0,000159699 \quad (7.16)$$

$$t = -2,133145171 \quad (7.17)$$

Po dosazení konkrétních hodnot do vztahu (7.5) platí:

$$-2,133145171 < 2,92 \quad (7.18)$$

Tímto je zamítnuta nulová hypotéza H_0 , a na hladině pravděpodobnosti 0,95 je přijata alternativní jednostranná hypotéza H_1 .

Provedeným výpočtem je ověřeno, že v důsledku připojení přívěsu Agados S67 zatíženého automobilem Škoda Rapid za osobní automobil Škoda Octavia II. generace dojde při rychlosti 20 km·h⁻¹ ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilního jízdního stavu.

Tab. 7.5: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho nezatížené soupravy při zkušební rychlosti 30 km·h⁻¹

akcelerometr	n	x _i	y _i	d _i	d _i ²
1	1	0,11512823	0,11367452	0,00145371	0,00000211
2	2	0,09782107	0,09105928	0,00676179	0,00004572
3	3	0,16533604	0,18295326	-0,01761722	0,00031037

Zdroj: [vlastní zpracování]

kde: n počet stupňů volnosti testu [-]
 x_i příčné zrychlení automobilu při rychlosti 30 km·h⁻¹ [g]
 y_i příčné zrychlení nezatížené soupravy při rychlosti 30 km·h⁻¹ [g]

$$\bar{d} = -0,003133907 \quad (7.19)$$

$$s_d^2 = 0,0000451696 \quad (7.20)$$

$$t = -0807650625 \quad (7.21)$$

Po dosazení konkrétních hodnot do vztahu (7.5) platí:

$$-0,8076506258 < 2,92 \quad (7.22)$$

Tímto je zamítnuta nulová hypotéza H_0 , a na hladině pravděpodobnosti 0,95 je přijata alternativní jednostranná hypotéza H_1 .

Provedeným výpočtem je ověřeno, že v důsledku připojení přívěsu Agados S67 za osobní automobil Škoda Octavia II. generace dojde při rychlosti 30 km·h⁻¹ ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilního jízdního stavu.

Tab. 7.6: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho zatížené soupravy při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

akcelerometr	n	x_i	y_i	d_i	d_i^2
1	1	0,11512823	0,11847517	-0,00334694	0,00001120
2	2	0,09782107	0,08223674	0,01558433	0,00024287
3	3	0,16533604	0,20699611	-0,04166007	0,00173556

Zdroj: [vlastní zpracování]

kde: n počet stupňů volnosti testu [-]
 x_i příčné zrychlení automobilu při rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [g]
 y_i příčné zrychlení zatížené soupravy při rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [g]

$$\bar{d} = -0,00980756 \quad (7.23)$$

$$s_d^2 = 0,00057568 \quad (7.24)$$

$$t = -0,707996437 \quad (7.25)$$

Po dosazení konkrétních hodnot do vztahu (7.5) platí:

$$-0,707996437 < 2,92 \quad (7.26)$$

Tímto je zamítnuta nulová hypotéza H_0 , a na hladině pravděpodobnosti 0,95 je přijata alternativní jednostranná hypotéza H_1 .

Provedeným výpočtem je ověřeno, že v důsledku připojení přívěsu Agados S67 zatíženého automobilem Škoda Rapid za osobní automobil Škoda Octavia II. generace dojde při rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilního jízdního stavu.

Provedenými statistickými operacemi bylo na zvolené hladině pravděpodobnosti 0,95 ověřeno, že v důsledku připojení nezatíženého přívěsu i přívěsu zatíženého automobilem Škoda Rapid do soupravy s tažným vozidlem Škoda Octavia II. generace vzrůstá pravděpodobnost vzniku nestabilního jízdního stavu, a to při všech zkušebních rychlostech.

Statistické ověření výstupů z druhé úrovně experimentu není z matematického hlediska možné. Vzhledem ke skutečnosti, že vybrané statistické testy aplikovatelné na konkrétní povahu výstupních dat uvažují vztah $n - 1$, a daný statistický soubor obsahuje vždy právě

1 znak (vždy jedna poloha pólu pohybu odpovídá jedné jízdě zkoušce konkrétních parametrů), tedy $n = 1$, nelze výpočetní operaci provést.

Disertační práce má obsahovat jistý vědecký přínos v oblasti řešené problematiky. Autor spatřuje inovace zejména v následujících bodech:

Vlastní téma

Zvolené téma se zabývá hodnocením bezpečnosti automobilů a jejich souprav z hlediska jízdě dynamiky. Vozidla kategorie M a N jsou běžně vybavována zařízeními, která nabádají uživatele k vytvoření jízdě soupravy s vozidly kategorie O. Avšak současně platné homologační předpisy řeší oblast schvalování vozidel těchto kategorií separátně. A právě vytvořením jízdě soupravy se zvyšuje pravděpodobnost vzniku nestabilních jízdě stavů, jak bylo v experimentální části práce prokázáno. Při zpracování tématu je uvažována jízdě dynamika souprav, je též uvažována úzká souvislost mezi aktivní a pasivní bezpečností, což se promítá v systematickém a celkovém přístupu k řešení zvolené problematiky.

Cílené zpracování provedených nárazových zkoušek

Analýza provedených nárazových zkoušek hodnotí vstupní data pre-crash dynamiky osobního automobilu, uvažuje predikci závažnosti poranění na základě naměřených zrychlení na zkušebních figurínách, deskriptivním způsobem hodnotí trajektorie figurín v okamžiku střetu s kolidujícím předmětem v závislosti na čase a stejným způsobem hodnotí deformaci a jiná poškození objektů kolize. Provedenou analýzu lze považovat za skutečně ojedinělou, protože v rámci realizace jednotlivých testů byla použita vozidla určitého stáří a po několikaletém působení v dopravním provozu. Tím byly věrohodně simulovány podmínky reálných dopravních nehod.

Vlastní zkoušky jízdě dynamiky

Praktická část práce vychází z vlastního designu experimentu, který je rozdělen do dvou úrovní a poskytuje dva úhly pohledu na hodnocení řešené problematiky. Pro dosažení stanoveného cíle je zvolena vlastní metodika i vlastní a zcela původní postup zpracování experimentu.

Závěry

Závěry z obou úrovní experimentu poskytují nové poznatky o jízdní dynamice souprav. Konkrétní výsledky mohou sloužit jako vstupní data pro tvorbu podkladů a doporučení pro úpravu a doplnění vybraných legislativních předpisů, které tak mohou hodnotit širší oblast pravděpodobného provozního využití vozidel z hlediska bezpečnosti.

Dosavadní výsledky započatého výzkumu v oblasti studia jízdní dynamiky osobních automobilů a jejich souprav disponují možnostmi dalšího rozvoje oboru a dané disciplíny. Hodnocení jízdních stavů lze analyzovat několika způsoby. Teoretické přístupy, které jsou realizovány pomocí počítačových simulací, jsou založeny na sledování velikosti úhlů směrových úchylek náprav. Naopak praktické přístupy se zabývají evidentně měřitelnými hodnotami, mezi které patří boční zrychlení, stáčivá rychlost a úhel naklopení vozidla. Autor vnímá potenciál v oblasti praktického hodnocení stability jízdních souprav např. prostřednictvím polohy osy virace.

Protože automobil (jeho souprava konkrétních parametrů) byl vybuzen bílým šumem na základě přejezdu přes budící lať, začal se daný zkušební systém pohybovat obecným prostorovým pohybem. Tento obecný prostorový pohyb lze nahradit okamžitým šroubovým pohybem. A tento šroubový pohyb disponuje osou šroubu, která se nazývá osa virace, a má daný parametr stoupání. Osa virace je množinou bodů, které mají v daném okamžiku nulovou rychlost. Je tedy množinou pólů daného pohybu, a pokud bude její poloha v bezprostřední blízkosti sledovaného vozidla, nebo přímo v jeho vnitřním prostoru, bude dominantním pohybem tohoto vozidla stáčení, tedy rotace kolem svislé osy. Pokud se bude poloha osy virace od sledovaného vozidla limitně blížit nekonečnu, tak jeho dominantní pohyb je posuvný, pohybem je tedy jízda přímým směrem. V případě, že sledované vozidlo, jehož pohyb nebude rušen žádnými buzeními, se bude pohybovat po ideální kruhové dráze, tak bude osa virace ležet ve středu této dráhy kolmo k rovině vozovky.

A je otázka, jak bude vypadat poloha osy virace (vzdálenost od středu kruhové dráhy a úhel s rovinou vozovky) automobilu při přejezdu přes budící překážku, jak se tato poloha bude se vzrůstající zkušební rychlostí měnit, jak bude vypadat poloha osy virace při jízdních zkouškách s různě zatíženou soupravou při různých zkušebních rychlostech, třeba i vyšších, než jakými se pohybuje zkušební systém v oblasti lineárních jízdních stavů.

To vše je možné zodpovědět při dalším výzkumu a studiu jízdní dynamiky osobních automobilů a jejich souprav. A všechny tyto výstupy se tak mohou dále podílet na zvyšování bezpečnosti dopravního provozu.

8 ZÁVĚR

Cílem předkládané disertační práce, zpracované na téma „Bezpečnost osobních automobilů a jejich souprav z hlediska jízdní dynamiky“, bylo ověřit předpoklad, který tvrdí, že v důsledku připojení přípojného vozidla do soupravy s tažným vozidlem dochází ke změnám jízdní dynamiky. Tyto změny jsou vyvolány vytvořením odlišné struktury i parametrů soupravy, a vedou ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilních jízdních stavů, které mohou dále vyústit v dopravní nehodu.

V kapitole „Statistiky nehodovosti“ je tento předpoklad na teoretické úrovni rozebrán. Je zde provedena analýza dopravní nehodovosti na pozemních komunikacích v ČR v letech 2011 až 2014, která sleduje počty dopravních nehod vozidel kategorie M_1 a vozidlových souprav kategorií $M_1 + O_1$ a $M_1 + O_2$. Pro porovnatelnost je zvolena vhodná metodika, která uvažuje komparativní parametry (počet registrovaných vozidel řešených kategorií a počet obyvatel ČR). Výstupem této analýzy je skutečnost, která potvrzuje, že v každém sledovaném roce došlo k většímu počtu dopravních nehod souprav daných kategorií vozidel, než vozidel kategorie M_1 . Dané výstupy jsou v závěru kapitoly ověřeny statistickým nástrojem, vhodným pro konkrétní povahu sledovaných dat, za který byl zvolen párový t-test. Ten na určené hladině pravděpodobnosti 0,95 potvrzuje vyřčený předpoklad.

Kapitola „Platná legislativa v oblasti bezpečnosti vozidel“ poskytuje přehled legislativních dokumentů, které analyzují oblast schvalování vozidel kategorií M, N a O. Soubory konkrétních předpisů, směrnic a norem, resp. biomechanických kritérií poranění jsou uvedeny v příloze č. 1, resp. 2. Je zde poukázáno na fakt, že schvalovací proces vozidel zmíněných kategorií probíhá separátně, přestože jsou tažná vozidla běžně vybavována zařízeními umožňující vytvoření jízdní soupravy s vozidly kategorie O. Jedná se o zásadní problematiku, která by měla být s ohledem na bezpečnost dopravního provozu řešena, neboť platné předpisy určené pro homologaci vozidel neobsahují žádné legislativní požadavky z hlediska jejich provozního využití.

V kapitole „Dynamika vozidla“ je vyšetřena dynamika pohybu dvoustopých vozidel. Ta je strukturována do tří oblastí. První z nich analyzuje podélnou, tzv. longitudinální dynamiku, která se zabývá popisem jízdních výkonů, odporů, akcelerace a decelerace vozidla. Příčná, tzv. laterální dynamika, popisuje směrovou stabilitu vozidla. Jedná se o pohyb vozidla ve směru osy y, který udává výchylku z jízdního směru osy x. Laterální dynamika také řeší rotační pohyb vozidla kolem svislé osy z, který je definován jako stáčivá rychlost. Tato oblast dynamiky se též zabývá studiem pohybu v rovině yz, který je označován jako klopení vozidla.

Třetí dílčí oblast je zastoupena popisem svislé dynamiky vozidla. Tato problematika se zabývá pohybem vozidla ve směru osy z. Svislé výchylky jsou dány zejména pružením, tlumením a vratnou deformací pneumatik. Řešený dílčí úsek je analyzován na základě uvažování modelu netlumené dynamické soustavy, soustavy s hydraulickým tlumičem a soustavy odpérováných a neodpérováných hmot.

Kapitola „Předkolizní jízdní stavy vozidel“ se zabývá studiem pre-crash dynamiky a následné crashové fáze kolidujícího vozidla, včetně predikce předkolizních a kolizních jízdních stavů uvažované soupravy. Analýza provedených nárazových zkoušek stanovuje vstupní hodnoty pre-crash dynamiky osobního automobilu, průběhy a maximální hodnoty zrychlení na sledovaných částech zkušebních figurín, predikci závažnosti poranění na základě naměřených zrychlení, trajektorii figurín v závislosti na čase a deformaci a jiná poškození objektů kolize. Provedený rozbor nárazových zkoušek věrohodně simuluje pohyb vozidla i následky reálné dopravní nehody, neboť při jednotlivých testech byla použita vozidla určitého stáří a po několikaletém působení v běžném dopravním provozu. Část zpracované analýzy nárazových testů tvoří přílohu č. 3.

Cíl disertační práce jednoznačně definuje oblast řešené problematiky.

Metodika disertační práce pak detailně popisuje způsob dosažení definovaného cíle.

Kapitola „Experimentální stanovení vlivu přípojného vozidla na jízdní dynamiku soupravy“ řeší praktické ověření určeného cíle, který je založen na předpokladu ovlivnění jízdních vlastností vozidla, které vedou k větší pravděpodobnosti vzniku nestability v důsledku vytvoření jízdní soupravy tvořené osobním automobilem a přívěsem, a to způsobem definovaným metodikou. Z tohoto předpokladu vychází i design experimentu, jehož zpracování je rozděleno do dvou úrovní.

První úroveň experimentu představuje realizaci jízdních zkoušek, jejichž výstupem je zhodnocení změn jízdní dynamiky v důsledku připojení přívěsu za osobní automobil. Tato část experimentu byla uskutečněna na zkušební kruhové dráze o vnitřním poloměru $R_1 = 11$ m a vnějším poloměru $R_2 = 15$ m, která se nachází v areálu URC Josef, Fakulty stavební, ČVUT v Praze. Aby bylo provedenými jízdními zkouškami dosaženo stavů, které se co nejvíce blíží mezním stavům stability, byla v konkrétním místě zkušební dráhy instalována umělá překážka. Ta má funkci budící nerovnosti, která při přejezdu zkušebního vozidla, resp. soupravy vyvolá ve sledované mechanické soustavě bílý šum. První série třech jízdních zkoušek rychlostmi $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ byla realizována s automobilem Škoda Octavia II. generace, při kterých byly naměřeny průběhy zrychlení ve všech třech osových směrech, a to v každém ze tří instalovaných snímačů zrychlení.

Druhá série jízdních zkoušek stejné koncepce byla realizována se zkušební soupravou, která byla tvořena automobilem Škoda Octavia II. generace a přípojným vozidlem Agados S67. Třetí série zkoušek jízdni dynamiky byla provedena se zkušební soupravou, která byla tvořena vozidlem Škoda Octavia II. generace a přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid. Všechny 81 naměřených průběhů zrychlení bylo zpracováno, podrobena filtraci a vyhodnoceno prostřednictvím softwarové aplikace DIAdem od společnosti National Instruments. Protože předmětem této úrovně experimentu byla detekce mezních stavů stability třech zkušebních systémů v podobě osobního automobilu a jeho dvou souprav, byla z každého naměřeného signálu uvažována největší absolutní hodnota zrychlení. Naměřená maxima zrychlení byla podrobena selekci, a ze vzniklé zúžené databáze je vyvozen dílčí závěr. Tato vyselektovaná databáze hodnot zrychlení obsahuje vždy jednu maximální výchylku akcelerace pro daný zkušební systém (osobní automobil, nebo jeho dvě soupravy), při konkrétní zkušební rychlosti ($10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ nebo $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) ve sledovaném osovém směru (podélný, příčný, nebo svislý směr zrychlení) vždy z toho akcelerometru, který zaznamenal tu nejvyšší hodnotu kladné, nebo záporné orientace. Dílčí závěr zmiňuje, že analýza výstupů zkoušek jízdni dynamiky jednoznačně prokázala skutečnost, že připojení přívěsu ovlivňuje jízdni vlastnosti vozidel, které vedou k větší pravděpodobnosti vzniku nestability. Vytvořením jízdni soupravy jsou též ovlivněny vlastnosti z hlediska pasivní bezpečnosti. Kombinace těchto jevů zvyšuje počet i pravděpodobnost dopravních nehod.

Druhá úroveň experimentální části práce je zastoupena určením polohy pólu pohybu každého zkušebního systému při rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. A právě poloha pólu pohybu konkrétního zkušebního systému poskytuje další úhel pohledu na problematiku hodnocení jízdni dynamiky, a pomáhá tak analyzovat oblast vzniku nestabilního jízdni stavu vozidla. Výchozí operací pro určení polohy pólu pohybu, tedy bodu, ve kterém má sledované vozidlo v daném okamžiku nulovou rychlost, je integrace již naměřených vybraných průběhů zrychlení. Za ty jsou zvoleny signály naměřené v přímém směru pohybu (směr osy x) a v příčném směru pohybu (směr osy y) akcelerometrem 1 a 2, a to při všech zkušebních rychlostech automobilu Škoda Octavia II. generace a jeho dvou souprav. Ze získaných signálů všech devíti jízdni zkoušek byly v místech akcelerometrů 1 a 2 zkonstruovány výsledné vektory rychlostí a k nim kolmé normály, jejichž průnik určil polohu konkrétního pólu pohybu. Je však důležité zmínit fakt, že v rámci každé z devíti zkoušek jízdni dynamiky jsou pro určení dvou výsledných vektorů rychlostí uvažovány velikosti rychlostí ve směrech osy x a y vždy ve stejném okamžiku. Tento okamžik se ale ve všech devíti jízdni zkouškách liší. A to z toho důvodu, že měřicí obvod byl spínán ručně

prostřednictvím účastníka experimentu, a nebylo tedy možné zabezpečit sepnutí obvodu vždy v naprosto stejném místě zkušební dráhy. Je ale možné s jistotou tvrdit, že zvolené okamžiky pro sledování velikostí rychlostí jsou uvažovány mimo bezprostřední oblast přejezdu přes budící překážku. Poloha pólu pohybu, která je určena v okamžiku mimo oblast přejezdu přes instalovanou překážku má tak vyšší vypovídací schopnost o stabilitě zkušebního systému při reálném průjezdu směrovým obloukem. Dílčí závěr druhé úrovně experimentální části práce hodnotí míru nestability zkušebního systému při sledovaných rychlostech v závislosti na vzdálenosti pólu pohybu od středu zkušební dráhy. Vzdálenost pólu pohybu automobilu Škoda Octavia II. generace od středu dráhy je při rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ rovna hodnotě 1,722492 m. Při rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je vzdálenost pólu pohybu od středu dráhy rovna hodnotě 3,88378 m, a při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ je sledovaná vzdálenost 7,475284 m. Při hodnocení těchto vzdáleností lze říci, že se vzrůstající zkušební rychlostí přímo úměrně vzrůstá i vzdálenost pólu pohybu od středu kruhové dráhy. Je tedy možné tvrdit, že zkušební automobil Škoda Octavia II. generace se chová tak, jak popisuje teorie a eventuální extrapolací výstupních hodnot lze určit kritickou rychlost, při které se zkušební systém může nacházet v oblastech mezních stavů stability. Hodnocení vzdáleností pólů pohybů od středu kruhové zkušební dráhy při jízdách zkouškách se soupravou tvořenou vozidlem Škoda Octavia II. generace a přívěsem Agados S67 a hledání závislostí mezi těmito vzdálenostmi a zkušebními rychlostmi je výrazně složitější, než v předchozím případě. Výstupní hodnoty jízdních zkoušek tohoto zkušebního systému prezentují skutečnost, že dynamika vozidla s přívěsem se radikálně mění a chování soupravy je velmi obtížně predikovatelné. Výstupy z jízdních zkoušek se soupravou složenou z tažného vozidla Škoda Octavia II. generace a přívěsu Agados S67 vozoucího automobil Škoda Rapid poskytují údaje, mezi kterými je též velmi obtížné hledat jistou korelační funkci.

Kapitola „Výsledky a diskuse“ hodnotí výstupy z obou úrovní provedeného experimentu. Naměřená data z první úrovně experimentu jsou ověřena statistickým nástrojem, za který je opět zvolen párový t-test. A na hladině pravděpodobnosti 0,95 je prokázáno, že v důsledku připojení přípojného vozidla Agados S67 (jak nezatíženého, tak zatíženého automobilem Škoda Rapid) za osobní automobil Škoda Octavia II. generace dochází ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilního jízdního stavu, a to při všech zkušebních rychlostech. Statistické ověření výstupů z druhé úrovně experimentu není pro nízký počet vzorků z matematického hlediska možné. Diskuse dále shrnuje oblasti, které jsou z hlediska původního přínosu pro řešený obor inovativní. Jedná se zejména o vlastní téma, cílené zpracování provedených nárazových zkoušek, vlastní zkoušky jízdní dynamiky a závěry

z obou úrovní experimentu. Diskuse závěrem nastiňuje možnosti dalšího rozvoje oboru a dané problematiky studia jízdní dynamiky osobních automobilů a jejich souprav. Autor vnímá potenciál v oblasti praktického hodnocení stability jízdních souprav např. prostřednictvím polohy osy virace.

Na základě provedené literární rešerše a realizovaného rozsáhlého experimentu lze souhrnně říci, že byl splněn cíl disertační práce, a z provedených analýz jednoznačně vyplývá, že připojením přívěsu za osobní automobil a vytvořením jízdní soupravy se skutečně mění struktura a parametry daného jízdního systému, které vedou ke zvýšení pravděpodobnosti vzniku nestabilních jízdních stavů.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Advanced engineering, s.r.o.: *Crash test Kutná hora - Kolejové vozidlo vs. osobní automobil – prezentace nárazové zkoušky*, 2010.
- [2] BARNARD, R. H.: *Road Vehicle Aerodynamic Design*. Addison Wesley Longman Ltd., 1996, 276 p. ISBN 0-582-24522-2.
- [3] BASTOW, D. – HOWARD, G. – WHITEHEAD, P. J.: *Car Suspension and Handling*. 4. Edition, Professional Engineering Publishing 2004, 454 p. ISBN 0-7680-0872-7.
- [4] BRANCH, R. M. – BRANCH, R.: *Vehicle Accident Analysis and Reconstruction Methods*. 2nd edition. Warrendale: SAE International, 2011, 418 p. ISBN 978-0-7680-3437-0.
- [5] BUDSKÝ, R. – KOUCKÝ, M.: *Statistical Analysis of the Impact of Selected Factors on the Rate of Accidents*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 1, No. 1/2008, pages: 37-42, ISSN 1802-971X.
- [6] BURG, H. - MOSER, A.: *Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion. Unfallaufnahme, Fahndynamik, Simulation*. 2. aktualisierte Auflage 2009. Burgen/Linz 2009, 1032 s. ISBN 978-3-8348-0546-1.
- [7] BURG, H. – RAU, H.: *Handbuch der Verkehrsunfall-Rekonstruktion*. 1st auflage, Kippenheim: Verl. Information Ambs, 1981, 838 p. ISBN 38-855-0020-5.
- [8] Crash Analysis Criteria Description – National Instruments. [online]. [cit. 2014-10-10]. Dostupné z: http://www.ni.com/pdf/products/us/crash_functions_descriptions.pdf.
- [9] ČECHOVÁ, H. – HYNČÍK, L.: *Six-Year-Old Child Model in Frontal Sled Test*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 2, No. 3/2009, pages: 114-121, ISSN 1802-971X.
- [10] ČÍHALOVÁ, L. – HYNČÍK, L.: *Human Body Finite Element Model as an Instrument for the Improvement of Passive Safety*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 1, No. 3/2008, pages: 109-116, ISSN 1802-971X.
- [11] DANG, H. A. – KOVNADA, J.: *Determination of Trajectory of Articulated Bus Turning along Curved Line*, Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 7, No. 1/2014, pages: 35-44, ISSN 1802-971X. DOI: 10.2478/trans-2014-0002.
- [12] DAVIES, G.: *Materials for Automobile Bodies*. Elsevier 2012, 404 p. ISBN 978-0-08-096979-4.

- [13] FANCHER, P. – BERNARD, J. – CLOVER, C.: *Representing Truck Tire Characteristics in Simulations of Braking and Braking in a Turn Maneuvers*. Conference: 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics: Berlin, Germany. Date: Feb. 20 – 21, 1997, Vol. 27, pages: 207-220, WOS: A1997WR60800016. DOI: 10.1080/00423119708969655.
- [14] FANTA, O. – HYBNER, M. – LOPOT, F. – JELEN, K. – MALKOVSKÝ, Z, PURŠ, H: *Comparison of HIC Values During Train-Car Collision*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 4, No. 4/2011, pages: 207-216, ISSN 1802-971X. DOI: 10-2478/v10158-011-0021-9.
- [15] FANTA, O. – KUBOVÝ, P. – JELEN, K.: *Biomechanical Response of Head During Impact Loading*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 3, No. 2/2010, pages: 53-66, ISSN 1802-971X. DOI: 10.2478/v10158-10-0011-3.
- [16] FIRST, J. a kol.: *Zkoušení automobilů a motocyklů*. Praha: S&T CZ s.r.o., 2008, 348 s. ISBN 987-80-254-1805-5.
- [17] FUNG, Y. C.: *Biomechanics: mechanical properties of living tissues*. 2nd edition. Springer-Verlag New York 1993. ISBN 0-387-97947-6.
- [18] GUIGGIANI, M.: *The Science of Vehicle Dynamics, Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars*. Springer Dordrecht 2014, 356 p. ISBN 978-94-017-8532-7. DOI: 10.1007-978-94-017-8533-4.
- [19] HARRISON, M.: *Vehicle Refinement, Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles*. Society of Automotive Engineers, Inc., 2004, 345 p. ISBN 0-7680-1505-7.
- [20] HUANG, M.: *Vehicle Crash Mechanics*. Boca Raton: CRC Press, 2002, 481 p. ISBN 08-493-0104-1.
- [21] HYNČÍK, L. - MARTINEC, P. - KOCKOVÁ, H. - CIMRMAN, R.: *Kritéria poranění a jejich implementace do biomechanického modelu člověka*. Dílčí zpráva o řešení projektu č. FT-TA/024 ke dni 31. 3. 2007, 2007.
- [22] ISERMANN, R.: *Fahrdynamik-Regelung, Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. 1. Auflage ATZ/MTZ-Fachbuch. Deutscher Universität-Verlag 2006. ISBN 3-8348-0109-7.
- [23] JAZAR, R. N.: *Vehicle Dynamics, Theory and Application*, 2. Edition, Springer New York 2014, 1066 p. ISBN 978-1-4614-8544-8. DOI: 10.1007/978-1-4614-8544-5.
- [24] JELEN, K. – FANTA, O. – BILLICH, R. – HADRABA, D. – KUBOVÝ, P.: *Whiplash Injury and Head Injury Criterion During Deceleration*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 4, No. 4/2011, pages: 217-224, ISSN 1802-971X. DOI: 10.2478/v10158-011-0022-8.
- [25] KÁBA, B. – SVATOŠOVÁ, L.: *Statistika*. ČZU v Praze, 152 s. ISBN 80-213-0746-3.

- [26] KALINSKÝ, M. – PAVLATA, J.: *Evaluation and Classification of the Dummy Loading Regarding Biomechanical Protection Criteria During a Bus Rollover*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 1, No. 2/2008, pages: 51-60, ISSN 1802-971X.
- [27] KALTHOFF, W.: *The Coefficient of Restitution on Rear-End Collision – New Findings*. In 17th EVU Conference. Nice: EVU France, 2008, pages: 281-286.
- [28] KARNOPP, D.: *Vehicle Dynamics, Stability and Control*. 2. edition, Taylor & Francis Group, LLC, 2013, 312 p. ISBN 978-1-4665-6085-7.
- [29] KARNOPP, D.: *Vehicle stability*. Marcel Dekker, Inc., New York 2004, 315 p. ISBN 0-8247-5711-4.
- [30] KOVANDA, B. – KOVANDA, J.: *Aerodynamika vozidel*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 50 s. ISBN 80-01-01942-X.
- [31] KOVANDA, J. - FIRST, J. - KOVANDOVÁ, H. - SCHEJBALOVÁ, Z. - ŠOTOLA, M.: *VYZ616.005/08 Kolize automobil – bariera III*, ČVUT FD, Praha, 2008.
- [32] KOVANDA, J. - FIRST, J. - LENK, J. - MIČUNEK, T.: *VYZ616.003/05 Kolize automobil - bariera*, ČVUT FD, Praha, 2005.
- [33] KOVANDA, J. - FIRST, J. - LENK, J. - MIČUNEK, T.: *VYZ616.004/04 Kolize automobil - automobil*, ČVUT FD, Praha, 2004.
- [34] KOVANDA, J. - FIRST, J. - LENK, J. - MIČUNEK, T.: *VYZ616.005/04 Zařízení pro urychlení vozidel při dynamických zkouškách pasivní bezpečnosti*, ČVUT FD, Praha, 2004.
- [35] KOVANDA, J. - FIRST, J. - LENK, J. - MIČUNEK, T.: *VYZ616.006/05 Kolize automobil – bariera II*, ČVUT FD, Praha, 2005.
- [36] KOVANDA, J. - FIRST, J. - SCHEJBALOVÁ, Z. - ŠOTOLA, M.: *VYZ616.004/07 Kolize automobil – automobil II*, ČVUT FD, Praha, 2007.
- [37] KOVANDA, J. – KOBRLE, P.: *Selected Problems of Electric Vehicle Dynamics*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 5, No. 3/2012, pages: 137-142, ISSN 1802-971X. DOI: 10.2478/v10158-012-0016-1.
- [38] KOVANDA, J. – RESL, I. – SOCHA, J.: *Konstrukce automobilů, pérování vozidel*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997, 120 s. ISBN 80-01-01624-2.
- [39] KOVANDA, J. - RIVA, R.: *Vehicle–human Interaction*. Milano: Edizioni Spiegel, 1999, 77 p. ISBN 88-7660-104-X.
- [40] KOVANDA, J. – RŮŽIČKA, T. – KEPKA, M.: *Bonding of Structural Parts of Vehicle Bodies and Aspects of Passive Safety*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 2, No. 2/2009, pages: 74-85, ISSN 1802-971X.

- [41] KOVANDA, J. – ŠATOCHIN, V. *Pasivní bezpečnost vozidel*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000, 69 s. ISBN 80-01-02235-8.
- [42] KOVANDA, J.: *Konstrukce automobilů, pasivní bezpečnost*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996, 50 s. ISBN 80-01-01459-2.
- [43] KRAMER, F.: *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen. Biomechanik – Simulation – Sicherheit im Entwicklungsprozess*. 3., überarbeitete Auflage. Praxis ATZ/MTZ-Fachbuch. Dresden 2008, 416 s. ISBN 978-3-8348-0536-2.
- [44] KVÁŠOVÁ, A.: Diplomová práce – *Detekce podmínek stability vozidla*, ČVUT v Praze. Praha 2009.
- [45] LV, H. – LIU, S.: *Closed Loop Handling Stability of 4WS Vehicle with Rate Control*. Journal of Mechanical Engineering 2013, Vol. 59, pages: 595-603. WOS:00326533800003.
- [46] MACKAY, M.: *A Review of the Biomechanics of Impacts on Road Accidents. Conference: NATO Advanced Study Institute on Crashworthiness of Transportation Systems – Structural Impact and Occupant Protection*. Location: Troia, Portugal, Date: Jul. 7-19, 1996. Crashworthiness of Transportation Systems: Structural Impacted Occupant Protection, Vol. 332, pages: 115-138. WOS:A1997BJ07P00005.
- [47] MACKAY, M.: *Perspective on Impact Biomechanics from Traffic Accident Analysis. Conference: International Human Life Support Biomechanics Symposium*. Location: Nagoya, Japan, Date: Dec. 12-15, 1999, Human Biomechanics and Injury Prevention, pages: 1-12. WOS:000166799400001.
- [48] Mapy CZ [online]. [cit. 2014-10-25]. Dostupné z: <http://www.mapy.cz/zakladni?x=14.2977610&y=49.7766258&z=11&l=0>
- [49] MCBEATH, S.: *Competition Car Data Loading*. 2. edition, Haynes Publishing, Sparkford, 2008, 158 p. ISBN 978-1-84425-565-8.
- [50] MERTEN, K. – PELDSCHUS, S. – MUGGENTHALER, H.: *Computer Aided Analysis of Injury Mechanisms. Numerical Human Models for the Investigation of Injury Mechanisms for Blunt Impact*. Rechtsmedizin 2008, Vol. 18, pages 431-436. WOS:000263169800003.
- [51] OBEROI, D. – HE, Y.: *Simulation Based Design Synthesis of Articulated Heavy Vehicles for Improving Manoeuvrability and Stability*. Conference: 4th International Conference on Mechanical Engineering and Mechanical. Location: Suzhou, China. Date: Aug. 11-12, 2011, pages: 193-197, WOS:000314078000035.
- [52] ONDOKOVÁ, L. – HYNČÍK, L.: *Abdominal Finite Element Model for Traffic Accidents Injury Analysis*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 3, No. 4/2010, pages: 169-178, ISSN 1802-971X. DOI: 10.2478/v10158-010-0023-z.

- [53] PARCZEWSKI, K. – WENK, H.: *Analysis of Tire Characteristics Influence on Vehicle Movement Using Physical Model in Scale*. Conference: 18th International Conference on Transport Means. Location, Kaunas, Lithuania, Date: Oct. 23-24, 2014, pages: 149-152. WOS:000345692000036.
- [54] PETRŮ, M. – ŠEVČÍK, L. – MAŠÍN, I.: *Dynamic Analysis of Lifting Platform Construction for Car Relocation*. Conference: 54th International Conference of Machine Design Departments. Location: Hejnice, Czech Republic, Date: Sep. 10-12, 2013. Modern Methods of Construction Design, pages: 517-524. WOS:000342348400068. DOI: 10.1007/978-3-319-05203-08_69.
- [55] PITTIUS, R. – RHEIN, B. – SCHMIDT, A.: *The Use of Self-Steering Axles on Semitrailers – with Particular Regard to Road Friendliness and Safety*. VDI Conference: Conference on Tires, Chassis and Road. Location: Hannover, Germany. Date: Oct. 23 – 24, 1997, Vol. 1350, pages: 263-279, WOS: 000071758300014.
- [56] Počty registrovaných vozidel. [online]. [cit. 2014-09-11]. Dostupné z: <http://www.mvcr.cz/clanek/centralni-registr-vozidel865510.aspx?q=Y2hudW09NQ%3d%3d>.
- [57] PRASAD, P. - MERTZ, H.: *The position of the United States Delegation to the ISO working group 6 on the use of HIC in the Automotive Environment*, SAE Technical Paper Series, 1985.
- [58] PRÁŠILOVÁ, M. – SVATOŠOVÁ, L.: *Cvičení ze statistiky*. ČZU v Praze, 192 s. ISBN 80-213-0712-9.
- [59] Předpis EHK/OSN č. 94: Jednotná ustanovení pro homologaci vozidel z hlediska ochrany cestujících při čelním nárazu vozidla.
- [60] Předpis EHK/OSN č. 95: Jednotná ustanovení pro homologaci vozidel z hlediska ochrany cestujících při bočním nárazu vozidla.
- [61] RILL, G.: *Road Vehicle Dynamic, Fundamentals and Modeling*. Taylor & Francis Group, LLC, 2012, 331 p. ISBN 978-1-4398-3898-3.
- [62] RÖHRICH, W.: *Die Verteilung der Energieaufnahmefähigkeit bei PKW: Strukturen und Anwendungsmöglichkeiten bei der Unfallanalyse*. Berlin: TU Berlin 1977.
- [63] SAVARESI, S. M. – POUSSOT, V. C. – SPELTA, C. – SENAME, O. – DUGARD, L.: *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. 1. edition, Elsevier Ltd. 2010, 206 p. ISBN 978-0-08-096678-6.
- [64] SEIFFERT, J. - EKKERNKAMP, A.: *Unfallursachenforschung: Konkrete Prävention auf der Basis neuer Prüfkriterien*. 1. Auflage. Deutscher Universität-Verlag 2006.
- [65] SEIFFERT, U. – WECH, L.: *Automotive Safety Handbook*. 2nd edition Warrendale: SAE International. 2007, 293 p. ISBN 978-0-7680-1798-4.

- [66] SCHMITT, K. U. - NIEDERER, P. F. - WALZ, F.: *Trauma Biomechanics: Introduction to Accidental Injury*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 2004. ISBN 3-540-22299-5.
- [67] SMITH, R. – TSONGOS, N.: *Crash Phase Accident Reconstruction*. Warrendale: SAE International, 1986. DOI: 10.4271/860209.
- [68] Stáří vozového parku. [online]. [cit. 2015-03-01]. Dostupné z: <http://www.autosap.cz/dalsi-informace/pocty-registrovanych-vozidel-vozidel-v-cr-a-dalsi-udaje/#struktS>.
- [69] STROHRER, CH. E. – WOLLEY, R. L. – JAMES, M. B.: *Crush Energy in Accident Reconstruction*. Warrendale: SAE International, 1986. DOI: 10.4271/860371.
- [70] SUMMERS, S. – PRASAD, A. – HOLLOWEL, W.: *NHTSA Compatibility Research Program Update*. Warrendale: SAE International, 2001. DOI: 10.4271/2001-01-1167.
- [71] SVATOŠOVÁ, L.: *Příklady ze statistiky*. ČZU v Praze, 141 s. ISBN 80-213-1467-2.
- [72] Škoda Auto Česká republika [online]. [cit. 2014-10-04]. Dostupné z: <http://www.skoda-auto.cz/models/nova-octavia>
- [73] The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space: *Automotive Design Advancements in Human Factors: Improving Drivers Comfort and Performance*. Society of Automotive Engineers, Inc., 1996, 231 p. ISBN 1-56091-785-7.
- [74] TREMLETT, A. J. – ASSADIAN, F. – PURDY, D. J.: *Quasi Steady State Linearisation of the Racing Vehicle Acceleration Envelope: A Limited Slip Differential Example*. *Vehicle System Dynamics* 2014, Vol. 52, pages: 1416-1442. WOS:000345074800004, DOI: 10.1080/00423114.2014.943927.
- [75] TŮMA. J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Štramberk 1997, 174 s. ISBN 80-901936-1-7.
- [76] VDI Gessellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, Berichte 1568: *Dynamik von Fahrzeug und Fahrweg*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2000, 386 s. ISBN 3-18-091568-4.
- [77] VDI Gessellschaft Fahrzeug – und Verkehrstechnik, Berichte 1471: *Inovativer Kfz – Insassen – und Partnerschutz*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 1999, 404 s. ISBN 3-18-091471-8.
- [78] VDI Gessellschaft Fahrzeug – und Verkehrstechnik, Berichte 1794: *Inovativer Kfz – Insassen – und Partnerschutz, Fahrzeugsicherheit 2010*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2003, 340 s. ISBN 3-18-091794-6.
- [79] VDI Gessellschaft Fahrzeug – und Verkehrstechnik, Berichte 2014: *Reifen – Fahrwerk - Fahrbahn*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2007, 462 s. ISBN 978-3-18-092014-6.

- [80] VDI Gessellschaft Fahrzeug – und Verkehrstechnik, Berichte 2078: *Fahrzeugsicherheit, Innovativer Kfz – Insassen – und Partnerschutz*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2009, 316 s. ISBN 978-3-18-092078-8.
- [81] VDI Gessellschaft Fahrzeug – und Verkehrstechnik, Berichte 2204: *Fahrzeugsicherheit – Sicherheit 2.0*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2013, 358 s. ISBN 978-3-18-092204-1.
- [82] VDI Gessellschaft Fahrzeugtechnik, Berichte 546: *Fahrdynamik und Federungskomfort*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 1984, 222 s. ISBN 3-18-090546-8.
- [83] VDI Gessellschaft Materials Engineering, Berichte 2217: *Gießen von Fahrwerks – und Karosseriekomponenten*. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2014, 191 s. ISBN 978-3-18-092217-1.
- [84] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidel*. Nakladatelství a vydavatelství Vlk, Brno 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [85] WANG, X.: *Vehicle Noise and Vibration Refinement*. Woodhead Publishing Ltd. 2010, Cornwall, UK, 434 p. ISBN 978-1-84569-497-5.
- [86] XU, Y. – LUO, T. – WANG, Q.: *Research on the Affection of Vehicle Lateral Stability Related to the Improved ABS*. Conference: International Symposium on Vehicle, Mechanical, and Electrical Engineering, Chong Hua, Taiwan, Date: Dec. 21-22, 2013, Vol. 494-495, pages: 68-72. WOS:000338690800016.
- [87] Zákon č. 56/2001 Sb. ze dne 10. ledna 2001 o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.
- [88] Zkušební vozidlo - schéma [online]. [cit. 2014-10-26]. Dostupné z: <http://www.vozyskoda.wz.cz/octavia/techdata.htm>

Seznam vlastních publikací

- [89] BRADÁČ, J. – TULACH, P. – KREJČÍ, J.: *Technical Note on Description of Impulse Vessel*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 7, No. 1/2014, pages: 45-46, ISSN 1802-971X.
- [90] KOVANDOVÁ, H. – KREJČÍ, J. – KOVANDA, J.: *Crash Tests of Vehicles – Selected Experiments and Analysis*. Transactions on Transport Sciences, CDV – Transport Research Centre, Brno, Vol. 6, No. 4/2013, pages: 193-202, ISSN 1802-971X. DOI: 10.2478/v10158-012-0047-7.
- [91] KREJČÍ, J. – KOVANDOVÁ, H. – KOVANDA, J. – PURŠ, H.: *Kolize železničního a silničního vozidla, popis experimentu*. Soudní inženýrství, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno. Roč. 25, č. 02, s. 141-147, ISSN 1211-443X.
- [92] KREJČÍ, J. – KOVANDOVÁ, H. – KOVANDA, J. – TULACH, P.: *Collision Between Rail and Road Vehicles*. 31st Danubia-Adria Symposium on Advances in Experimental Mechanics, 2014 – Kempten, Germany, pages: 199-200, ISBN 978-3-00-046740-0.
- [93] MÍK, J. – KOVANDA, J. – KREJČÍ, J. – LEVÝ, J.: *Evaluation of Rollover Unit eCall*. Croatian Journal of Education, Vol. 14; Spec.Ed1/2012, pages: 109-115, ISSN 1848-5650.
- [94] MÍK, J. – TULACH, P. – KREJČÍ, J.: *Možnosti odhadu vzniku nekompatibilního nárazu systémem eCall při dopravní nehodě*. XVI. Mezinárodní vědecká konference mladých 2014, ISBN 978-80-213-2476-3.
- [95] TULACH, P. - KOVANDA, J. - KOVANDOVÁ, H - KREJČÍ, J.: *Vybrané experimenty v oblasti nárazových zkoušek*. Soudní inženýrství, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno. Roč. 25, č. 04, s. 274-281, ISSN 1211-443X.

Popularizační činnost

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – konstrukce spalovacích motorů, Ďáblův vynález. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, březen 2014, roč. 23, č. 03, s. 44-46. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – čtyřtakt vs. dvoutakt, V rytmu exploze. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, duben 2014, roč. 23, č. 04, s. 20-21. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – pístní skupina 1. část, Srdeční tep. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, květen 2014, roč. 23, č. 05, s. 34-35. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – pístní skupina 2. část, Ďábel vězí v detailu. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, červen 2014, roč. 23, č. 06, s. 48-49. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – ojnice, Spojenecká smlouva. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, červenec 2014, roč. 23, č. 07, s. 26-27. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – klikový hřídel, A přece se točí! *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, srpen 2014, roč. 23, č. 08, s. 26-27. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – rozvodové ústrojí 1. část, Rozvodové řízení. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, září 2014, roč. 23, č. 09, s. 22-23. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – rozvodové ústrojí 2. část, Ventilové variace. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, říjen 2014, roč. 23, č. 10, s. 22-23. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – sací trakt, Umělé dýchání. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, listopad 2014, roč. 23, č. 11, s. 54-55. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – výfukové potrubí, Konec dobrý, všechno dobré. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, prosinec 2014, roč. 23, č. 12, s. 26-27. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – kapalinové chlazení motoru, Výkon s chladnou hlavou. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, leden + únor 2015, roč. 24, č. 1 + 2, s. 38-39. ISSN 1214-6129.

KREJČÍ, J. – DOŠEK, T. Teorie motoru – mazání motoru, Kdo nemaže, ten nejede. *MOTOCYKL: jednou stopou celým světem*, Motor-Press Bohemia, s.r.o., Praha, březen 2015, roč. 24, č. 3, s. 18-19. ISSN 1214-6129.

Seznamy obrázků, tabulek, zkratk a příloh

Seznam obrázků:

- Obr. 2.1: Řadová čísla kolizí osobních automobilů a jejich souprav ve sledovaném období
- Obr. 2.2: Pravděpodobnosti havárie osobních automobilů a jejich souprav ve sledovaném období
- Obr. 2.3: Vazby mezi etapou rozvoje (vlevo) a předmětem zkoušení (vpravo)
- Obr. 3.1: Souřadný systém pro definování pohybu vozidla
- Obr. 3.2: Schéma pro odvození pohybových rovnic
- Obr. 3.3: Moment valivého odporu kola M_{fK} a valivý odpor kola O_{fK} na volně se valícím kole
- Obr. 3.4: Určení odporu stoupání
- Obr. 3.5: Skluzová charakteristika pneumatiky
- Obr. 3.6: Schéma pro výpočet statického zatížení náprav
- Obr. 3.7: Schéma pro výpočet radiálních reakcí
- Obr. 3.8: Schéma pro určení součinitele vzdušného momentu
- Obr. 3.9: Síly a momenty působící na přední brzděné nápravě
- Obr. 3.10: Rovinný dynamický model vozidla pro vyjádření pohybů v rovině xy
- Obr. 3.11: Určení polohy vozidla v závislosti na čase
- Obr. 3.12: Jednostopý rovinný dynamický model vozidla
- Obr. 3.13: Kinematika jednostopého modelu s vyjádřením směrových úchylek náprav
- Obr. 3.14: Jednostopý model vozidla při ustáleném zatáčení
- Obr. 3.15: Model klopení vozidla
- Obr. 3.16: Střed klopení karoserie vozidla
- Obr. 3.17: Osa klopení karoserie vozidla
- Obr. 3.18: Určení polohy těžiště karoserie vozidla
- Obr. 3.19: Jednohmotový lineární model vozidla
- Obr. 3.20: Jednohmotový model vozidla s hydraulickým tlumičem
- Obr. 3.21: Lomená nesymetrická charakteristika hydraulického tlumiče
- Obr. 3.22: Zjednodušená soustava odpérovanych a neodpérovanych hmot
- Obr. 3.23: Hybrid II – schéma rozměrů
- Obr. 3.24: PULSE Multi analyzer system
- Obr. 3.25: Akcelerometry 4504 A, 4514-B, 4513-B
- Obr. 3.26: Pozice tenzometrů T1 – T8 a akcelerometru A1 na karoserii vozidla
- Obr. 3.27: Průběh celkového zrychlení v hlavě figuríny řidiče a kritérium poranění hlavy HPC_{36}
- Obr. 3.28: Průběh celkového zrychlení v hlavě figuríny spolujezdce a kritérium poranění hlavy HPC_{36}
- Obr. 3.29: Průběh nárazu zkušební automobilu do nepohyblivé bariéry
- Obr. 3.30: Průběh nárazu zkoušeného vozidla do nepohyblivé bariéry
- Obr. 3.31: Průběh zrychlení v hlavě figuríny řidiče ve směru osy x, kritérium poranění hlavy HPC a zrychlení na karoserii v podélném směru jízdy
- Obr. 3.32: Průběh celkového zrychlení v hlavě dětské figuríny a kritérium poranění hlavy HPC
- Obr. 6.1: Lokalita, pracoviště FSv ČVUT, Chotilsko – Smilovice 93, 263 01 Dobříš
- Obr. 6.2: Pohled na zkušební kruhovou dráhu
- Obr. 6.3: Instalovaná překážka určená pro vybuzení kmitů
- Obr. 6.4: Zkušební vozidlo Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI
- Obr. 6.5: Zkušební souprava Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI + přívěs Agados S67

- Obr. 6.6: Zkušební přípojné vozidlo Agados S67
- Obr. 6.7: Zkušební souprava Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI + přívěs Agados S67 + Škoda Rapid 1,6 TDI
- Obr. 6.8: Rozmístění akcelerometrů ve zkušebním vozidle
- Obr. 6.9: Umístění akcelerometrů ve zkušebním vozidle: vlevo akcelerometr 1, uprostřed akcelerometr 2, vpravo akcelerometr 3
- Obr. 6.10: Detail umístění akcelerometrů: vlevo akcelerometr 1, uprostřed akcelerometr 2, vpravo akcelerometr 3
- Obr. 6.11: Osové směry a smysly jednotlivých snímačů zrychlení
- Obr. 6.12: Ukázka SW prostředí NI DIAdem
- Obr. 6.13: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.14: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.15: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.16: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.17: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.18: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.19: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.20: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.21: Průběh zrychlení v příčném směru vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.22: Maximální hodnoty zrychlení v podélném směru zaznamenané při všech zkušebních rychlostech pro osobní automobil a jeho dvě soupravy
- Obr. 6.23: Maximální hodnoty zrychlení v příčném směru zaznamenané při všech zkušebních rychlostech pro osobní automobil a jeho dvě soupravy
- Obr. 6.24: Maximální hodnoty zrychlení ve svislém směru zaznamenané při všech zkušebních rychlostech pro osobní automobil a jeho dvě soupravy
- Obr. 6.25: Zkušební vozidlo Škoda Octavia II. generace při jízdě zkoušce
- Obr. 6.26: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.27: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.28: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.29: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.30: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.31: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.32: Zkušební souprava Škoda Octavia II. generace + přívěs Agados S67 při jízdě zkoušce
- Obr. 6.33: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.34: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

- Obr. 6.35: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.36: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.37: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.38: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.39: Zkušební souprava Škoda Octavia II. generace + přívěs Agados S67 + Škoda Rapid při jízdě zkoušce
- Obr. 6.40: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.41: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.42: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.43: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.44: Určení pólu pohybu vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 8.45: Vektorový součet rychlostí vozidla Škoda Octavia a přípojného vozidla Agados S67 vezoucí automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 6.46: Vzdálenosti pólů pohybů zkušebního automobilu Škoda Octavia II. generace a jeho dvou souprav od středu kruhové dráhy při rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Obr. 7.1: Osobní automobil BMW 320d Touring při zkušební rychlosti $37 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Seznam tabulek:

- Tab. 2.1: Počty registrovaných vozidel, dopravních nehod a obyvatel ve sledovaném období
- Tab. 2.2: Vstupní data pro výpočet párového t-testu
- Tab. 2.3: Řadová čísla kolizí a pravděpodobnosti havárie osobních automobilů a jejich souprav ve sledovaném období
- Tab. 3.1: Hodnoty součinitele přilnavosti pro různé povrchy vozovky
- Tab. 3.2: Hybrid II – přehled parametrů a rozměrů
- Tab. 3.3: Průběh experimentu – sledování pohybu figurín
- Tab. 3.4: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidla a bariéry
- Tab. 3.5: Průběh experimentu – sledování pohybu figurín
- Tab. 3.6: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidla
- Tab. 6.1: Rozměry zkušební kruhové dráhy
- Tab. 6.2: Technické parametry zkušebního vozidla – Škoda Octavia II. generace 1,4 TSI
- Tab. 6.3: Technické parametry zkušebního přípojného vozidla – Agados S67
- Tab. 6.4: Technické parametry zkušebního vozidla – Škoda Rapid 1,6 TDI
- Tab. 6.5: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.6: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.7: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

- Tab. 6.8: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.9: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.10: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.11: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.12: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.13: Kladná a záporná maxima zrychlení vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.14: Absolutní hodnoty maxim zrychlení, použitých pro vizualizaci obr. 6.22, 6.23, 6.24
- Tab. 6.15: Velikosti rychlostí referenčních bodů vozidla Škoda Octavia při zkušebních rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.16: Velikosti rychlostí referenčních bodů vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušebních rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.17: Velikosti rychlostí referenčních bodů vozidla Škoda Octavia s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušebních rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 6.18: Vzdálenosti pólů pohybů zkušebních systémů od středu kruhové dráhy při rychlostech $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 7.1: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho nezatížené soupravy při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 7.2: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho zatížené soupravy při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 7.3: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho nezatížené soupravy při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 7.4: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho zatížené soupravy při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 7.5: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho nezatížené soupravy při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
- Tab. 7.6: Vstupní data pro výpočet párového t-testu pro hodnocení stability osobního automobilu a jeho zatížené soupravy při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

Seznam zkratk:

AIS	Abbreviated Injury Scale
APF	Abdominal Peak Force
BMW	Bayerische Motor Werke
CNG	Compressed Natural Gas
ČKD, a.s.	Českomoravská Kolben-Daněk, akciová společnost
ČR	Česká republika
ČSN	Česká technická norma
ČVUT	České vysoké učení technické
DZS	Dětský zádržný systém

E-Call	Emergency Call
ECE	Economic Council for Europe
EHK	Evropská hospodářská komise
ES	Evropská směrnice
ESP	Electronic Stability Programme
EU	Evropská unie
EuroNCAP	European New Car Assessment Programme
FFC	Femur Force Criterion
FSv	Fakulta stavební
HIC	Head Injury Criterion
HPC	Head Performance Criterion
HTP	High Torque Performance
ISO	International Organization for Standardization
ISO/TR	International Organization for Standardization/Technical Report
MD	Ministerstvo dopravy
MDS	Ministerstvo dopravy a spojů
MPO	Ministerstvo průmyslu a obchodu
NI	National Instruments
NIC	Neck Injury Criterion
No.	Number
OSN	Organizace spojených národů
PSPF	Pubic Symphysis Peak Force
SW	Software
SZZPLS	Státní zkušebna zemědělských potravinářských a lesnických strojů
TDI	Turbocharged Direct Injection
ThCC	Thoracic Compression Criterion
TI	Tibia Index
TSI	Twincharged Stratified Injection
URC	Underground Research Centre
ÚSDM	Ústav silniční a městské dopravy
VC	Viscous Criterion

Seznam příloh:

- Příloha č. 1: Legislativa prvků aktivní bezpečnosti – soubor předpisů, směrnic a norem
- Příloha č. 2: Legislativa prvků pasivní bezpečnosti – soubor předpisů, směrnic, norem a vybraných biomechanických kritérií
- Příloha č. 3: Předkolizní jízdní stavy – analýza provedených nárazových testů
- Příloha č. 4: Průběhy zrychlení naměřené během jízdních zkoušek

Pevnost konstrukce

Pevnost konstrukce jednotlivých částí, skupin, nebo celého vozidla může být ověřována jízdní zkouškou nebo laboratorně. Převažují však laboratorní zkoušky únavové pevnosti. Problematiku vybraných kategorií vozidel řeší základní předpisy EHK/OSN a směrnice EHS/ES:

Předpisy EHK/OSN č.:

11 – Zámky a závěsy bočních dveří

18 – Zařízení proti zneužití vozidla

58 – Zadní ochrana proti podjetí vozidel kategorie M, N (části týkající se pevnosti nádrží)

110 – Zvláštní konstrukční části pro vozidla na CNG (části týkající se pevnosti nádrží)

Směrnice EHS/ES č.:

70/221 – Palivové nádrže a zadní ochrana proti podjetí vozidel kategorie M, N

70/387 – Dveře

74/61, 95/56 – Zařízení proti zneužití vozidel kategorie M, N

Brzdy

Řízené zastavení vozidla patří k jedné z jeho nejdůležitějších funkcí. Při brzdění je mařena kinetické energie, která je z velké části přeměna na energii tepelnou. K zastavení vozidla musí dojít za daných podmínek: účinně, tedy včas, opakovaně, bez ztráty stability, s určitou ovládací silou a bez ohrožení ostatních účastníků dopravního provozu. Legislativa související s brzděním je definována vybranými předpisy EHK/OSN, směrnicemi EHS/ES a normami:

Předpisy EHK/OSN č.:

13 – Brzdění vozidel kategorie M, N a O

13H – Brzdění vozidel kategorie M₁

90 – Náhradní brzdová obložení

Směrnice EHS/ES č.:

71/320, 74/132, 75/524, 79/489, 85/489, 85/647, 88/194, 91/422, 98/12 – Brzdění vozidel kategorie M, N a O

Normy ISO č.:

611:1980(E) – Brzdění motorových vozidel a přívěsů

6597:1980(E) – Brzdové systémy osobních vozidel – měření brzdového výkonu

7975:1985(E) – Zkoušky brzdění při nepřímé jízdě

Řízení

Kontrola dynamiky automobilu je velmi důležitý prvek bezpečnosti. Na tomto prvku se zásadně podílí řízení vozidla, tedy mechanismus ovládání řídicích kol. Základním požadavkem na řízení je udržet vozidla při jízdě ve stabilním kontrolovatelném stavu. To musí být proveditelné snadno, tedy malou ovládací silou na krátké dráze, při všech rychlostech až do nejvyšší konstrukční nebo přípustné rychlosti, bez odvrácení pozornosti, účinně, tedy včas a s tendencí k samostředění. Legislativa související s řízením je definována:

Předpisem EHK/OSN č.:
79 – Systémy řízení

Směrnice EHS/ES č.:
70/311, 92/62, 1999/7 – Systémy řízení vozidel kategorie M a N

Vyhláška MDS š. 302/2001 Sb., - Technické prohlídky

Stabilita

Stabilita je relativně široký pojem, který není striktně definován. Hranici mezi stabilitou a nestabilitou, tedy ztrátou kontroly nad vozidlem, není možné v dopravním provozu jednoznačně určit a předpovídat. Pro bezpečnost je důležité, aby se vozidlo v provozu za tuto pomyslnou hranici nedostalo. Na tom se podílí více subjektů zároveň a snahou konstruktérů je, aby co největší podíl patřil vozidlu. Z legislativního hlediska jsou zkoušky stability nepovinné a nevztahují se k nim žádné předpisy EHK/OSN ani směrnice EHS/ES a následující normy mají pouze charakter doporučení:

Normy ISO č.:

TR 3888:1999 – Silniční vozidla. Zkušební metoda pro předjížděcí jízdní manévr

4138/1982 – Silniční vozidla. Zkouška jízdy v ustáleném kruhu

7401:2003 – Metody zkoušek silničních vozidel pro zjištění odezvy na boční vstupní přechodový stav

7975:1985 – Silniční vozidla. Brzdění při jízdě po kruhové dráze

8855:1991 – Dynamika automobilu a stabilita jízdy

TR 8726:1988 – Test odezvy automobilu na harmonické natáčení volantu

9815:2003 – Test boční stability osobního automobilu s přívěsem

17288-1:2002 – Osobní automobily. Zkoušky ovladatelnosti. Část 1: odezva na skokové natočení volantu při jízdě po kruhové dráze

17288-2:2004 – Zkoušky ovladatelnosti. Část 2: odezva na impulsové natočení volantu z přímé jízdy

Pérování a tlumení

Podkapitola uvažuje systémy pružin a tlumičů působící mezi nápravami kol a karoserií vozidla. Nejsou řešeny pružící a tlumící systémy sedadel a jiných částí vozidla. Kvalita pérování a tlumení má přímý nebo zprostředkovaný vliv na aktivní bezpečnost, hygienu a životnost a spolehlivost. Legislativa související s pérováním a tlumením je definována následujícími dokumenty:

Směrnice EHS/ES č.:

97/27 – Hmotnosti a rozměry vozidel

Vyhláška MD ČR č. 100/2003 o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Příloha 1, odst. 35 – vozidla kategorie M, N

Norma ČSN 30 0560 – Pérování vozidel. Měření dynamických součinitelů při jízdě vozidla přes překážky.

Ochrana cestujících vozidel kategorie M₁ a N₁ proti nárazu

Dynamická zkouška je zaměřena na hodnocení následků dopravní nehody pro cestující uvnitř vozidla. Posuzovány jsou zejména limitní hodnoty biomechanických kritérií poranění pasažérů, absorpční schopnosti karoserie, účinnost zádržných systémů a tuhost a tvar vnitřních kolizních míst.

Základní biomechanická kritéria poranění, která jsou uváděna v předpisech EHK/OSN č. 94 a 95, jsou stručně popsána níže. Splnění jejich limitních hodnot je nezbytně nutnou podmínkou pro schválení vozidla.

HPC představuje zkratku pro Head Performance Criterion, což je nejčastěji používané kritérium pro posouzení poranění hlavy při nárazových zkouškách vozidel. Vstupním údajem pro výpočet je průběh zrychlení měřený akcelerometry, které jsou umístěny v těžišti hlavy zkušební figuríny. Hodnota kritéria se pak určí z daného časového intervalu průběhu celkového zrychlení. Rozsah intervalu je stanoven na 36 ms (HPC₃₆), a to v případě, že během nárazu nedojde k tvrdému kontaktu hlavy. Pro případ tvrdého kontaktu hlavy činí rozsah intervalu 15 ms (HPC₁₅). Časový interval 36 ms, resp. 15 ms se určuje z oblasti průběhu zrychlení o maximálních hodnotách. Výsledná hodnota HPC₃₆, resp. HPC₁₅ nesmí překročit hodnotu 1000, která je považována za limitní.

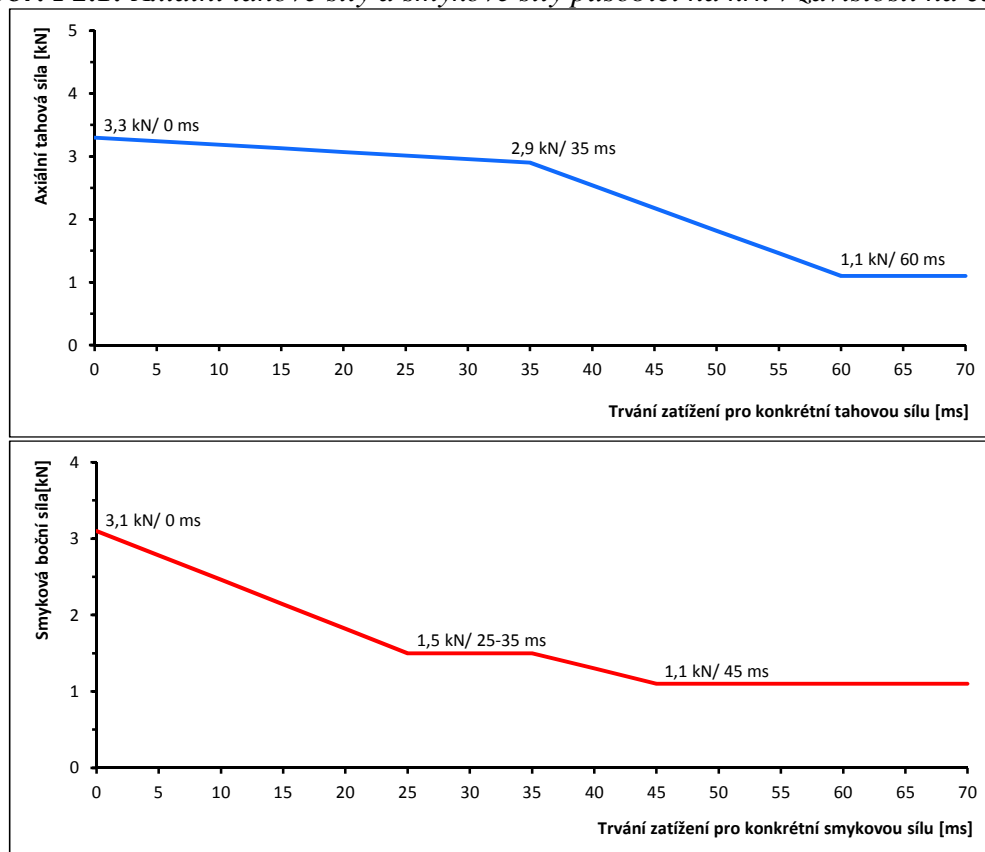
$$HPC = \left\{ (t_2 - t_1) \left[\frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{2,5} \right\}_{max} \quad (P2.1)$$

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (P2.2)$$

kde: a výsledné zrychlení [m.s⁻²]
 t_1 počátek sledovaného děje [s]
 t_2 konec sledovaného děje [s]

Hodnoty kritéria HPC jsou identické s hodnotami kritéria HIC (Head Injury Criterion), které se používalo v minulosti. [21], [24], [39]

Kritérium **NIC** (Neck Injury Criterion) se používá při nárazových zkouškách realizovaných dle EHK/OSN č. 94 a 95. Stanovuje maximální axiální tlakové síly, maximální axiální tahové síly a maximální smyková napětí působící na oblast krční páteře tak, jak je znázorněno na obr. P2.1.

Obr. P2.1: Axiální tahové síly a smykové síly působící na krk v závislosti na čase

Zdroj: [vlastní zpracování]

Kritérium **ThCC** (Thoracic Compression Criterion) se používá při zkouškách čelního nárazu. Kritérium stlačení hrudníku mezi hrudní kostí a páteří se stanovuje dle okamžité hodnoty komprese hrudníku, které nesmí přesáhnout 50 mm.

Viscous Criterion neboli kritérium měkkých tkání se používá pro čelní i boční náraz v souladu s předpisy EHK/OSN č. 94 a 95 a metodikou EuroNCAP. Hodnota vypočtená ze vztahu (P2.3) udává maximální velikost rychlosti deformace hrudníku, kde maximální přípustná hodnota je $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [8], [39]

$$VC = SF * \frac{Y_{CFC180}}{DC} * \frac{dY_{CFC180}}{dt} \quad (\text{P2.3})$$

kde: Y_{CFC180} deformace hrudníku [m]
 dY_{CFC180}/dt rychlost deformace [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
 SF poměrový faktor [-]
 DC deformační konstanta [-]

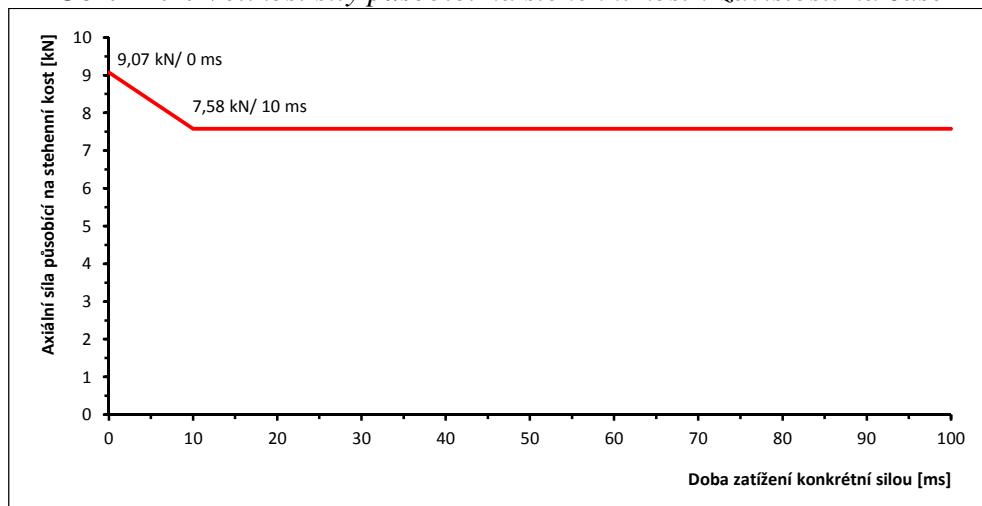
Pro aplikovatelnost výpočtu na různé typy zkušebních figurín rozdílných rozměrů, potažmo hmotností, bere výpočetní vztah v úvahu poměrové faktory a deformační konstanty uvedené v tabulce P2.1. Tím má vztah vyšší vypovídací schopnost o sledovaném poranění.

Tab. P2.1: Poměrové faktory a deformační konstanty pro výpočet kritéria VC

Typ figuríny	Poměrový faktor SF	Deformační konstanta DC [mm]
Hybrid III, 95% muž	1,3	254
Hybrid III, 50% muž	1,3	229
Hybrid III, 5% žena	1,3	187
BioSID	1	175
EuroSID-1	1	140
ES-2	1	140
SID-IIs	1	138

Zdroj: [vlastní zpracování]

Kritérium **FFC** (Femur Force Criterion) je používáno při čelních nárazových zkouškách realizovaných dle EHK/OSN č. 94 a hodnotí maximální přípustné tlakové napětí působící na stehenní kost. Závislost působící síly na čase je znázorněna na obr. P2.2. [8]

Obr. P2.2: Velikost síly působící na stehenní kost v závislosti na čase

Zdroj: [vlastní zpracování]

Kritérium **TI** (Tibia Index) hodnotí velikost tlakové síly působící v podélném osovém směru a velikosti ohybových momentů působících během nárazu na holenní kost. Výpočet kritéria, jehož výsledná hodnota nesmí přesáhnout hodnotu 1,3, je definován vztahem (P2.4), resp. (P2.5).

$$TI = \left| \frac{M_R}{(M_C)_R} \right| + \left| \frac{F_Z}{(F_C)_Z} \right| \quad (\text{P2.4})$$

$$M_R = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad (\text{P2.5})$$

kde: M_x ohybový moment vztažený k ose x [Nm]
 M_y ohybový moment vztažený k ose y [Nm]
 $(M_C)_R$ kritický ohybový moment [Nm]
 F_Z tlakové napětí působící v ose z (podélná osa holenní kosti) [kN]

$(F_C)_Z$ kritická tlaková síla působící v ose z [kN]

Kritický ohybový moment $(M_C)_R$ a kritická tlaková síla $(F_C)_Z$ jsou konstanty, které jsou odlišné v závislosti na typu použité zkušební figuríny. Tyto konstanty jsou uvedeny v tab. P2.2.

Tab. P2.2: Kritické ohybové momenty a kritické tlakové síly pro výpočet kritéria Tibia Index

Typ zkušební figuríny	Kritický ohybový moment [Nm]	Kritická tlaková síla [kN]
Hybrid III, 95% muž	307	44,2
Hybrid III, 50% muž	225	35,9
Hybrid III, 5% žena	115	22,9

Zdroj: [vlastní zpracování]

Kritérium **PSPF** (Pubic Symphysis Peak Force) určuje maximální přípustnou sílu působící na pánevní kost, která je stanovena na hodnotu 6 kN.

Kritérium poranění břicha **APF** (Abdominal Peak Force) je používáno při zkouškách bočního nárazu a vypočte se dle vztahu (P2.6). Kritérium udává maximální hodnotu součtu tří sil měřených 39 mm pod povrchem zkušební figuríny z nárazové strany. Maximální přípustná hodnota zatížení je menší nebo rovna hodnotě 2,5 kN, což je ekvivalent pro vnější působící sílu o velikosti 4,5 kN. [8], [39]

$$APF = \max|F_{y\ Front} + F_{y\ Middle} + F_{y\ Rear}| \quad (P2.6)$$

Legislativa související s ochranou cestujících proti nárazu je specifikována v následujících předpisech, směrnících a normách:

Předpisy EHK/OSN č.:

- 32 – Náraz na vozidlo zezadu
- 33 – Náraz na vozidlo zepředu
- 94 – Ochrana proti čelnímu nárazu
- 95 – Ochrana proti bočnímu nárazu

Směrnice EHS/ES č.:

- 96/27 – Boční náraz
- 96/79, 99/98 – Čelní vyosený náraz

Normy ISO:

- 3560:1975 – Pevné bariéry pro crash testy
- 3784:1976 – Měření nárazové rychlosti
- 3984:1982 – Mobilní bariéry pro crash testy
- 6813:1981 – Kolize, terminologie
- 6887:1987 – Měřicí technika při nárazových testech
- 7861:2003 – Křivky rizika poranění pro vyhodnocení ochrany cestujících při čelním nárazu
- 12350:2004 – Křivky rizika poranění pro vyhodnocení ochrany cestujících při bočním nárazu
- 12351:1999 – Stanovení kontaktu hlavy s vozidlem při nárazových testech a délka jeho trvání
- 15825:2004 – Zkouška ofsetového čelního nárazu

Ochrana řidiče při nárazu na mechanismus řízení

Mechanismus řízení představuje výrazný předmět vnitřního prostoru vozidla. Pokud dojde k čelnímu nárazu vozidla, téměř vždy se řidič vozidla ocitne v přímém kontaktu s mechanismem řízení, který společně s airbagem plní zádržnou funkci. Při schvalování vozidel kategorie M₁ a N₁ jsou realizovány tři dynamické zkoušky:

- zkouška nárazem na barieru má prokázat posunutí mechanismu řízení do prostoru pro řidiče,
- zkouška nárazem torza těla simuluje náraz těla řidiče,
- zkouška nárazem hlavicí simuluje náraz hlavy řidiče.

Legislativa související s ochranou řidiče při čelním nárazu na řízení je shrnuta v následujících dokumentech:

Předpis EHK/OSN č.:

12 – ochrana řidiče při nárazu na mechanismus řízení

Směrnice EHS/ES č.:

74/297, 91/662 – Bezpečnost při nárazu na řízení

Norma ISO:

6487:1987 – Měřicí technika a zařízení při nárazových zkouškách

Bezpečnostní pásy a jejich ukotvení

Bezpečnostní pásy jsou základním zádržným systémem vozidla. Pohlcují část kinetické energie cestujících v průběhu nárazu. Jejich funkce musí být splněna za daných podmínek, čemuž jsou přizpůsobeny i zkoušky. Bezpečnostní pásy jsou konstrukční částí vozidla, která je zkoušena a schvalována samostatně. Avšak v souvislosti s jejich uchycením ve vozidle je nutné ověřit jejich pevnost. Legislativu související s bezpečnostními pásy a jejich ukotvením řeší:

Předpisy EHK/OSN č.:

14 – Kotevní úchyty bezpečnostních pásů

16 – Bezpečnostní pásy

44 – Zádržné systémy pro děti

Směrnice EHS/ES č.:

76/115, 81/575, 82/318, 90/629, 96/38, 97/2412 – Kotevní úchyty bezpečnostních pásů

77/541, 81/576, 82/319, 90/628, 2000/3 – Bezpečnostní pásy

Normy ISO/TR:

1417:1974 – Kotevní úchyty bezpečnostních pásů

6546:1979 – Bezpečnostní pásy

Sedadla a opěrky hlavy

Sedadla a opěrky hlav vozidel kategorie M a N mají i funkci zádržnou. V případě dopravní nehody, zejména nárazu, odolávají setrvačné síle těla a hlavy cestujících. Také se očekává, že svými tvary a použitými materiály nezpůsobí zranění. Zádržná funkce sedadel a opěrek hlav je různá podle následujících dvou případů:

- přední sedadla jsou funkční při nárazu zezadu pro osoby na nich sedící a při nárazu zepředu pro osoby sedící za nimi. To platí kromě osobních vozidel i pro autobusy,
- zadní sedadla jsou funkční při nárazu zezadu pro osoby na nich sedící a rovněž při nárazu zepředu proti setrvačné síle zavazadel nebo nákladu.

Legislativa související se sedadly a opěrkami hlav je definována v níže uvedených předpisech, směrnicích a normě:

Předpisy EHK/OSN č.:

17 – Pevnost sedadel, úchytů a opěrek hlav

25 – Opěrky hlav

Směrnice EHS/ES č.:

74/408, 96/37 – Pevnost sedadel

78/932 – Opěrky hlav vozidel kategorie M₁

81/577 – Pevnost sedadel a úchytů

Norma ISO:

6887:1987 – Měřicí technika při nárazových testech

Interiér vozidla kategorie M₁

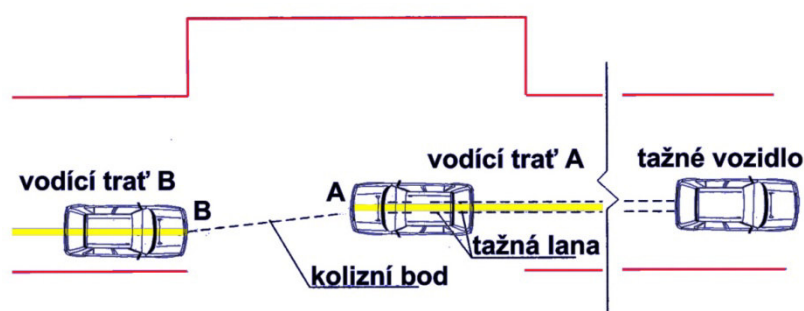
Vnitřní prostor vozidla se kromě jiných funkcí podílí také na ochraně cestujících v průběhu dopravní nehody. Při nárazu absorbuje část kinetické energie osob, přičemž nesmí způsobit zranění. Pro hodnocení stupně ochrany osobních automobilů jsou definovány oblasti vnitřního prostoru, které jsou kontrolovány z hlediska absorpce energie, drsnosti povrchu a ostroty hran a výčnělků. Legislativa související s bezpečností interiéru vozidla je specifikována předpisem EHK/OSN č. 21 – Vnitřní vybavení vozidel a směrnicí EHK/ES č. 74/60, 78/632, 2000/4 d) – Bezpečnost interiéru vozidel.

P3.1 Čelní střet osobní automobil – osobní automobil

Předmětem tohoto experimentu byla realizace dvou nárazových testů vozidel kategorie M₁. Při prvním testu došlo k čelnímu střetu dvou vozidel zmíněné kategorie s 50% překrytím. Při druhém testu byl simulován boční střet dvou vozidel stejné kategorie, který je popsán v následující kapitole P3.2.

Vozidlo A, Škoda Felicia 1,3 zelené barvy, bylo osazeno zkušebními figurínami Manikin (na místě řidiče) a figurínou desetiletého dítěte na místě za řidičem. Figurína Manikin byla vybavena tříosým akcelerometrem umístěným v hlavě a jednoosým akcelerometrem umístěným v hrudníku. Ve vozidle B, Škoda Felicia modré barvy, byla na místě spolujezdce umístěna figurína Hybrid II a na místě za spolujezdcem figurína Manikin. Všechny zkušební figuríny byly v obou vozech připoutány bezpečnostními pásy.

Obr. P3.1: Poloha vozidel před čelním střetem



Zdroj: [33]

Objekty, tedy vozidla s posádkou, byly ke střetu urychleny speciálním zařízením, které je popsáno v kapitole 3.2.1.3, proti sobě. Rychlost soustavy vozidel A + B činila $35 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} + 35 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} \pm 2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Hmotnost soustavy A byla $935 \text{ kg} + 75,5 \text{ kg} + 30 \text{ kg} = 1040,5 \text{ kg}$, hmotnost soustavy B pak byla $935 \text{ kg} + 72,5 \text{ kg} + 75,5 \text{ kg} = 1083 \text{ kg}$ a kinetická energie soustavy vozidel A + B byla stanovena na hodnotu 100,36 kJ.

Tab. P3.1: Průběh experimentu – sledování pohybu figurín

Popis děje	Vozidlo A		Vozidlo B	
	Figurína Manikin čas [ms]	Figurína dítěte čas [ms]	Figurína Hybrid II čas [ms]	Figurína Manikin čas [ms]
První kontakt vozidel	0	0	0	0
První dopředný pohyb figuríny	30	32	36	-
Maximální výchylka hlavy figuríny	112	126	138	100
Zpětný pohyb figuríny	112 - 212	128 - 300	140	102
Kontakt hlavy s opěrkou sedadla	182	276	440	174
Konečná poloha figuríny	1000	-	1500	-

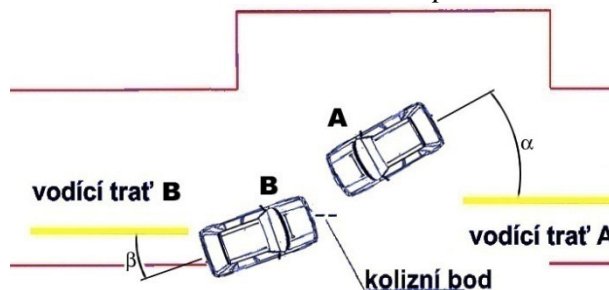
Zdroj: [vlastní zpracování]

Tab. P3.2: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidel

Popis děje	Vozidlo A čas [ms]	Vozidlo B čas [ms]
První kontakt vozidel	0	0
Deformace nárazníku, masky a levého světla	0 - 12	0 - 14
Počátek deformace kapoty a blatníku	12	16
Kontakt tuhých struktur automobilů	66	66
Začátek rotačního pohybu vozidel	78	74
Podélná rychlost vozidel $v = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	88	86
Pozorován počátek odskočení vozidel	118	118
Konečná poloha vozidel	1320	1320

Zdroj: [vlastní zpracování]

Zrychlení na hlavě a hrudníku figuríny Manikin vozidla A nebylo zjištěno, neboť v průběhu experimentu došlo k poruše měřicího zařízení a získané hodnoty byly s pravděpodobností na hranici jistoty zkreslené. Z důvodu neopakovatelnosti zkoušky nemohla být naměřená data ověřena, a proto nejsou uvedena. Na obr. P3.2 je znázorněna poloha obou vozidel po kolizi, kde úhel $\alpha = 30^\circ$ a úhel $\beta = 25^\circ$.

Obr. P3.2: Poloha vozidel po kolizi

Zdroj: [33]

Stav vozidla A po kolizi (vizuální nález)

Únik kapalin a provozních hmot: chladicí kapalina vytekla, ostatní kapaliny (olej, palivo, brzdová kapalina a náplň ostřikovačů) bez úniku.

Rozvor: na pravé straně 2438 mm, na levé straně 2395 mm.

Kola: pláště nebyly poškozeny, disky zůstaly beze změn.

Prostor pro cestující: během nárazu došlo k aktivaci předepínačů bezpečnostních pásů, oba bezpečnostní pásy byly zablokované. Volant zůstal bez deformací, též poloha sedadel zůstala bez viditelných změn.

Karoserie: došlo k poškození a nevratné deformaci kapoty, levého předního blatníku, nárazníku, levých předních dveří a střechy.

Motorový prostor: vzpěra mezi úchyty tlumičů byla deformována, levý podélný nosník byl ohnut doprava, uchycení převodovky v místě pružného uložení na levém podélném nosníku bylo prasklé. Dále bylo deformováno uchycení pravého předního silentbloku. Po nárazu nebylo možné zařadit rychlostní stupeň.

Stav vozidla B po kolizi (vizuální nález)

Únik kapalin a provozních hmot: chladicí kapalina a náplň ostřikovačů vytekla, ostatní kapaliny (olej, palivo, brzdová kapalina) bez úniku.

Rozvor: na pravé straně 2450 mm, na levé straně 2385 mm.

Kola: pláště nebyly poškozeny, disky zůstaly beze změn, zavěšení kol bez deformací a zjevných závad.

Prostor pro cestující: volant zůstal bez deformací, též poloha sedadel zůstala bez deformací a poruch. Zadržné systémy funkční.

Karoserie: došlo k poškození a nevratné deformaci kapoty, pravého i levého předního blatníku, nárazníku a střechy. Přední pravé i levé dveře nedovíraly. Zadní pravé i levé dveře byly bez viditelného poškození.

Motorový prostor: motor byl po nárazu posunut vzad a pootočen podél svislé osy – rozvodovka byla doražena na řízení. Pravá přední poloosa byla doražena na závěs ramene kola a došlo k poškození chladiče.

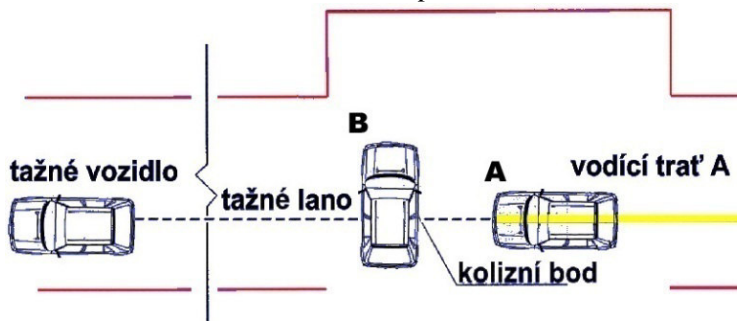
Dílčí závěr

Po kolizi bylo konstatováno, že zkoušená vozidla A i B nejsou schopna dalšího provozu.

P3.2 Boční střet osobní automobil – osobní automobil

Druhým experimentem byl simulován boční střet dvou vozidel kategorie M₁, kdy vozidlo A kolmo narazilo do stojícího vozidla B v prostoru „B“ sloupku, dle obr. P3.3.

Obr. P3.3: Poloha vozidel před bočním střetem



Zdroj: [33]

Vozidlo A, Škoda Octavia 1,9 TDi modré barvy, bylo osazeno zkušebními figurínami Hybrid II (na místě řidiče) a Manikin na místě za řidičem. Obě figuríny byly připoutány bezpečnostními pásy. Vozidlo B, Škoda Felicia 1,3 zelené barvy, bylo vybaveno figurínou Manikin na místě spolujezdce a na místě za spolujezdcem figurínou desetiletého dítěte. Figurína Manikin stejně jako v předchozím testu byla vybavena tříosým akcelerometrem umístěným v hlavě a jednoosým akcelerometrem v hrudníku. Zde byla připoutána pouze figurína dítěte, jelikož po předchozím čelním střetu byly ostatní bezpečnostní pásy nefunkční. Objekt byl ke střetu urychlen stejným zařízením, jako v předchozím testu. Hmotnost soustavy A činila $1429 \text{ kg} + 72,5 \text{ kg} + 75,5 \text{ kg} = 1577 \text{ kg}$, rychlost v okamžiku střetu byla $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} \pm 2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a kinetická energie soustavy byla stanovena na 152,103 kJ. Hmotnost soustavy B byla $935 \text{ kg} + 75,5 \text{ kg} + 30 \text{ kg} = 1040,5 \text{ kg}$ a v okamžiku kolize nebyla v pohybu.

Tab. P3.3: Průběh experimentu – sledování pohybu figurín

Popis děje	Vozidlo A		Vozidlo B	
	Figurína Hybrid II čas [ms]	Figurína Manikin čas [ms]	Figurína Manikin čas [ms]	Figurína dítěte čas [ms]
První kontakt vozidel	0	0	0	0
Pozorován první boční pohyb	30	30	-	-
Kontakt figuríny s pravými dveřmi	46	-	-	-
Kontakt figuríny s pravými dveřmi (oknem)	-	100	-	-
Maximální výchylka hlavy figuríny	-	-	108	114
Zpětný pohyb figuríny	-	-	120 - 238	-
Figurína naráží na opěrku sedadla	-	-	238	-
Konečná poloha figuríny	-	-	558	558

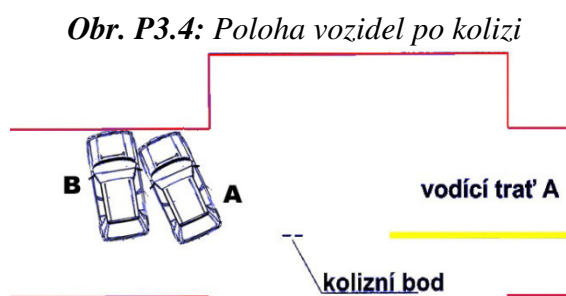
Zdroj: [vlastní zpracování]

Tab. P3.4: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidel

Popis děje	Vozidlo A čas [ms]	Vozidlo B čas [ms]
První kontakt vozidel	0	0
Deformace měkkých struktur předě vozidla	0 - 28	-
Deformace pravého boku vozidla	-	0 - 32
Počátek pohybu vozidla	-	30
Vyrovnaní rychlostí vozidel	58	58
Konečná poloha vozidel	2000	2000

Zdroj: [vlastní zpracování]

V průběhu experimentu došlo opět k poruše měřicího zařízení a získaná data byla zkreslená, a nejsou uvedena ze stejného důvodu jako v předchozí kapitole. Na obr. P3.4 je znázorněna poloha obou vozidel po kolizi.



Zdroj: [33]

Stav vozidla A po kolizi (vizuální nález)

Únik kapalin a provozních hmot: chladicí kapalina vytekla, ostatní kapaliny (olej, palivo, brzdová kapalina a náplň ostřikovačů) bez úniku.

Rozvor: na pravé straně 2530 mm, na levé straně 2530 mm.

Kola: zůstala beze změn, zavěšení též bez deformací a zjevných závad.

Prostor pro cestující: zádržné systémy zůstaly funkční, volant zůstal bez deformací, stejně tak sedadla.

Karoserie: kapota, přední čelo, pravý i levý přední blatník a nárazník byly vlivem nárazu nevratně deformovány.

Motorový prostor: poškozen chladič vody.

Stav vozidla B po kolizi (vizuální nález)

Přední část vozidla byla deformována čelním nárazem z předchozího testu, proto jsou hodnoceny pouze následky testu bočního.

Únik kapalin a provozních hmot: nehodnocen.

Kola: deformován ráfek pravého předního kola.

Zavěšení kol: pravé přední rameno ohnuté, uchycení kola (včetně něj) posunuto vzad.

Prostor pro cestující: pravé přední sedadlo včetně opěradla bylo vychýleno o zhruba 30 cm do levé strany, ostatní sedadla zůstala bez viditelných změn.

Karoserie: pravý přední blatník, pravé přední dveře a střecha byly opravitelně deformovány.

Dílčí závěr

Po kolizi bylo konstatováno, že vozidlo A není schopno dalšího provozu pro únik chladicí kapaliny, vozidlo B též není schopno dalšího provozu.

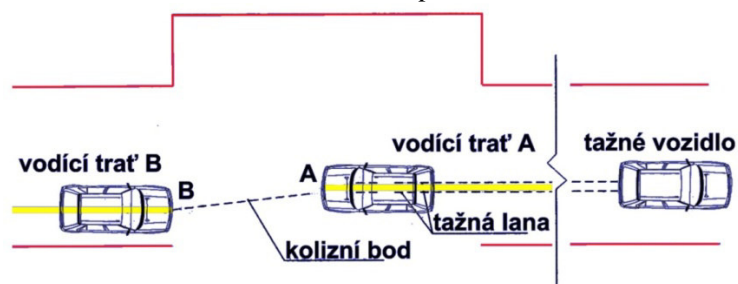
P3.3 Čelní střet osobní automobil – osobní automobil

Další experiment je opět tvořen dvěma nárazovými testy, které jsou rozebrány v této a následující kapitole P3.4. Předmětem prvního testu byl čelní střet dvou jedoucích vozidel kategorie M_1 s 50% překrytím a v rámci druhého nárazového testu došlo k bočnímu střetu dvou vozidel kategorie M_1 , kde vozidlo A kolmo naráží do stojícího vozidla B v prostoru „B“ sloupku.

Vozidlo A, Škoda Felicia combi 1,3 zelené barvy, bylo osazeno zkušebními figurínami Manikin, a to jak na místě řidiče, tak na místě spolujezdce. Obě figuríny byly připoutány bezpečnostními pásy a figurína na místě řidiče byla vybavena tříosým měřičem zrychlení umístěným v hlavě. Vozidlo bylo mimo jiné vybaveno také airbagy a osazeno snímači napětí a snímači zrychlení. Vozidlo B, Škoda Felicia 1,3 bílé barvy, nebylo osazeno zkušebními figurínami, ani zátěží.

Rozmístění vozidel před kolizí je patrné z obr. P3.5. Vzdálenost os vodičích kolejnic je 0,82 m a vzdálenost konců vodičích kolejnic A i B od kolizního bodu je 6 m.

Obr. P3.5: Poloha vozidel před čelním střetem



Zdroj: [33]

Objekty byly ke střetu urychleny stejným zařízením jako v předchozím testu. Rychlost soustavy vozidel A + B činila $35 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} + 35 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} \pm 2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Hmotnost soustavy A byla $1090 \text{ kg} + 75,5 \text{ kg} + 75,5 \text{ kg} = 1241 \text{ kg}$, hmotnost soustavy B pak byla 935 kg . Kinetická energie soustavy vozidel A + B byla stanovena na $102,835 \text{ kJ}$.

Tab. P3.5: Průběh experimentu – sledování pohybu figurín

Popis děje	Figurína Manikin	
	řidič čas [ms]	spolujezdec čas [ms]
První kontakt vozidel	0	0
Pozorována aktivace airbagů	24	24
Úplné naplnění airbagů	36	42
Pozorován první dopředný pohyb	20	22
Kontakt figuríny s vakem	40	52
Maximální výchylka hlavy figuríny	112	62
Zpětný pohyb figuríny	112 - 212	112
Kontakt hlavy s opěrkou sedadla	212	-
Pohyb hlavy figuríny vpřed	226 - 308	-
Pohyb hlavy figuríny vzad	340 - 478	-
Konečná poloha figurín	778	-

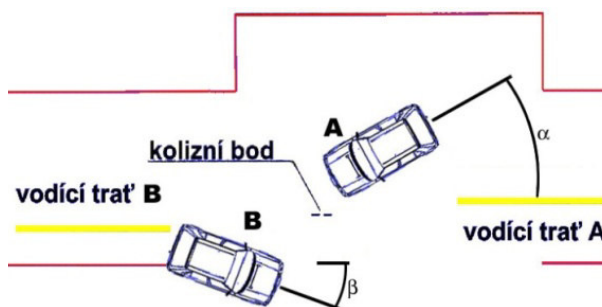
Zdroj: [vlastní zpracování]

Tab. P3.6: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidel

Popis děje	Vozidlo A čas [ms]	Vozidlo B čas [ms]
První kontakt vozidel	0	0
Deformace nárazníku, masky a levého světla	0 - 6	0 - 14
Počátek deformace kapoty a blatníku	8	16
Kontakt tuhých struktur automobilů	24	24
Začátek rotačního pohybu vozidel	34	44
Podélná rychlost vozidel $v = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	46	46
Pozorován počátek odskočení vozidel	94	100
Konečná poloha vozidel	1600	3000

Zdroj: [vlastní zpracování]

V průběhu experimentu došlo opět k poruše měřicího zařízení a získaná data byla zkreslená. Z tohoto důvodu nejsou zmíněna, stejně jako ve výše uvedených kapitolách. Na obr. P3.6 je znázorněna poloha obou vozidel po kolizi, kde úhel $\alpha = 40^\circ$ a úhel $\beta = 15^\circ$.

Obr. P3.6: Poloha vozidel po kolizi

Zdroj: [33]

Stav vozidla A po kolizi (vizuální nález)

Únik kapalin a provozních hmot: chladicí kapalina a náplň ostříkovačů vytekla, ostatní kapaliny (olej, palivo, brzdová kapalina) bez úniku.

Kola: pláště nebyly poškozeny, disky zůstaly beze změn.

Prostor pro cestující: během nárazu došlo k aktivaci předepínačů bezpečnostních pásů, oba bezpečnostní pásy byly zablokované. Oba airbagy na místě řidiče i spolujezdce byly též aktivovány. Volant zůstal bez deformací, také poloha sedadel zůstala bez viditelných změn.

Karoserie: došlo k poškození a nevratné deformaci kapoty, levého předního blatníku, nárazníku a střechy.

Motorový prostor: levý podélný nosník byl ohnut směrem k motoru, uchycení převodovky v místě pružného uložení na levém podélném nosníku bylo prasklé – došlo k pohybu motoru v motorovém prostoru, řemenice klikového hřídele narazila na pravý podélník, dále došlo k deformaci uchycení pravého předního silentbloku. Po nárazu nebylo možné zařadit rychlostní stupeň.

Stav vozidla B po kolizi (vizuální nález)

Únik kapalin a provozních hmot: chladicí kapalina a náplň ostříkovačů vytekla, ostatní kapaliny (olej, palivo, brzdová kapalina) bez úniku.

Rozvor: na pravé straně 2450 mm, na levé straně 2410 mm.

Kola: pláště nebyly poškozeny, disky zůstaly beze změn.

Zavěšení kol: spodní rameno a horní uchycení tlumiče levého předního kola deformováno.

Prostor pro cestující: volant zůstal bez deformací, též poloha sedadel zůstala bez deformací a poruch. Zadržné systémy funkční.

Karoserie: došlo k poškození a nevratné deformaci kapoty, levého předního blatníku, nárazníku a střechy. Přední levé dveře nedovíraly. Zadní pravé i levé dveře byly bez viditelného poškození.

Motorový prostor: motor byl po nárazu posunut vzad a pootočen podél svislé osy – rozvodovka byla doražena na řízení. Pravá přední poloosa byla doražena na závěs ramene kola a došlo k poškození chladiče.

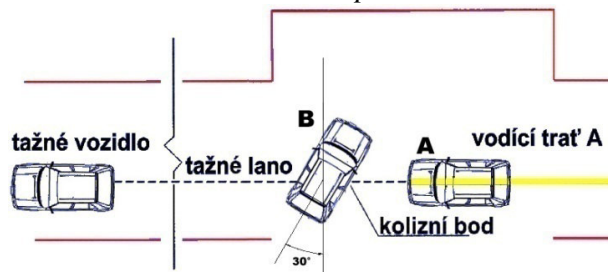
Dílčí závěr

Po kolizi bylo konstatováno, že zkoušená vozidla A i B nejsou schopna dalšího provozu.

P3.4 Boční střet osobní automobil – osobní automobil

Následujícím experimentem byl simulován boční střet dvou vozidel kategorie M₁, kdy vozidlo A narazilo do stojícího vozidla B v prostoru „B“ sloupku v konfiguraci, dle obr. P3.7.

Obr. P3.7: Poloha vozidel před bočním střetem



Zdroj: [33]

Vozidlo A, Škoda Felicia 1,3 bílé barvy, nebylo osazeno zkušebními figurínami, ani zátěží. Vozidlo B, Škoda Felicia 1,3 též bílé barvy, bylo na místě spolujezdce vybaveno zkušební figurínou Manikin, která byla připoutána bezpečnostním pásem, a v jejíž hlavě byl umístěn tříosý měřič zrychlení.

Objekt byl ke střetu urychlen stejným zařízením, jako v předchozích testech. Hmotnost soustavy A činila 935 kg, rychlost v okamžiku střetu byla $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} \pm 2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a kinetická energie soustavy byla stanovena na 90,196 kJ. Hmotnost soustavy B byla $935 \text{ kg} + 75,5 \text{ kg} = 1010,5 \text{ kg}$ a v okamžiku kolize nebyla v pohybu.

Tab. P3.7: Průběh experimentu – sledování pohybu figuríny

Popis děje	Figurína Manikin čas [ms]
První kontakt vozidel	0
Počátek pohybu figuríny	10
Figurína naráží hlavou o okna pravých předních dveří	38 - 46
Figurína je odhozena na sedadlo řidiče a dostává se mimo záběr rychlokamery	180

Zdroj: [vlastní zpracování]

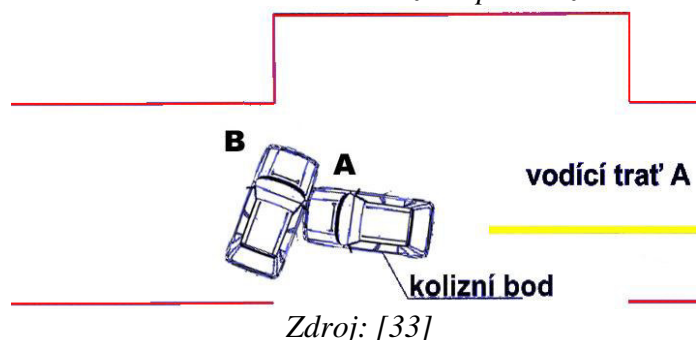
Tab. P3.8: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidel

Popis děje	Vozidlo A čas [ms]	Vozidlo B čas [ms]
První kontakt vozidel	0	0
Deformace nárazníku, masky a pravého světla, narážející vozidlo sklouzává od A-sloupku na dveře spolujezdce vozidla B a zád vozidla se natáhne	0 - 22	-
Počátek deformace kapoty a blatníku	-	4
Počátek deformace pravých předních dveří	-	14
Počátek pohybu automobilu	26	26
Vozidlo se stáčí kolmo na směr narážejícího vozidla	-	0 - 116
Konečná poloha vozidel	2300	2300

Zdroj: [vlastní zpracování]

Na obr. P3.8 je znázorněna poloha obou vozidel po kolizi.

Obr. P3.8: Poloha vozidel po kolizi



Po nárazu bylo zjištěno kritérium poranění hlavy u figuríny Manikin $HPC_{15} = 3201$ ($T_1 = 40$ ms, $T_2 = 55$ ms), $HPC_{36} = 2059$ ($T_1 = 39,1$ ms, $T_2 = 75,1$ ms).

Dílčí závěr

Experiment poukázal na nedostatečnou ochranu posádky vozidla, neboť hodnota HPC_{15ms} zjištěná z průběhu zrychlení na hlavě figuríny, která byla umístěna na sedadle spolujezdce, překračuje limitní hodnotu kritéria 1000 více než trojnásobně.

P3.5 Čelní střet vozidla Škoda 120 a Nissan Maxima s nepohyblivou bariérou

Při tomto experimentu došlo k čelnímu střetu dvou jedoucích vozidel kategorie M_1 s překrytím 40 % do nepohyblivé bariéry. Urychlovací zařízení bylo použito totéž jako při předchozí nárazové zkoušce, stejně tak i bariéra. Vozidla byla vzájemně odlišná v následujících vlastnostech: hmotnost, stav karoserie, stupeň koroze, konstrukce a koncepce. Obě vozidla byla osazena zkušebními figurínami Manikin jak na místě řidiče, tak i na místě spolujezdce. Vozidlo Škoda 120, r. v. 1988 bylo vybaveno třibodovými bezpečnostními pásy a opěrkami hlav. Vozidlo Nissan Maxima, r. v. 1993 bylo též vybaveno třibodovými bezpečnostními pásy, opěrkami hlav a navíc airbagy na místě řidiče a spolujezdce. U obou vozidel stupeň koroze odpovídal délce provozu v běžných podmínkách. [89]

Tab. P3.9: Soustava Škoda 120: Průběh experimentu – sledování pohybu figuríny

Popis děje	Figurína Manikin řidič čas [ms]
Kontakt vozidla s bariérou	0
První pohyb hlavy vpřed	42
Kontakt hlavy s věncem volantu	82
Kontakt hlavy se sloupkem řízení	104
Figurína položena v plně napnutých pásích	120
Začátek pohybu těla vzad	294
Výrazný pohyb hlavy zpět	548 - 618
Výrazný pohyb hlavy vpřed	620 - 912
Řidič zpět v sedu na sedačce	634

Zdroj: [vlastní zpracování]

Hmotnost vozidla Škoda 120 s posádkou byla $875 \text{ kg} + 72,5 \text{ kg} + 72,5 \text{ kg} = 1020 \text{ kg}$, nárazová rychlost $48 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a stupeň skutečného překrytí vozidlo/bariéra 30 %. Kinetická energie této soustavy činila 90,6 kJ. [35]

Tab. P3.10: *Soustava Škoda 120: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidla*

Popis děje	Vozidlo čas [ms]
Kontakt vozidla s bariérou - deformace nárazníku	0
Deformace masky vozu	8
Deformace kapoty vozu	14
Zastavení dopředného pohybu předního kola o bariéru a začátek deformace přední nápravy	38
Kolo začíná deformovat prostor pro cestující	48
Pohyb sloupku řízení do prostoru pro cestující	60
Deformace levé spodní části dveří na straně řidiče	66
Deformace „A“ sloupku v místě úchyty se střešou (nadzvedávání)	76
Osa kola přibližně na původní úrovni spodní části „A“ sloupku	82
Deformace předních dveří vlevo nahoře, rozbití (tříštění) malého bočního okénka ve dveřích a následovně zpozorovány střepy z velkého bočního okna, které se rozbilo uvnitř dveří	86
Lámání střechy na úrovni „B“ sloupku	88
Čelní sklo, vlivem deformace „A“ sloupku vypadává v horní části z rámu - netříští se	100
Zpozorována rotace vozu	114
Kolo maximálně zaražené v prostoru pro cestující	128
Levé zadní kolo ztrácí kontakt s vozovkou	168
Opětovný kontakt levého zadního kola s vozovkou	200

Zdroj: [vlastní zpracování]

Hmotnost vozidla Nissan Maxima s posádkou byla stanovena na $1400 \text{ kg} + 72,5 \text{ kg} + 72,5 \text{ kg} = 1545 \text{ kg}$, nárazová rychlost činila $43 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a stupeň překrytí vozidlo/bariéra bylo 40 %. Kinetická energie této soustavy byla stanovena na 110,2 kJ. Popis děje, tedy sledování pohybu figuríny, vozidla a bariéry, není možné provést z důvodu absence datového videozáznamu. [35]

Stav vozu Škoda 120 po kolizi (vizuální nález)

Vlivem nárazu byla přední část vozu zdeformována o 949 mm.

Únik kapalin a provozních hmot: únik chladicí kapaliny z poškozeného chladiče a vedení. Ostatní provozní kapaliny jako palivo, brzdová kapalina, motorový a převodový olej zůstaly bez úniku.

Rozvor: výrazný posun přední nápravy – deformace uložení v karoserii

Kola: pláště nepoškozeny - nahuštěny, plechové disky nepoškozeny.

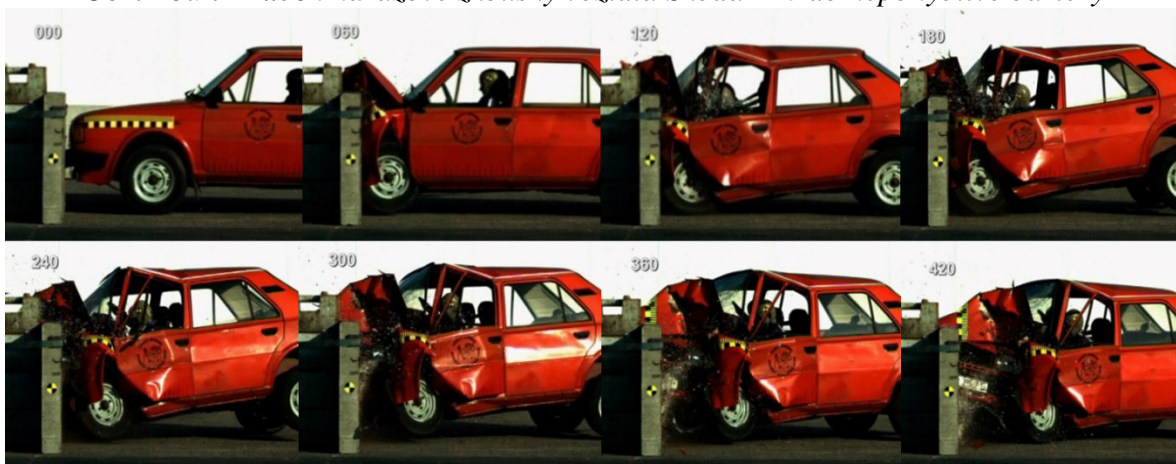
Prostor pro cestující: zablokované odvíjení bezpečnostních pásů z cívek a deformované kotevní body pásů v karoserii. Rozsáhlé deformace levého podběhu a prostoru pro nohy řidiče (prolomená podlaha). Deformovaný věnec volantu od kontaktu s figurínou. Vlivem deformací

dělicí přepážky mezi prostorem pro cestující a zavazadlovým prostorem došlo k posunu kotevních bodů přístrojové desky a tím k posunu a zkroucení jednotlivých komponent. K roztržení plastového krytu topení v oblasti spolujezdcových kolen došlo po kontaktu s figurínou. Dále došlo k výraznému posunu ukotvení ovládacích pedálů, vlastní pedály deformovány nebyly.

Karoserie: po nárazu byly deformovány a poškozeny tyto části vozu: přední kapota a její zavěšení, přední světla a blikače, přední čelo, nárazník, výztuha nárazníku, levý a pravý přední blatník včetně podběhů, prasklé čelní sklo (částečně vysazené z rámu), levé přední dveře včetně zpětného zrcátka, levý práh, prolomení střechy v linii pravého „A“ sloupku a levého „B“ sloupku, výrazný posun dělicí přepážky mezi prostorem pro cestující a zavazadlovým prostorem, změna polohy a úhlu sevření levého „A“ sloupku a střechy, deformace uložení přední nápravy, deformace podlahy pod řidičem.

Motorový prostor: zůstal bez poškození. [90]

Obr. P3.9: Průběh nárazové zkoušky vozidla Škoda 120 do nepohyblivé bariéry



Zdroj: [35]

Stav vozu Nissan Maxima po kolizi (vizuální nález)

Přední část byla po nárazu zdeformována o 400 mm.

Únik kapalin a provozních hmot: únik chladicí kapaliny z poškozeného chladiče a vedení.

Únik převodového oleje. Palivo, brzdová kapalina a motorový olej neunikly.

Rozvor: pravá strana zůstala bez deformace, levá strana byla zkrácena o 25 mm.

Kola: pláště nepoškozeny - nahuštěny, disky z lehké slitiny nepoškozeny.

Prostor pro cestující: aktivované předepínače bezpečnostních pásů, zablokované odvíjení bezpečnostních pásů z cívek, aktivovaný airbag na straně řidiče. Karoserie v oblasti pro cestující deformována nebyla. Deformace na dvířkách úložného prostoru před spolujezdcem a na spodních krycích plastech sloupku řízení, dále byl uvolněn výdech ventilace u pravého „A“ sloupku na palubní desce. Poloha ovládacích pedálů zůstala nezměněna a vlastní pedály byly plně funkční.

Karoserie: po nárazu byly deformovány či poškozeny tyto části vozidla: přední kapota a její zavěšení, přední světla a blikače, levé mlhové světlo, přední čelo, nárazník, výztuha nárazníku, levý přední blatník včetně podběhů. Dále bylo poškozeno zavěšení levého předního kola, deformace (prohlubeň) v plechu střechy u napojení levého „B“ sloupku. Řízení zůstalo funkční.

Motorový prostor: deformován levý podélný nosník a levý podběh. Zdeformovaný závěs převodovky na levém podélníku. Poškozený chladič včetně ventilátoru. Posilovač brzd, pracovní válec ani vlastní vedení brzd poškozeno nebylo. [90]

Obr. P3.10: Nissan Maxima po střetu s nepohyblivou bariérou

Zdroj: [35]

Dílčí závěr

Studentská skupina provedla dva experimenty čelní kolize osobních automobilů do pevné bariéry s přesazením. Po zhodnocení výsledků je možné konstatovat, že provedené experimenty poskytly data, která lze využít pro stanovení dalšího směru výzkumu v oblasti aktivní a pasivní bezpečnosti, pre-crashové a crashové dynamiky vozidla, matematickou simulaci děje, zvýšení informovanosti v oboru aktivní a pasivní bezpečnosti, posouzení vlivu stáří, stavu karoserie a konstrukční úrovně vozidel na bezpečnost při kolizi. [90]

P3.6 Čelní střet osobní automobil – osobní automobil

Další ze série experimentů byl koncipován jako čelní střet jedoucího vozidla kategorie M_1 do stojícího vozidla též kategorie M_1 s 30% překrytím vlevo.

Jedoucí vozidlo A, Škoda Fabia červené barvy, bylo osazeno zkušební figurínou Manikin na místě řidiče. Ta byla připoutána bezpečnostními pásy a vybavena tříosým akcelerometrem v hlavě a jednoosým akcelerometrem v hrudníku. Stojící vozidlo B, Škoda Octavia combi modré barvy, bylo neobsazeno a fixováno ve stabilní poloze zařazeným prvním rychlostním stupněm a parkovací brzdou.

Objekt byl ke střetu urychlen stejným zařízením jako v předchozích zkouškách. Hmotnost soustavy A činila $1070 \text{ kg} + 87 \text{ kg} = 1157 \text{ kg}$. Rychlost soustavy v okamžiku nárazu byla $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a její kinetická energie byla stanovena na 111,6 kJ. Hmotnost vozidla B činila 1100 kg a v okamžiku střetu vozidlo nebylo v pohybu. [36]

Tab. P3.11: Průběh experimentu – sledování pohybu figurín

Popis děje	Figurína Manikin čas [ms]
První kontakt vozidel	0
Počátek pohybu figuríny	43
Kontakt hlavy figuríny s airbagem	91
Konec kontaktu hlavy figuríny s airbagem	172
Kontakt hlavy figuríny s opěrkou hlavy	207
Pohyb hlavy figuríny vpřed (odraz od opěrky hlavy)	410
Zastavení dopředného pohybu figuríny bezpečnostními pásy	485
Počátek zpětného pohybu figuríny zpět do sedadla	745

Zdroj: [vlastní zpracování]

Tab. P3.12: Průběh experimentu – sledování pohybu vozidel

Popis děje	Vozidlo A čas [ms]	Vozidlo B čas [ms]
První kontakt vozidel	0	0
Deformace kapoty a nárazníku	-	25
Počátek deformace levého předního blatníku	39	-
Počátek aktivace airbagu	62	-
Airbag plně nafouknut	80	-
Zablokování levého předního kola	95	-
Přerušení kontaktu levého předního kola s vozovkou	150	-
Odlehčení pravého předního kola a přerušení kontaktu s vozovkou	-	191
Konec deformace vozidel	235	235
Opětovný kontakt pravého předního kola s vozovkou	-	470
Konec záznamu vysokorychlostní kamery	1260	1260

Zdroj: [vlastní zpracování]

Zrychlení na hlavě a hrudníku figuríny Manikin vozidla A nebylo zjištěno, neboť v průběhu experimentu došlo k poruše měřicího zařízení a získaná data byla zkreslená. Z důvodu neopakovatelnosti zkoušky nebylo možné naměřená data ověřit, proto nejsou uvedena.

Stav vozu Škoda Fabia po kolizi (vizuální nález)

Únik kapalin a provozních hmot: chladicí kapalina a náplň ostříkovačů vytekla, ostatní kapaliny (olej, palivo, brzdová kapalina) bez úniku.

Rozvor: na pravé straně 2438 mm, na levé straně 2395 mm, tedy zkrácení o 24 mm resp. 67 mm oproti původnímu rozměru.

Kola: posunutí zavěšení levého předního kola vzad.

Prostor pro cestující: během nárazu došlo k aktivaci předepínačů bezpečnostních pásů, oba bezpečnostní pásy byly zablokované. Volant zůstal bez viditelných deformací, stejně tak sedadla. Roh čelního okna byl roztržštěn a část střepein vnikla do interiéru vozu.

Karoserie: přední nárazník včetně výztuhy, levý přední blatník, víko motorového prostoru, levé přední světlo a maska chladiče byly nevratně deformovány. Drobné deformace se vyskytly na levém prahu, levém „A“ sloupku a střeše.

Motorový prostor: levý přední nosník byl zdeformován, levý přední podběh byl odtržen od podélníku a příslušenství na levé straně motorového prostoru bylo poškozeno.

Bylo konstatováno, že vozidlo po kolizi není schopno dalšího provozu.

Stav vozu Škoda Octavia combi po kolizi (vizuální nález)

Únik kapalin a provozních hmot: chladicí kapalina a náplň ostříkovačů vytekla, ostatní kapaliny (olej, palivo a brzdová kapalina) bez úniku.

Rozvor: na pravé straně 2450 mm, na levé straně 2385 mm, tedy zkrácení o 62 mm resp. 127 mm oproti původnímu rozměru.

Kola: levý přední ráfek byl deformován a pneumatika zůstala bez tlaku.

Zavěšení kol: zavěšení levého předního kola bylo poškozeno, odtržený stabilizátor.

Řízení: deformováno.

Prostor pro cestující: volant zůstal bez deformací, též poloha sedadel zůstala bez deformací a poruch. Zádržné systémy funkční.

Karoserie: došlo k nevratné deformaci kapoty, předního čela, levého předního blatníku, předního nárazníku včetně výztuhy. Levý přední světlomet byl rozbit.

Motorový prostor: levý přední nosník i podélník byly deformovány.

Po kolizi bylo konstatováno, že vozidlo též není schopno dalšího provozu.

Dílčí závěr

Provedený experiment poskytl data, která lze využít pro rozšíření znalostní báze problému a ke stanovení dalšího směru výzkumu v oblasti aktivní a pasivní bezpečnosti dvoustopých vozidel, a s tím související pre-crashové a crashové dynamiky vozidla. Experiment, dle subjektivního hodnocení, ukázal dostatečnou odolnost karoserie z hlediska deformací prostoru pro cestující.

Obr. P3.11: Technický stav zkoušených vozidel po kolizi



Zdroj: [36]

P3.7 Nárazový test kolejového vozidla do osobního automobilu

Experiment, složený ze tří nárazových zkoušek, byl uskutečněn na nechráněném jednokolejném železničním přejezdu na železniční vlečce v areálu ČKD Kutná Hora, a.s. Cílem těchto crash testů bylo stanovení následků dopravní nehody na železničním přejezdu, kde došlo ke kolizi vlaku s osobním automobilem. Naměřená data byla použita k posouzení vhodnosti konstrukce vozidel z hlediska pasivní bezpečnosti.

Zkušební automobily byly umístěny na železniční přejezd příčně, tak aby byl nasimulován boční náraz, který je v případě kolize s kolejovým vozidlem nejčastější. Vozidla byla vystředěna podle kolejiště, tudíž byl náraz směřován souměrně do strany vozu. Silniční vozidla byla po střetu tlačena před vlakovou soupravou a nedošlo k jejich odsunutí mimo kolejiště.

Vlaková souprava byla tlačena motorovou jednotkou řady 850 (zkušební vůz), určenou pro samostatný náraz a lokomotivou řady 726. Zkušební vůz vlakové soupravy měl z prostoru pro cestující demontováno interiérové vybavení, byl zbaven pohonné jednotky, většiny okenních výplní a veškerých provozních kapalin.

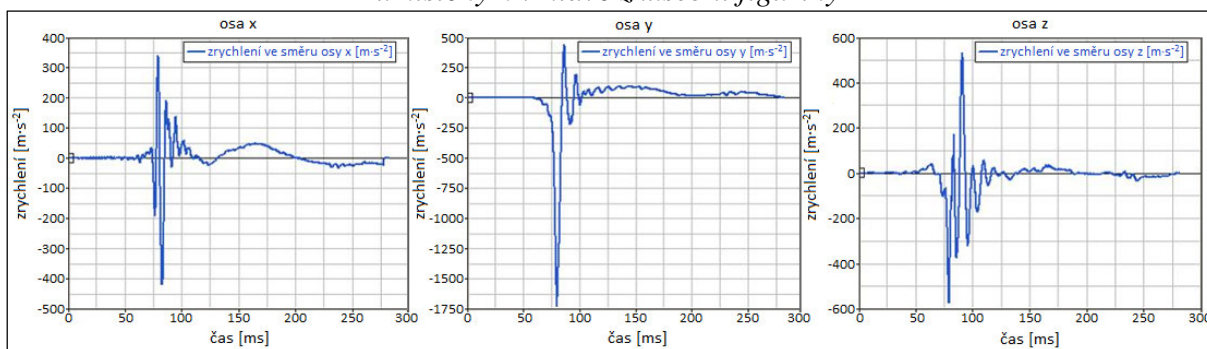
Všechny zkušební automobily byly vybaveny senzory zrychlení. Při třetím testu bylo zkušební vozidlo Škoda Superb navíc vybaveno jednotkou e-Call, která měla vyhodnotit vážnost nehody a rozhodnout tak o případném nouzovém volání. Všechna vozidla byla vybavena zkušební figurínou Manikin, která disponovala tříosým snímačem zrychlení umístěným v hlavě a jednoosým akcelerometrem zabudovaným v hrudníku a pánvi.

Pro všechny tři testy byla vyhodnocena kritéria poranění hlavy (HPC) a hrudníku (3 ms). U některých testů nastala situace, že hodnota zrychlení přesahovala rozsah akcelerometru, konkrétně u snímače v oblasti pánve se tak stalo pravděpodobně z důvodu tvrdého kontaktu, kdy byl akcelerometr nalepený na kovovém čepu pánve figuríny. [91], [92]

První nárazová zkouška Škoda Favorit – vlaková jednotka řady 850

Pro první nárazový test byl použit automobil Škoda Favorit, který byl na železniční přejezd umístěn tak, aby byl náraz situován na levou stranu vozu, tedy na stranu řidiče. Předpokládaná nárazová rychlost byla stanovena na $25,0 - 30,0 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Skutečná nárazová rychlost pak činila $29,3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Kolejové vozidlo bylo vybaveno ochranným pluhem, který měl zabránit vniknutí automobilu do podvozkového prostoru vlakové jednotky. Zkušební figurína byla umístěna na sedadle řidiče a připoutána samonavíjecím bezpečnostním pásem. Povrch přejezdu a okolních ploch byl mokrá s podmáčeným podložím. [91], [92]

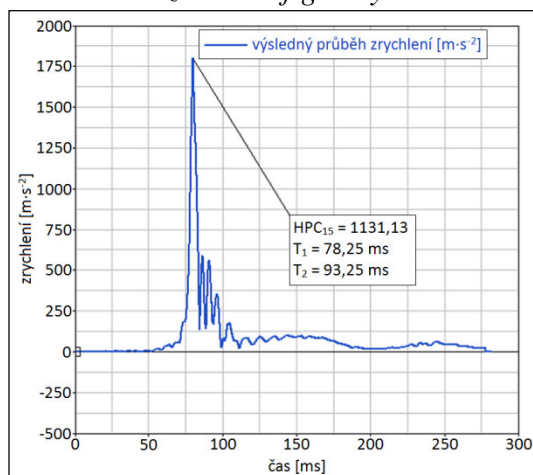
Obr. P3.12: Průběhy zrychlení ve směrech jednotlivých os x, y, z naměřené akcelerometrem umístěným v hlavě zkušební figuríny



Zdroj: [1]

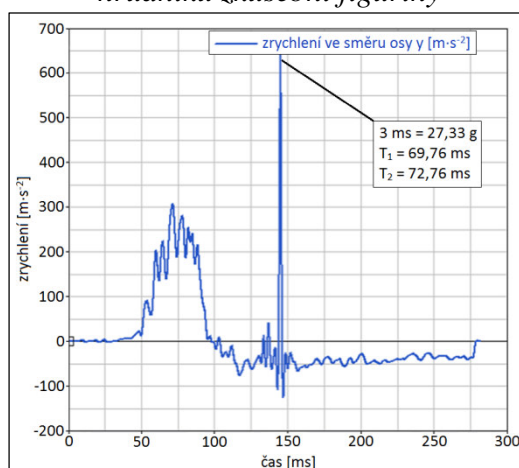
Během nárazu byla naměřena hodnota zrychlení na hlavě figuríny odpovídající $HPC = 1131,13$ a hodnota zrychlení na hrudníku figuríny odpovídající $3 \text{ ms} = 27,33 \text{ g}$. Průběhy těchto zrychlení jsou znázorněny na obr. P3.12, P3.13 a P3.14.

Obr. P3.13: Výsledný průběh zrychlení naměřený akcelerometrem umístěným v hlavě zkušební figuríny



Zdroj: [1]

Obr. P3.14: Průběh zrychlení ve směru osy y naměřený akcelerometrem umístěným v hrudníku zkušební figuríny



Zdroj: [1]

Stav vozu Škoda Favorit po kolizi (vizuální nález)

Po nárazu došlo k deformaci celé levé části vozidla. Levým nárazníkem vlaku byl deformován „A“ sloupek směrem do interiéru. Došlo také k částečné destrukci přístrojové desky, což však v tomto případě nemělo vliv na bezpečnost řidiče. Prostor pro přežití zůstal zachován a nedošlo ke vniknutí tuhých struktur karoserie do něj. Prostor pro nohy v místě řidiče nebyl narušen, ani výrazně deformován. Na místě levého zadního sedadla došlo k částečnému proniknutí pravého nárazníku vlaku do okna zadních dveří. V případě obsazení tohoto sedadla cestujícím by tak patrně došlo k přímému kontaktu hlavy s nárazníkem vlaku, což by ve svém důsledku mělo zásadní vliv na závažnost poranění cestujícího. Pravý nárazník také zdeformoval zadní dveře a došlo tak k jejich proniknutí do prostoru pro cestující. V důsledku toho bylo zdeformováno opěradlo levého zadního sedadla a narušen prostor pro přežití na tomto místě. Pravá část vozu zůstala nepoškozena a prostor pro přežití spolujezdců nebyl narušen. Výsledná deformace automobilu je patrná z fotografie na obrázku P3.15.

Obr. P3.15: Výsledná deformace zkušebního vozidla po prvním testu



Zdroj: [1]

Dílčí závěr

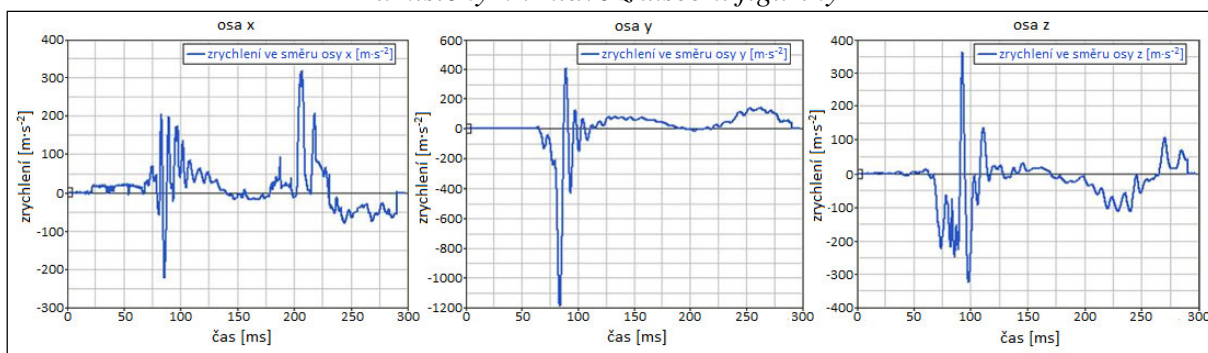
Na základě naměřených hodnot akcelerometrem umístěným v hlavě figuríny a vypočteného HPC můžeme tvrdit, že pravděpodobnost přežití řidiče je menší než 50 %. Z vizuálního zhodnocení testu bylo místo za řidičem chráněno nejméně a pravděpodobnost přežití

cestujícího sedícího na něm by byla ještě nižší než v případě řidiče. Pravděpodobnost přežití cestujících na pravé straně vozu by byla výrazně vyšší. Celková deformace nebyla příliš rozsáhlá, protože v průběhu nárazu došlo k opření levého prahu automobilu o ochranný pluh vlaku. [91], [92]

Druhá nárazová zkouška Škoda Favorit – Vlaková jednotka řady 850

Pro druhý nárazový test byl použit automobil Škoda Favorit, který byl na železniční přejezd umístěn tak, aby byl náraz situován opět na levou stranu vozidla. Předpokládaná nárazová rychlost byla stanovena na $25,0 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, skutečná nárazová rychlost byla $25,3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Kolejové vozidlo nebylo vybaveno ochranným pluhem. Zkušební figurína byla umístěna na sedadle řidiče a připoutána samonavíjecím bezpečnostním pásem. Povrch přejezdu a okolních ploch byl mokrá s podmáčeným podložím. [91], [92]

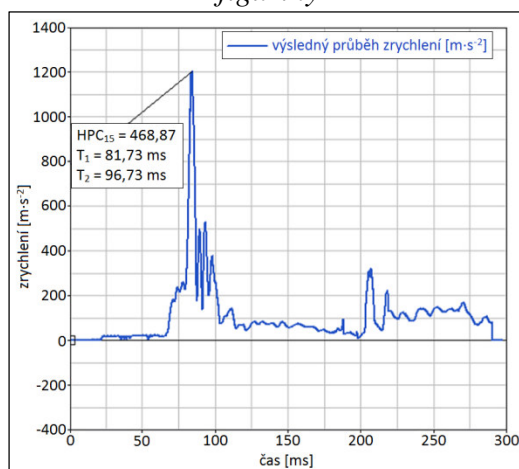
Obr. P3.16: Průběhy zrychlení ve směrech jednotlivých os x, y, z naměřené akcelerometrem umístěným v hlavě zkušební figuríny



Zdroj: [1]

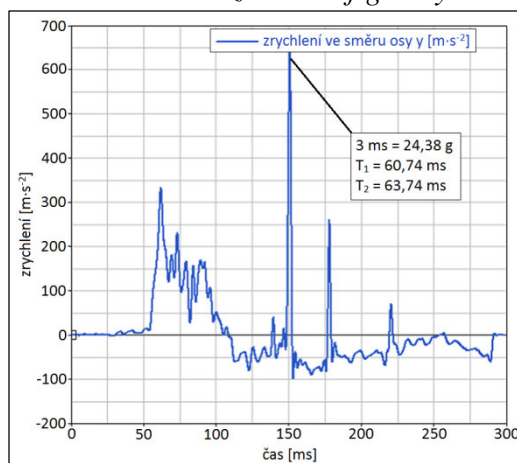
Během nárazu byla naměřena hodnota zrychlení na hlavě figuríny odpovídající $HPC = 468,87$ a hodnota zrychlení na hrudníku figuríny odpovídající $3 \text{ ms} = 24,38 \text{ g}$. Průběhy těchto zrychlení jsou znázorněny na obr. P3.16, P3.17 a P3.18. [91], [92]

Obr. P3.17: Celkový průběh zrychlení naměřený akcelerometrem umístěným v hlavě zkušební figuríny



Zdroj: [1]

Obr. P3.18: Průběh zrychlení ve směru osy y naměřený akcelerometrem umístěným v hrudníku zkušební figuríny



Zdroj: [1]

Stav vozu Škoda Favorit po kolizi (vizuální nález)

Po nárazu došlo k celkové destrukci levé části automobilu. „A“ sloupek byl vlivem levého nárazníku vlaku posunut směrem do interiéru vozidla. Tím došlo k destrukci přístrojové desky a posunutí volantu ve směru jízdy vlakové soupravy, středový sloupek byl ohybově deformován. Oboje dveře byly deformovány směrem do prostoru pro cestující. Osoby sedící na levých sedadlech vozu by se tak dostaly do kontaktu s nimi. Zároveň byl narušen prostor pro nohy v levé části vozu. Při nárazu došlo ke zborcení struktury zadních sedadel, což má zásadní vliv na bezpečnost osob na nich přepravovaných. Pravý nárazník vlaku zasahoval do okna zadních dveří a při obsazení místa za řidičem by pravděpodobně došlo k jeho kontaktu s hlavou pasažéra. Ačkoliv v tomto případě byla nárazová rychlost nižší, byl výsledek testu z hlediska velikosti deformace a možného poranění posádky výrazně horší než při prvním testu. [91], [92]

Obr. P3.19: Výsledek druhého nárazového testu



Zdroj: [1]

Dílčí závěr

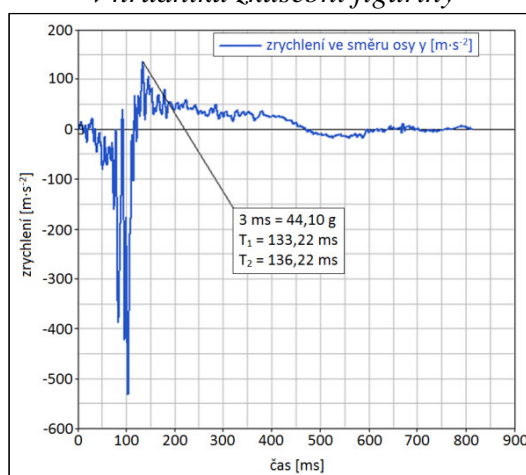
Celková deformace karoserie je výraznější než v předchozím testu z důvodu absence ochranného pluhu kolejového vozidla. Automobil byl tlačěn ve vertikálnější poloze, což způsobilo větší surný odpor a tím i větší zdeformování karoserie automobilu.

Třetí nárazová zkouška Škoda Superb – vlaková jednotka řady 850

Pro třetí nárazový test byl použit automobil Škoda Superb, který byl na železniční přejezd umístěn tak, aby byl náraz situován na pravou stranu vozidla. Předpokládaná nárazová rychlost byla stanovena v rozmezí $45,0 - 50,0 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, skutečná nárazová rychlost činila $47,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Kolejové vozidlo bylo opět vybaveno ochranným pluhem. Zkušební figurína byla umístěna na sedadle řidiče a připoutána samonavíjecím bezpečnostním pásem. Povrch přejezdu a okolních ploch byl suchý s podmáčeným podložím.

Během nárazu byla naměřena hodnota zrychlení na hlavě figuríny přesahující $\text{HPC} = 15000$ a hodnota zrychlení na hrudníku figuríny odpovídající $3 \text{ ms} = 44,10 \text{ g}$. Průběh tohoto zrychlení je znázorněn na obr. P3.20. [91], [92]

Obr. P3.20: Průběh zrychlení ve směru osy y naměřený akcelerometrem umístěným v hrudníku zkušební figuríny



Zdroj: [1]

Stav vozu Škoda Superb po kolizi (vizuální nález)

Náraz kolejového vozidla zcela zdeformoval oboje dveře na pravé straně automobilu. Pravý nárazník vlaku zdeformoval „A“ sloupek a pronikl do interiérové části, kde došlo k destrukci přístrojové desky, která se ohybově deformovala směrem do prostoru pro nohy spolujezdce. Levý nárazník vlaku se zachytil o sloupek okna zadních dveří, který byl ohybově deformován směrem do prostoru pro cestující. Nárazník poté vnikl do interiéru vozu. V průběhu nárazu došlo k opření pravé části vozu o čelní stranu vlaku a k prohnutí středového sloupku. V této poloze byl automobil tlačěn před vlakem a pravým prahem byl opřen o ochranný pluh kolejového vozidla, čímž byla deformace karoserie částečně zmírněna. [91], [92]

Obr. P3.21: Výsledek třetího nárazového testu

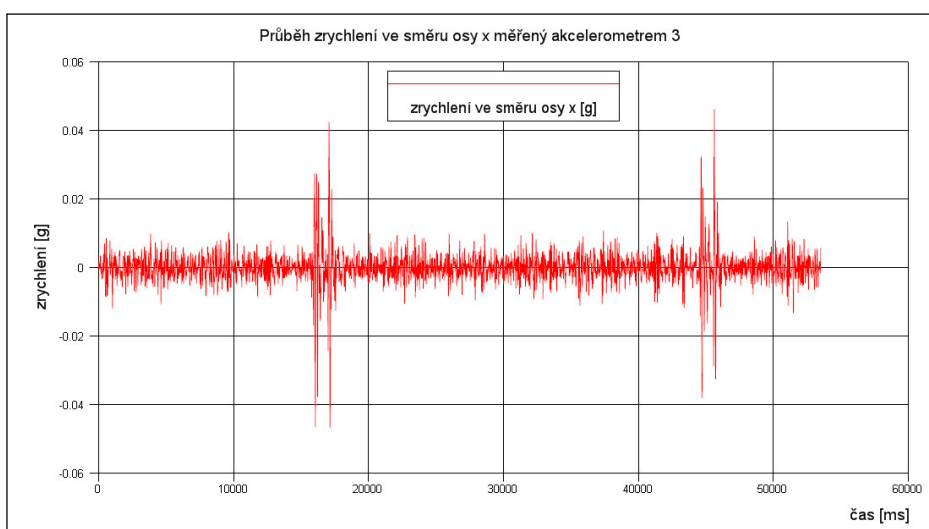
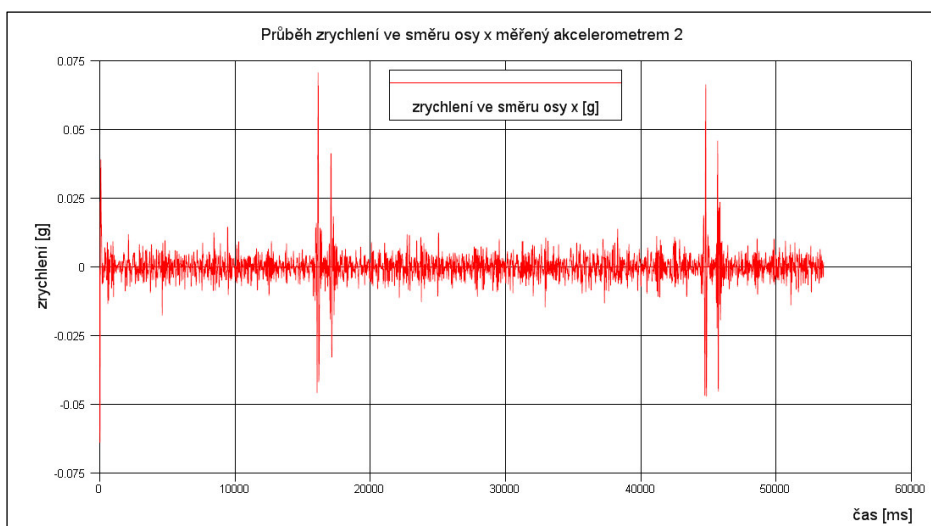
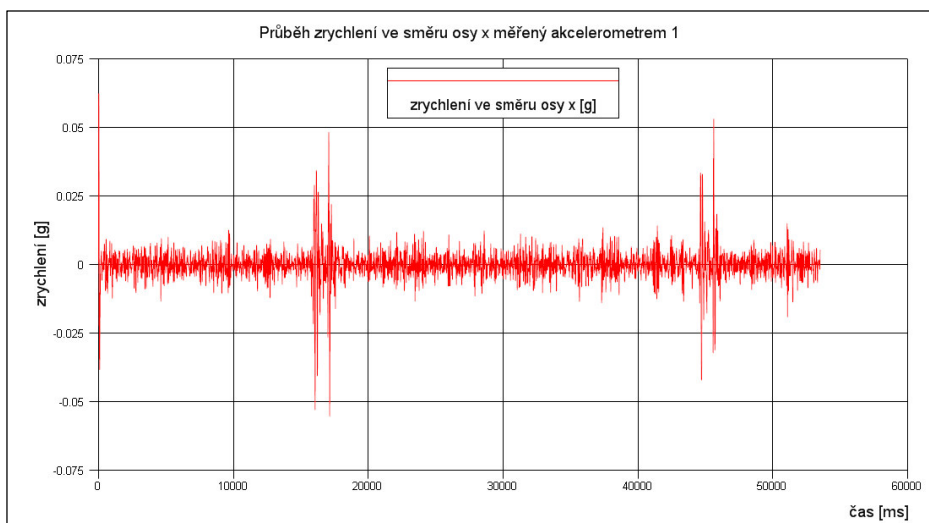
Zdroj: [1]

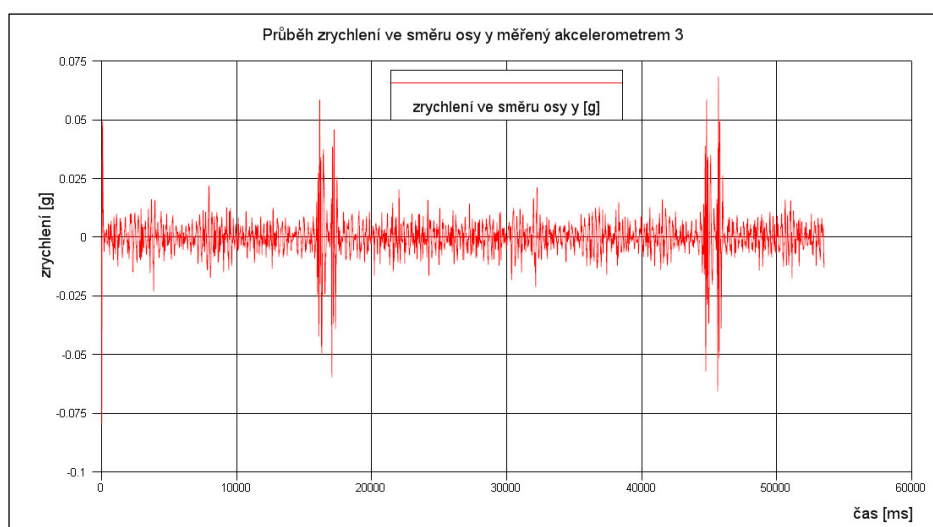
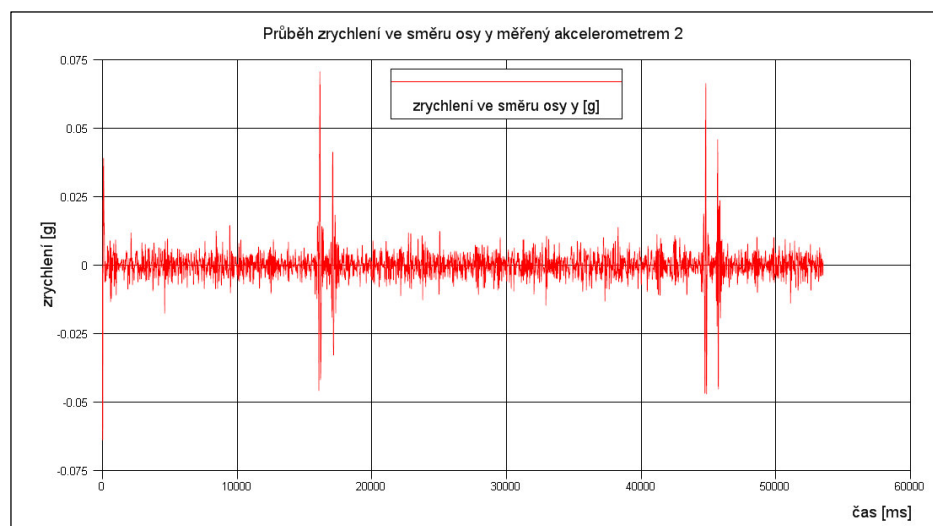
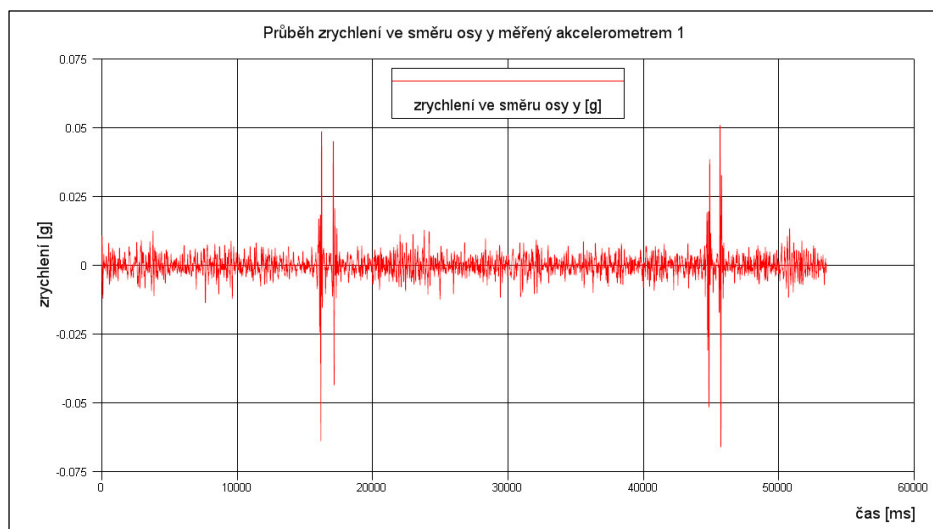
Obr. P3.22: Výsledná deformace zkušebního automobilu Škoda Superb

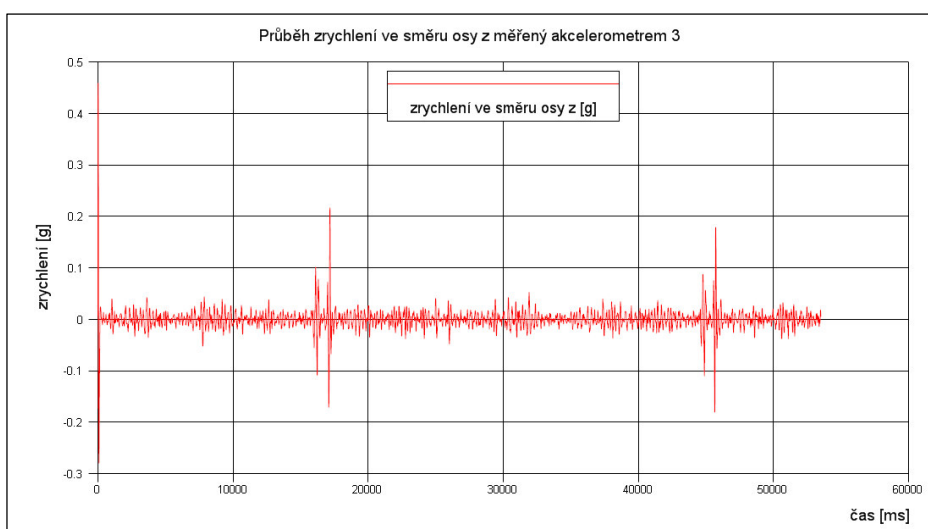
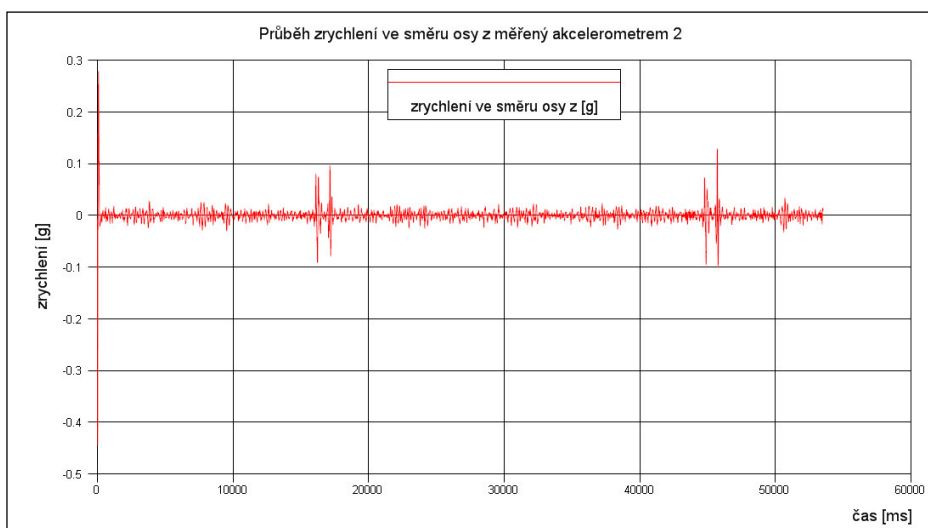
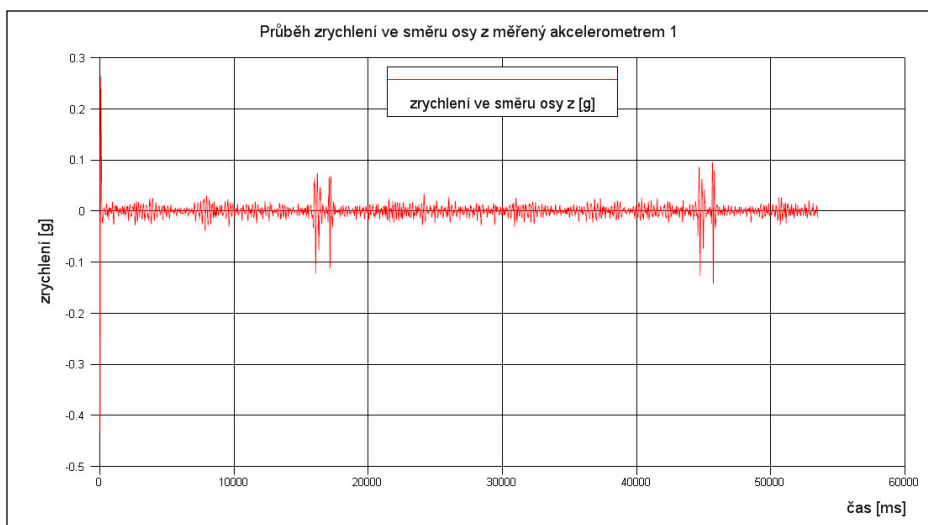
Zdroj: [1]

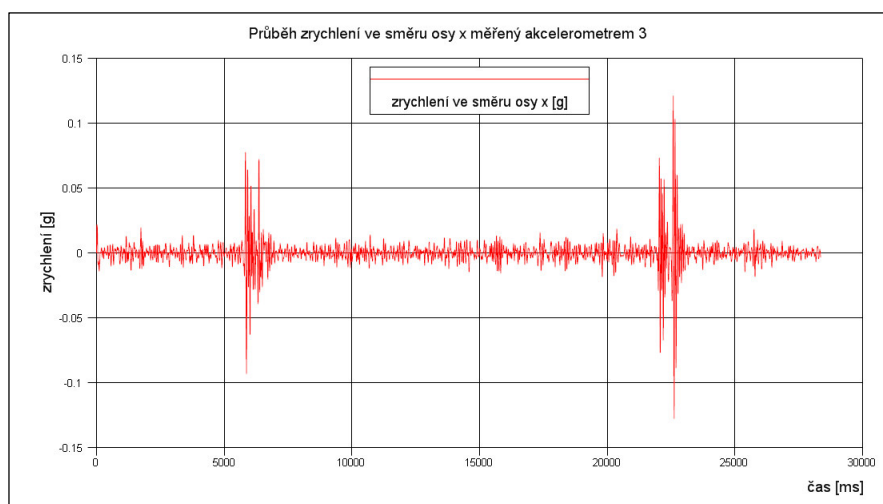
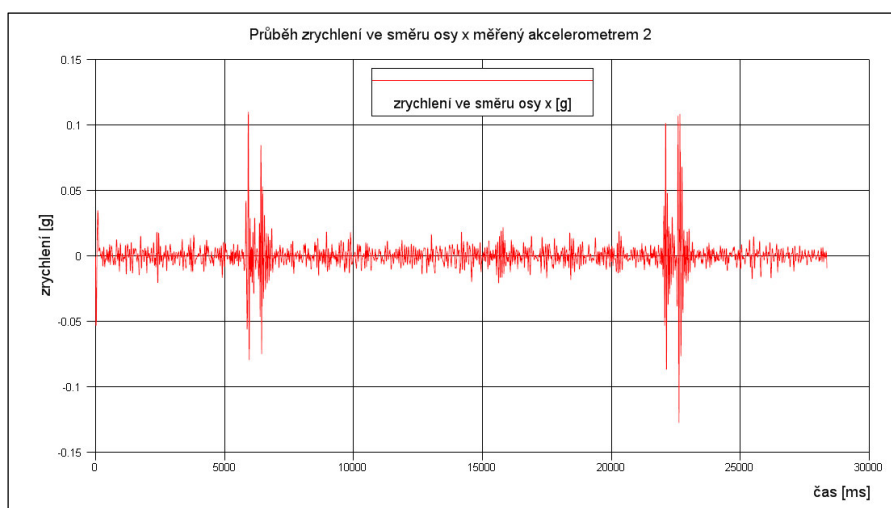
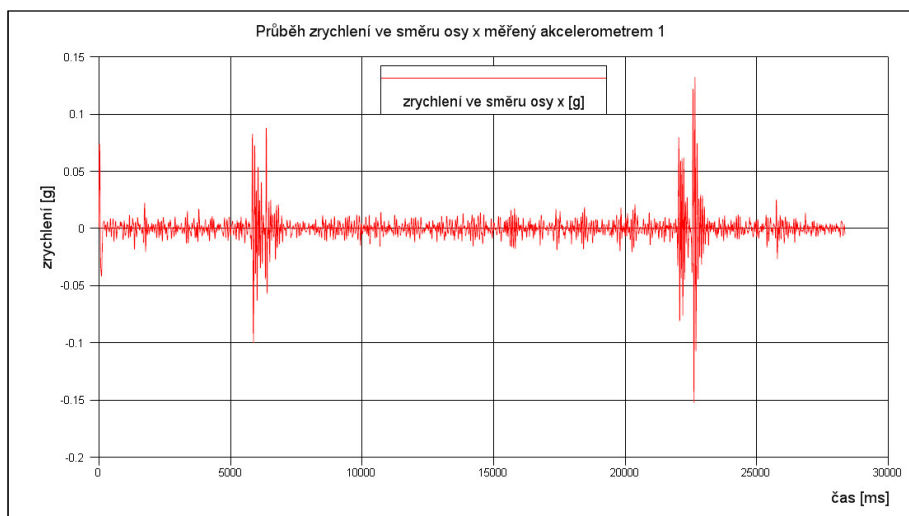
Dílčí závěr

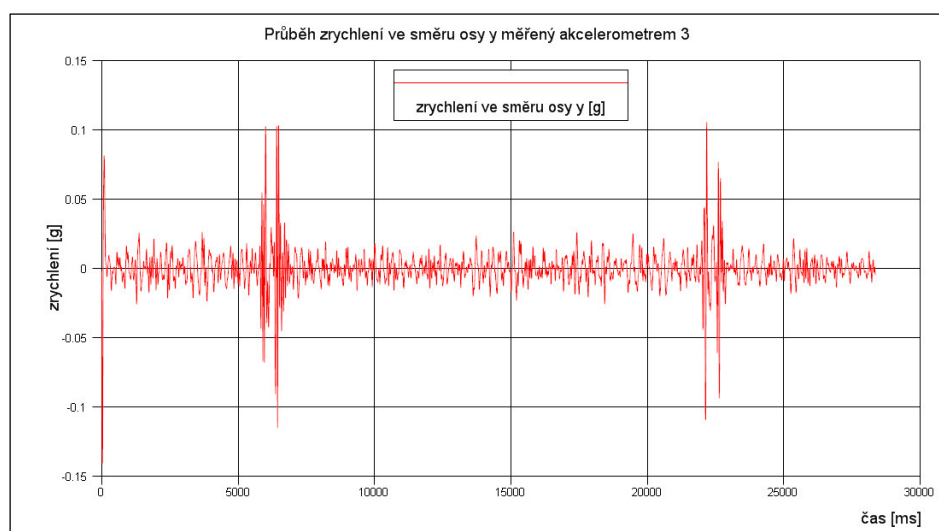
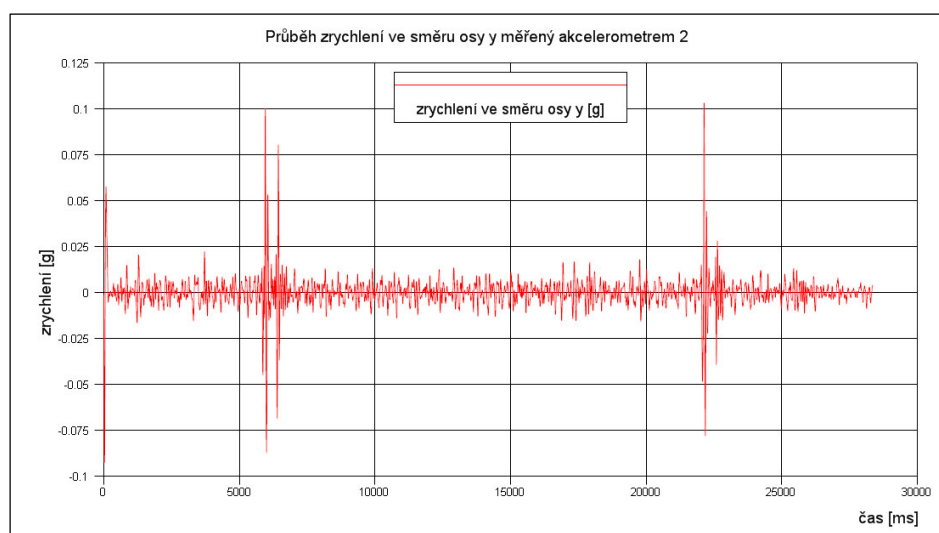
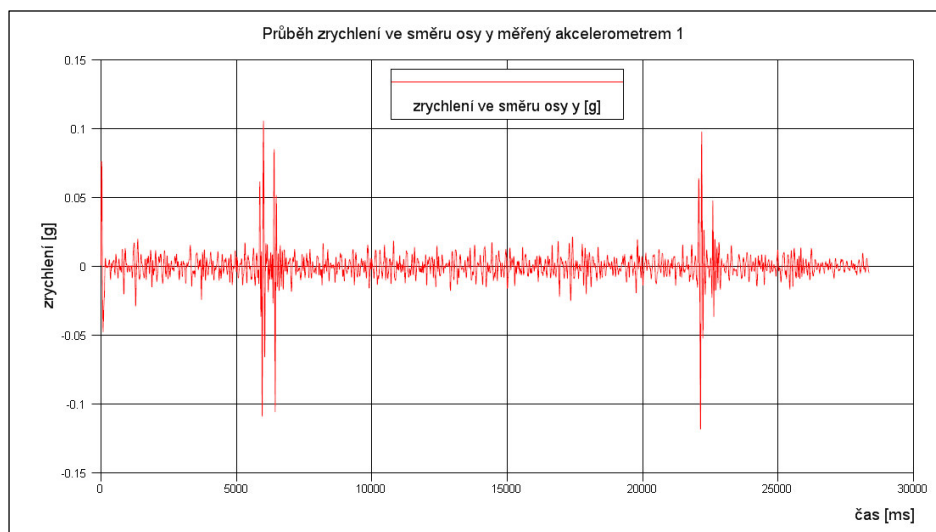
Při nárazové zkoušce došlo ke zborcení celé pravé části automobilu. Vlivem nárazu vnikly pevné části karoserie do prostoru pro přežití v oblasti sedadel. Dveře automobilu byly deformovány směrem do sedadel a pro potenciální pasažéry sedící na nich by byl tento náraz pravděpodobně kritický. Cestující sedící na zadních sedadlech by se během nárazu dostali do přímého kontaktu s levým nárazníkem vlakové soupravy, který do interiéru automobilu vnikl zadním oknem ve výši hlavy přepravované osoby. Vypočtená hodnota HIC překročila hranici 10000, což lze pro potenciálního pasažéra považovat za kritický stav. Takto vysoké hodnoty bylo dosaženo v důsledku pravděpodobného tvrdého kontaktu interiéru vozu s hlavou zkušební figuríny. Tato hodnota odpovídá velmi nízké pravděpodobnosti přežití cestujícího. [91], [92]

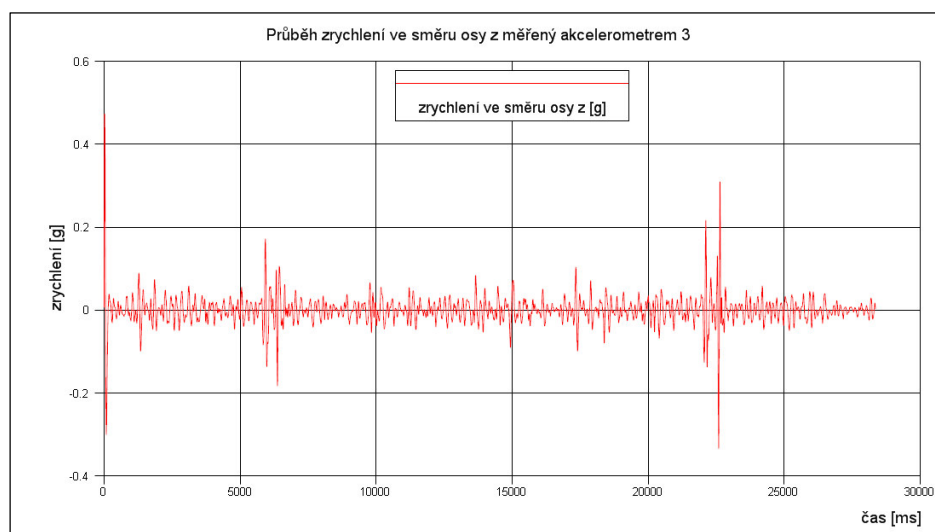
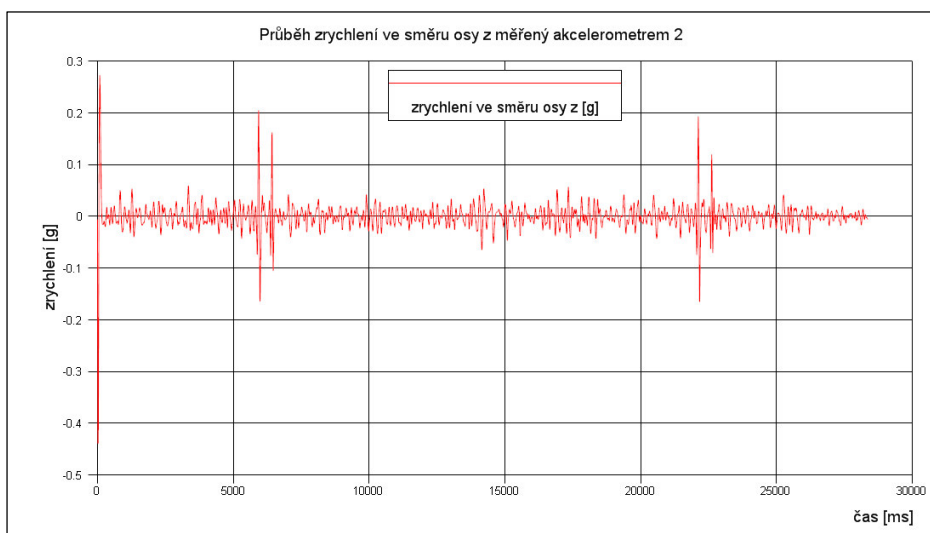
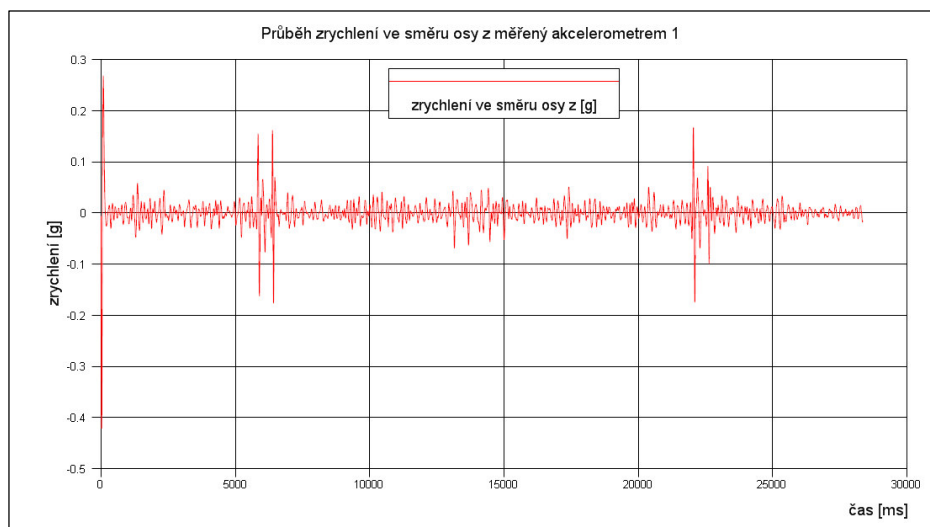
Škoda Octavia II. generace při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 

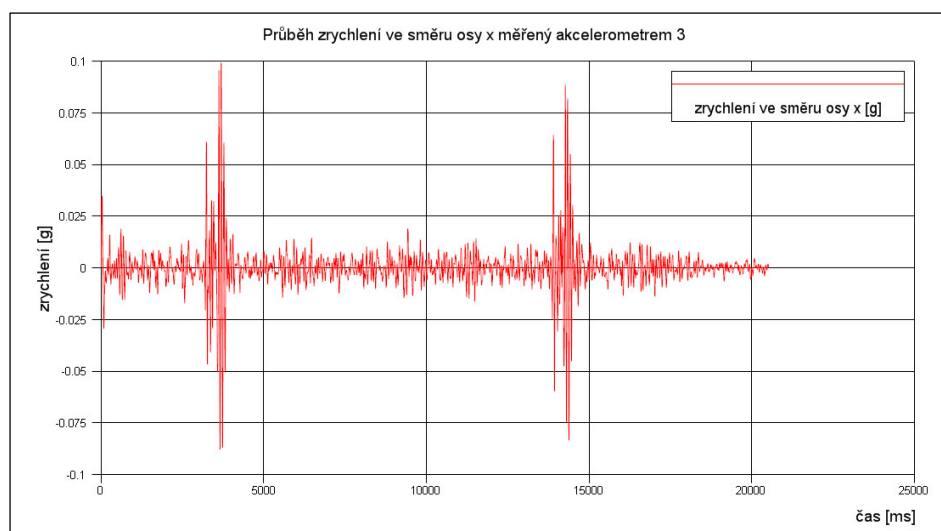
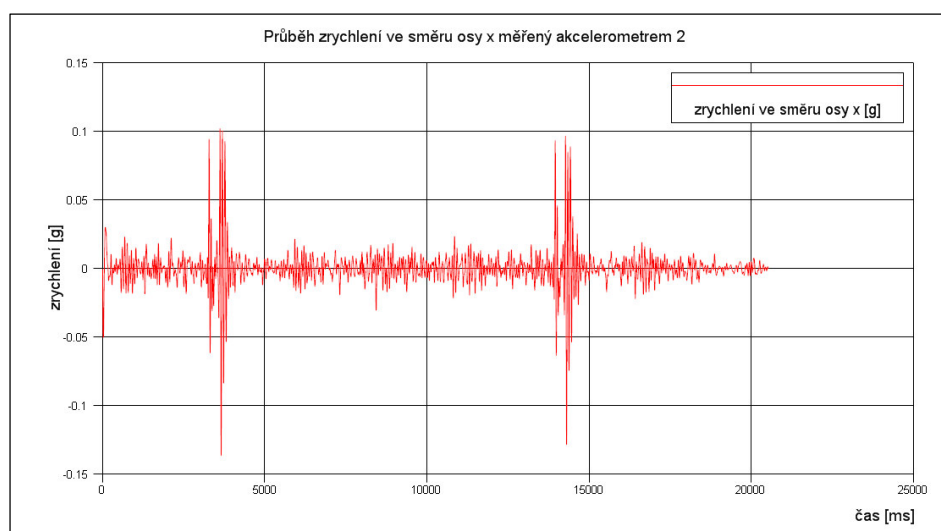
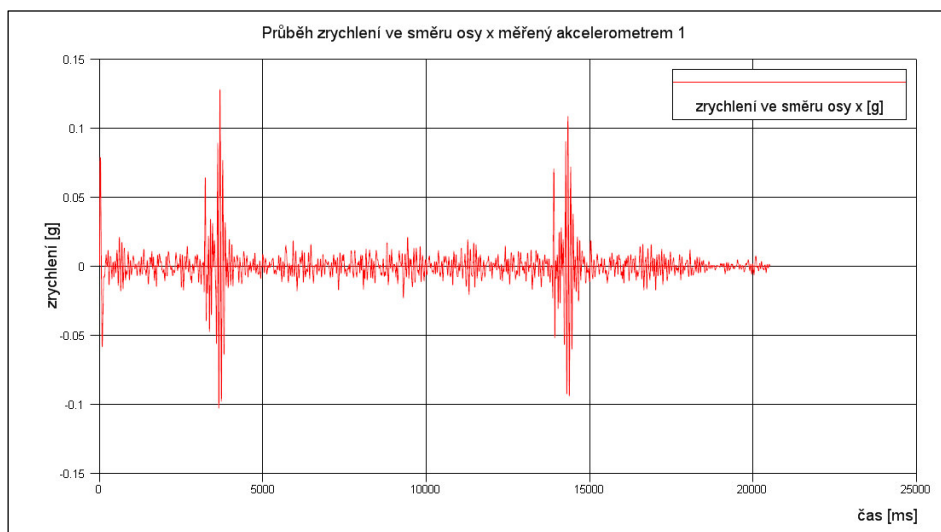


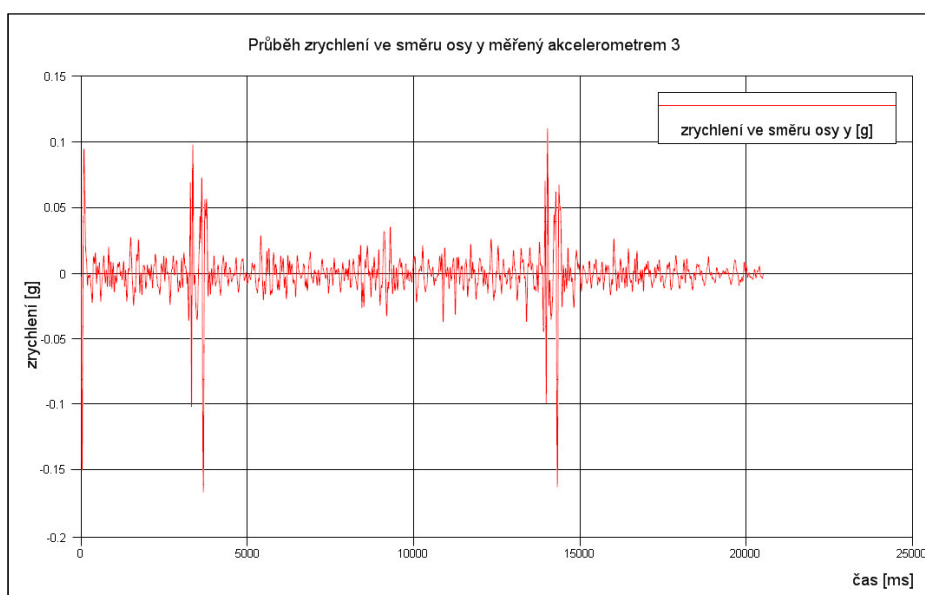
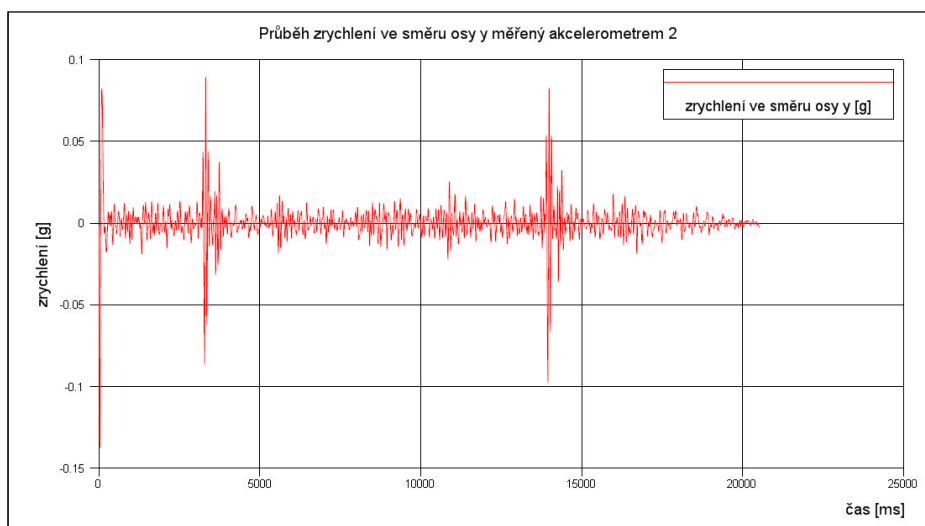
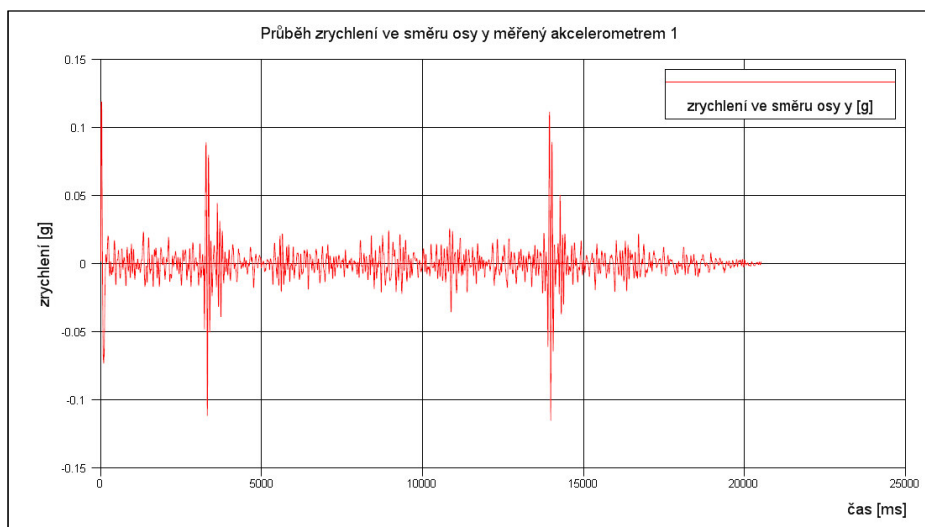


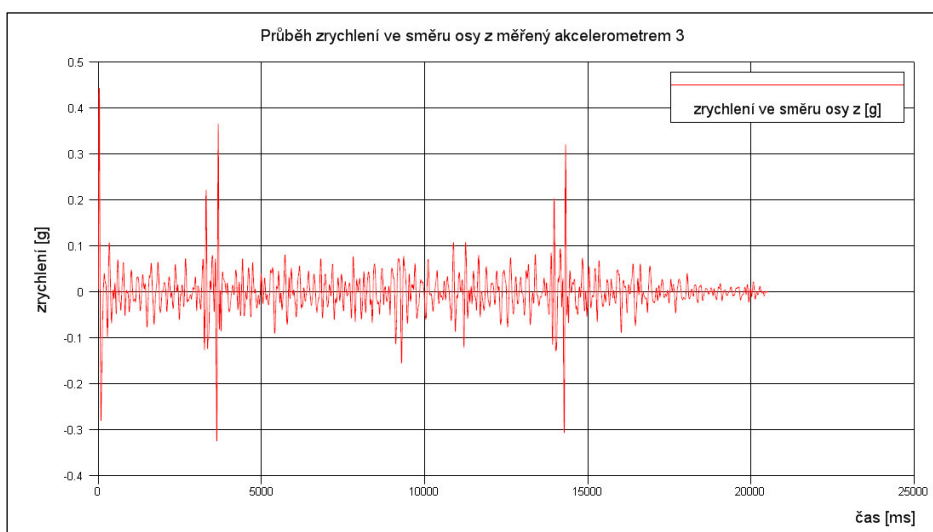
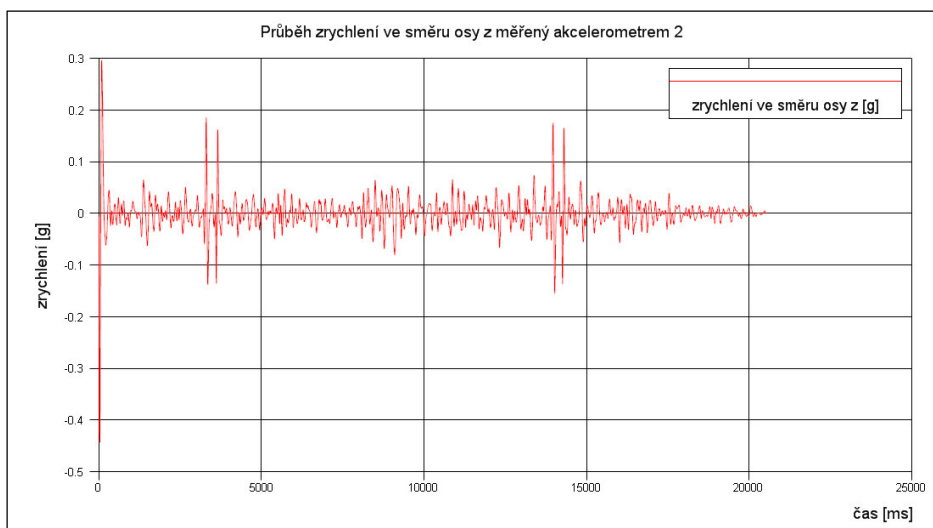
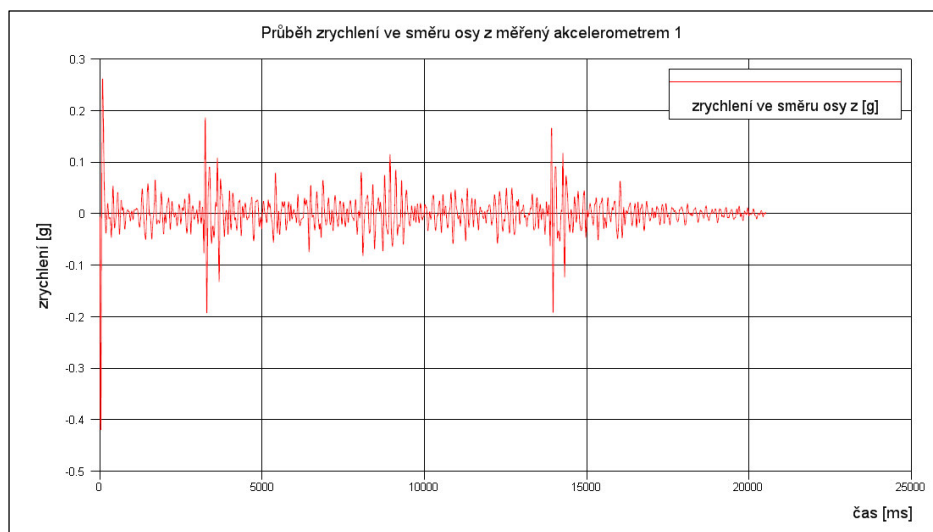
Škoda Octavia II. generace při zkušební rychlosti 20 km·h⁻¹

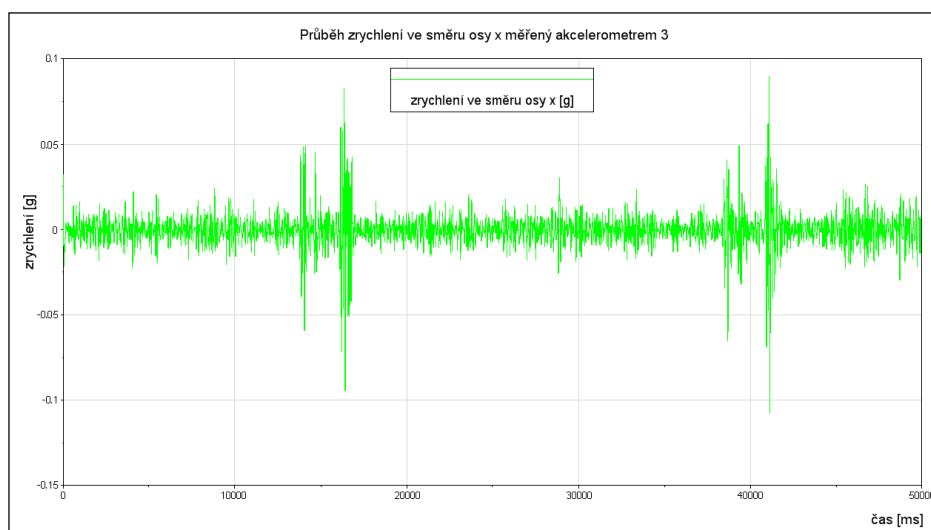
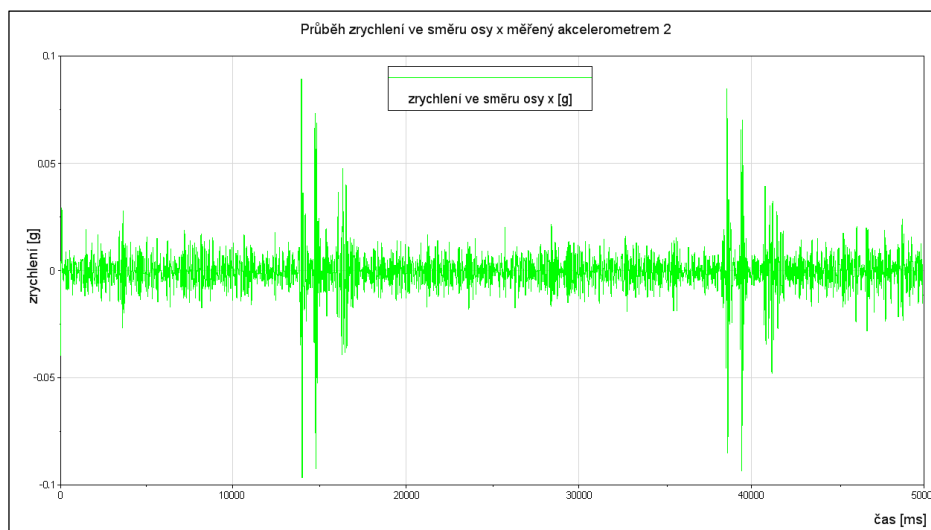
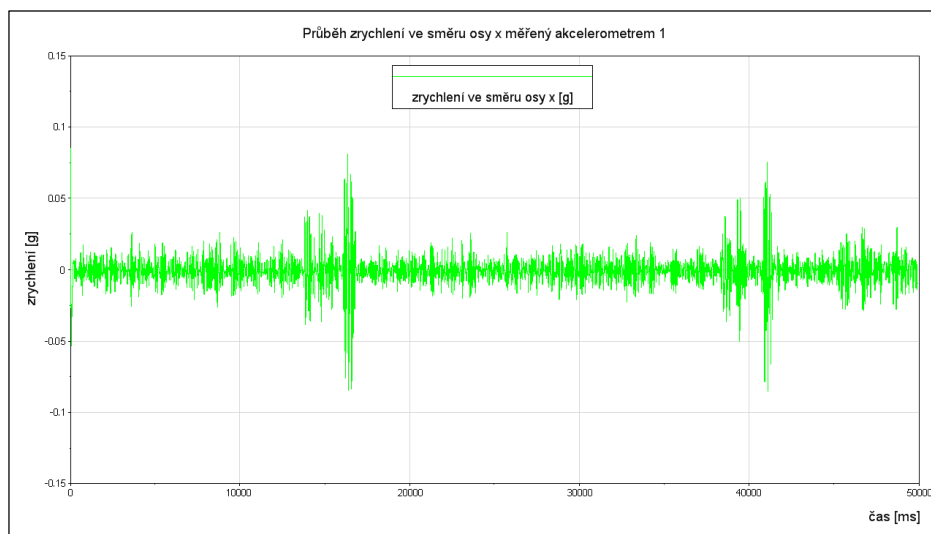


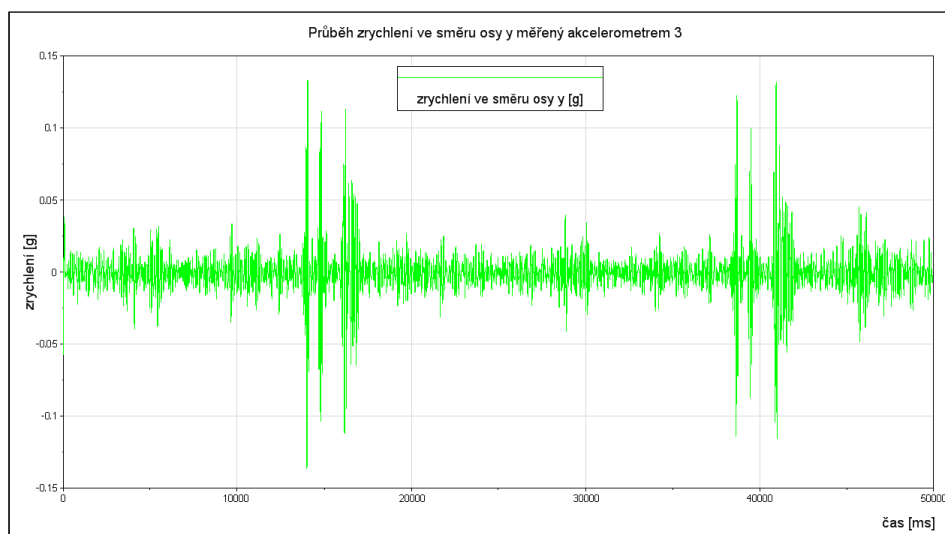
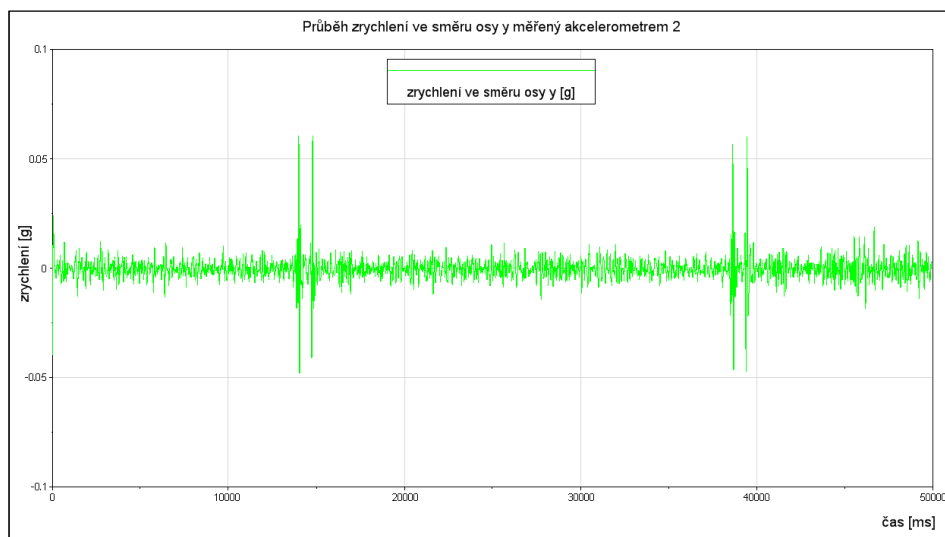
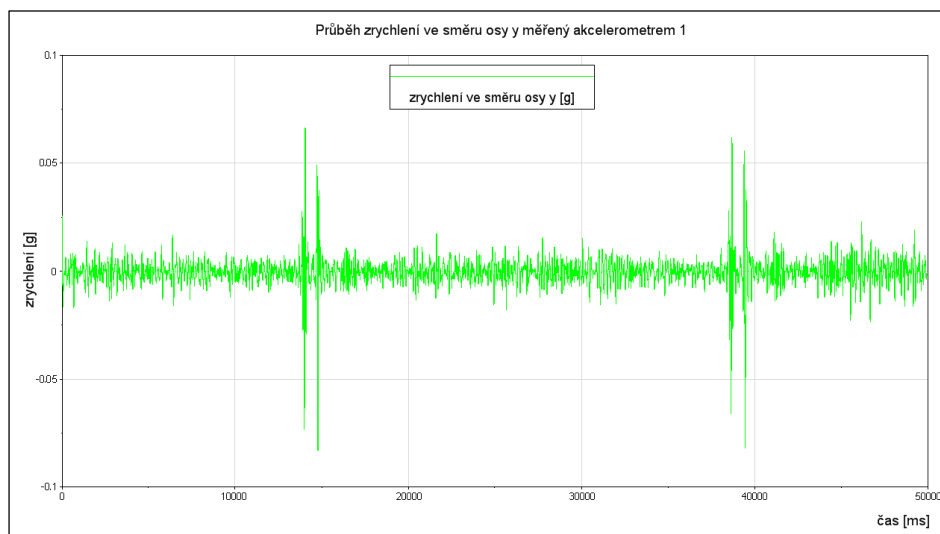


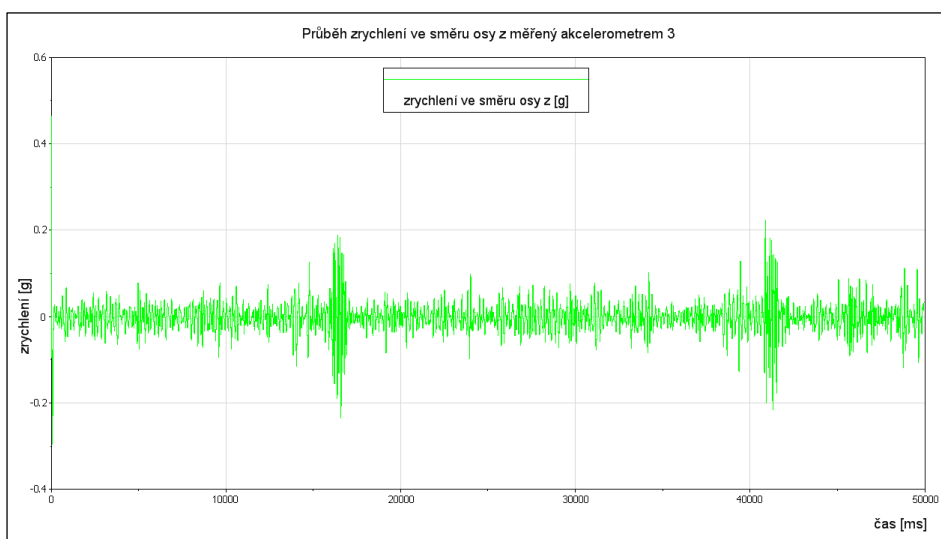
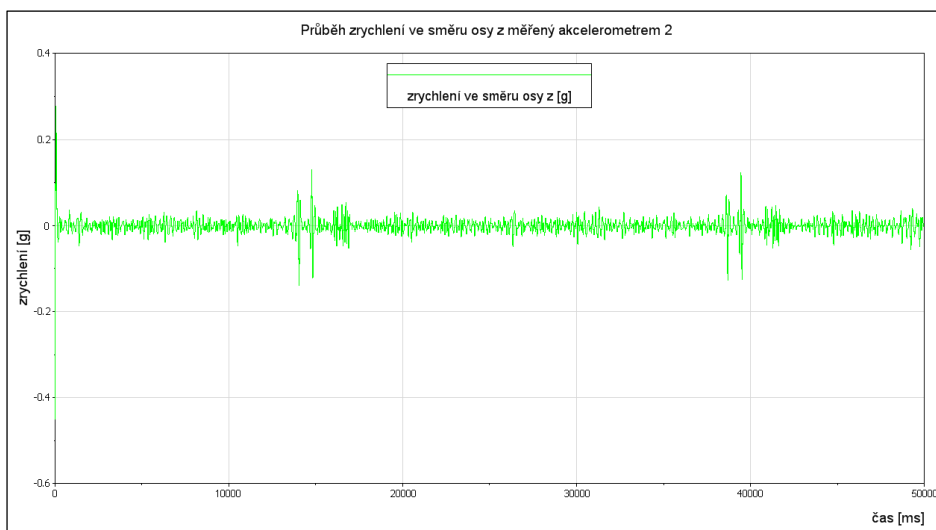
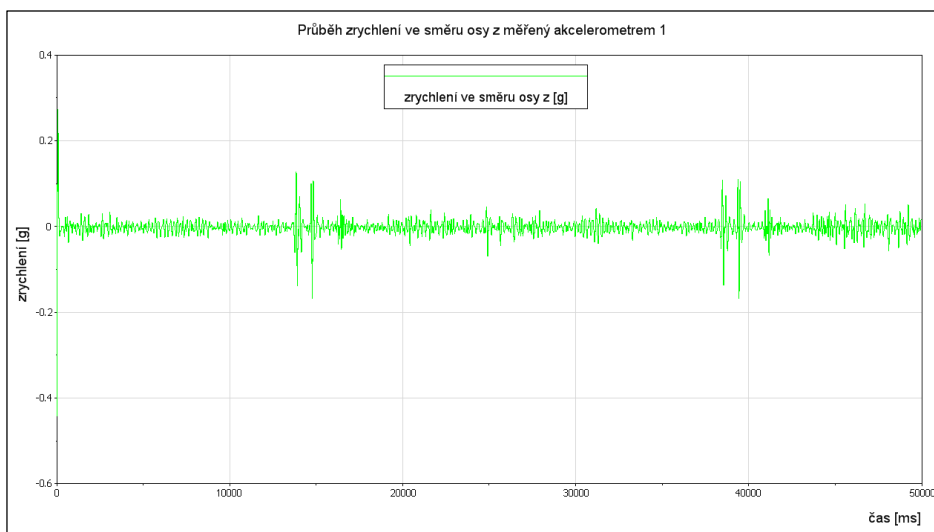
Škoda Octavia II. generace při zkušební rychlosti 30 km·h⁻¹

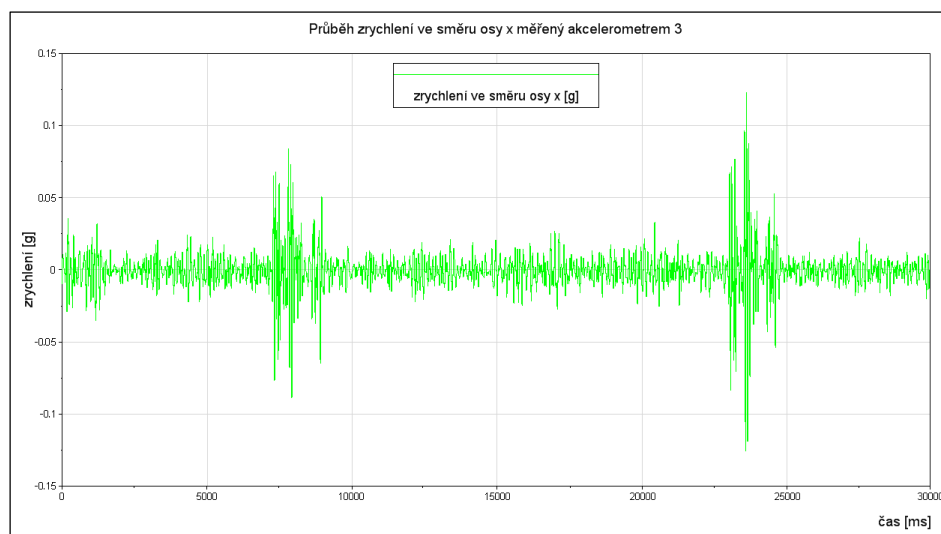
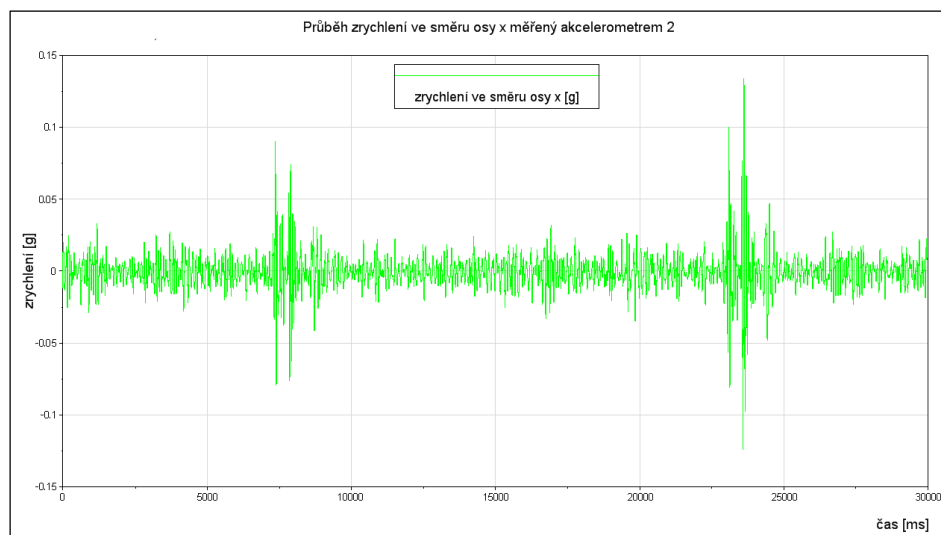
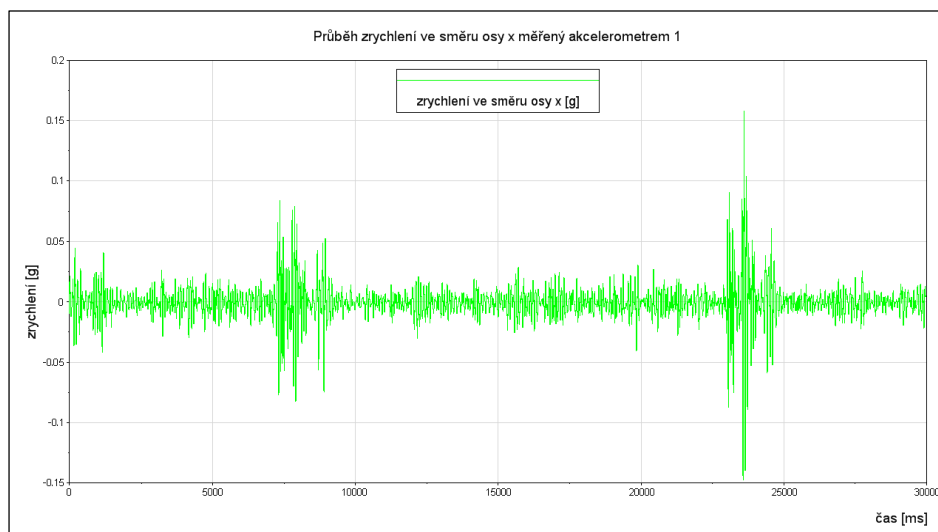


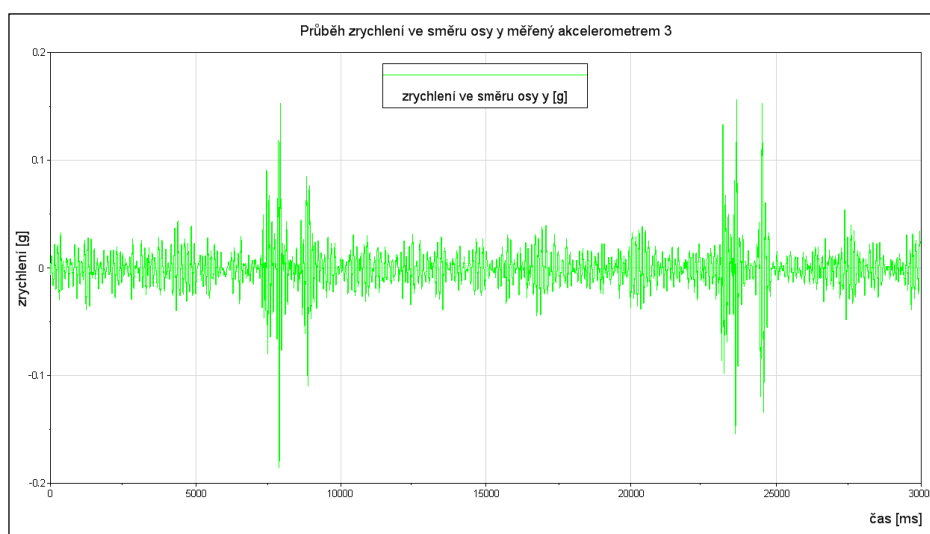
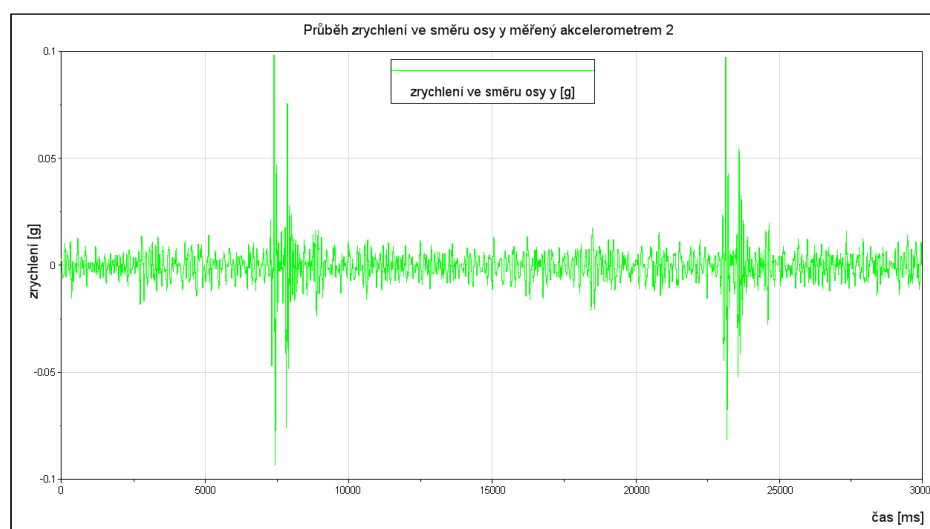
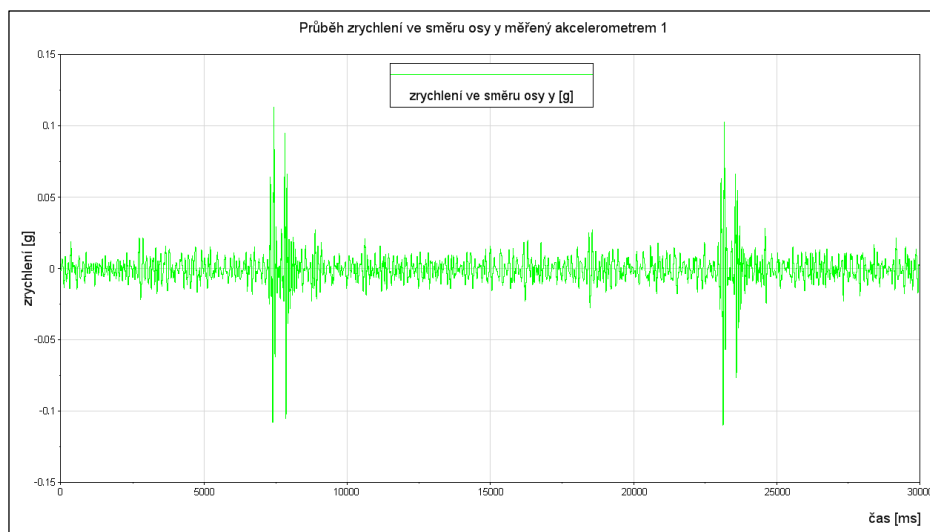


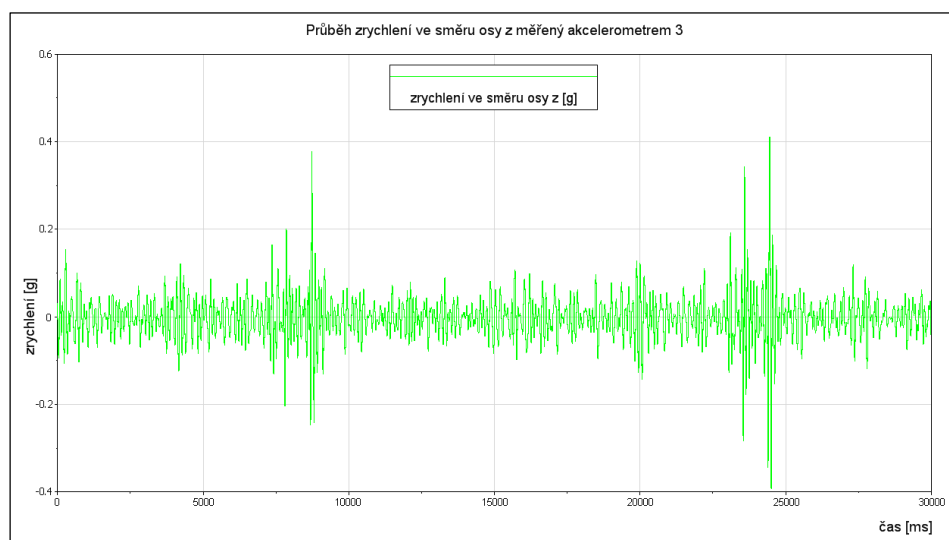
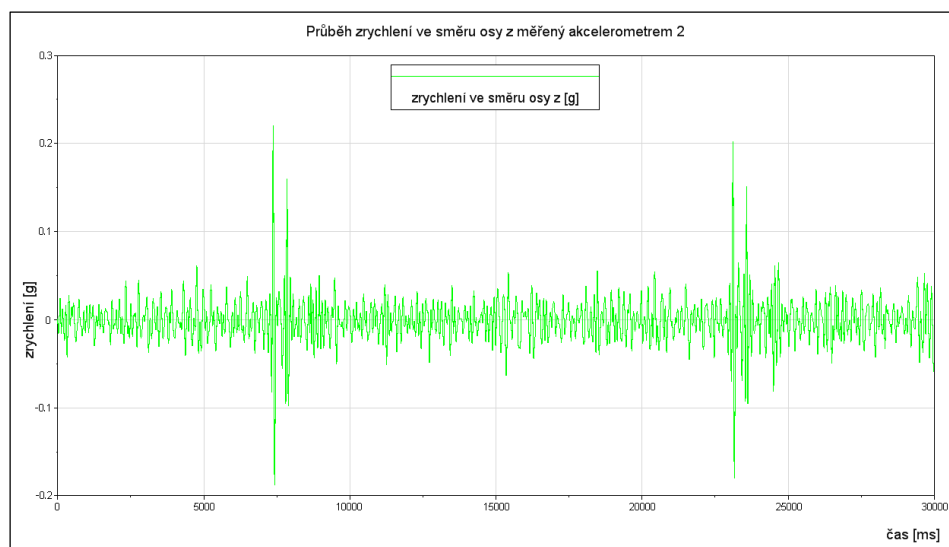
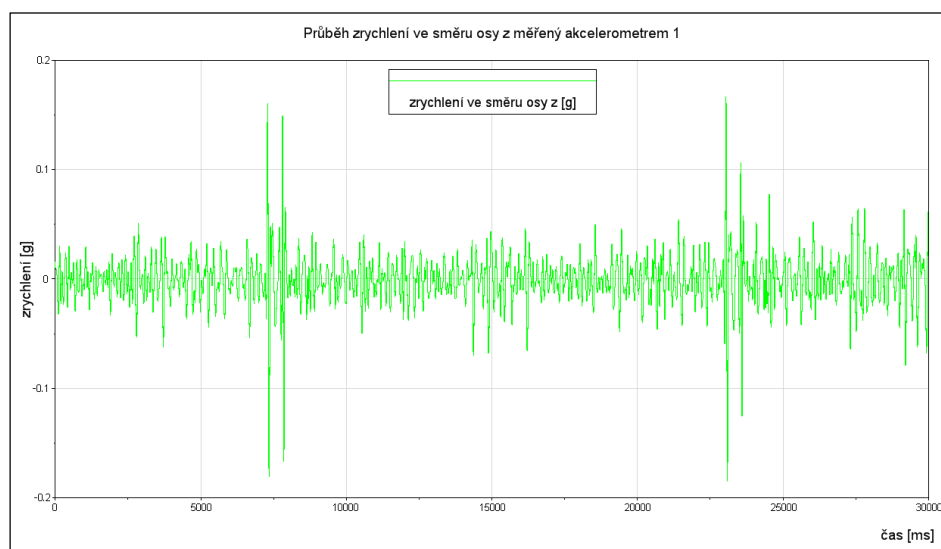
Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 

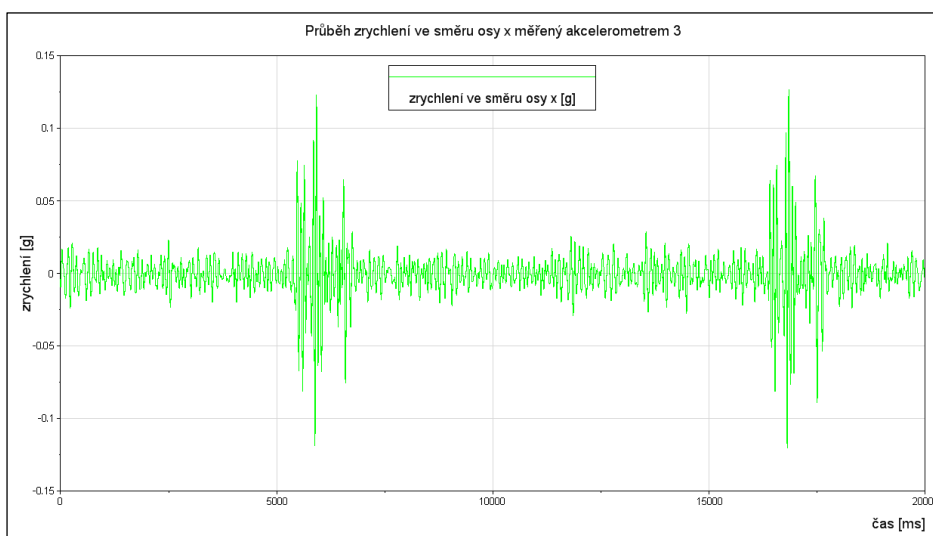
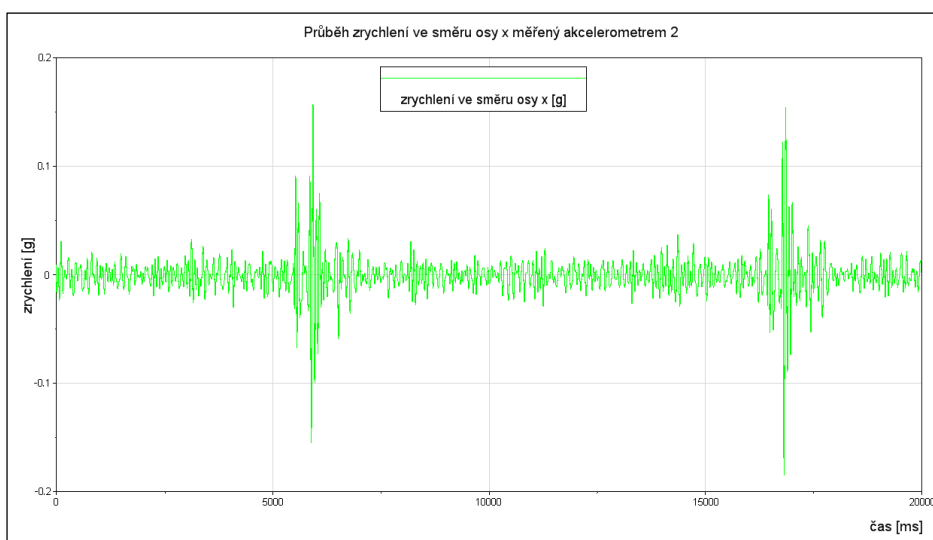
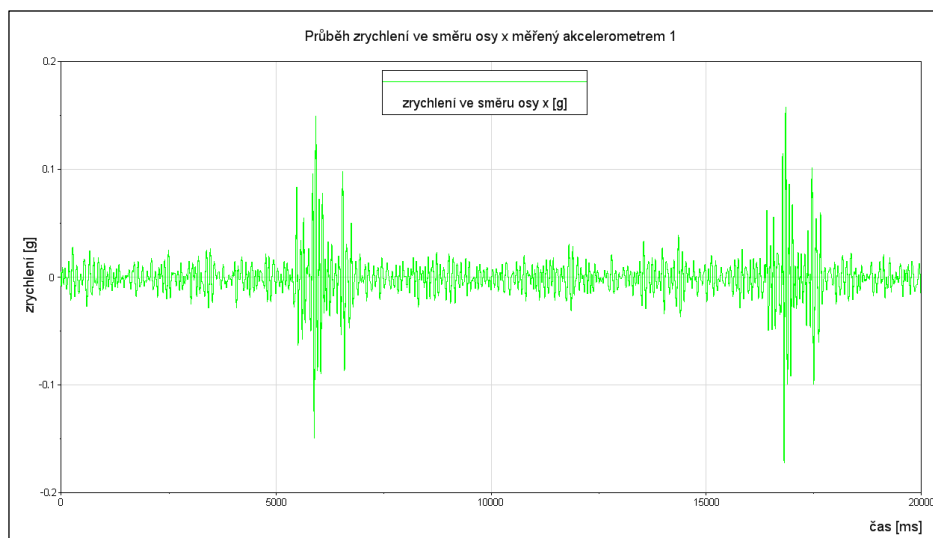


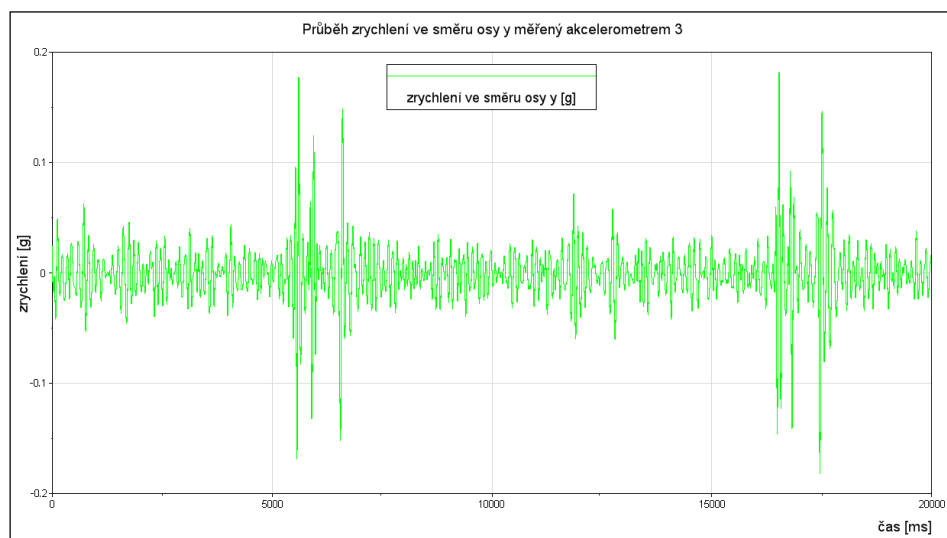
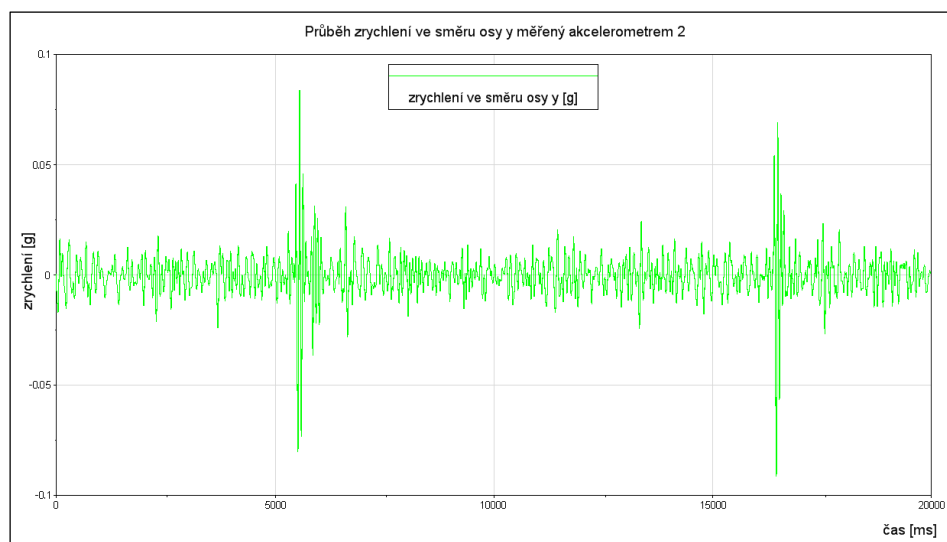
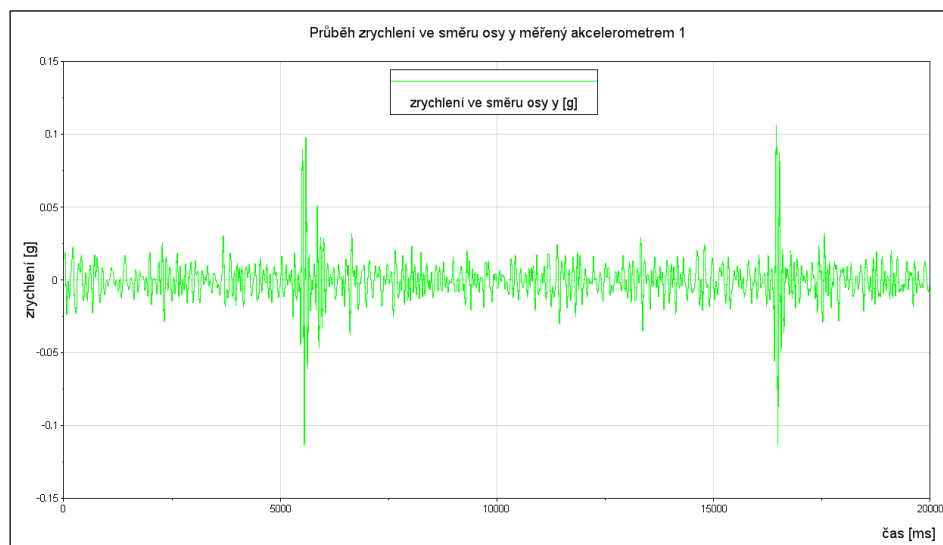


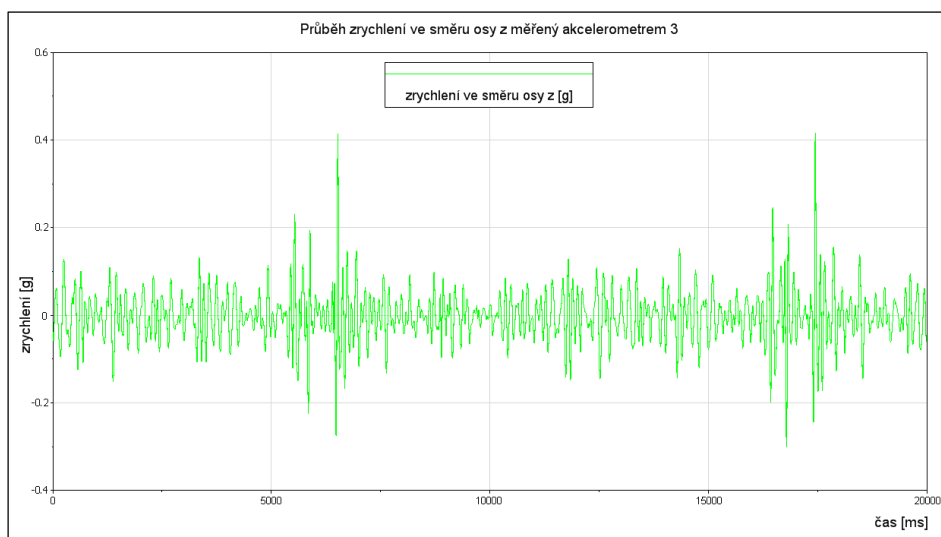
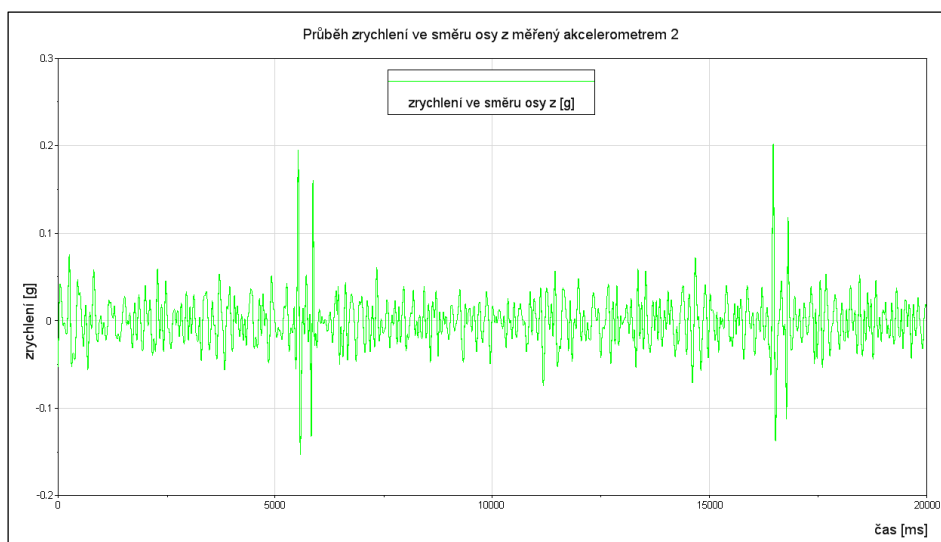
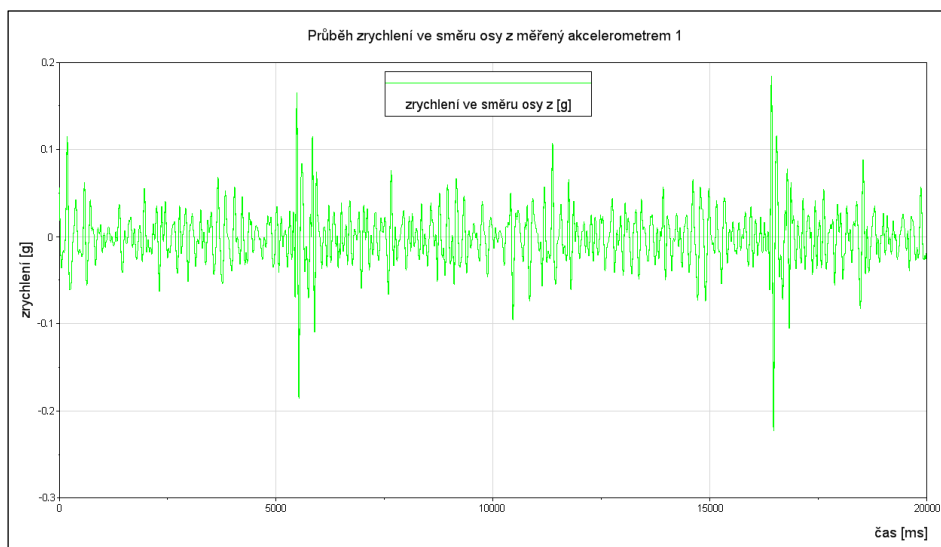
Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti
20 km·h⁻¹



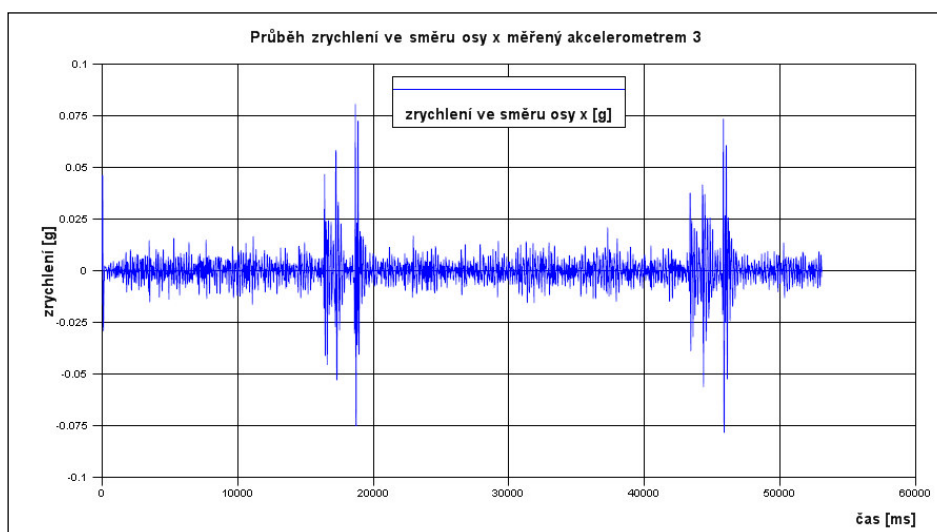
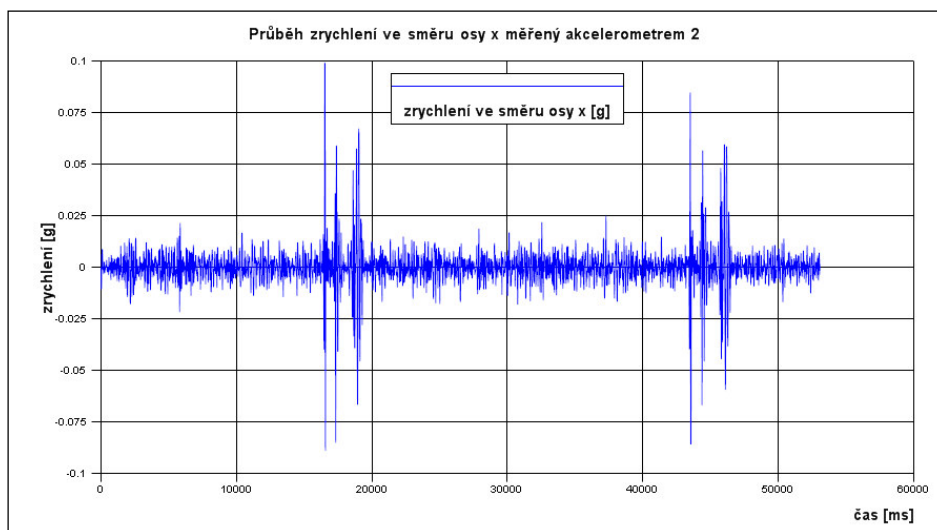
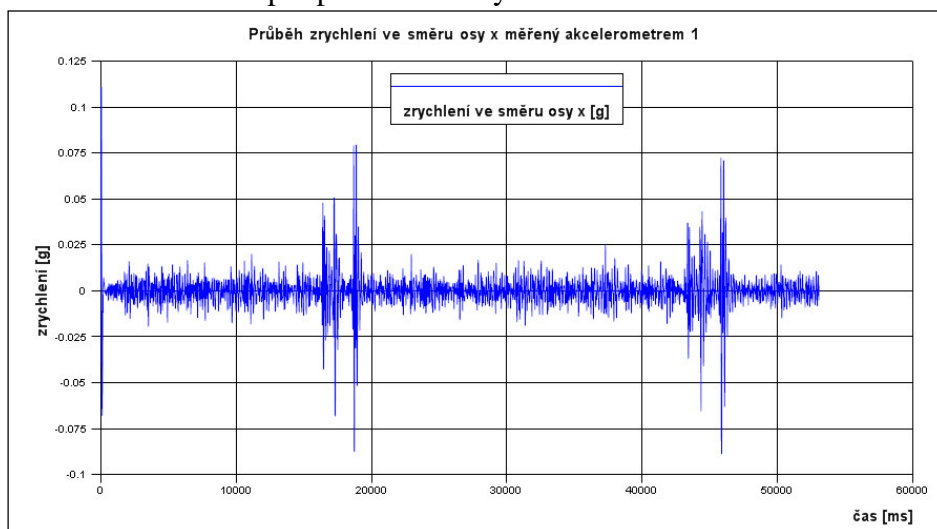


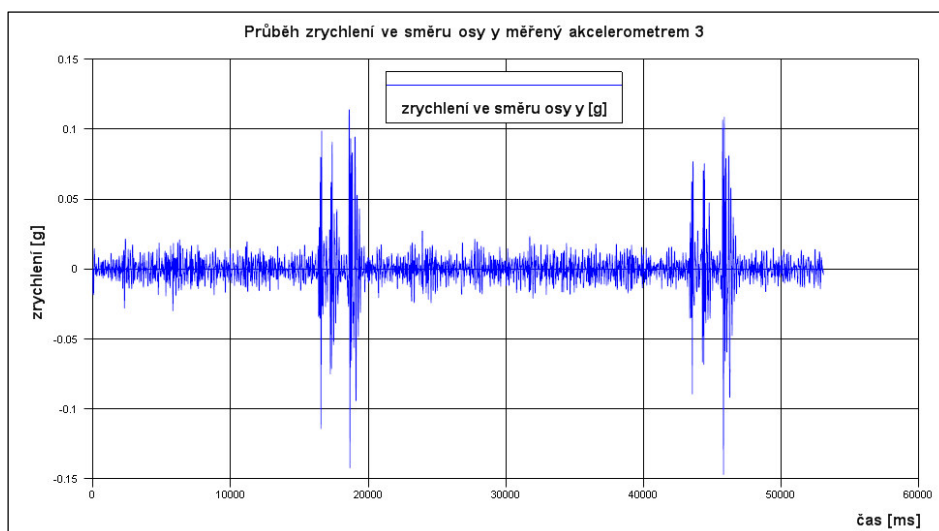
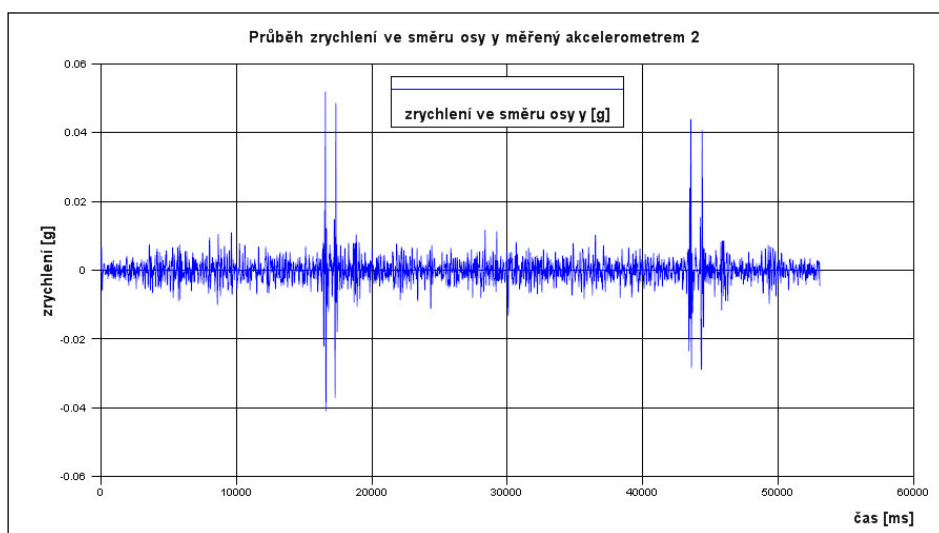
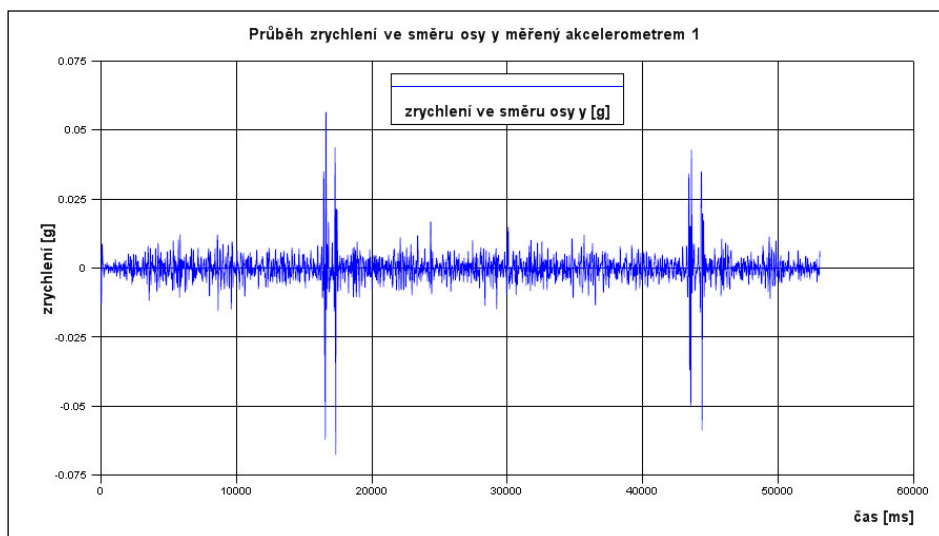
Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 při zkušební rychlosti
30 km·h⁻¹

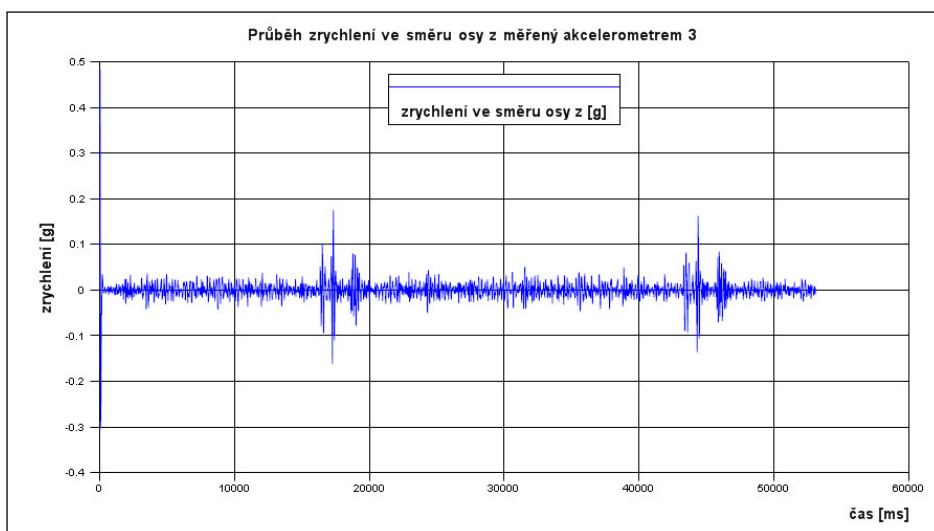
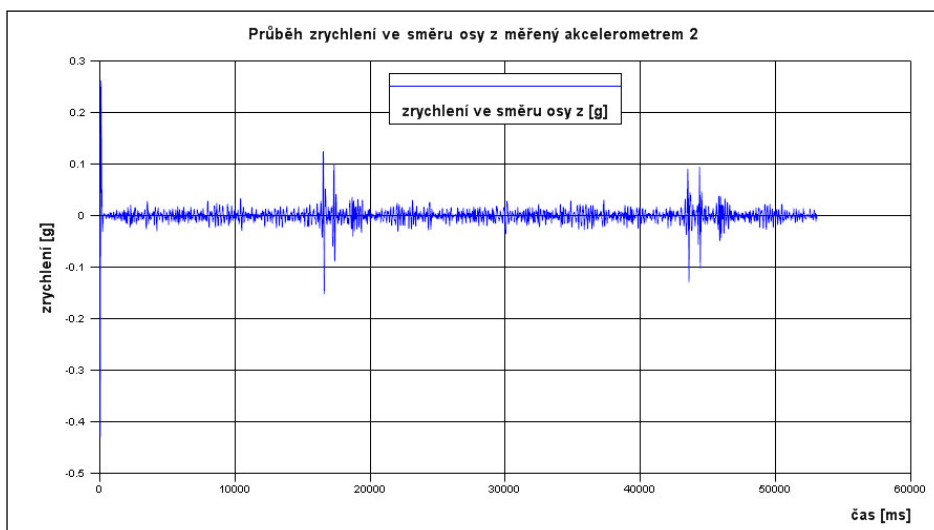
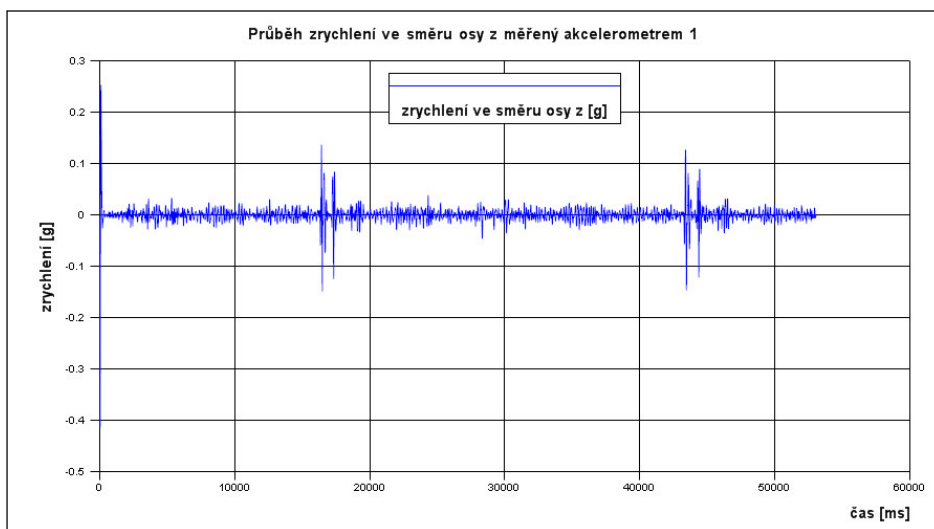




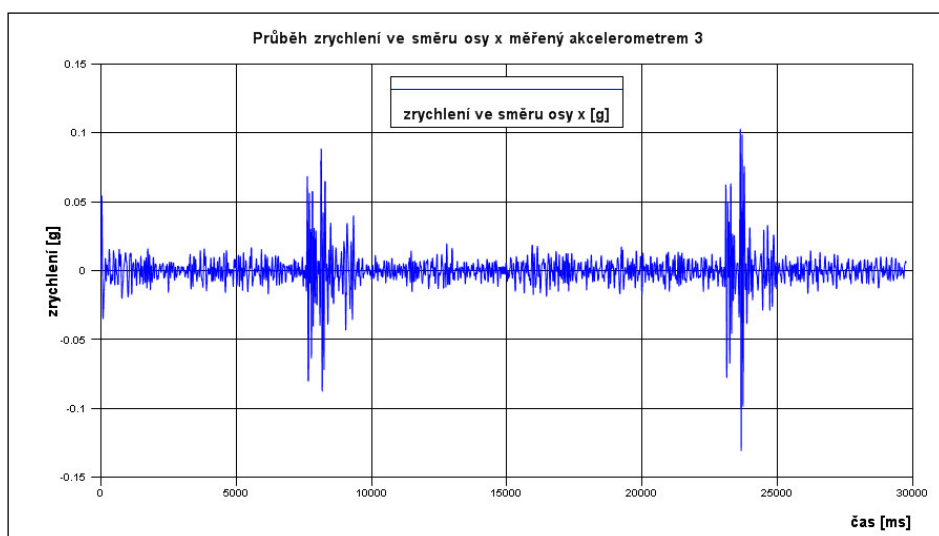
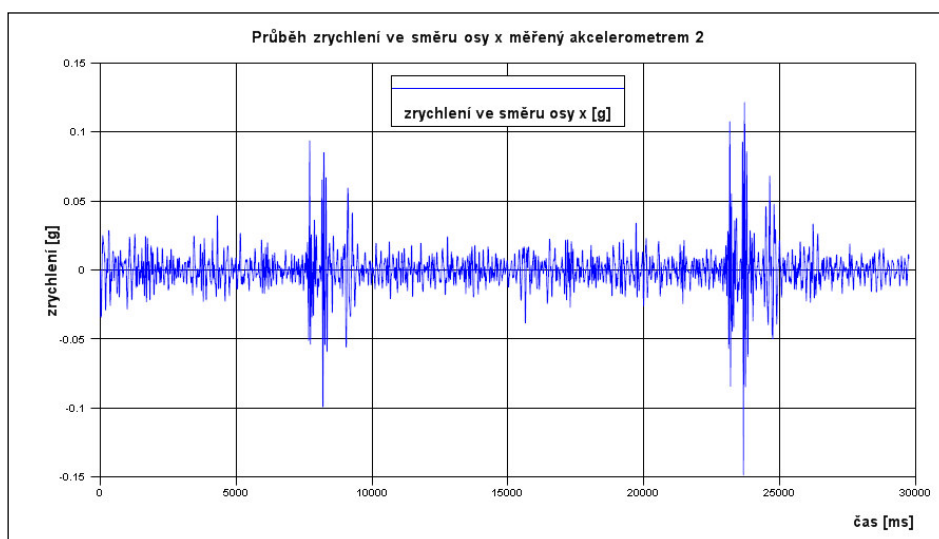
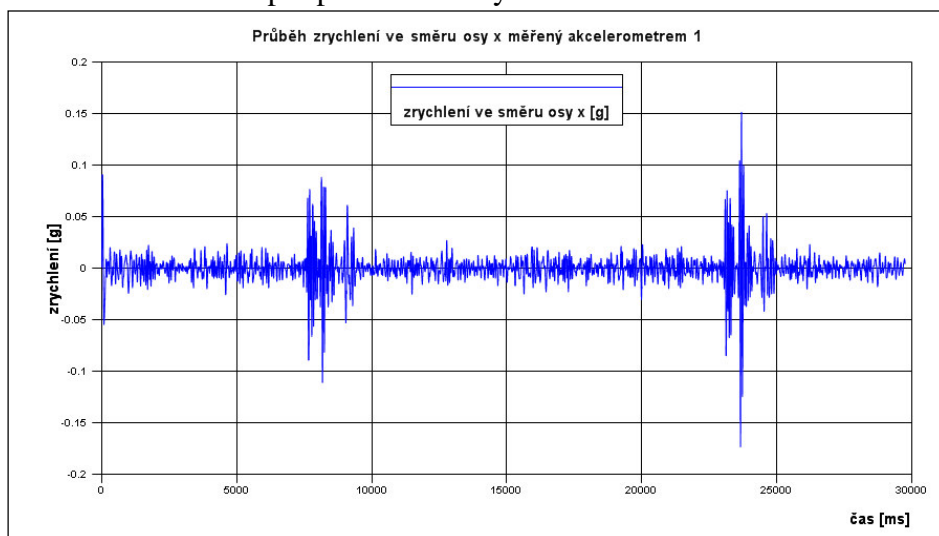
Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

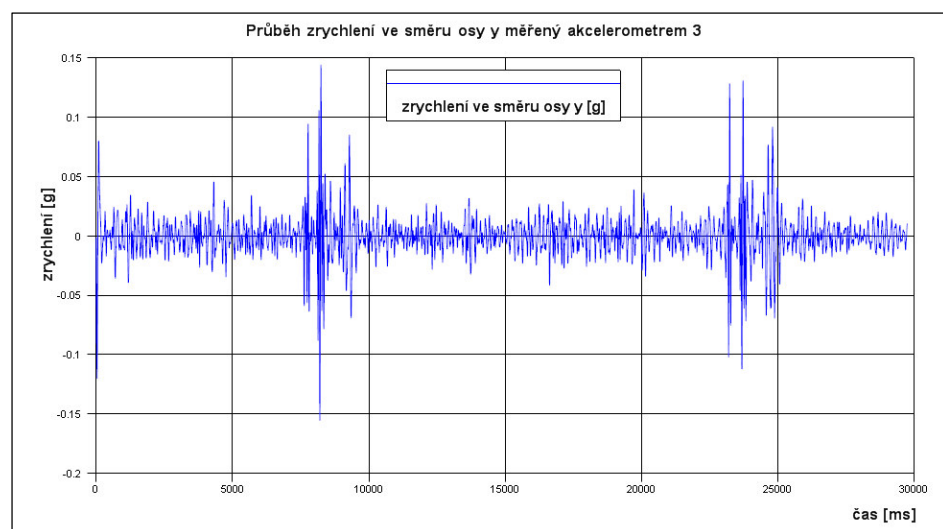
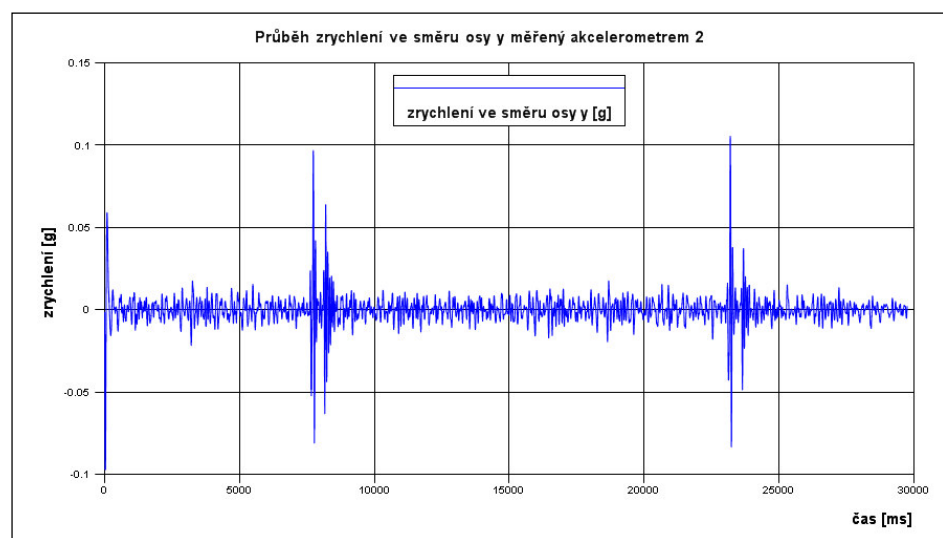
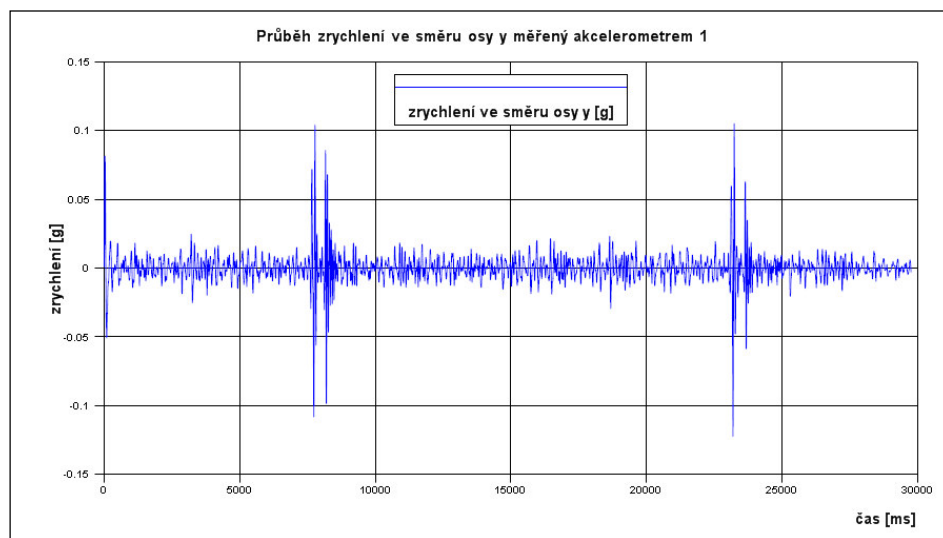


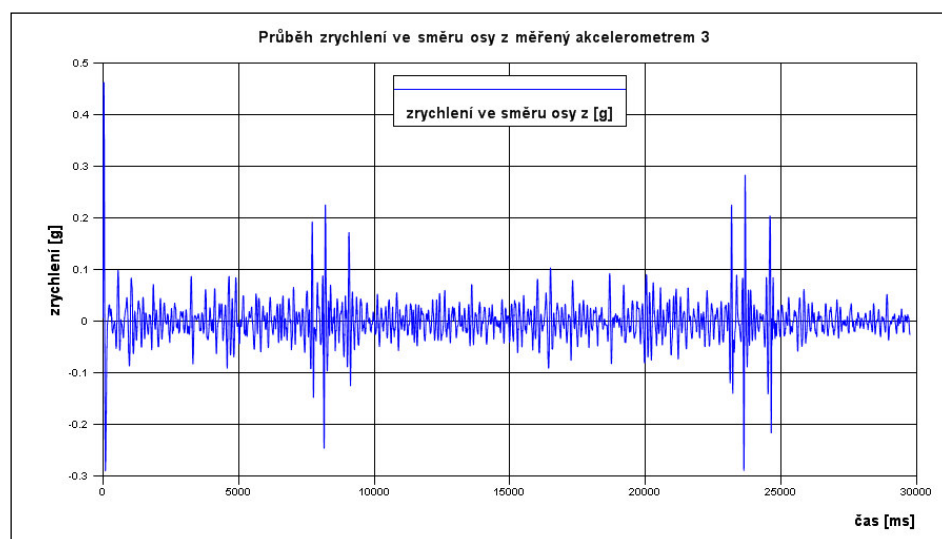
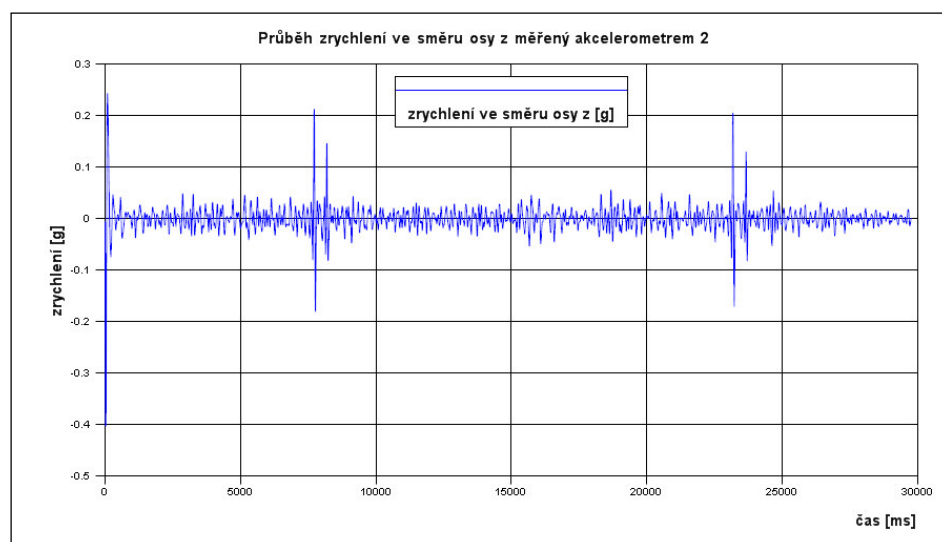
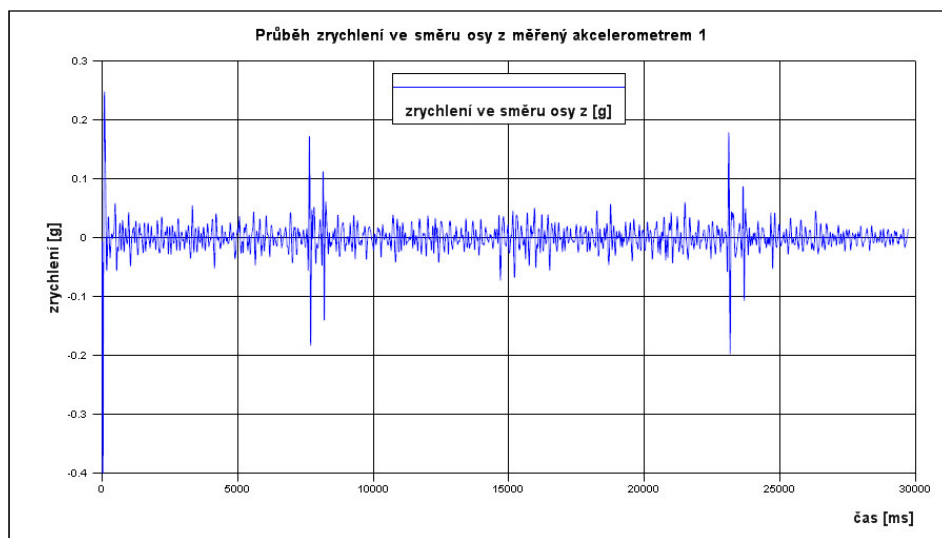




Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$







Škoda Octavia II. generace s přípojným vozidlem Agados S67 vezoucím automobil Škoda Rapid při zkušební rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

