



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ELEKTRONICKY ŘÍZENÝ STABILIZÁTOR

ELECTRONICALLY CONTROLLED ANTI-ROLL BAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Drozd

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. David Drozd**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Elektronicky řízený stabilizátor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zkrutný stabilizátor je podstatnou komponentou podvozku především při jízdě v zatáčce. Jako přídatná pružina omezuje klopení odpružené hmoty (karoserie) a zvyšuje přenos zatížení (na nápravě se stabilizátorem), čímž ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla. Při jízdě v terénu (nesouhlasný pohyb kol) však použití stabilizátoru přináší některá negativa – zhoršení jízdního komfortu, zhoršení přenosu podélných sil (trakce, brzdění).

Cíle diplomové práce:

Porovnat v současnosti používané systémy pro změnu tuhosti stabilizátoru za jízdy.
Navrhnout vlastní systém odpojení stabilizátoru při jízdě v terénu (ovládáno řidičem).
Navrhnout systém elektronického ovládání tuhosti stabilizátoru (proměnná tuhost).

Seznam doporučené literatury:

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Témou tejto diplomovej práce je návrh elektronicky riadeného stabilizátora. Prvá časť je venovaná popisu vplyvu prítomnosti stabilizátorov a klopenia karosérie na jazdné vlastnosti vozidla, ako aj prehľad používaných systémov aktívnej stabilizácie. Druhá časť práce sa zaoberá simuláciami rôznych jazdných situácií v multibody softwéri s cieľom konkrétne preskúmať vplyv rôznych tuhostí stabilizátorov na jazdné vlastnosti vozidiel a získanie numerických dát pre ďalšiu časť práce. Tretia časť je venovaná koncepčnému návrhu vlastného systému na aktívnu stabilizáciu. Posledná časť práce sa venuje zisťovaniu vplyvu hlavných návrhových parametrov na kľúčové vlastnosti systému.

KLÍČOVÁ SLOVA

dynamika vozidiel, stabilizátor, aktívna stabilizácia, tiahlo stabilizátora

ABSTRACT

The topic of this master's thesis is electronically controlled anti-roll bar. The first part describes the effect of body roll and anti-roll bars on vehicle characteristics, as well as an overview of currently used systems for active stabilization. The second part analyzes simulations of various driving scenarios in a multibody software in order to evaluate the effect of anti-roll bars with various stiffness on driving characteristics of vehicles. The numerical data obtained from simulations are applied in later part of the thesis. The design concept of an active stabilization system is explained in the third part. In the last part, the effect of key parameters on the performance of the system is determined.

KEYWORDS

vehicle dynamics, anti-roll bar, sway bar, active stabilization, drop link

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DROZD, D. *Elektronicky řízený stabilizátor*. Brno, 2022. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 59 s. Vedoucí diplomové práce Ondřej Blatňák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod odborným vedením Ing. Ondřeje Blaťáka, Ph. D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 18. mája 2022

.....

David Drozd

POĎEKOVÁNÍ

Chcel by som poďakovať vedúcemu tejto práce Ing. Onřejovi Blaťákovi, Ph. D. za jeho odborné vedenie, Ing. Janovi Fojtáškov, Ph. D. za pomoc so softvérom MSC Adams Car a Ing. Petrovi Hejtmánkovi Ph. D. za poskytnutie mimoriadne užitočných podkladov. Taktiež by som chcel poďakovať mojej rodine a priateľke za ich podporu a motiváciu počas celej dĺžky štúdia.

OBSAH

Úvod	10
1 Vplyv klopenia na jazdné vlastnosti.....	11
1.1 Stred a osa klopenia	11
1.2 Priechny prenos hmotnosti.....	11
1.3 Klopenie od pohonu.....	13
1.4 Vplyv odklonu kolies.....	13
1.5 Samoriadenie pri klopení	16
1.6 Prevrátenie vozidla	17
2 Priechny stabilizátor	20
2.1 Ovpływňovanie jazdných vlastností	21
2.2 Stabilizátor s nastaviteľnou tuhosťou	22
2.3 Aktívny skrutný stabilizátor.....	22
2.4 Alternatívne spôsoby aktívnej stabilizácie	24
3 Simulácie.....	28
3.1 Simulácia zabáčania.....	29
3.2 Simulácia jazdy po nerovnej vozovke	33
3.3 Simulácia kríženia náprav	37
3.4 Úhybný manéver	37
4 Koncepčný návrh.....	39
4.1 varianty	39
4.2 Ovládanie	40
5 Výpočty	42
5.1 Rozmery tiahla	42
5.2 Reálna tuhosť	43
5.3 Tlmiaca sila.....	45
5.4 Parametre čerpadla.....	49
5.5 Kavitácia	50
Záver	54
Použité informační zdroje.....	55
Seznam použitých zkratok a symbolů.....	57
Seznam příloh	59

ÚVOD

Charakter vozidla pri prejazde zákrutou ako aj polomer zabáčania pri konštantnom riadiacom uhle sú dané veľkosťou riadiacich uhlov na jednodlivých nápravách. Zatačovosť (t.j. či sa vozidlo prejavuje pretáčavo, nedotáčavo alebo neutrálne) je daná pomerom veľkostí smerových odchýliek, a polomer zabáčania je určený ich rozdielom. Pri zachovaní kinematiky a geometrie podvozku sa dá smerová odchýlka meniť zmenou rozdielu zaťaženia medzi kolesami na jednej náprave. Väčší rozdiel zaťaženia na danej náprave nastane práve vtedy, keď má oproti druhej náprave väčšiu klopnú tuhosť. To sa dá intuitívne doceliť tuhšími pružinami, z teórie zvislého kmitania však vyplýva, že by taká zmena vyvolala väčšie zrýchlenie karosérie pri prejazde nerovnosťou, a tým zhoršenie komfortu posádky. Je preto nutné použiť takú pružinu, ktorá je činná iba pri naklápaní, čo je vlastnosť priečného stabilizátora. Priečny stabilizátor zvyšuje rozdiel radiálnych reakcií, čím zároveň vyvodzuje vratný moment a znižuje naklápanie karosérie. [23]

Osobné vozidlá naprieč segmentami sa počas prevádzky stretávajú so širokou škálou situácií, ktoré niekedy kladú protichodné nároky na konštrukciu (vrátane priečného stabilizátora), napr. terénne vozidlá majú kvôli vyššej polohe ťažiska pri jazde na spevnenej vozovke vo vyšších rýchlostiach tendenciu sa naklánať, čo znamená potrebu použitia tuhých stabilizátorov. Na druhej strane pri jazde v teréne dochádza k značnému kríženiu náprav a stabilizátor tomuto pohybu bráni. Rovnako pri vozidlách určených výhradne na spevnené vozovky sú na jednej strane požadované dobré jazdné vlastnosti (minimálne pri núdzových manévroch) a zároveň čo najväčšia nezávislosť pohybu jednotlivých kolies kvôli zachovaniu komfortu posádky pri prejazde nerovností. Zároveň musia vozidlá plniť spomínané požiadavky pri plnom rozsahu zaťaženia – od prevádzkovej až po maximálnu prípustnú hmotnosť. Preto je vhodné mať možnosť meniť tuhosť stabilizátora a v extrémnom prípade ho môcť úplne odpojiť.

1 VPLYV KLOPENIA NA JAZDNÉ VLASTNOSTI

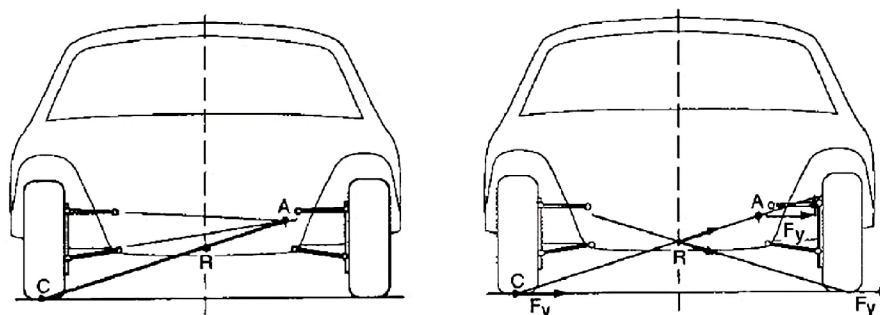
Odstredivá sila pôsobiaca pri prejazde zákrutou v ťažisku odpruženej hmoty a bočná reakcia pneumatík vyvolávajú moment okolo pozdĺžnej osy vozidla, ktorý sa snaží vozidlo naklopiť smerom von zo zákruty. Pri naklopení karosérie vzniká zvislá výchylka kolies voči karosérii a dochádza k stlačeniu pružín. [23]

1.1 STRED A OSA KLOPENIA

Klopenie karosérie sa môže (ako každý všeobecný pohyb telesa) v každom okamihu chápať ako otáčanie sa okolo určitého bodu, tzv. pólu otáčania. Tento bod sa nazýva stred klopenia. [20] Môže byť definovaný aj ako:

- bod, v ktorom sú priečne sily prenášané z nápravy na odpruženú hmotu,
- bod, v ktorom pôsobenie priečných síl nevyvolá žiadne klopenie karosérie,
- bod, okolo ktorého sa natáča náprava, keď je namáhaná iba klopným momentom. [6]

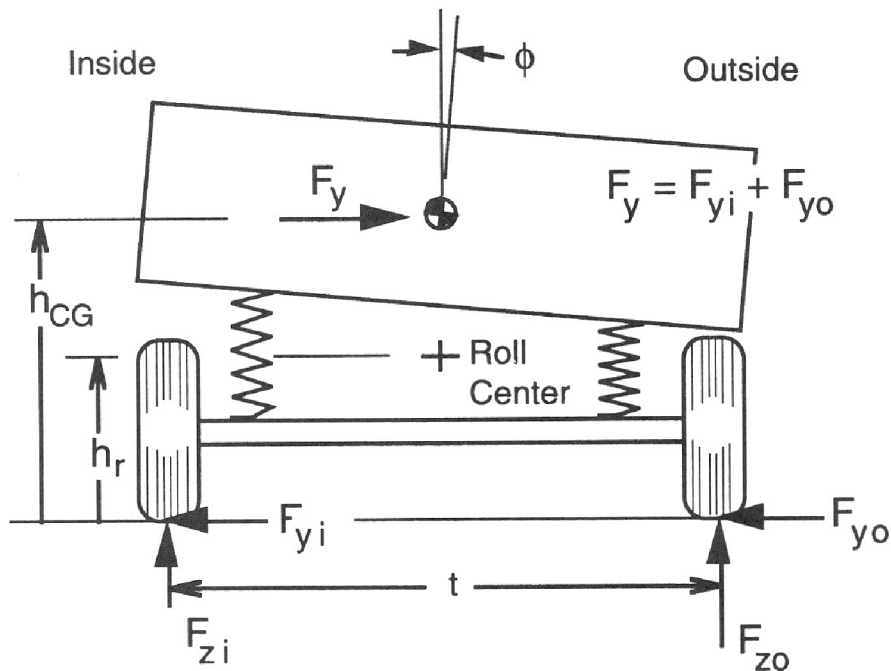
Poloha stred klopenia závisí od konštrukcie, resp. geometrie podvozku a mení sa s náklonom karosérie alebo priečnym sklonom vozovky. Stred klopenia nápravy sa nachádza na priesečníku priamok prechádzajúcich pólmi otáčania (na obr. 1 bod A) a stredmi styčných plôch (bod C). jednotlivých kolies nápravy. Stred klopenia leží v rovine symetrie, práve vtedy keď rovina symetrie vozidla a plocha vozovky zvierajú pravý uhol. Karoséria sa nakláňa vpredu okolo stred klopenia prednej nápravy a vzadu okolo stred klopenia zadnej nápravy. Za predpokladu tuhej karosérie sa klopenie deje okolo tzv. osy klopenia, prechádzajúcej týmito dvoma bodmi. [23]



Obr. 1 Určenie polohy stred klopenia (R) nezávislého lichobežníkového zavesenia [6]

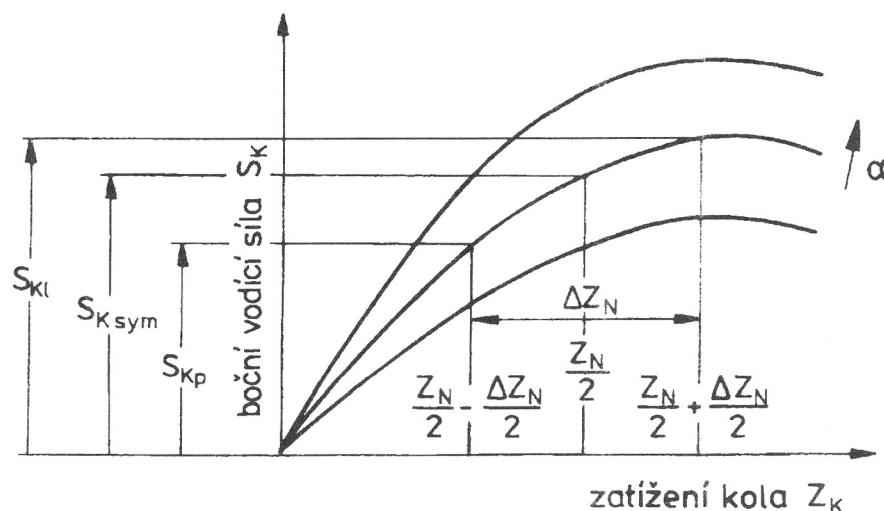
1.2 PRIEČNY PRENOS HMOTNOSTI

Vodorovná vzdialenosť medzi pružinami ľavého a pravého kolesa im umožňuje vytvárať moment odolávajúci klopeniu karosérie, ktorého veľkosť je priamo úmerná uhlu medzi karosériou a nápravou. [6] Zaťaženie vnútorných kolies sa účinkom momentov vyvolaných stlačením pružín zníži a zaťaženie vonkajších kolies sa o rovnakú hodnotu zvýši. Moment od odstredivej sily a moment od pružín sú vzhľadom na pozdĺžnu os vozidla v rovnováhe. Keďže sa ťažisko pri klopení posunie aj vo vodorovnom smere, klopný moment vzrastie o moment od tiaže okolo osi klopenia. [23]



Obr. 2 Zjednodušený silový rozbor vozidla pri prejazde zákrutou [6]

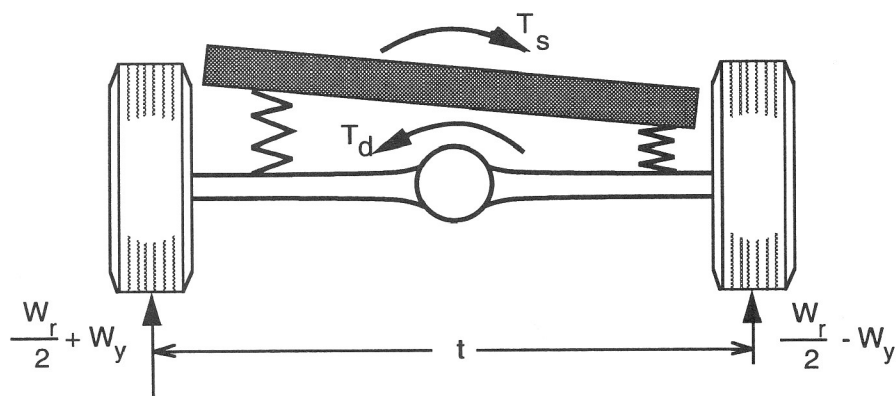
Zvyšovaním zvislého zaťaženia pneumatiky sa rovnako pri suchej ako aj mokrej vozovke znižuje súčiniteľ trenia. Pri zvýšení zvislého zaťaženia pneumatiky preto priečna sila rastie nelineárne. [6] Vplyvom klopenia sa o rovnakú hodnotu zvýši zaťaženie vonkajšieho kolesa a zníži zaťaženie vnútorného kolesa. [23] Pri dôraznom zabáčaní bežne dochádza k prenosu okolo 75 % hmotnosti pripadajúcej na nápravu na vonkajšie koleso, čo v dôsledku spomínanej nelineárnej závislosti zníži pri danom sklzovom uhle celkovú priečnu silu prenášanú nápravou. [6] Na obr. 3 je vidieť, že súčet síl S_{Kl} a S_{Kp} je menší ako dvojnásobok sily S_{Ksym} . Pri súhlasnej veľkosti uhla smerovej odchýlky pre obe kolesá prenáša náprava maximálnu priečnu silu práve vtedy, keď sú obe kolesá rovnako zaťažené. Rozdielna veľkosť radiálnych reakcií na ľavej a pravej strane vozidla zväčšuje smerovú odchýlku náprav. Čím väčší je rozdiel, tým je pre dané priečne zrýchlenie a zaťaženie nápravy potrebný väčší uhol smerovej odchýlky [23], čiže pre zachovanie polomeru zabáčania pri akcelerácii je nevyhnutné uhol zvýšiť. [6]



Obr. 3 Priečna sila prenášaná kolesami na náprave v závislosti na zvislom zatažení [23]

1.3 KLOPENIE OD POHONU

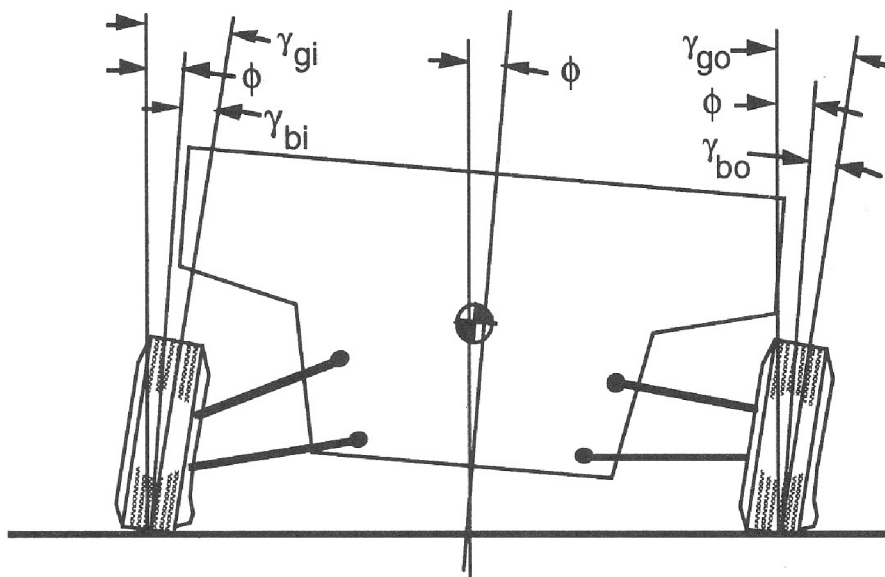
U pevných hnaných náprav vyvoláva priečný prenos hmotnosti aj hnací moment (na obr. 4 označený T_D), ktorým na nápravu cez diferenciál pôsobí hnací hriadeľ spojený s rámom. V reakcii na tento moment sa stlačia, resp. odľahčia pružiny na opačných stranách vozidla. Vďaka klopnej tuhosti podvozku vzniká takzvaný klopny moment (T_S) a karoséria sa naklopí. Rozdiel medzi hnacím a klopným momentom sa vyrovná rozdielom zaťaženia medzi kolesami na náprave (W_Y). Ak diferenciál nie je uzamykateľný, hnací moment je obmedzený príľnavosťou najmenej zaťaženého kolesa. K zníženiu hnacej sily nedochádza, ak je tuhá náprava vybavená samosvorným diferenciálom (dodatočná trecia sila sa získa z druhého kolesa až po jeho limit príľnavosti), alebo ak má zadná náprava formu nezávislého zavesenia (momentová reakcia sa zachytí v diferenciáli upevnenom na karosérii). [6]



Obr. 4 Priečný prenos hmotnosti v dôsledku hnacieho momentu [6]

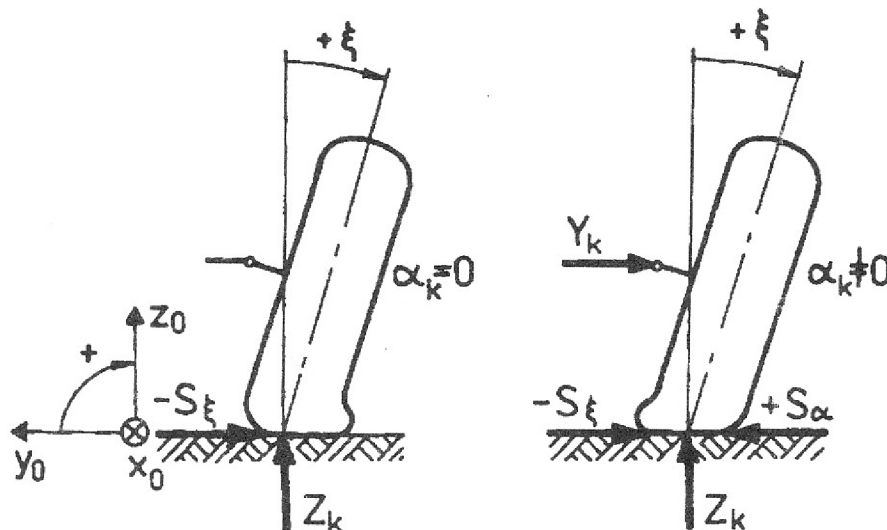
1.4 VPLYV ODKLONU KOLIES

Pri klopení karosérie zároveň dochádza pri mnohých druhoch náprav k zmene odklonu kolies (na obr. 5 označený γ_g). [23] Veľkosť zmeny je pre nezávislé zavesenie daná súčtom uhlu klopenia karosérie (Φ) a uhlu zmeny odklonu kolesa voči karosérii (pri prepružení kolesa dochádza pri väčšine druhov zavesenia k zmene odklonu γ_b) [6]



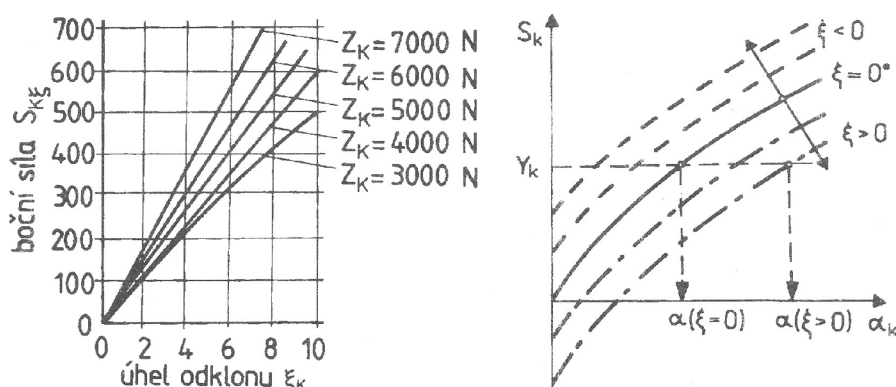
Obr. 5 Zmena odklonu kolies v dôsledku klopenia karosérie [6]

Pneumatika odvaľujúca sa s nenulovým odklonom vytvára bočnú silu v smere klopenia, a to aj pri nulovom sklzovom uhle. Osa kontaktnej plochy pneumatiky s nenulovým odklonom pritlačanej na rovnú plochu je zakrivená. Keď sa pneumatika odvaľuje pri nulovom sklzovom uhle, vozovka pôsobí na pneumatiku silou, ktorá núti každý bod vstupujúci do kontaktnej plochy prejsť cez ňu po rovnej trajektórii, čím vyrovnáva zakrivenie kontaktnej plochy. Veľkosť takto vznikajúcej sily je okrem parametrov samotnej pneumatiky závislá predovšetkým na veľkosti uhla odklonu. [16] Pri tuhej a kyvadlovej náprave sa odklon kolies takmer nemení [23] a veľkosť bočných síl sa zmení o maximálne 10 %. V prípade nezávislého zavesenia sa kolesá naklápajú spolu s karosériou. Napriek tomu, že zmena odklonu vytvára omnoho menej bočnej sily než sklz, má pre jazdné vlastnosti nezanedbateľný význam. Veľkosť zmeny priečnej sily prenášanej nápravou je funkciou uhla klopenia, pričom ich vzťah je daný geometriou podvozku. [6] Kvôli veľkosti a tvaru deformácie kontaktnej plochy je bočná sila generovaná v lineárnej oblasti sklzu väčšia než odklonom pri rovnakom uhle, smerová tuhosť bežných pneumatík je preto približne 5 až 6 krát väčšia než klopná tuhosť. [16]



Obr. 6 Smer priečnej sily generovanej odklonom, resp. smerovou odchýlkou [23]

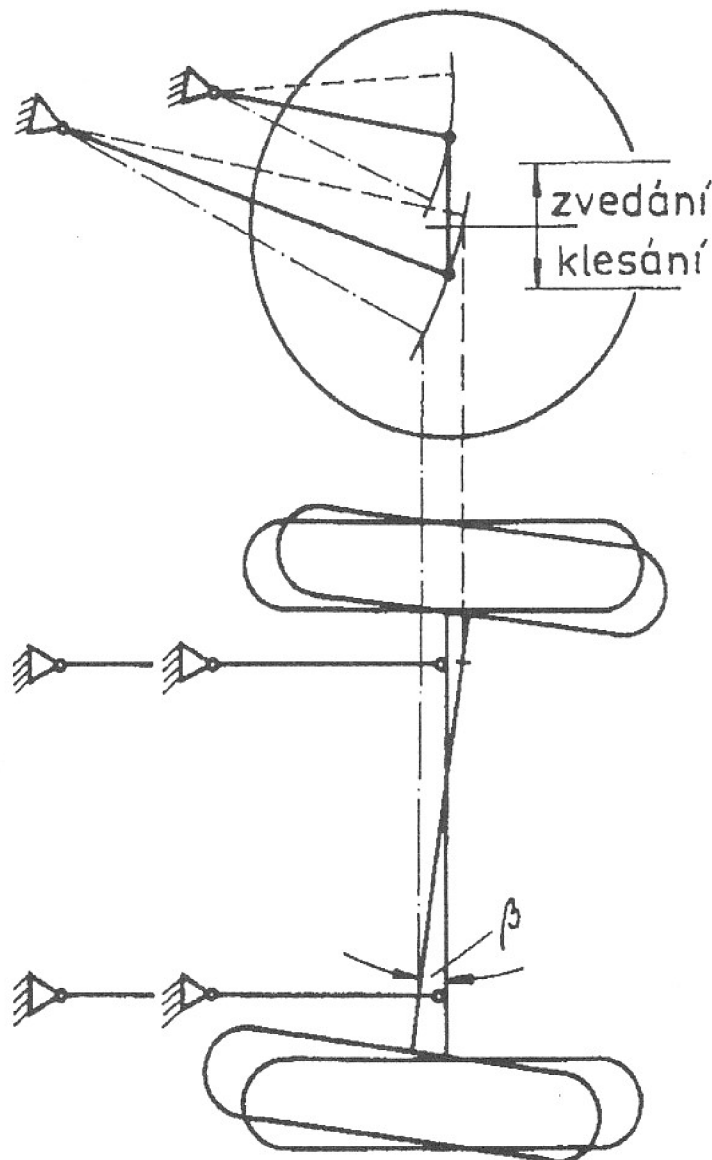
V lineárnej oblasti je možné považovať priečne sily generované sklzom a odklonom za samostatne vznikajúce, a tým pádom môžu byť sčítané (obr. 6 a 7). Nenulový odklon posúva krivku priečnej sily v závislosti od smeru (kladný alebo záporný) nahor alebo nadol. Mimo lineárnej oblasti sa tento efekt stáva menej významným. [16] Keď je koleso naklonené von zo zákruty, priečna sila vznikajúca od odklonu pôsobí proti priečnej sile od sklzu a celková priečna sila prenášaná pneumatikou sa znižuje. Na suchej vozovke je táto zmena v závislosti na rozmeroch pneumatiky 40 až 70 N na 1° odklonu. Na kompenzovanie tejto straty je potrebné zväčšiť uhol sklzu a vozidlo sa stane nedotáčavým. Keď k nárastu odklonu dôjde na zadnej náprave (typicky pri nápravách s pozdĺžnymi ramenami), má vozidlo naopak sklon k pretáčavosti. [17] Odklon taktiež ovplyvňuje veľkosť vratného momentu. Sklz spôsobuje približne trojuholníkovú deformáciu kontaktnej plochy. Vratný moment vyvolaný touto nesymetrickou deformáciou je v lineárnom rozsahu stabilizujúci. Vratný moment vznikajúci v dôsledku záklonu má opačný efekt. Kvôli relatívne symetrickej deformácii styčnej plochy vyvolanej samotným odklonom je veľmi malý, narastá však so zväčšujúcim sa uhlom sklzu, a v extrémnom prípade sa môžu tieto dva momenty navzájom vyrušiť. [16]



Obr. 7 Vplyv odklonu na priečnu silu generovanú pneumatikou [23]

1.5 SAMORIADENIE PRI KLOPENÍ

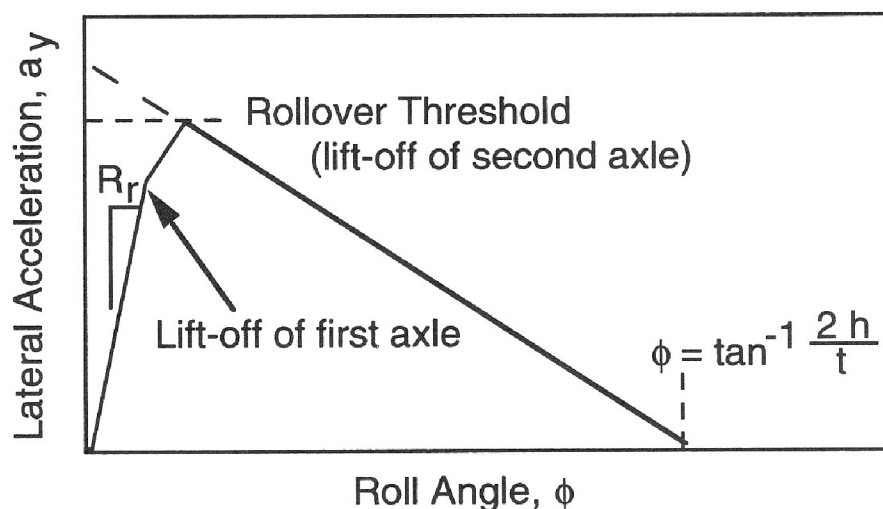
Samoriadenie je definované ako samovoľný riadiaci pohyb predných alebo zadných koles vzhľadom na odpruženú hmotu. Je spôsobené kinematikou podvozku, pružnosťou uložení jednotlivých dielov podvozku a v menšej miere aj pružnosťou samotných dielov. Najjednoduchším príkladom samoriadenia v dôsledku geometrie je tuhá náprava s pozdĺžnymi ramenami (obr. 8). Konce nápravy sa pohybujú po kruhovej dráhe, a pri naklopení nápravy dôjde aj k určitému posunu jednotlivých kolies v pozdĺžnom smere, čo vyvolá pootočenú nápravy okolo zvislej osy. V závislosti od konkrétnej geometrie podvozku sa mení charakter vozidla na pretáčavý alebo nedotáčavý. [6] Na riadenej náprave dochádza k samoriadeniu aj kvôli pružnosti riadiaceho ústrojenstva, kedy sú kolesá natáčané priečnou silou a vratným momentom. [23] Samoriadenie spôsobené poddajnosťou dielov a ich uložení vzniká nezávisle od klopenia a vyvoláva oneskorenú reakciu vozidla na riadiaci impulz. Oba druhy samoriadenia ovplyvňujú zatáčavosť vozidla, pričom účinok (pretáčavý alebo nedotáčavý) je daný konkrétnou geometriou. [6]



Obr. 8 Samoriadenie v dôsledku klopenia na tuhej zadnej náprave [23]

1.6 PREVRÁTENIE VOZIDLA

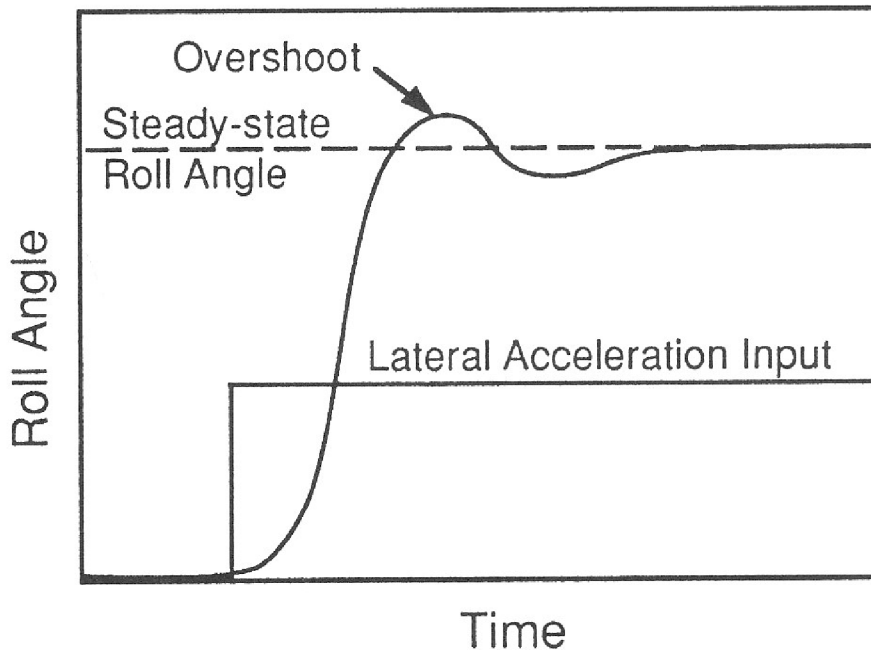
Prevrátenie je definované ako manéver, pri ktorom sa vozidlo otočí o viac ako 90° okolo pozdĺžnej osi, pričom sa karoséria dotkne vozovky. Predstavuje jeden z najnebezpečnejších dynamických manévrov. Na rovnej vozovke nastáva, keď priečne zrýchlenie prekročí hodnotu, pri ktorej je ho možné kompenzovať priečnym prenosom hmotnosti. Priečne sily v rovine vozovky pôsobia proti priečnému zrýchleniu pôsobiacemu v ťažisku vozidla. Tieto dve sily vytvárajú na ramene výšky ťažiska moment, ktorý sa snaží vozidlo prevrátiť. Pred stratou kontaktu medzi vnútornými kolesami a vozovkou sa karoséria naklopí smerom von zo zákruty. Posunutie ťažiska vo vodorovnom smere znižuje rameno, na ktorom ťaž vozidla pôsobí proti prevráteniu. Podobný vplyv má aj deformácia pneumatík. Pri zabácaní sa stred styčnej plochy vonkajšej pneumatiky posunie smerom k stredu vozidla, čo efektívne znižuje rozchod a tým pádom rameno sily. Pre malé hodnoty zrýchlenia až do bodu, kedy sa (kvôli rozdielnym klopňým tuhostiam a zaťaženiám náprav) jedno z vnútorných kolies oddelí od vozovky, je závislosť priečného zrýchlenia a uhlu klopenia vozidla lineárna. Za týmto bodom sa celková klopňá tuhosť zníži, keďže klopeniu odoláva o jednu nápravu menej. Smernica závislosti sa zníži, zachová si však lineárny charakter. Pri nákladných vozidlách s tromi a viac nápravami sa krivka zalomí dva a viac krát pri každom zdvihnutom kolese. Prahom prevrátenia je bod, v ktorom dochádza k oddeleniu posledného vnútorného kolesa od vozovky a závislosť je od tohto bodu lineárne klesajúca. Vozidlo už nedokáže v klopnej rovine udržať silovú rovnováhu a začne sa prevracať. Popísaný priebeh je ilustrovaný na obr. 9. [6]



Obr. 9 Závislosť limitného priečného zrýchlenia na uhle klopenia karosérie [6]

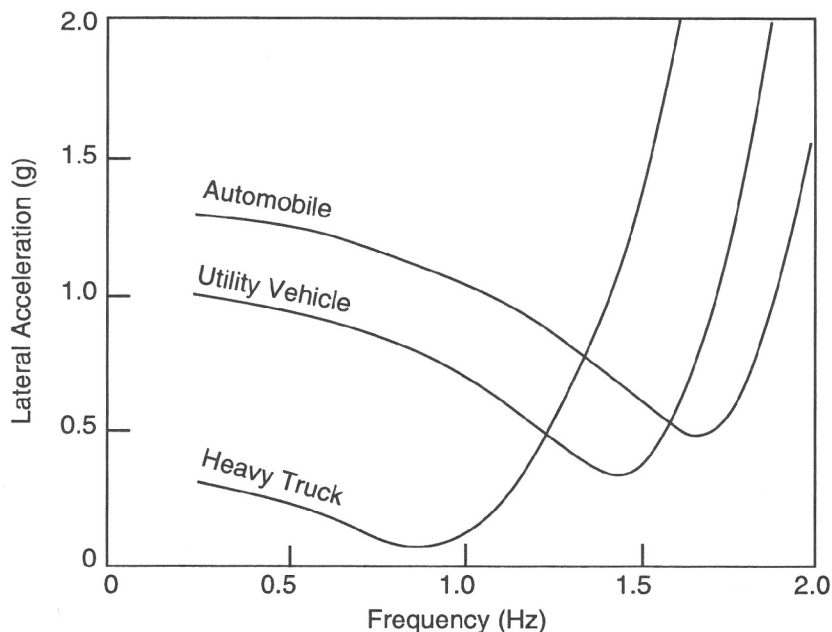
Kvôli prirodzenej nestabilite po oddelení vnútorných kolies od vozovky je vhodné označiť moment straty kontaktu za počiatok prevrátenia. V tomto bode je teoreticky ešte stále možné predísť prevráteniu natočením riadiacich kolies von zo zákruty a tým znížiť veľkosť priečného zrýchlenia dostatočne na to, aby sa vozidlo vrátilo do stabilného stavu. Podmienkou je však okamžitá reakcia vodiča, preto je do tohto bodu vhodnejšie zamerať sa na optimalizovanie správania vozidla. Pre vozidlo s daným rozchodom a polohou ťažiska je možné dosiahnuť najvyšší možný prah prevrátenia udržaním miery klopenia od pruženej hmoty na najnižšej možnej úrovni. Na to je potrebná vysoká klopňá tuhosť a taká konštrukcia podvozku, aby k zdvihnutiu predného aj zadného vnútorného kolesa došlo v ten istý moment. [6]

Kritické zrýchlenie prekračuje pri niektorých typoch vozidiel limity dané príľnavosťou pneumatík. To by malo znamenať, že vozidlo pri prekročení kritického zrýchlenia prejde do šmyku a prevracanie týchto typov vozidiel by malo byť vzácné, čomu však nezodpovedajú štatistiky dopravných nehôd. Kvázistatický model je presný len pre konštantné zabáčanie a je aplikovateľný iba vtedy, keď je zmena priečného zrýchlenia oveľa pomalšia ako klopná reakcia vozidla. Popis správania vozidla pri náhlych zmenách priečného zrýchlenia vyžaduje zavedenie prechodného modelu pridaním momentu zotrvačnosti odpruženej hmoty, čo umožňuje skúmať reakciu vozidla na náhle zmeny bočného zrýchlenia vo forme impulzu. Zároveň popisuje prechodný stav, ktorý nastane vtedy, keď vozidlo ide do šmyku so zablokovanými brzdami a pri uvoľnení brzdového pedálu nastane náhly nárast priečnej sily. Ďalším príkladom je prechod s klzkého povrchu na povrch s dobrou príľnavosťou. Pohyb karosérie v rovne klopenia sa pri náhlej zmene smeru dá popísať diferenciálnymi rovnicami a reakcia systému je podobná tlmenému kmitajúcemu systému s jedným stupňom voľnosti budenému krokovým vstupom (obr. 10). Pri nižšom než kritickom tlmení uhol klopenia rastie smerom k rovnovážnemu bodu, pri jeho dosiahnutí však už karoséria stihla набраť určitú uhlovú rýchlosť. Karoséria následne prekmitne za rovnovážny bod a dôjde k oddeleniu kolies od vozovky pri nižšom bočnom zrýchlení pri kvázistatickom modeli. [6]



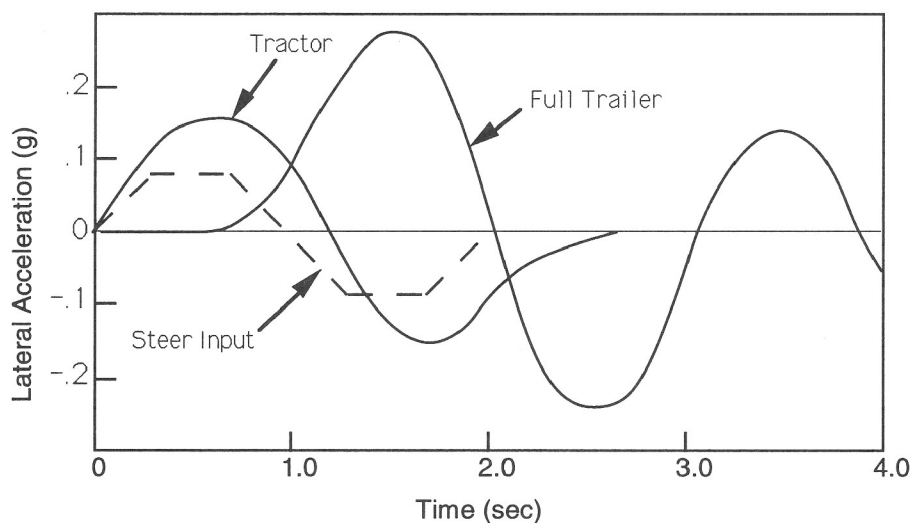
Obr. 10 Klopná reakcia vozidla na riadiaci impulz [6]

Uplatnenie tohto modelu na periodický priebeh zrýchlenia (charakteristický pre slalom) taktiež ilustruje vplyv rezonancie na prah prevrátenia. Frekvenčná závislosť prahu prevrátenia je ilustrovaná na obr. 11. Pri nízkej frekvencii sa krajná hodnota bočného zrýchlenia blíži kvázistatickému prípadu. S rastúcou frekvenciou sa prah znižuje, až kým v bode zodpovedajúcej vlastnej frekvencii karosérie pri klopnom budení dosiahne minimálnu hodnotu. Približne platí, že vyššia poloha ťažiska znamená nižšiu rezonančnú frekvenciu. Pre nákladné vozidlá stačí na prevrátenie budiacia frekvencia približne 0,5 Hz, čo zodpovedá zmene jazdného pruhu (častá príčina nehôd nákladných vozidiel) vykonaná v rámci 2 sekúnd pri diaľničnom tempe alebo vyhnutie sa prekážke (zmena trajektórie o približne 3 metre v priečnom smere) pri rýchlosti zodpovedajúcej medzimestskej komunikácii. [6]



Obr. 11 Vplyv frekvencie budenia na kritické priečne zrýchlenie pre rôzne triedy vozidiel [6]

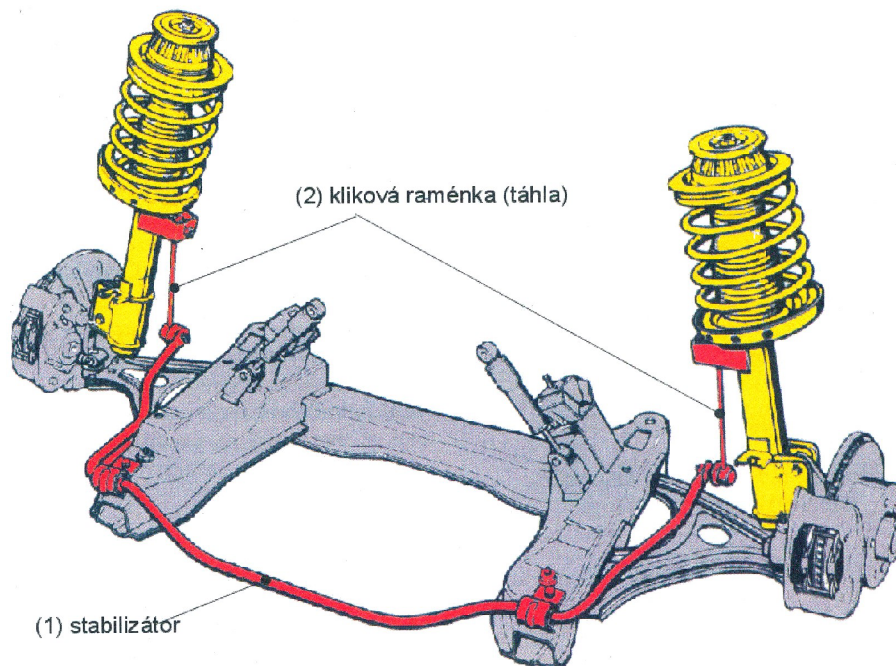
Ďalším významným javom je fázový posun medzi priečnymi silami prednej a zadnej nápravy. Pri vozidlách, ktoré sú riadené iba prednou nápravou, vzniká priečna sila vyvolaná riadiacim impulzom takmer okamžite a je oneskorená len relaxačnou dĺžkou pneumatiky. Oproti tomu pneumatiky zadnej nápravy začnú generovať bočnú silu až pri dosiahnutí dostatočného sklzového uhlu. Výsledkom tohto javu je pri periodickom budení od riadenia fázový posun (priečna sila zadných pneumatík zaostáva za prednými). Hodnota posunu je priamo úmerná rozvoru náprav, na dlhých vozidlách ako sú autobusy alebo súpravy ťahačov a návesov je preto fázový posun značný. Harmonický riadiaci vstup s periódou 2 sekundy vyvoláva zosilnenie odozvy (zmeny smeru) a klopnú rezonanciu návesu, na ktorý pôsobí omnoho väčšie priečne zrýchlenie než na ťahač. Pri dostatočnej dĺžke súpravy môže byť náves fázovo posunutý až o pol periódy (obr. 12), preto aj malé zmeny smeru ťahača môžu viesť k prevráteniu návesu. [6]



Obr. 12 Priebeh priečného zrýchlenia ťahača a privesu pri zmene pruhu [6]

2 PRIEČNY STABILIZÁTOR

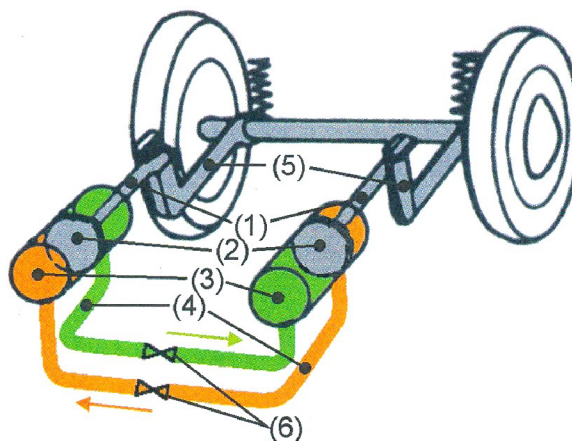
Účelom priečneho stabilizátora je stabilizovať vozidlo v priečnom smere, čím sa pri zabáčaní vozidla znižuje klopenie karosérie. [24] Miera stabilizácie, resp. obmedzenia klopenia karosérie, závisí od tuhosti stabilizátora. Prílišná tuhosť vedie pri zabáčaní k nadmernému odľahčovaniu vnútorného kolesa a zníženiu smerovej stability. V najrozšírenejšom prevedení tvorí stabilizátor torzne namáhaná tyč s rovnobežnými ramenami na oboch koncoch [11]. Skrutné tyče majú štandardnr priemer od 10 (ľahké osobné automobily) do 60 mm (ťažké nákladné vozidlá a prívesy). [24] Tyč je na dvoch miestach otočne upevnená na rám, napr. cez kovopryžové puzdrá. Konce ramien sú spojené s pravým a ľavým kolesom tak, aby sa výchylky prenášali na skrutnú tyč. Výchylky kolesa (podvozku) sa na konce ramien prenášajú pomocou ťahiel. [11]



Obr. 13 Umiestnenie skrutného stabilizátora na vozidle [11]

Zriedkavo sú ramená stabilizátora pevne spojené s pozdĺžnymi ramenami náprav pomocou pryžových blokov a zároveň nie je skrutná tyč spojená s rámom vozidla. [24] Na malých vozidlách s predným pohonom, kde sú motor a prevodovka umiestnené nad alebo pred prednou nápravou, sa kvôli malému zaťaženiu zadnej nápravy často používa tuhá vlečná zadná náprava, ktorá priamo plní funkciu stabilizátora. Nápravu tvorí nosník v tvare písmena „U“, ktorý pri nesúhlasnom pohybe kolies funguje rovnako ako skrutný stabilizátor. Ďalším, menej rozšíreným druhom stabilizátora, je priečne uložená listová pružina upevnená na dvoch miestach k rámu. Toto riešenie sa vyskytuje pri pretekárskych vozidlách s malým prepružením. Stabilizátor vo forme listového pera neustále pritláča vnútorné koleso k vozovke a pri súhlasnom pohybe oboch kolies zároveň zvyšuje tuhosť odpruženia. Pri použití bežného skrutného stabilizátora by pri prejazde zákrutou vysokou rýchlosťou bolo vnútorné koleso tlačené nahor až do momentu straty kontaktu s vozovkou. Poslednou významnou skupinou sú kvapalinové stabilizátory tvorené hydraulickými členmi na oboch koncoch nápravy (obr. 14). Členy sú navzájom spojené hydraulickým vedením s pretlakovými zásobníkmi a škrtiacimi prvkami tak, aby pri klopení karosérie vznikala v členoch tlaková sila pôsobiaca proti

klopeniu. Keď obe kolesá na jednej náprave prejdú cez rovnako vysokú nerovnosť, stabilizátor sa pootočí v puzdrách bez deformácie. Keď na prekážku nabehne iba jedno koleso nápravy, bude sa pohybovať smerom k vozidlu. Pohyb kolesa vyvolá pootočeniu príslušného ramena stabilizátora, ktoré sa cez skrutnú tyč prenesie na druhé rameno a spôsobí stlačenie pružiny na druhej strane nápravy. [11] Prítomnosť stabilizátora núti vozidlo viac kopírovať profil vozovky, čo má za následok mierne zhoršenie komfortu, väčšie zaťaženie elastických uložení dielov podvozku a silnejšie oscilácie motora. [17]

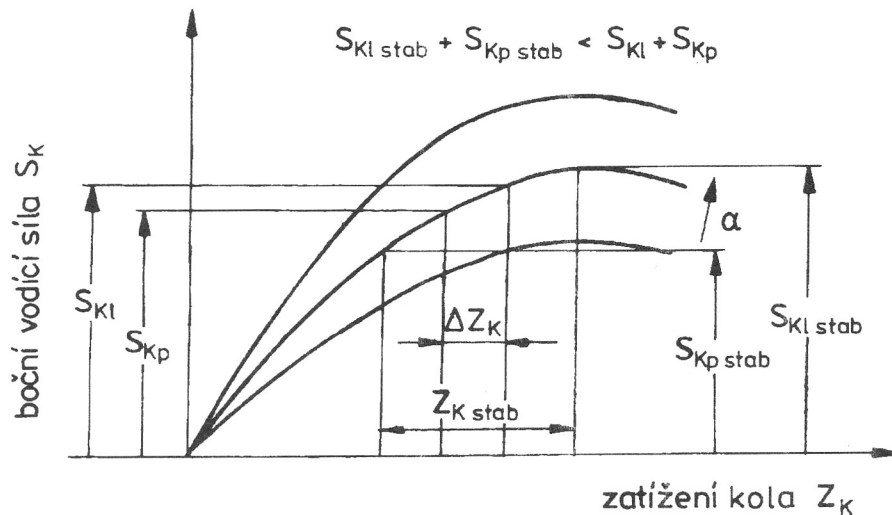


- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| (1) - pístnice | (4) - spojovací potrubí |
| (2) - píst | (5) - klikové rameno |
| (3) - hydraulický valec | (6) škrticí ventil |

Obr. 14 Hydraulický priečny stabilizátor [11]

2.1 OVPLYVŇOVANIE JAZDNÝCH VLASTNOSTÍ

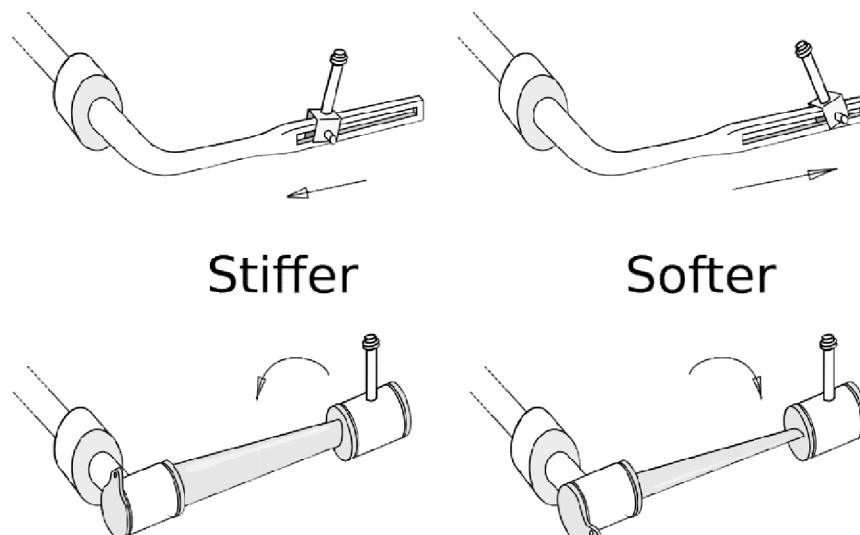
Pokles bočnej sily spôsobený priečnym presunom hmotnosti vedie k vybočeniu nápravy von zo zákruty. [6] Rozdiel radiálnych reakcií na kolesách jednej nápravy závisí od jej klopnej tuhosti. Keďže hodnota tohto rozdielu určuje veľkosť smerovej odchýlky [23], voľbou klopnej tuhosti nápravy (resp. rozdelením klopných momentov medzi nápravy) sa môžu ovplyvňovať jazdné vlastnosti vozidla, buď smerom k nedotáčavosti (vyššia klopná tuhosť vpredu) alebo pretáčavosti (vyššia klopná tuhosť vzadu). Na ovplyvňovanie charakteristiky vozidla cez tento efekt sa používajú priečne stabilizátory. Rozdelenie klopného momentu je pri väčšine áut v prospech prednej nápravy, predovšetkým v dôsledku snahy o nedotáčavý (čiže predvíateľnejší) charakter vozidla pri limitnom zabáčaní, pričom celková klopná tuhosť sa pohybuje v rozmedzí 3 až 7 %/g. [6] Klopná tuhosť hanej nápravy má zároveň vplyv na maximálnu využiteľnú hanciu silu pri akcelerácii zo zákruty. [16] Vplyv stabilizátorov na prevrátenie vozidla spočíva predovšetkým v zmenšení uhla klopenia karosérie (menšie horizontálne vychýlenie ťažiska, tj. menší pokles momentu pôsobiaceho proti prevráteniu) a zvýšení radiálnej reakcie vonkajších kolies, čo spomínaný moment ďalej zvyšuje. [23] Kvôli vplyvu zotrvačnosti karosérie, fázovému posunu reakcií náprav a vplyvu vlastnej frekvencie odpruženej hmoty, umožňujúcemu prevrátenie vozidla aj pri bočných zrýchleniach nižších než je hraničná kvázistatická hodnota, je dôležité, aby bol kvázistatický prah čo najvyšší. [6] Vyššia klopná tuhosť vozidla zároveň znamená posunutie rezonančnej frekvencie na vyššiu hodnotu [8] ležiacu mimo rozsah bežných manévrov a rýchlostí.



Obr. 15 Porovnanie veľkosti priečných síl prenášaných kolesami na náprave so stabilizátorom a bez neho [23]

2.2 STABILIZÁTOR S NASTAVITELNOU TUHOSŤOU

Pasívne nastaviteľné stabilizátory dosahujú variabilnú tuhosť buď zmenou dĺžky ramena, na ktorom pôsobí sila od kolesa a pružiny, alebo natočením ramena s plochým prierezom (obr. 16 dole), čím sa výrazne mení jeho ohybová tuhosť v rovine ohybu. Dĺžka ramena sa dá v závislosti od konštrukcie meniť buď kontinuálne posuvným členom, ktorý sa utiahnutím skrutky zaistí v požadovanej polohe (obr. 16 hore), alebo upevnením dolných uložení tiahel do jedného z otvorov vyvrtaných pozdĺž ramena. [21]



Obr. 16 Stabilizátory s nastaviteľnou tuhosťou [13]

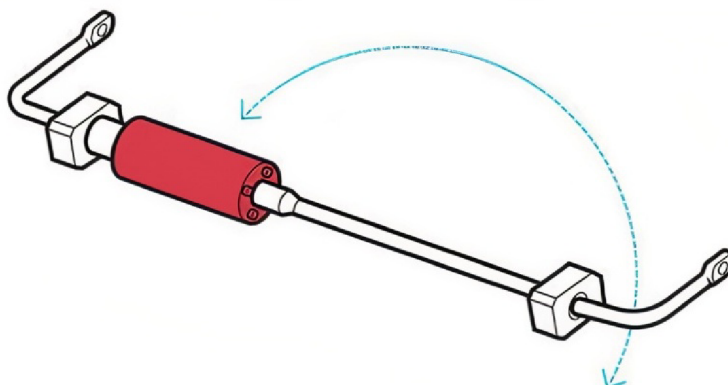
2.3 AKTÍVNY SKRUTNÝ STABILIZÁTOR

Konštrukčne staršie riešenie pre dosiahnutie aktívnej stabilizácie spočíva v použití modifikovaného, ale funkčne nezmeneného skrutného stabilizátora, ktorý fyzicky spája obe kolesá na danej náprave.

Rôzni výrobcovia (napr. BMW [20] a Land Rover [7]) používajú pre svoje terénne vozidlá a SUV stabilizátor, ktorý je v skrutnej časti rozdelený na dve časti spojené hydraulicko-mechanickou spojkou (obr. 17). Piest posuvne spojený s jednou polovicou stabilizátora a valec pevne spojený s druhou polovicou majú po obvode vysústruženú špirálovú drážku polkruhového prierezu, v ktorej sú voľne uložené oceľové guľôčky, čo obmedzuje vzájomný pohyb piestu a valca na kopírovanie drážky. Pri ich vzájomnom pohybe sa mení vnútorný objem spojky naplnený kvapalinou. Súčasťou stabilizátora je systém spätných ventilov a čerpadlo poháňané servomotorom. V závislosti od situácie funguje stabilizátor v jednom z troch možných módov:

- **odpojený:** kvapalina prúdi systémom takmer bez škrtenia, je možné zasúvanie a teda aj otáčanie piestu, skrutná časť stabilizátora nie je torzne namáhaná,
- **zapojený:** všetky ventily sú uzatvorené, nestlačiteľná kvapalina neumožňuje zasúvanie piestu a teda ani vzájomnú rotáciu jednotlivých častí stabilizátora, ktorý v tomto prípade funguje ako obyčajný,
- **aktívny:** akcelerometer meria veľkosť bočného zrýchlenia pri prejazde zákrutou a riadiaca jednotka vypočíta stabilizačný moment potrebný na minimalizáciu náklonu karosérie. Následne určí smer a veľkosť tlaku potrebného na dosiahnutie požadovaného momentu a vyšle signál čerpadlu poháňanému vlastným elektromotorom, prípadne priamo spaľovacím motorom vozidla. Sústava ovládacích ventilov zabezpečí požadovaný smer prietoku a veľkosť tlaku. Hydraulický piest následne vyvolá optimálny stabilizačný moment. [3]

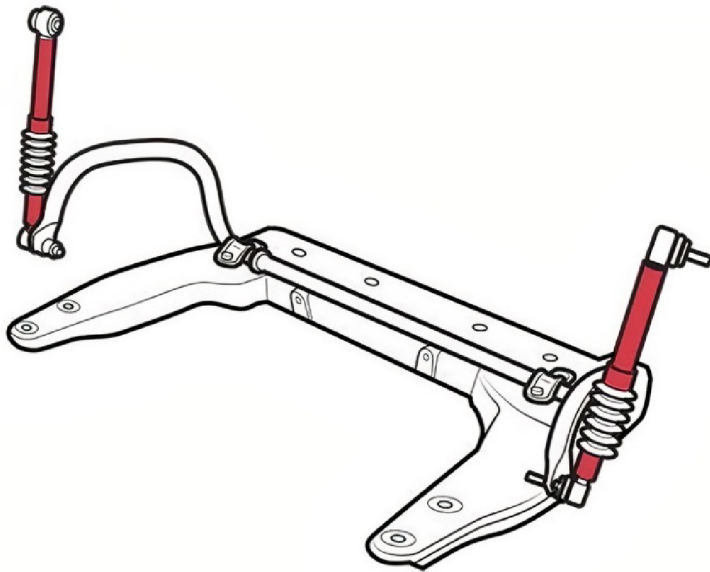
Modernejšie riešenie predstavuje čisto elektronický aktívny stabilizátor prvýkrát používaný na vozidlách Audi. Medzi skrutnými časťami oboch stabilizátorov sa nachádza elektromotor s tromi planétovými prevodmi v sérii zvyšujúcimi jeho krútiaci moment. Motor so vyvodzuje primeraný krútiaci moment potrebný na stabilizáciu pri rôznych situáciách a rýchlostiach. Hlavné výhody, v porovnaní s hydraulickými systémami, sú rýchlejšia odozva, menej náročná údržba a efektívnejšie využitie energie. [22] Viaceré modely Jeep určené primárne pre jazdu v teréne používajú jednoduchší systém s elektronicky ovládanou mechanickou spojkou umožňujúci iba pasívnu stabilizáciu alebo úplné odpojenie. [10]



Obr. 17 Skrutný stabilizátor rozdelený na dve časti spojené aktívnym prvkom [10]

Ďalší možný spôsob modifikácie konvenčného pasívneho stabilizátora spočíva v nahradení jedného (systém Citroën [4]) alebo oboch (systémy Porsche [2] a Toyota [18]) tiahiel lineárnym hydraulickým aktuátorom fungujúcim na rovnakom princípe ako vyššie spomínaná

hydraulická spojka, samozrejme bez vzájomnej rotácie komponentov (obr. 18). Takéto usporiadanie taktiež umožňuje tri rôzne režimy stabilizácie. [3]

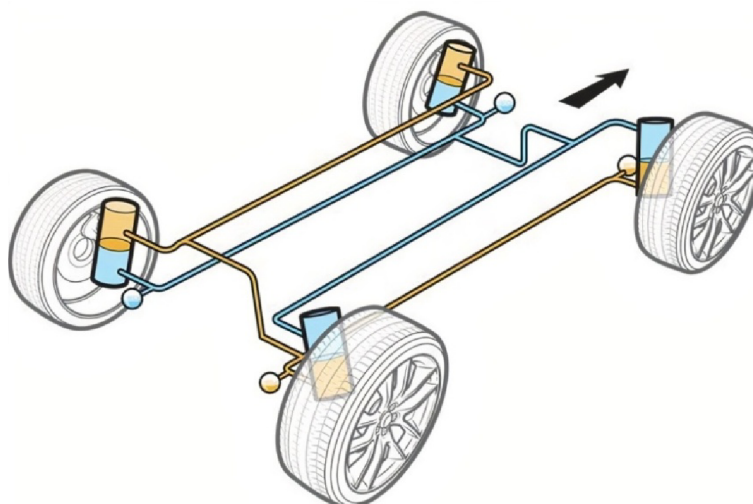


Obr. 18 Skrutný stabilizátor Porsche s tiahkami premenlivej dĺžky [10]

2.4 ALTERNATÍVNE SPÔSOBY AKTÍVNEJ STABILIZÁCIE

Pokrokovejšie systémy používajú modifikované diely zavesenia, ktoré na seba buď úplne preberajú úlohu skrutného stabilizátora, alebo zabezpečujú variabilitu klopnej tuhosti v závislosti na jazdných podmienkach a požiadavkách vodiča pri zachovaní štandardného skrutného stabilizátora. Takéto systémy zároveň okrem priečnej stabilizácie umožňujú aj pozdĺžnu stabilizáciu a variabilné nastavenie tuhosti podvozku či svetlej výšky.

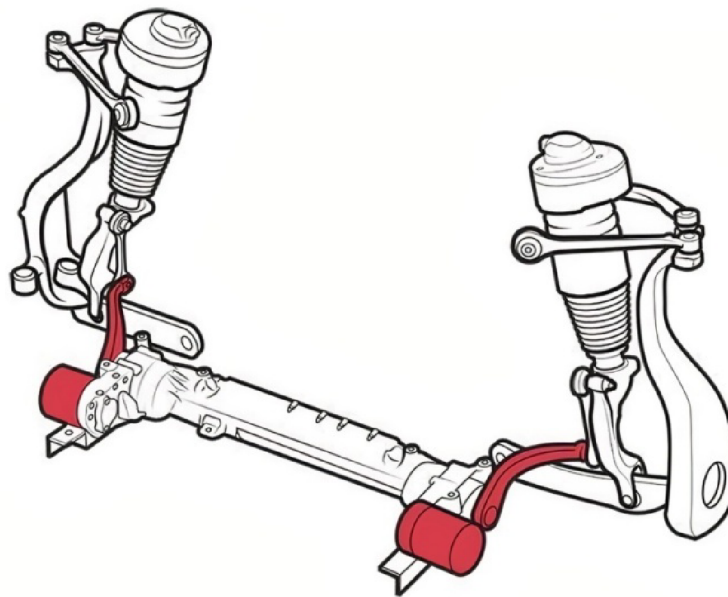
V prípade, že je stabilizátor úplne vynechaný, plní jeho funkciu napr. systém prepojenia tlmičov použitý pri niektorých modeloch McLaren (obr. 19). V takomto systéme sú expanzné komory v tlmičoch na jednej strane vozidla spojené s kompresnými komorami v tlmičoch na druhej strane vozidla. Zároveň sú medzi sebou prepojené súhlasné okruhy na prednej a zadnej náprave, pričom každému z dvoch okruhov prislúcha jeden akumulátor oleja čiastočne naplnený stlačeným plynom. Systém môže zahŕňať aj vysokotlakový kompresor, ktorý upravuje tlak v akumulátore za jazdy. Pri prejazde jedného kolesa nerovnosťou sa zmena vnútorného objemu tlmičov vyrovná pomocou akumulátorov, vďaka tomu nedôjde k ovplyvňovaniu ostatných kolies. Pri prejazde zákrutou prúdi olej zo všetkých tlmičov do akumulátora, kde dochádza k stlačeniu plynovej náplne a vzniká tlaková sila pôsobiaca proti klopeniu karosérie. Kompresor môže zvýšiť tlak v akumulátore a tým klopenie takmer úplne eliminovať. [19]



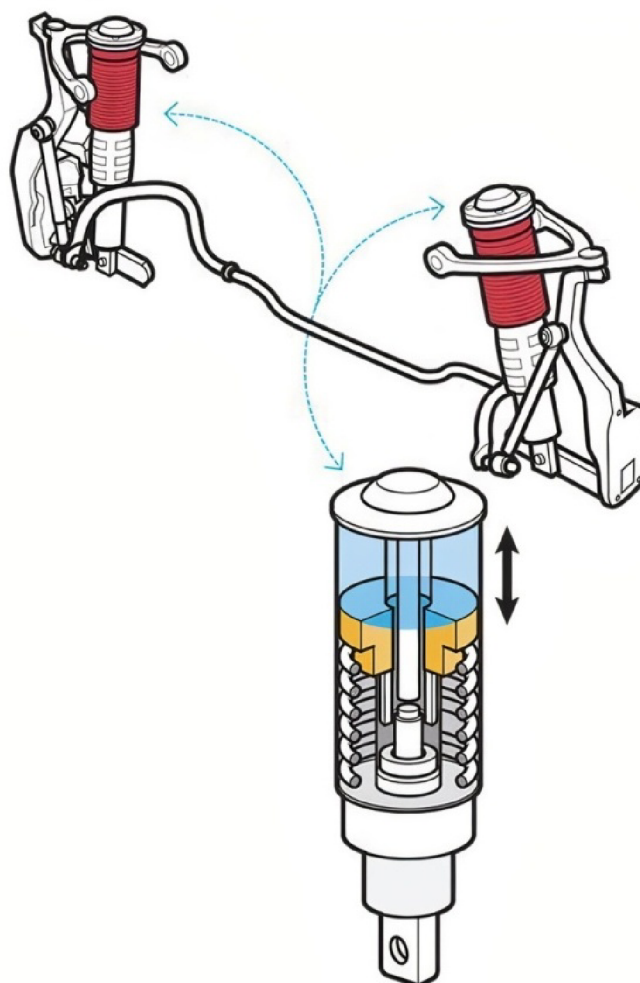
Obr. 19 Schéma systému McLaren využívajúceho na stabilizáciu vzájomne prepojené tlmiče [10]

Systém aktívnej stabilizácie vyvinutý automobilkou Audi využíva pre každé koleso vlastný elektromotor upevnený na ráme vozidla cez otočné rameno. Točivý moment z elektromotora je na rameno privádzaný cez kompaktnú jednostupňovú prevodovku tvorenú remeňovým a harmonickým prevodom (celkový prevod 200:1) a následne prenášaný cez titánovú torznú pružinu v dutom vývodovom hriadeli. Torzná pružina je na oboch koncoch vybavená drážkovaním a spája stred otáčania ramena s vývodom prevodovky. Pružina umožňuje vzájomné natačanie ramena a prevodovky v rozsahu 20°, čím zabraňuje prenosu rázov. Usporiadanie jednotlivých častí systému je ilustrované na obr. 20. Tento systém umožňuje nezávisle ovládať zvislý pohyb každého kolesa, a v spojení s rôznymi senzormi dokáže nielen eliminovať klopanie karosérie v zákrute, ale ju dokonca naklopiť dovnútra zákruty. Okrem aktívnej priečnej stabilizácie vykonáva aj pozdĺžnu stabilizáciu pri akcelerácii a brzdení, mení svetlú výšku a prediktívne reaguje na nerovnosti zaznamenané počas jazdy pred vozidlom, čím udržiava karosériu v stabilnej polohe. Keďže je takýto systém riadený elektronicky, vodič si môže vybrať z rôznych úrovní nastavenia ponúkajúcich v rôznej miere komfort alebo športové jazdné vlastnosti. Výhodou čisto elektricko-mechanického systému je opäť nízka spotreba energie v porovnaní s hydraulickým systémom. [1]

Systém používaný už od roku 1999 na vozidlách Mercedes-Benz zachováva skrutný stabilizátor a na dosiahnutie aktívnej stabilizácie využíva pružiacu vzpery zahŕňajúce pasívnu pružinu, tlmič (v neskorších iteráciách aktívny) a hydraulický ovládací valec. S každou novou generáciou získaval tento systém ďalšie funkcie. [14] V súčasnosti umožňuje – podobne ako systém Audi – nezávisle ovládať vertikálny pohyb každého kolesa a ponúka rovnaký rozsah funkcií, a to: udržiavanie stabilnej polohy karosérie pri priečnom aj pozdĺžnom zrýchlení, prispôbovanie sa profilu vozovky, naklápanie karosérie dovnútra zákruty, zmenu svetlej výšky a rôzne jazdné režimy. Aktuálna podoba systému je na obr. 21. [15]

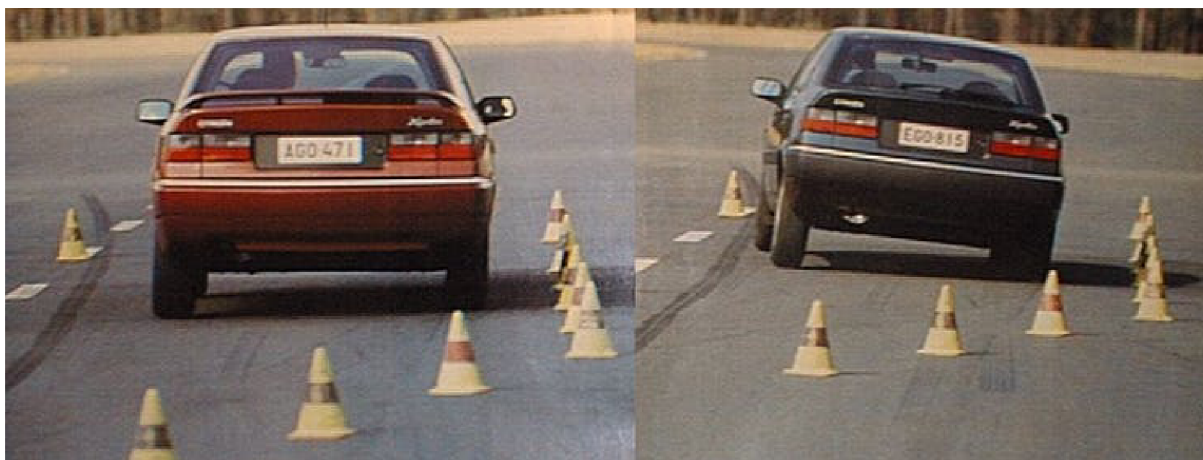


Obr. 20 Systém Audi využívajúci na aktívnu stabilizáciu malé elektromotory ovládajúce zvislý pohyb kolies cez pružné spojenie [10]



Obr. 21 Aktívny hydropneumatický podvozok Mercedes [10]

Efektivitu a prínos aktívnej stabilizácie potvrdzuje fakt, že prvenstvo v takzvanom „losom teste“ (úhybný manéver podľa ISO 3888-2) dodnes drží model Citroën Xantia (obr. 22) – vozidlo strednej triedy vyrábané v druhej polovici 90-tych rokov. Hlavný sledovaný parameter pri teste je maximálna rýchlosť, pri ktorej je vozidlo schopné manéver bezpečne zvládnuť. Hodnotu 85 km/h dosiahnutú modelom Citroën neprekonali ani moderné športové autá. [12] V najvyššej výbave bol tento model okrem tretej generácie systému Hydractive na oboch nápravách vybavený hydraulicky ovládaným tiahom stabilizátora s premenlivou dĺžkou. [4] Tento systém je okrem takmer úplnej eliminácie klopenia karosérie v zákrutách schopný poskytnúť takmer bezkonkurenčný jazdný komfort. [12] Vozidlá vybavené systémom aktívnej stabilizácie na oboch nápravách sú zároveň schopné zmenou pomeru klopných tuhostí (podľa potreby alebo preferencie vodiča) meniť charakter vozidla na nedotáčavý, pretáčavý alebo neutrálny. [7]



Obr. 22 Porovnanie dvoch vozidiel Citroën Xantia vybavených aktívnym (vľavo) a pasívnym (vpravo) stabilizátorom pri úhybnom manévri vo vysokej rýchlosti. [12]

3 SIMULÁCIE

Boli vykonané simulácie v multibody softvéri Adams Car za účelom preskúmania vplyvu obsadenosti vozidla a rôznych jazdných situácií na správanie vozidla vybaveného pasívnym skrutným stabilizátorom. Testované vozidlá boli:

- kompaktný osobný automobil (segment C),
- malá dodávka s predným náhonom,
- veľké SUV s pohonom všetkých kolies.

Parametre, ako rozloženie hmotnosti medzi nápravami, pozdĺžna a zvislá poloha ťažiska pri maximálnom povolenom, resp. pri čiastočnom (iba vodič) zaťažení, boli získané zo štatistiky SAE [9], pričom údaje boli spriemerované a následne na základe parametrov súčasne vyrábaných vozidiel boli zvolené vhodné hodnoty pre test (bol zohľadnený vek štúdie a automobilový vývoj do dnešného dňa). V základnej konfigurácii majú všetky diely vozidiel nenulovú hmotnosť a pridelené ťažisko, čo výrazne sťažuje presné nastavenie požadovaného rozloženia hmotnosti. S výnimkou kolies (reprezentujúcich neodpruženú hmotu) a karosérie (reprezentujúcej odpruženú hmotu) boli hmotnosti všetkých ostatných dielov upravené na $1 \cdot 10^{-2}$ kg, keďže softvér Adams Car neumožňuje nastaviť nulovú hmotnosť a nastavenie ešte nižšej hmotnosti spôsobovalo problémy s konvergenciou pri simulácii dynamických manévrov. Súradnice polohy ťažiska odpruženej hmoty sa vypočítali z požadovanej polohy ťažiska celého vozidla a ťažiska neodpruženej hmoty (tj. na výškovej úrovni stredov kolies, v polovici rázvoru) podľa vzorca na výpočet spoločného ťažiska sústavy dvoch telies [8]:

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

Pre dosiahnutie iného rázvoru a rozchodu modelov boli posunuté súradnice bodov definujúce geometriu podvozku o rovnakú hodnotu v pozdĺžnom, resp. priečnom smere, rádovo v decimetroch (pre zjednodušenie prepočtu súradníc). Modely boli testované v rôznych kombináciách dvoch hlavných parametrov: tuhosť skrutných stabilizátorov na oboch nápravách a hmotnosť s príslušnou polohou ťažiska vozidla. Sú uvažované dve úrovne naloženia vozidla: prevádzková hmotnosť a maximálna prípustná hmotnosť. Pre otestovanie prípadu absencie skrutného stabilizátora bola jeho torzná tuhosť nastavená na hodnotu blízku nule. Oba stabilizátory majú vždy zhodnú torznú tuhosť, kvôli geometrii podvozkov testovaných modelov vozidiel sa však zadný stabilizátor deformoval viac než predný, čo znamená, že bol efektívne tuhší. Keďže cieľom je pri automobiloch s náhonom na predné, resp. všetky kolesá, znížiť nedotáčavosť, treba zvýšiť podiel celkovej bočnej sily prenášanej prednou nápravou. To sa, ako je uvedené v rešeršnej časti, docielí zvýšením klopnej tuhosti na zadnej náprave relatívne k prednej, aby sa znížil rozdiel radiálnych reakcií vpredu. Zvolené parametre pre všetky vozidlá sú uvedené v tab. 1.

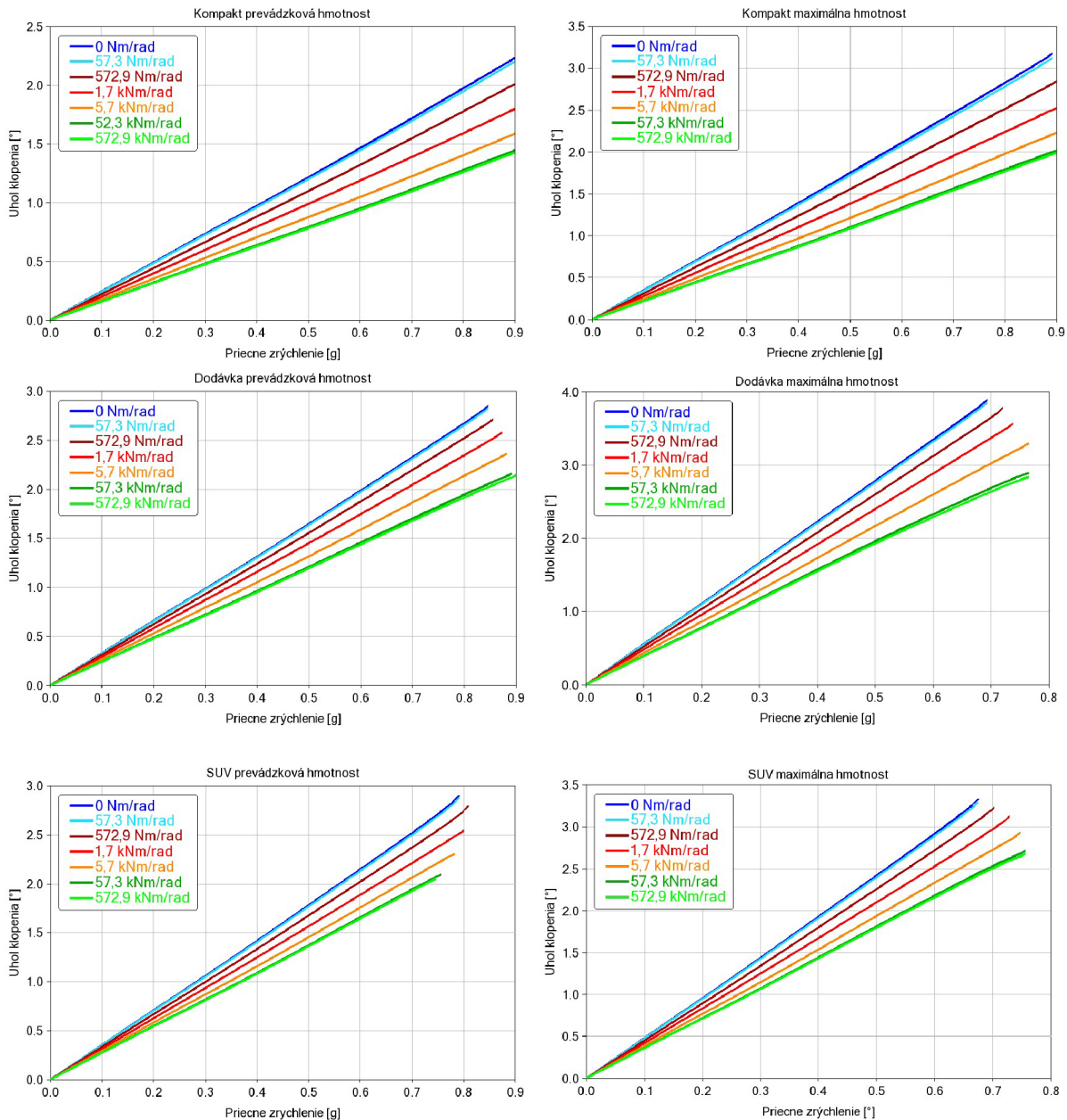
Tab. 1 Parametre testovaných vozidiel

Vozidlo		Prevádzková hmotnosť [kg]	Maximálna hmotnosť [kg]	Rázvor náprav [mm]	Rozchod kolies [mm]	Výška ťažiska 1 [mm]	Výška ťažiska 2 [mm]
Kompakt	Predná náprava	800	950	2620	1552	540	550
	Zadná náprava	500	850				
	Spolu	1300	1800				
Dodávka	Predná náprava	1000	1300	3020	1752	750	790
	Zadná náprava	800	1500				
	Spolu	1800	2800				
SUV	Predná náprava	1050	1100	2945	1810	800	850
	Zadná náprava	850	1300				
	Spolu	1900	2400				

3.1 SIMULÁCIA ZABÁČANIA

Skúška spočíva v simulovaní prejazdu zákrutou konštantnou rýchlosťou 70 km/h, s vyvolaním priečného zrýchlenia v rozmedzí 0-0.9 g na zjednodušený model vozidla. Nižšia rýchlosť bola zvolená kvôli väčšej názornosti výsledkov – na vyvolanie daného priečného zrýchlenia je potrebný väčší riadiaci uhol. Pre každý variant vozidla boli simulované rôzne tuhosti stabilizátorov a na základe výsledkov boli odhadnuté optimálne tuhosti, ktoré boli použité pre nasledujúce testy. Výsledné priebehy uhlov klopenia, resp. natočenia volantu, sú zobrazené na obrázkoch 23, resp. 24.

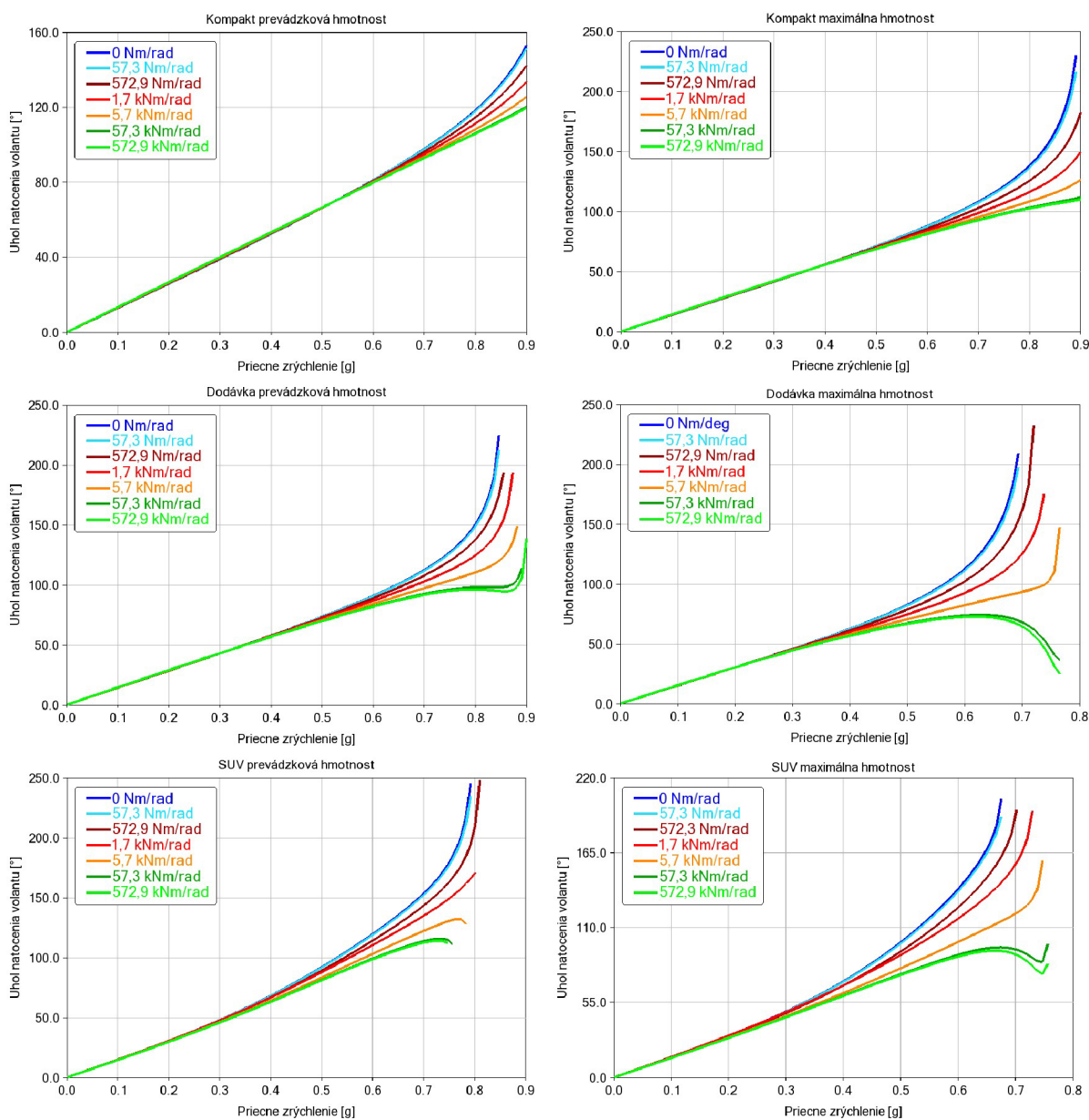
Pre všetky vozidlá viedlo zvýšenie tuhosti stabilizátora k zníženiu uhlu klopenia karosérie, avšak pri tuhostiach mimo určitého rozsahu vyvolala desaťnásobná zmena tuhosti zanedbateľnú zmenu uhlu klopenia. Pri SUV a dodávke, ktoré sa vyznačujú vyšším ťažiskom a väčšou hmotnosťou, sa pri väčšine simulácií nepodarilo dosiahnuť požadované bočné zrýchlenie 0,9 g, pretože došlo k nadmernému sklzu pneumatík a výpočet divergoval. Hodnota bočného zrýchlenia, pri ktorej došlo k nadmernému sklzu, je výrazne závislá od tuhosti stabilizátora. Od určitého bodu má však ďalšie zvýšenie tuhosti za následok nielen zníženie klopenia, ale aj zníženie maximálneho dosiahnutého bočného zrýchlenia, čo platí obzvlášť pre SUV pri prevádzkovej hmotnosti. Tento efekt je lepšie viditeľný na závislosti natočenia volantu na priečnom zrýchlení.



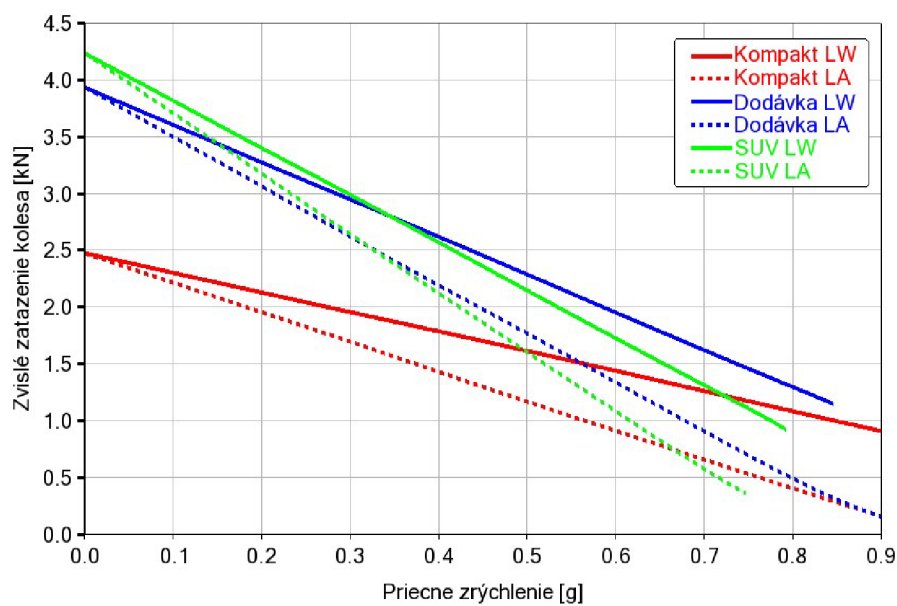
Obr. 23 Závislosť uhlu klopenia karosérie na priečnom zrýchlení pre všetky varianty vozidiel

V závislosti od vozidla a hmotnosti je do určitého priečného zrýchlenia vplyv stabilizátorov na uhol natočenia volantu prakticky nulový, za touto hranicou je však rozdiel medzi jednotlivými tuhosťami veľmi dobre viditeľný. Prítomnosť stabilizátorov znižuje pre danú rýchlosť a priečne zrýchlenie potrebný uhol natočenia volantu, a to obzvlášť pri hraničných hodnotách, kde dochádza k nedotáčavému šmyku. Toto zníženie dosahuje v extrémnych prípadoch viac než 50 %. V prípade SUV a dodávky, kde sa pri zaťažení vozidla presunie väčšina hmotnosti na zadnú nápravu, má príliš vysoká tuhosť za následok vznik pretáčavého charakteru (maximálne zaťažená dodávka), náhlejší nástup nedotáčavosti (maximálna tuhosť pri dodávke s prevádzkovou hmotnosťou) alebo oba efekty krátko po sebe (maximálne zaťažené SUV). Prílišná tuhosť stabilizátora mala v prípade prevádzkovej hmotnosti za následok odľahčenie vnútorného kolesa na menej zaťaženej náprave takmer do bodu oddelenia kolesa od vozovky (obrázok 25). Pri maximálnom priečnom zrýchlení pripadalo na

najmenej zaťažené koleso v prípade kompaktného osobného vozidla 1,23 % celkovej hmotnosti. V prípade dodávky bol tento podiel 0,85 % a v prípade SUV 1,93 %.



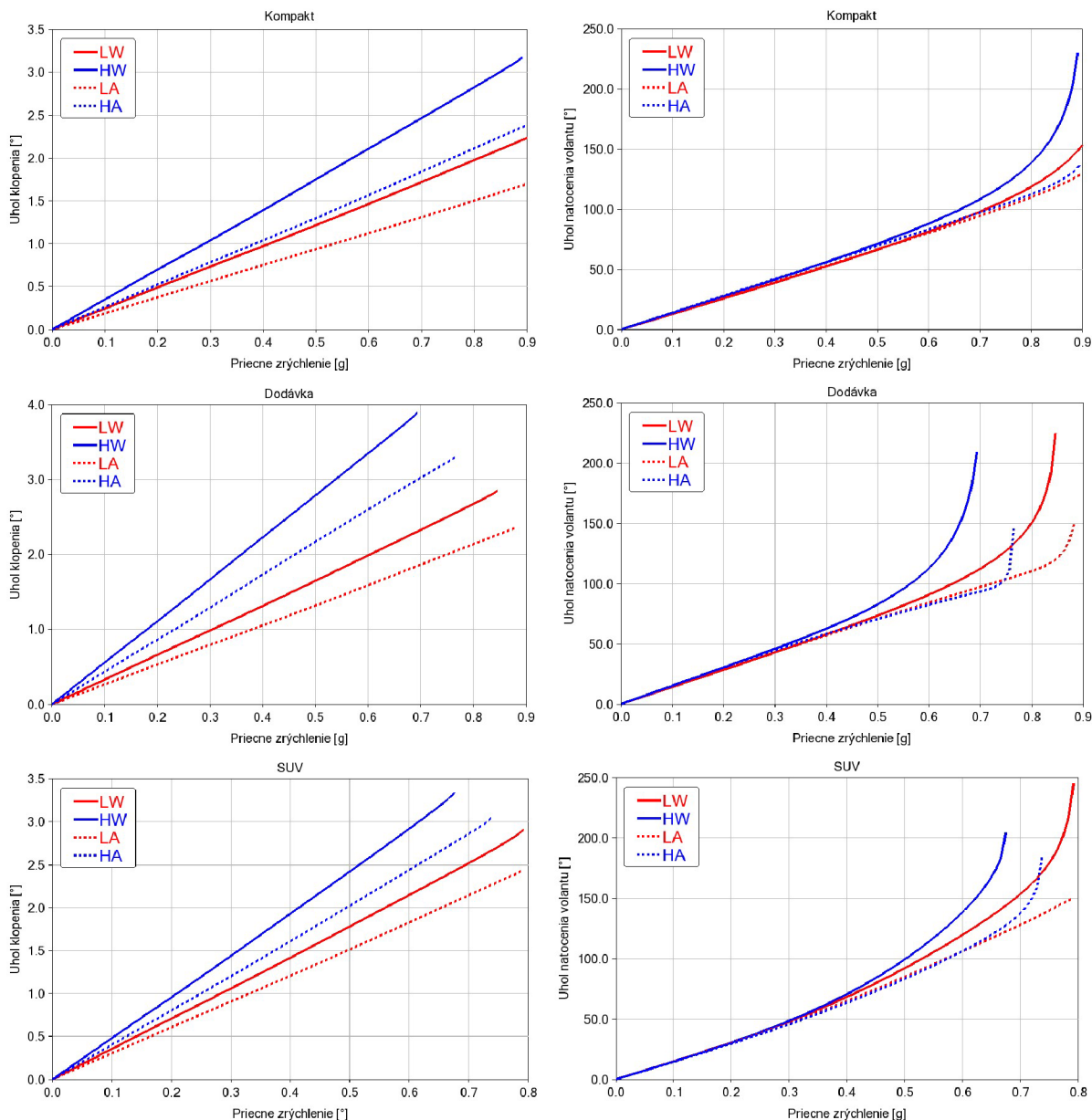
Obr. 24 Závislosť uhla natočenia volantu na priečnom zrýchlení pre všetky varianty vozidiel



Obr. 25 Zvislé zaťaženie najmenej zaťaženého kolesa

Na obrázku 26 je pre každé vozidlo zobrazené porovnanie uhla klopenia, resp. natočenia volantu, pri ideálnej a nulovej tuhosti stabilizátorov. Pre zjednodušenie čitateľnosti sú všetky nasledujúce výsledky s ideálnymi tuhosťami jednotne označené nasledujúcim spôsobom:

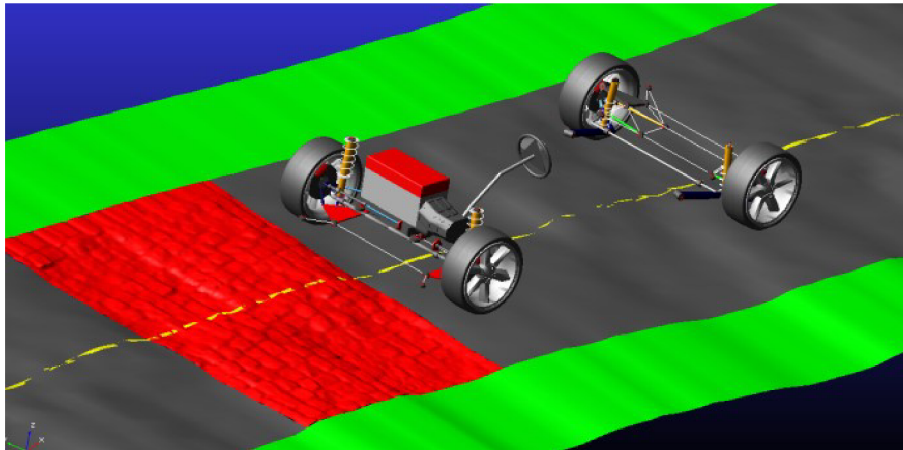
- HW = maximálna hmotnosť, bez stabilizátora (Heavy, Without anti-roll bar)
- HA = maximálna hmotnosť, so stabilizátorom (Heavy, Anti-roll bar)
- LW = prevádzková hmotnosť, bez stabilizátora (Light, Without anti-roll bar)
- LA = prevádzková hmotnosť, so stabilizátorom (Light, Anti-roll bar)



Obr. 26 Porovnanie závislostí uhla klopenia karosérie (vľavo) a uhla natočenia volantu (vpravo) na priečnom zrýchlení pre nulové a ideálne tuhosti stabilizátorov

3.2 SIMULÁCIA JAZDY PO NEROVNEJ VOZOVKE

Simulovala sa jazda vozidla po nerovnej vozovke so stochastickým profilom povrchu a vydláždeným úsekom (obr. 27). Virtuálna cesta zahŕňala mierne zákruty. Rýchlosť vozidla bola 30 km/h, čo približne zodpovedá jazde po mestskej komunikácii so zlou kvalitou povrchu. Sledovalo sa uhlové zrýchlenie okolo pozdĺžnej osi a smerodajná odchýlka zaťaženia jednotlivých kolies. Veľkosť smerodajnej odchýlky napovedá nakoľko kolesá odskakujú od vozovky, resp. na jej povrch opätovne dopadajú. Väčšia odchýlka znamená zhoršenie komfortu a ovládateľnosti vozidla.



Obr. 27 Vozidlo s deaktivovanou karosériou prechádzajúce vydláždeným úsekom vozovky

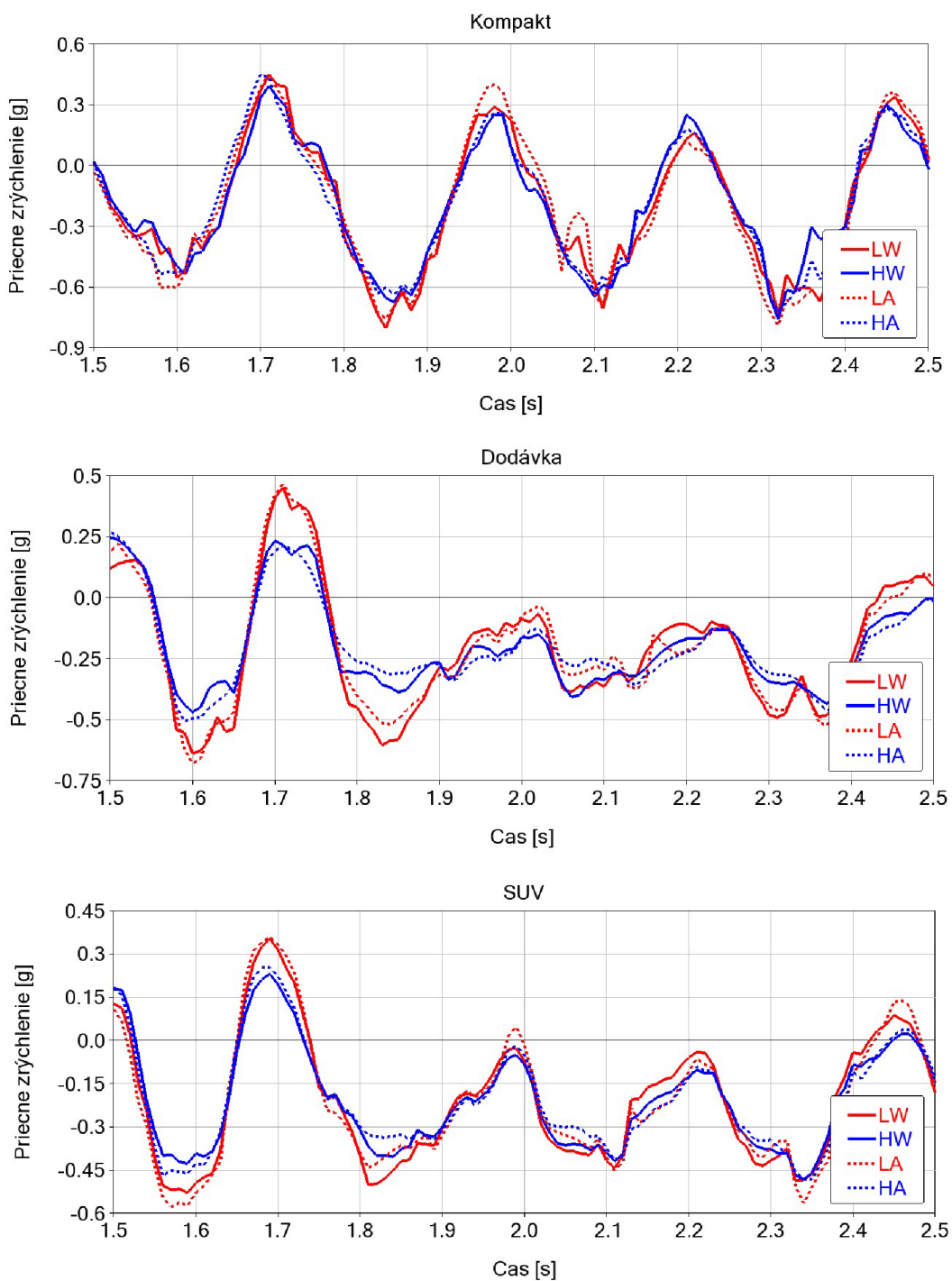
Na obr. 28 je pre lepšiu čitateľnosť priebehu zrýchlenia vyobrazený iba časový interval, počas ktorého vozidlo prešlo cez vydláždený úsek vozovky. V rôznych bodoch testu dosahovali najväčšie hodnoty zrýchlenia rôzne verzie vozidiel. Na základe výsledkov sa nedá jednoznačne skonštatovať, že prídanie stabilizátorov výrazne ovplyvňuje celkový komfort. V tab. 2 sú uvedené kvadratické priemery zaznamenaných (RMS – Root Mean Square) priečných zrýchlení. Hmotnosť vozidla mala na hodnotu priemerného zrýchlenia niekoľkonásobne väčší vplyv ako prítomnosť stabilizátorov, rádovo v stotínach, resp. tisícinách g. Vyššia hmotnosť mala vždy za následok zníženie priemernej hodnoty zrýchlenia, prídanie stabilizátorov malo v niektorých prípadoch očakávaný efekt zvýšenia priečného zrýchlenia a v iných prípadoch efekt opačný. Zníženie priemerného zrýchlenia pri zvýšení klopnej tuhosti náprav pravdepodobne súvisí s príslušnou zmenou vlastnej frekvencie karosérie pri klopení. Je možné že pre použitú virtuálnu vozovku sú kolesá vozidiel (pri prevádzkovej hmotnosti) schopné lepšie kopírovať povrch vozovky práve pri vyššej klopnej tuhosti náprav. Hodnoty smerodajných odchýliek zaťaženia pneumatík sú v tab. 3. Veľkosť odchýlky sa prídáním stabilizátorov spravidla mierne znížila na predných kolesách a zvýšila na zadných. Rozdiel je pre plne naložené vozidlá výraznejší. Z hľadiska jazdného komfortu ovplyvní prídanie stabilizátorov v najväčšej miere práve spomínanú rezonančnú frekvenciu karosérie. Pri návrhu odpruženia vozidla je všeobecne potrebné brať do úvahy zrýchlenie v zvislom aj vodorovnom smere, keďže ľudský organizmus má pri harmonickom budení rôzne rozsahy vlastných frekvencií v rôznych smeroch [23]. Pri jazde po nerovnej vozovke, ktorá nevyvoláva harmonické budenie je však rozdiel v pohodlí medzi vozidlom so stabilizátorom a vozidlom bez neho zanedbateľný, obzvlášť pri uvážení zlepšenia jazdných vlastností pri ostatných testoch.

Tab. 2 Kvadratické priemery priečných zrýchlení zaznamenaných počas testu

Vozidlo	Hmotnosť	Priemerné zrýchlenie bez stabilizátorov [g]	Priemerné zrýchlenie so stabilizátormi [g]
Kompakt	Prevádzková	0,3302	0,3368
	Maximálna	0,3060	0,3029
Dodávka	Prevádzková	0,2742	0,2667
	Maximálna	0,2273	0,2254
SUV	Prevádzková	0,2578	0,2592
	Maximálna	0,2330	0,2322

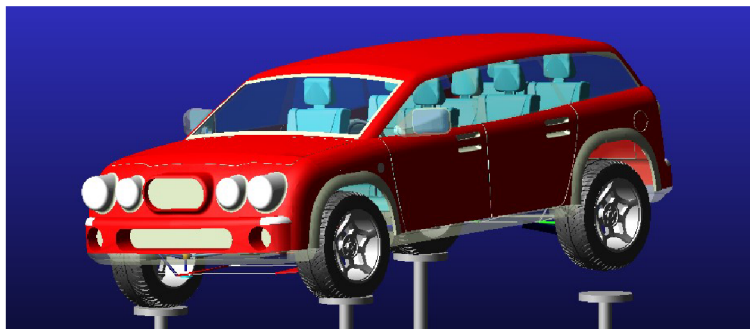
Tab. 3 Smerodajné odchýlky zaťaženia kolies

Vozidlo	Varianta	L-F [N]	R-F [N]	L-R [N]	R-R [N]
Kompakt	LW	2508,1	2692,4	1486,6	1581,1
	HW	2515,0	2731,5	1694,1	1989,4
	LA	2540,8	2708,4	1577,9	1622,2
	HA	2432,9	2617,6	1758,8	1833,9
Dodávka	LW	2471,3	2420,7	1857,7	1742,4
	HW	2596,3	2562,8	2117,3	1995,8
	LA	2468,8	2412,4	2064,7	1993,9
	HA	2491,1	2454,8	2432,9	2292,1
SUV	LW	2564,0	2481,8	2031,6	1895,5
	HW	2654,3	2612,6	2154,4	1969,8
	LA	2579,8	2468,9	2210,1	2104,7
	HA	2592,9	2554,1	2461,9	2288,2



Obr. 28 Priebehy priečneho zrýchlenia v rovine klopenia pri prejazde nerovnou vozovkou

3.3 SIMULÁCIA KRÍŽENIA NÁPRAV



Obr. 29 Simulácia kríženia náprav

Terénne vozidlá majú spravidla vysokú stavbu karosérie a pre kontrolu náklonov karosérie v zákrutách je vhodné použiť stabilizátor. Ten sa však v teréne stáva obmedzujúcim faktorom, pretože z princípu bráni kríženiu náprav. Terénne vozidlo by ideálne malo zachovať kontakt s povrchom pri čo najväčšom uhle kríženia náprav. Kríženie bolo simulované umiestnením vozidla (len SUV) na virtuálne testovacie zariadenie umožňujúce periodické zvislé vychýľovanie jednotlivých kolies v rôznych režimoch. V tomto prípade bol zvolený režim „warp“, kedy je pohyb kolies v opačných rohoch vozidla vo fáze a opačné strany sú vzájomne posunuté o polovicu periódy. Frekvencia zaťažovania bola nastavená na 0.05 Hz, aby sa obmedzilo kmitanie karosérie vplyvom zotrvačnosti, a amplitúda výchylky na 150 mm, čiže rozdiel medzi podložkami bol 300 mm. Sledovaným parametrom pri tejto simulácii je zvislá sila v mieste kontaktu pneumatík s podložkami. Keď klesne na nulovú hodnotu, koleso už nevie prenášať hnaciu silu. V tab. 4 je zaznačený výškový rozdiel medzi podložkami v bode, kde zvislá sila pod jedným z kolies klesla na nulovú hodnotu. Pri prevádzkovej hmotnosti je väčšia časť hmotnosti na prednej náprave, preto ako prvé stratí kontakt s podložkou jedno zo zadných kolies. Pri maximálnej hmotnosti je tento trend obrátený. Pri oboch testovaných hmotnostiach spôsobila prítomnosť stabilizátora skoršiu stratu kontaktu, pričom relatívne zhoršenie bolo pri prevádzkovej hmotnosti 15,5 % a pri maximálnej 20,9 %.

Tab. 4 Výsledky simulácie kríženia náprav

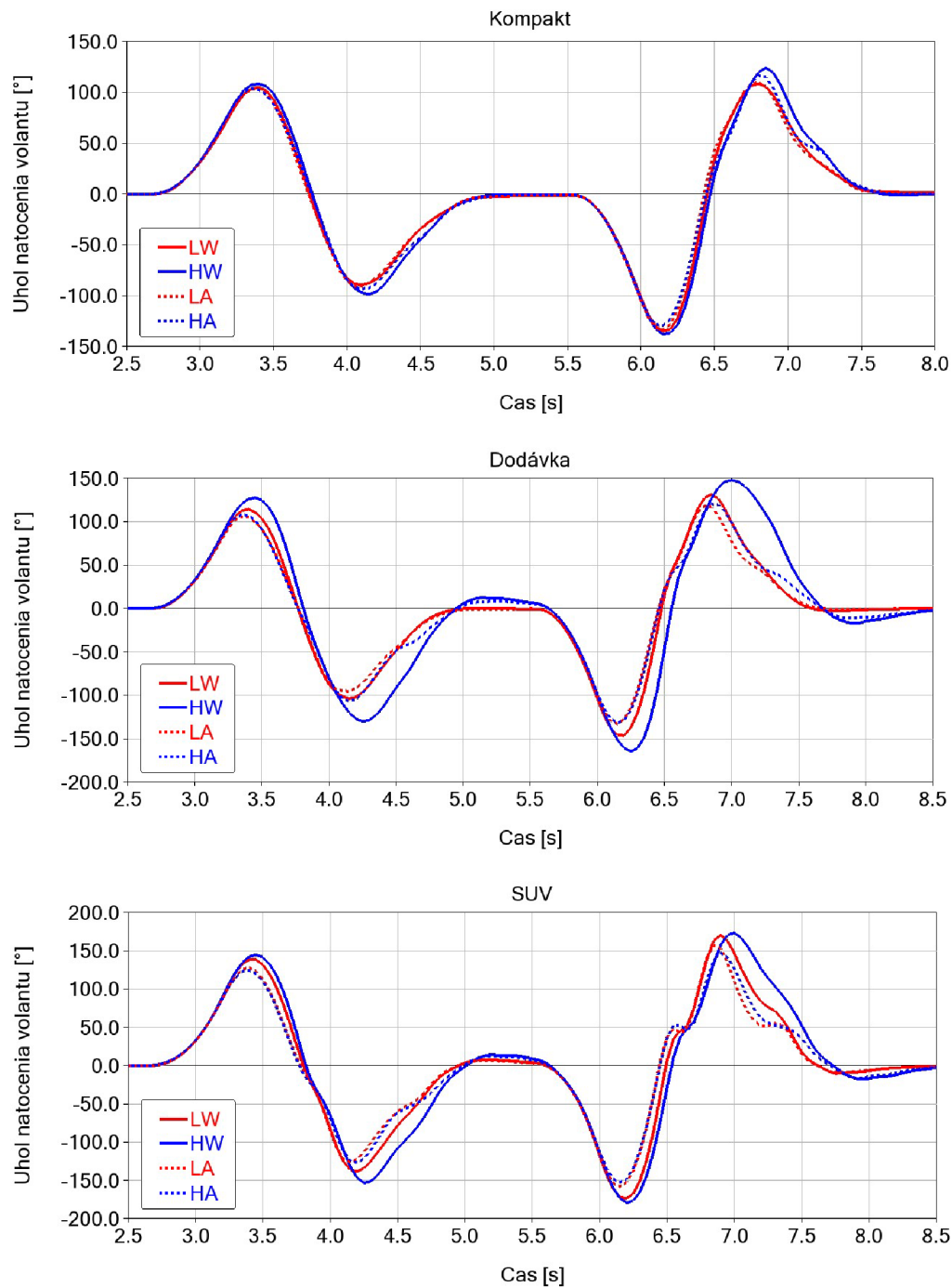
Variant	Rozdiel pri prevádzkovej hmotnosti [mm]	Rozdiel pri maximálnej hmotnosti [mm]
Bez stabilizátorov	110	153
So stabilizátormi	93	121

3.4 ÚHYBNÝ MANÉVER

Pre všetky vozidlá bol simulovaný úhybný manéver podľa ISO 3888-2. Na úspešné prejdienie testu musí vozidlo prejsť vytýčenú dráhu rýchlosťou aspoň 70 km/h, táto hodnota bola preto zvolená pre simuláciu. Hlavným účelom testu bolo získať maximálnu osovú silu, ktorou je tiahlo stabilizátora namáhané počas dynamického manévru. Výsledky pre maximálne zaťažené vozidlá sú uvedené v tab. 5. Prítomnosť stabilizátorov znížila potrebný uhol natočenia volantu a umožnila skoršiu zmenu smeru (obr. 30), obzvlášť pre dodávku a SUV (obe pri maximálnej hmotnosti). Výsledky z kvázistatického testu teda platia aj pri dynamických manévroch.

Tab. 5 Osové sily pôsobiace na tiahla stabilizátorov pri simulácii úhybného manévru

Stabilizátor	Kompakt [kN]	Dodávka [kN]	SUV [kN]
Predný	1,98	2,93	2,54
Zadný	1,47	3,00	1,73



Obr. 30 Priebeh natočenia volantu počas úhybného manévru

4 KONCEPČNÝ NÁVRH

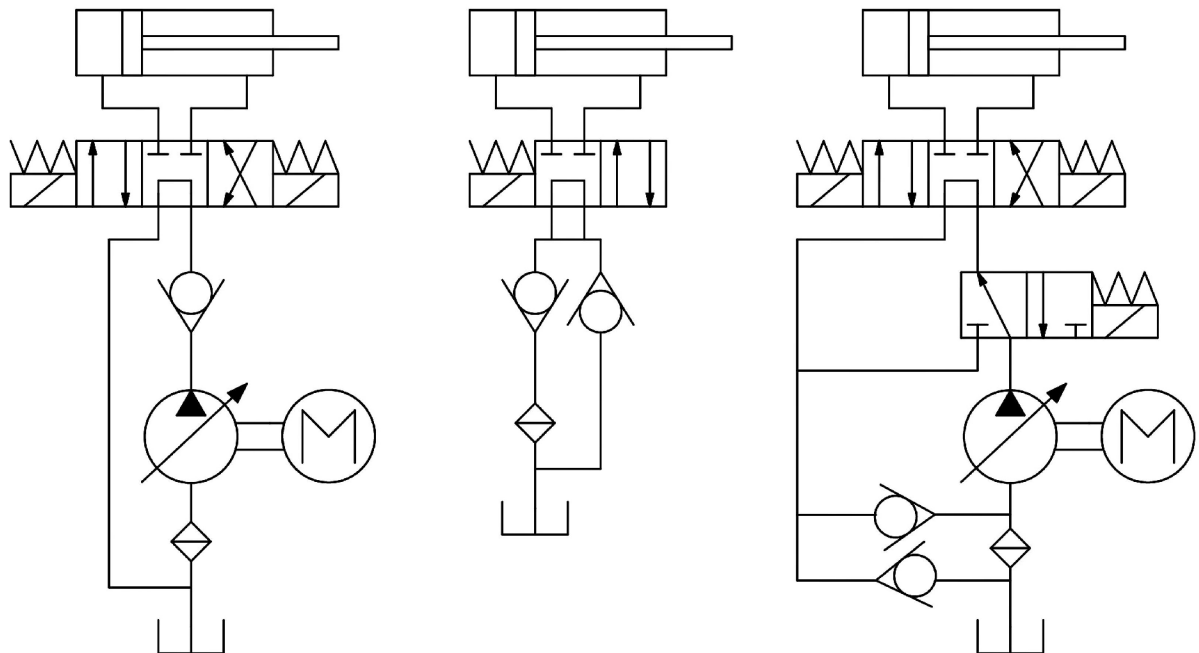
Jednou z požiadaviek na výsledný návrh je možnosť dodatočnej zástavby do vozidla, ktoré je od výroby vybavené iba pasívnym stabilizátorom. Ako najvhodnejší princíp aktívnej stabilizácie sa preto javí použitie jedného hydraulického tiahla s premenlivou dĺžkou pri zachovaní jednoduchého tiahla na druhom konci stabilizátora. V prípade, že je podvozok vozidla usporiadaný spôsobom, ktorý neumožňuje dosiahnutie požadovaného rozsahu pohybu pri použití jedného tiahla s premenlivou dĺžkou, použijú sa na oboch koncoch stabilizátora, čím sa rozsah zdvojnásobí. Tiahlo je principiálne podobné jednoplášťovému tlmiču s externým rezervoárom. Čerpadlo s variabilným prietokom a rezervoár sú umiestnené na ráme vozidla a spojené s tiahlom ohybným hydraulickým vedením. Rezervoár musí mať dostatočný objem plynovej náplne, aby sa v celom rozsahu pohybu tiahla len minimálne menil tlak plynu. V prípade použitia dvoch tiahiel na jednej náprave sú obe tiahla napojené na spoločné čerpadlo a rezervoár.

4.1 VARIANTY

V závislosti na určení pre konkrétne vozidlo (a s ohľadom na jeho cenovú kategóriu) sú možné tri rôzne usporiadania systému:

- **Systém pre aktívnu stabilizáciu** (obr. 31 vľavo): tiahlo má formu dvojčinného hydraulického aktuátora. Piest delí vnútorný objem na dve časti spojené cez trojpolohový, štvorcestný riadiaci ventil s nízkotlakovou (návrat oleja do zásobníka) a vysokotlakovou (čerpadlo) vetvou. Vnútorný objem zásobníka je pružnou membránou rozdelený na priestor pre olej a priestor pre stlačený plyn. Plynová náplň umožňuje zmenu vnútorného objemu systému pri pohybe piestnice, zabezpečuje v systéme pretlak brániaci vzniku kavitácie a zabezpečuje kontinuálny prítok oleja do čerpadla. Membrána zabraňuje emulzifikácii oleja. Pri stredovej polohe riadiaceho ventilu funguje stabilizátor pasívne s relatívne nízkou tuhosťou. Pri potrebe aktívnej stabilizácie sa zapne čerpadlo a prepne ventil tak, aby zmena dĺžky tiahla zvyšovala natočenie stabilizátora a vyvodzovaný stabilizačný moment. Pri prejazde zákrutou sa vozidlo viac „oprie“ o stabilizátor a zníži sa uhol klopenia karosérie. Pri zmene smeru zabáčania čerpadlo bez prerušenia pokračuje v činnosti a prepnutím ventilu do opačnej polohy sa dĺžka tiahla začne meniť do opačného smeru. Systém je potrebné dimenzovať tak, aby bol čo najkompaktnejší a zároveň vedel vyvolať dostatočnú silu a zmeniť smer pôsobenia skôr než sa karoséria preklopí na druhú stranu.
- **Systém s možnosťou úplného odpojenia stabilizátora** (obr. 31 v strede): tiahlo má formu teleskopického tlmiča. S rezervoárom je spojené cez dvojpolohový, štvorcestný riadiaci ventil. V závislosti na jeho polohe môže olej prúdiť medzi kompresnou a expanznou komorou, resp. medzi kompresnou komorou a rezervoárom, alebo neprúdi vôbec. Pri otvorení ventilu sa kvôli pretlakovému rezervoáru tiahlo správa ako slabá pružina a v reakcii na otáčanie stabilizátora sa mení dĺžka tiahla s dodatočným odporom vyvolaným trením medzi komponentmi a tlakovými stratami v miestach s obmedzeným prietokom. Spätné ventily zabezpečujú prítok oleja cez filter iba jedným smerom. Je potrebné dimenzovať systém tak, aby sa minimalizoval odpor od tlakových strát pri odpojení stabilizátora. Pri uzavretí riadiacom ventilu neumožňuje takmer nestlačiteľná kvapalina pohyb piestnice a tiahlo sa v reakcii na silu na konci ramena stabilizátora správa ako veľmi tuhá pružina.
- **Systém pre aktívnu stabilizáciu s možnosťou úplného odpojenia stabilizátora** (obr. 31 vpravo): kombinácia predchádzajúcich variantov s dvoma riadiacimi ventilmi

– trojpolohovým štvorcestným ovládajúcim smer pohybu tiahla v aktívnom režime, a dvojpolohovým trojcestným prepínajúcim medzi vetvou s čerpadlom a vetvou pre úplné odpojenie. Pri odpojenom režime musí byť štvorcestný ventil v jednej z krajných polôh. Jednotlivé zapojenia fungujú rovnako ako v prípade vyššie popísaných variánt.

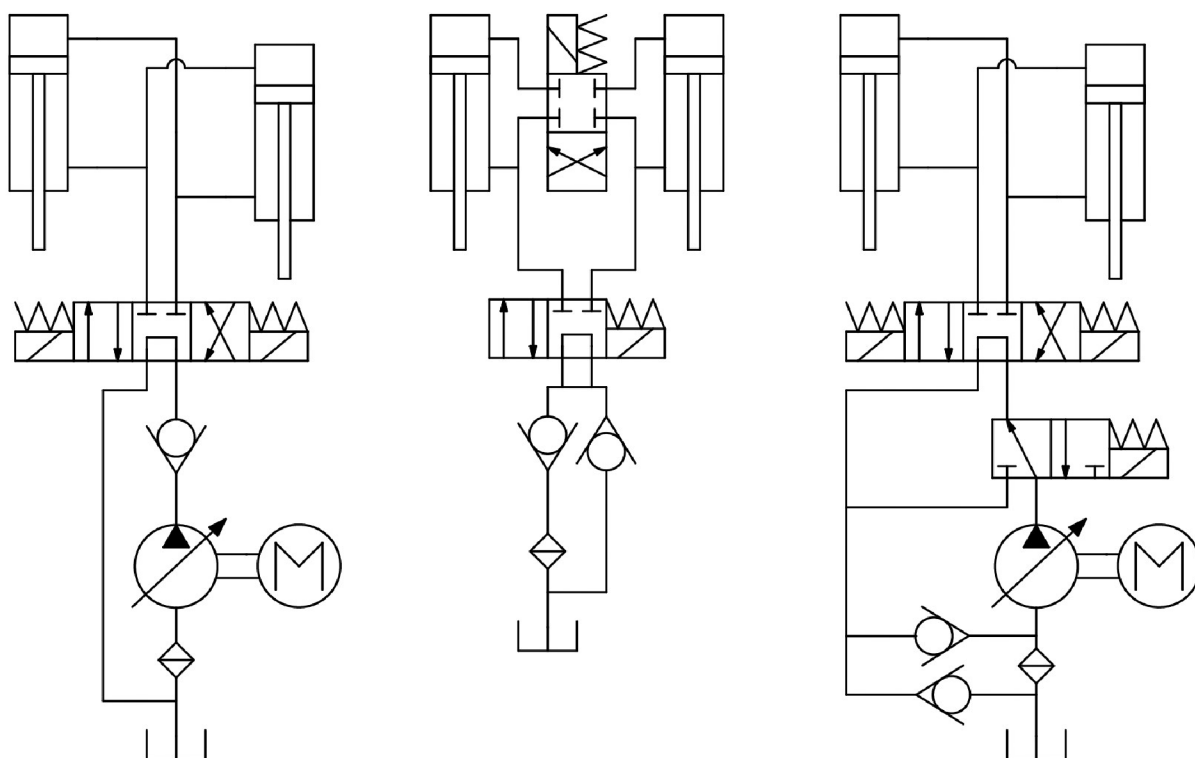


Obr. 31 Schéma aktívneho (vľavo), odpojiteľného (v strede) a kombinovaného systému (vpravo) pri použití jedného tiahla

4.2 OVLÁDANIE

Odpojenie stabilizátora môže ovládať buď vodič na to určeným tlačidlom, alebo riadiaca jednotka, napr. na základe aktuálnej rýchlosti a priečného zrýchlenia. Simulácie ukázali, že pre malé bočné zrýchlenia má stabilizátor minimálny vplyv na potrebný uhol natočenia volantu. Stabilizátor by preto bol pre zvýšenie pohodlia odpojený pri malých rýchlostiach, pri plynulých zmenách smeru vo vyšších rýchlostiach a pri malých priečných zrýchleniach. To by zahŕňalo predovšetkým jazdu v meste, kde vozidlo spravidla nezabáča tak prudko, aby došlo k výraznej zmene náklonu karosérie, a kvôli častému prejazdu spomaľovacích prahov, dláždenia, koľají, poklopov kanalizácie a úsekmi so zvetraným povrchom vozovky je naopak žiadaný maximálny komfort podvozku a schopnosť jednotlivých kolies pohybovať sa nezávisle. Na medzimestských komunikáciách, vrátane diaľnic a rýchlostných ciest, môže byť stabilizátor odpojený pri prejazdoch zákrut s veľkým rádiusom alebo pri pozvoľných zmenách smeru napr. pri zmene pruhu. Nutnosť pripojenia stabilizátora by bola vyhodnocovaná riadiacou jednotkou na základe rýchlosti vozidla, uhla klopenia karosérie a predovšetkým uhlovej rýchlosti, resp. zrýchlenia volantu. Stabilizátor tak môže byť pri dynamickom manévri pripojený skôr, než riadiaci impulz vyvolá s určitým oneskorením spôsobeným poddajnosťou riadenia, podvozku a pneumatík priečne zrýchlenie a nadmerné klopenie karosérie, a tým predísť nebezpečnému jazdnému prejavu vozidla v krízových situáciách. Pri pozvoľnom náraste priečného zrýchlenia sa stabilizátor v určitom bode pripojí na základe rýchlosti vozidla, veľkosti priečného zrýchlenia a uhla klopenia karosérie tak, aby boli

zachované priaznivé jazdné vlastnosti. Aktívna stabilizácia môže fungovať autonómne na základe aktuálnej situácie alebo v rôznych úrovniach na základe preferencií vodiča. V najjednoduchšom prípade by systém ponúkal na výber z dvoch režimov – športový a komfortný. V športovom režime by bol na základe veľkosti a smeru priečného zrýchlenia riadený prietok čerpadla a prepojenie jednotlivých vetiev systému tak, aby bol v najväčšej možnej miere eliminovaný náklon karosérie. Pri vyšších priečných zrýchleniach sa pohyb tiahla zataví, čím umožní mierne naklonenie karosérie, aby informoval vodiča o blížiacom sa limite príľnavosti alebo hranici predvídateľného správania vozidla. V komfortnom režime by v závislosti od verzie mohol systém fungovať rovnako ako pri automatickom režime odpojiteľného stabilizátora (so samovoľným prepnutím do aktívneho režimu pri zaznamenaní náhleho pohybu volantu) alebo by mohol byť stabilizátor neustále pripojený a reagovať na náhle zvislé pohyby kolies (prejazd nerovnosti) rýchlou zmenou dĺžky tiahla tak, aby sa udržiavala stabilná poloha karosérie. Posledne popísaný režim by vyžadoval vysokú vzorkovaciu frekvenciu snímačov, čerpadlo schopné promptne vyvolať potrebný prietok a rýchlo reagujúci riadiaci ventil.



Obr. 32 Schéma aktívneho (vľavo), odpojiteľného (v strede) a kombinovaného systému (vpravo) pri použití dvoch tiahiel

5 VÝPOČTY

Pri návrhu je s ohľadom na dimenzovanie systému okrem pevnostných výpočtov nutné brať do úvahy vplyv jednotlivých rozmerov na kľúčové vlastnosti systému. V tejto časti budú odvodené potrebné vzorce, následne budú prepočítané rôzne varianty a určené závislosti medzi premennými parametrami pre prípad jedného tiahla s premenlivou dĺžkou na náprave.

5.1 ROZMERY TIAHLA

Na preskúmanie vplyvu rozmerov hydraulického tiahla je potrebné vykonať výpočty pre každý parameter zvlášť. Pre každú variantu je oproti základnému návrhu rozmerov menený práve jeden parameter. Vyhodnotenie má formu grafických závislostí, kde je na osi x vyneseny skúmaný rozmer a na osi y sledovaný parameter. Základným parametrom je vzdialenosť stredov uložení na oboch koncoch tiahla L . Vnútorňá výška plášťa l a dĺžka zasunutej časti piestnice l_0 sa dopočítajú podľa vzťahov:

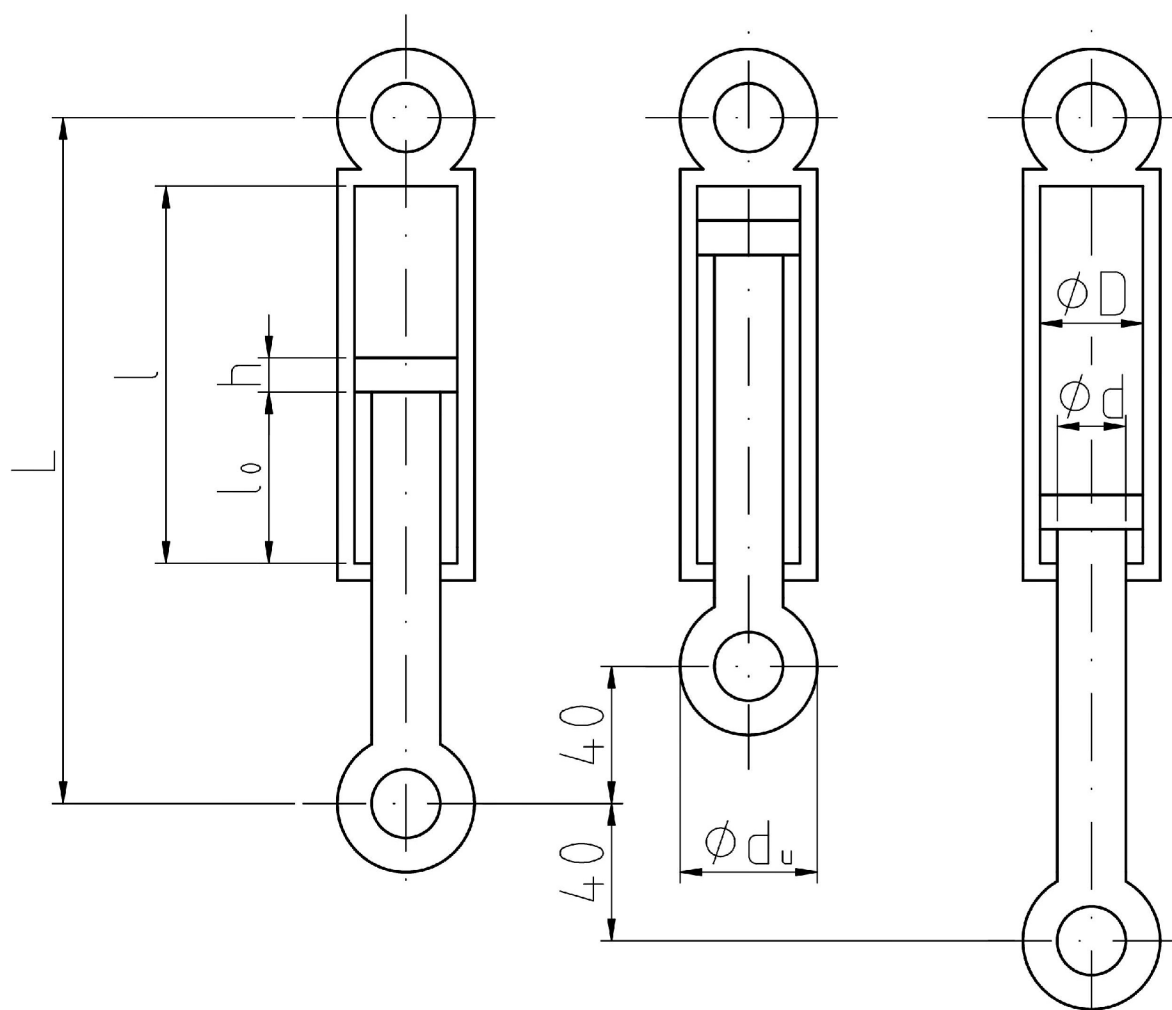
$$l = (L - d_u) \cdot \frac{2}{3} \quad (2)$$

$$l_0 = \frac{L - d_u}{3} - \frac{h}{2} \quad (3)$$

kde h je výška piestu a d_u je priemer uloženia. Vypočítané hodnoty sú následne zaokrúhlené na najbližšie celé číslo. Takto zvolené rozmery teoreticky umožňujú maximálne využitie rozsahu pohybu tiahla ako je ukázané na obr. 33. Toto rozvrhnutie nevyhnutne nezodpovedá reálnym konštrukčným požiadavkám, avšak postačí na približné overenie konceptu. Zvolené varianty rozmerov sú uvedené v tab. 6.

Tab. 6 Rozmerové varianty tiahla

Parameter	Základná hodnota	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta D
Priemer piestnice [mm]	20	16	18	22	24
Vnútorňý priemer plášťa [mm]	30	26	28	32	34
Vzdialenosť medzi stredmi [mm]	200	150	175	225	220
Výška piestu [mm]	10	6	8	12	14
Pretlak [MPa]	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Priemer uložení [mm]	40				



Obr. 33 Rozsah pohybu tiahla pri základnej rozmerovej variante

5.2 REÁLNA TUHOŠŤ

Tiahlo naplnené reálnou (stlačiteľnou) kvapalinou môžeme považovať za lineárnu pružinu, tým pádom je vzťah pre tuhosť k [8]:

$$k = \frac{F}{x} \quad (4)$$

kde F je osová sila pôsobiaca na tiahlo a x je zmena dĺžky tiahla vyvolaná silou. Relatívna zmena objemu ΔV pri zasunutí piestu o 1 mm sa vypočíta podľa

$$\Delta V = \frac{V'}{V_0} = \frac{d^2 \cdot x}{(D^2 \cdot (l - h) - d^2 \cdot l_0)} \quad (5)$$

Kde V' je zmena vnútorného objemu pri zasunutí piestnice, V_0 je počiatkový vnútorný objem, D je priemer piestu a d je priemer piestnice. Vo výpočte nie je zohľadnený objem hydraulického vedenia medzi tiahlom a ovládacím ventilom, nakoľko sa bez konštrukčného

návrhu nedá odhadnúť jeho dĺžka. Hodnota tuhosti tiaha k sa vypočíta podľa vzorca č. 4 ako podiel tlakovej sily potrebnej na zmenu dĺžky x a tejto zmeny dĺžky:

$$k = \frac{\Delta p \cdot S_R}{x} = \frac{\Delta V \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot x \cdot \beta} \quad (6)$$

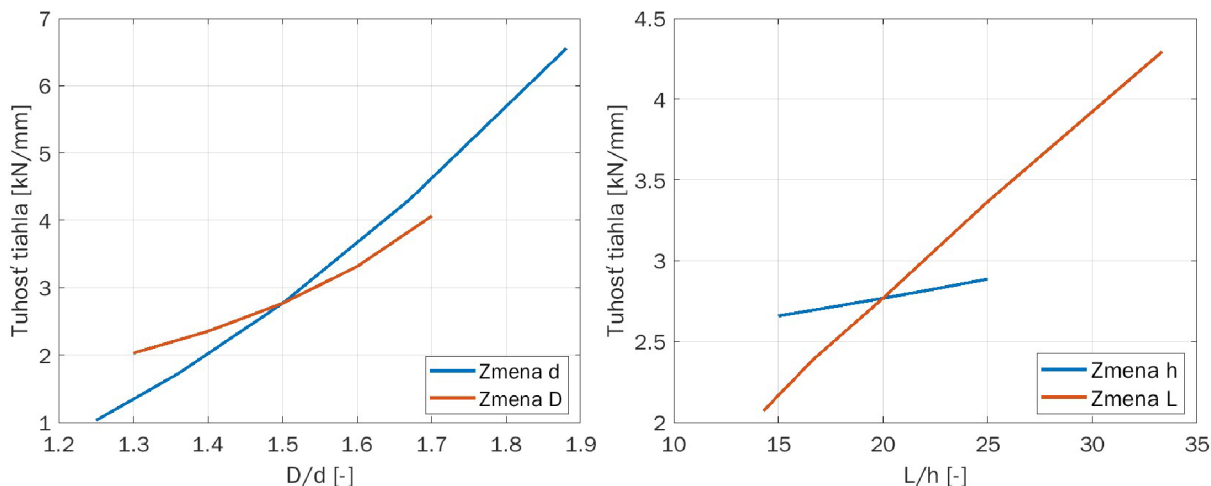
kde p je tlak oleja vyvolaný stlačením, S_R je plocha prierezu piestnice a β je stlačiteľnosť oleja. Keďže tuhosť je priamo úmerná relatívnej zmene objemu, spomínané vedenie by malo byť čo najkratšie. Zníženie priemeru s cieľom zmenšiť vnútorný objem vedenia by mohlo mať za následok vyššie tlakové straty pri odpojenom stabilizátore. Vplyv reálnej tuhosti tiaha na torznú tuhosť stabilizátora, resp. celková torzná tuhosť sústavy sa vypočíta podľa [8]:

$$\frac{1}{\kappa} = \frac{1}{\kappa_s} + \frac{1}{\kappa_t} = \frac{1}{\kappa_s} + \frac{1}{\frac{M}{\alpha_{rad}}} = \frac{1}{\kappa_s} + \frac{x}{F \cdot r^2} = \frac{1}{\kappa_s} + \frac{1}{k \cdot r^2} \quad (7)$$

kde κ je celková torzná tuhosť, κ_s je torzná tuhosť stabilizátora, κ_t je torzná tuhosť tiaha na ramene stabilizátora r , M je moment vyvolaný silou F od tiaha na ramene r a α_{rad} je uhlová výchylka stabilizátora v radiánoch. Odvođený vzťah platí za predpokladu malej uhlovej výchylky, kedy platí aproximácia:

$$\alpha_{rad} \approx \sin \alpha = \frac{a}{c} = \frac{x}{r} \quad \Leftrightarrow \quad \alpha < 5^\circ \quad (8)$$

kde a je dĺžka protiľahlej strany voči uhlu α v pravouhlom trojuholníku a c je dĺžka prepony. Výsledky sú zobrazené v grafoch na obr. 34. Najväčší vplyv na lineárnu tuhosť má priemer piestnice, menší vplyv majú vnútorný priemer plášťa a celková dĺžka tiaha. Priemer piestnice má totiž vplyv nie len na celkový vnútorný objem a jeho zmenu, ale predovšetkým určuje plochu, ktorá pri zmene dĺžky tiaha vyvoláva tlak a tým pádom mieru stlačenia oleja. Výška piestnice má na tuhosť takmer zanedbateľný vplyv. Spomedzi všetkých kombinácií rozmerových variánt tiaha a vozidiel s ideálnou tuhosťou stabilizátorov bol najmenší zaznamenaný relatívny pokles torznej tuhosti 1,08 % (zadný stabilizátor kompaktu) a najväčší 19,83 % (predný stabilizátor dodávky a SUV). Všeobecne je relatívna hodnota poklesu väčšia pri tuhších stabilizátoroch s dlhším ramenom a samozrejme s menej tuhým variantom tiaha.



Obr. 34 Vplyv rozmerových parametrov na reálnu tuhosť uzamknutého tiaha

5.3 TLMIACA SILA

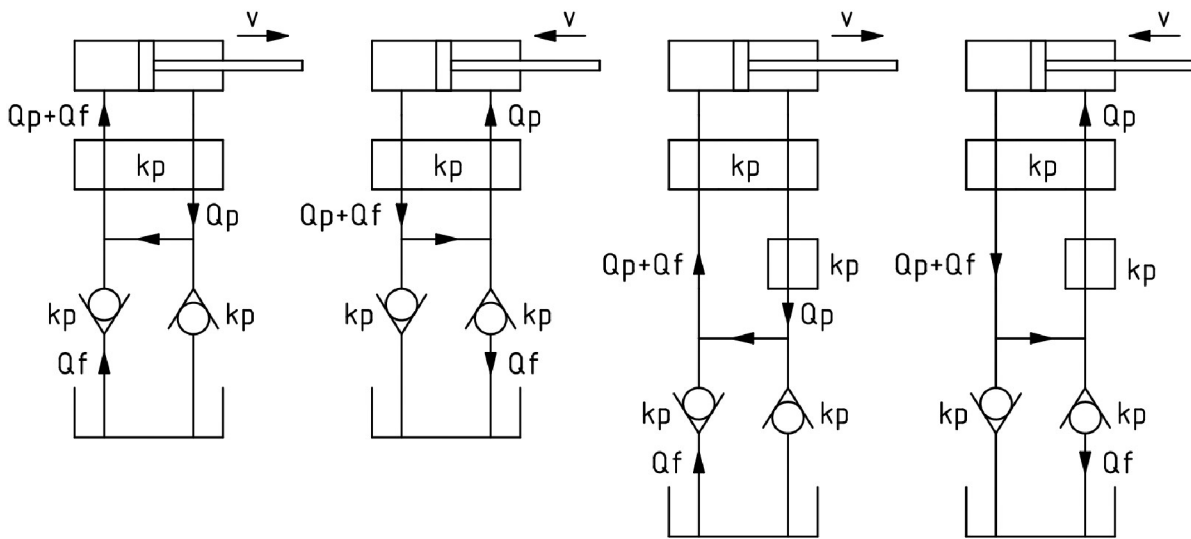
Objemový prietok oleja medzi kompresnou a expanznou komorou Q_P je funkciou rýchlosti stláčania, resp. rozťahovania tiaha [5]:

$$Q_P = v \cdot S_R = v \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \quad (9)$$

kde v je rýchlosť piestu. Podobne objemový prietok medzi kompresnou komorou a rezervoárom Q_F je tiež funkciou rýchlosti [5]:

$$Q_F = v \cdot S_A = v \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (10)$$

kde S_A je plocha medzikružia (rozdiel plochy piestu a plochy prierezu piestnice). Rovnice 9 a 10 platia za predpokladu nestlačiteľnej kvapaliny a absencie kavitácie. Reálne ventily vykazujú nelineárne charakteristiky, vyžadujú preto použitie komplexného matematického modelu a počítačových simulácií. Pre zjednodušenie výpočtov budú spätné a riadiace ventily klásť prúdeniu rovnaký odpor, v prípade riadiaceho ventilu v oboch smeroch. Pri stláčaní tiaha prúdi olej z kompresnej komory cez riadiaci ventil a následne časť prietoku vyvolaná zasúvaním piestnice prúdi cez príslušný spätný ventil do rezervoára. Časť prietoku vyvolaná plochou medzikružia prúdi cez druhú vetvu riadiaceho ventilu do expanznej komory. Pri rozťahovaní je olej pretláčaný plochou medzikružia z expanznej komory cez riadiaci ventil a následne prúdi cez druhú vetvu riadiaceho ventilu do kompresnej komory spolu s olejom pretláčaným cez spätný ventil tlakom plynu v rezervoári. V oboch prípadoch sa prietoky Q_F a Q_P v jednej z vetiev riadiaceho ventilu sčítavajú. V prípade aktívneho systému s možnosťou odpojenia je v systéme zavedený ďalší odpor v podobe premostovacieho ventilu, ktorým prúdi prietok Q_F . Prietoky pre obe varianty systému umožňujúce odpojenie stabilizátora sú znázornené na obr. 35.



Obr. 35 Analýza prietokov pri odpojenom tiahle

Tlaková strata pri prietoku kvapaliny cez zúžené miesto sa vypočíta podľa [5]:

$$\Delta p = k_p \cdot Q = k_p \cdot v \cdot S \quad (11)$$

kde Q je prietok daným miestom, S je čelná plocha vyvolávajúca prietok (tj. plocha prierezu piestnice alebo plocha medzikružia) a k_p je lineárny odpor. Táto veličina sa zavádza na zjednodušenie výpočtov a zahŕňa v sebe fyzikálne vlastnosti kvapaliny a hydrodynamické vlastnosti zúženého miesta dané jeho geometrickým tvarom a veľkosťou prietoku. Tlmiaca sila je rovnako ako pri tlmičoch vyvolávaná primárne rozdielmi tlakov v miestach s obmedzením prietoku a v menšej miere (10 až 20 % v závislosti na konštrukcii a prevádzkových podmienkach) mechanickým trením. Pri jeho zanedbaní sa tlmiaca sila pre odpojiteľný systém vypočíta podľa [5]:

$$F_{pC} = p_G \cdot S_R + v \cdot (k_F \cdot S_R^2 + k_P \cdot S_A^2 + k_C \cdot (S_R + S_A)^2) \quad (12)$$

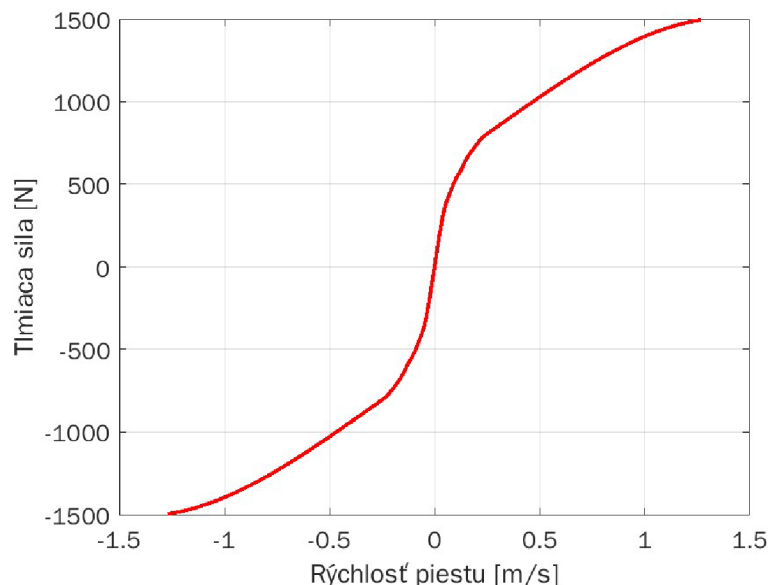
$$F_{pE} = v \cdot (k_F \cdot S_R^2 + k_P \cdot S_A^2 + k_C \cdot (S_R + S_A)^2) - p_G \cdot S_R \quad (13)$$

kde F_{pC} je tlaková sila pri stláčaní a F_{pE} pri roztáhovaní tiahla, p_G je tlak plynu v expanznej komore a k_P , k_F a k_C sú lineárne odpory jednotlivých ventilov. Pre aktívny systém s možnosťou odpojenia majú rovnice tvar:

$$F_{pC} = p_G \cdot S_R + v \cdot (k_F \cdot S_R^2 + 2 \cdot k_P \cdot S_A^2 + k_C \cdot (S_R + S_A)^2) \quad (14)$$

$$F_{pE} = v \cdot (k_F \cdot S_R^2 + 2 \cdot k_P \cdot S_A^2 + k_C \cdot (S_R + S_A)^2) - p_G \cdot S_R \quad (15)$$

Lineárny odpor je funkciou prietoku a jednotlivé ventily majú síce rovnaký uvažovaný priebeh odporu, ale v danom okamihu majú rôzne prietoky a preto rôzne okamžité odpory.

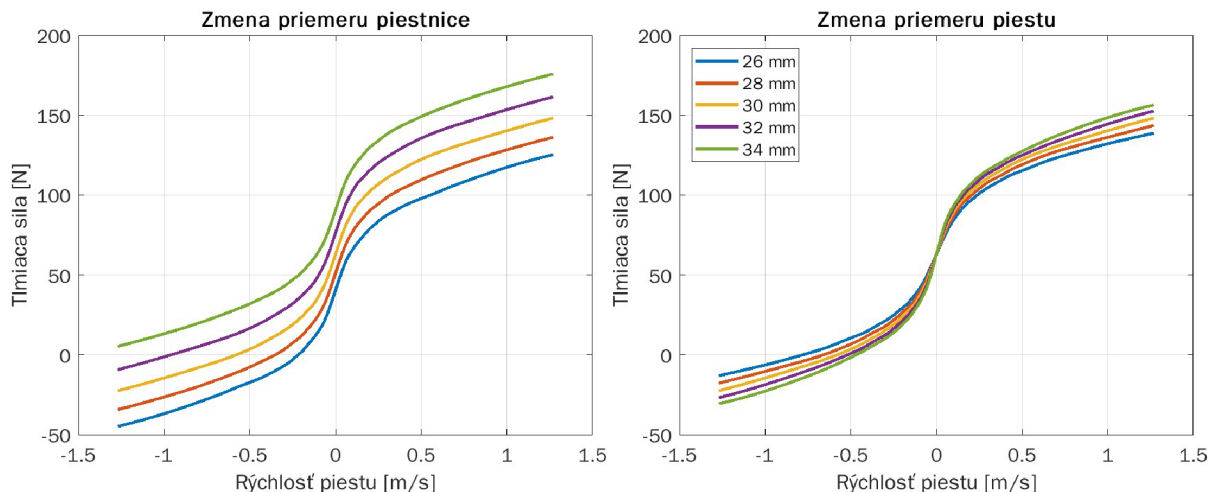


Obr. 36 Tlmiaca sila v závislosti a rýchlosti pre virtuálny tlmič použitý pri simuláciách

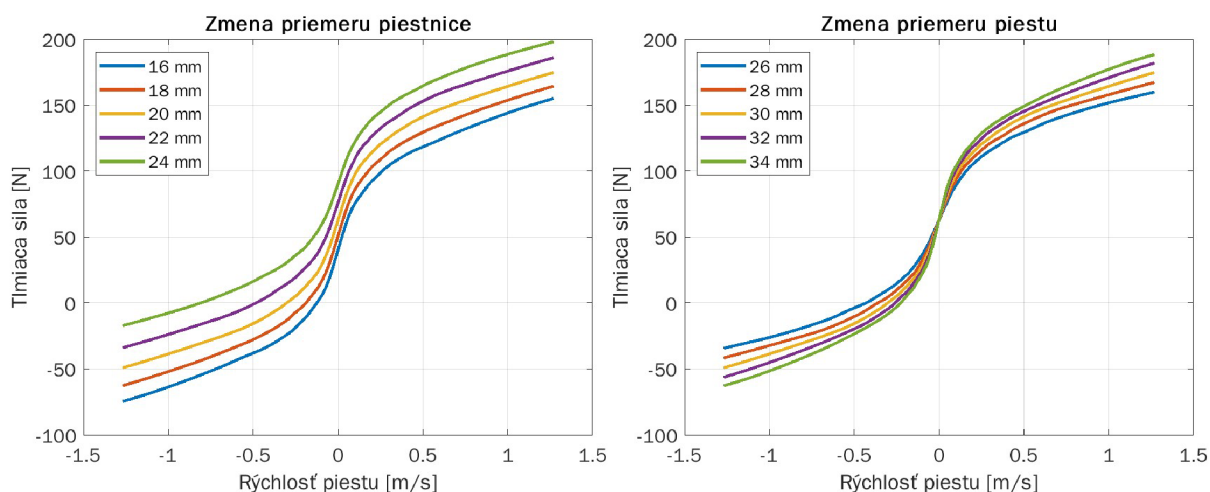
Lineárny odpor jednotlivých ventilov k sa určí zo zjednodušeného výpočtu pre tlmiacu silu. Aby tiahlo pri odpojenom stabilizátore kladlo čo najmenší odpor, jeho tlmiaci účinok by mal byť niekoľkonásobne nižší než tlmiaci účinok tlmičov. Na obr. 36 je zobrazená závislosť tlmiacej sily na rýchlosti piestu pre virtuálne tlmiče použité pri simuláciách. Priebeh tlmiacej sily pre stláčanie a rozťahovanie je symetrický, čo znamená symetrické správanie ventilov. Pre jednotlivé ventily je preto uvažovaný rovnaký odpor pre stláčanie a rozťahovanie. Pre každú rýchlosť, pre ktorú je definovaná tlmiaca sila, bola dosadená tlmiaca sila rovná 2,5 % sily od tlmiča. Následne sa určí dostatočný rozsah prietokov a pre každú diskretnú hodnotu sa vypočíta príslušný lineárny odpor ventilov podľa:

$$\frac{k_p}{S} = \frac{F_p}{Q} \quad (16)$$

Plocha vyvolávajúca prietok je pre jednotlivé rozmerové varianty rôzna, je preto dosadená až do vzťahoch pre výpočet sily, resp. tlaku. Pre následné výpočty rozmerových variant tiahla sa vypočíta prietok cez jednotlivé ventily a interpoláciou z výsledkov medzivýpočtu sa určia jednotlivé odpory. Výsledné priebehy tlmiacich síl pre jednotlivé varianty tiahla sú zobrazené na obr. 37 a 38. Kladná rýchlosť predstavuje stláčanie tiahla a záporná jeho rozťahovanie. Priebehy tlmiacej sily boli počítané iba pre zmenu priemerov piestnice a piestu. Výška piestu, resp. dĺžka tiahla, nemajú na veľkosť tlmiacej sily žiaden vplyv. Pretlak v rezervoári vystupuje v rovniciach pre tlmiacu silu iba ako konštanta, jeho zmena by krivky posúvala rovnobežne s osou y bez vplyvu na ich priebeh. Zmena priemeru piestnice ovplyvňuje prietoky Q_P aj Q_F , avšak s opačným efektom. Menší priemer piestnice vyvolá menší prietok Q_P a väčší prietok Q_F , väčší priemer naopak menší prietok. Pri akejkoľvek zmene priemeru sa tlaková strata v jednej z vetiev zvýši a v druhej zníži, priebeh tlmiacej sily preto zostáva takmer bez zmeny. Omnoho väčší vplyv má prírastok sily od stlačeného plynu spôsobený zmenou plochy prierezu piestnice, na ktorú tlak pôsobí. Zmena priemeru piestnice má teda na priebeh tlmiacej sily podobný vplyv ako zmena pretlaku v rezervoári. Pri zmene priemeru piestu sa nemení prietok Q_F , výrazne sa však mení prietok Q_P , a tým sa mení aj priebeh tlmiacej sily. Prítomnosť dodatočného ventilu pri aktívnom tiahle zvýšila tlmiacu silu pre všetky rozmerové varianty.



Obr. 37 Tlmiaca sila tiaha v závislosti na rozmerových parametroch pre odpojiteľné tiaho

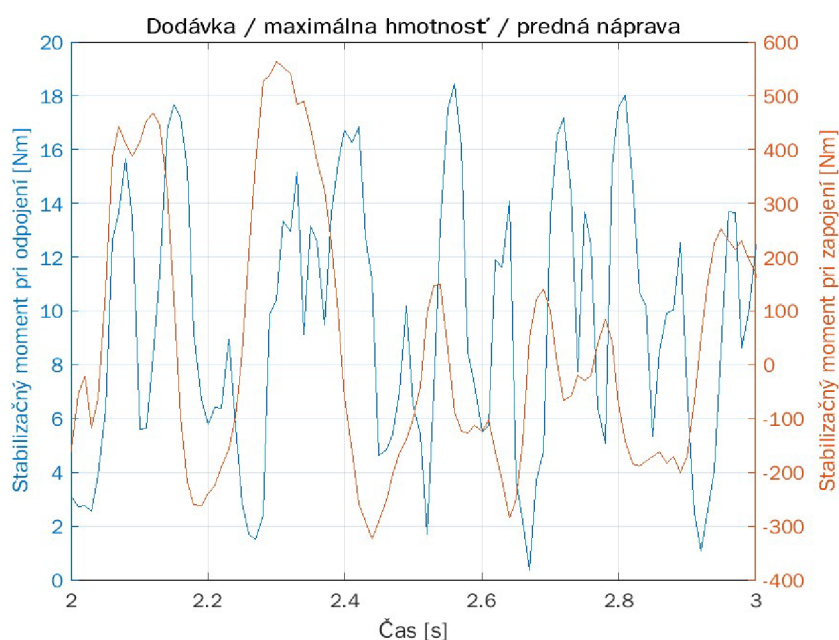


Obr. 38 Tlmiaca sila tiaha v závislosti na rozmerových parametroch pre odpojené aktívne tiaho

Na určenie stabilizačného momentu od tlmiacej sily boli použité výsledky zo simulácie prejazdu nerovnou vozovkou. Stabilizačný moment pre zapojený stabilizátor sa z výsledkov jedoducho prevzal. Priebeh momentu pri odpojení sa získal interpoláciou z priebehu tlmiacej sily pre základné rozmery tiaha. Rýchlosť zmeny dĺžky tiaha sa získala z priebehu uhlovej rýchlosti deformácie stabilizátora (v radiánoch za sekundu) vynásobením príslušnou dĺžkou ramena. Pre ilustráciu rozdielnych priebehov stabilizačných momentov pri odpojení a zapojení je na obr. 39 porovnanie pre prednú nápravu dodávky pri maximálnej hmotnosti. Stabilizačný moment pri odpojení mení svoj smer s dvojnásobne vyššou frekvenciou, pretože je funkciou uhlovej rýchlosti stabilizátora. Vplyvom pretlaku v rezervoári má konštantne kladný smer. Stabilizačný moment v pripojenom stave je funkciou uhlovej deformácie stabilizátora. Vypočítané RMS hodnoty momentov sú uvedené v tab. 7. Pomer hodnôt pre zapojený a odpojený stabilizátor sa pohybuje v rozmedzí od 3,92 % do 14,1 %. Pre čo najmenší moment v odpojenom stave je potrebné aby tiaho kladlo pri zmene dĺžky minimálny odpor, takže musí byť minimalizovaný buď odpor ventilov alebo prietok. Pri jazde na hladkej vozovke nedosahuje rýchlosť zmeny dĺžky tiaha dostatočné hodnoty na výrazné ovplyvnenie jazdných vlastností, a to ani pri dynamických manévroch (najvyššie zaznamenané rýchlosti pri úhybnom manévri boli na prednej náprave menšie než 0,1 m/s a na zadnej náprave menšie než 0,25 m/s).

Tab. 7 Porovnanie RMS hodnôt stabilizačných momentov pre zapojenom a odpojenom stabilizátore

		Kompakt		Dodávka		SUV	
		L	H	L	H	L	H
RMS hodnota stabilizačného momentu pri zapojení [Nm]	Predná náprava	115,3	111,1	242,8	265,3	203,8	219,9
	Zadná náprava	126,2	153	217,4	268,1	159,2	181,2
RMS hodnota stabilizačného momentu pri odpojení [Nm]	Predná náprava	10,5	10,6	10,6	10,4	10,6	10,5
	Zadná náprava	17,8	18,1	17	17,5	16,8	17
Pomer momentov [%]	Predná náprava	9,11	9,54	4,37	3,92	5,20	4,77
	Zadná náprava	14,10	11,83	7,82	6,53	10,55	9,38



Obr. 39 Porovnanie priebehov stabilizačného momentu pri odpojenom a zapojenom stabilizátore

5.4 PARAMETRE ČERPADLA

Hodnoty veličín používané pre výpočty čerpadla sú získané zo simulácie úhybného manévru. Požadovaný tlak, ktorý musí byť čerpadlo schopné vyvinúť, sa vypočíta z Pascalovho zákona dosadením axiálnej sily a plochy prierezu piestnice. Výsledné tlaky pre základnú rozmerovú variantu tiahla sú uvedené v tab. 8. Pri návrhu treba brať do úvahy vplyv pretlaku v zásobníku – pri stláčaní tiahla pôsobí proti pohybu, čím zvyšuje potrebný tlak ktorý musí čerpadlo vyvinúť. Pri rozťahovaní pôsobí pretlak súhlasne s pohybom a potrebný tlak znižuje.

Tab. 8 Minimálny tlak čerpadla pre jednotlivé vozidlá

Tiahlo	Kompakt [MPa]	Dodávka [MPa]	SUV [MPa]
Predné	6,30	9,33	8,09
Zadné	4,68	9,55	5,51

Prietok potrebný pre danú rýchlosť zmeny smeru, resp. rýchlosť zmeny dĺžky tiahla, je určený prietokom Q_F . Pre maximálne možné obmedzenie klopenia karosérie musí tiahlo zmeniť dĺžku z jednej krajnej polohy do druhej (tj. celý rozsah pohybu, čo pri základnej variante rozmerov predstavuje 80 mm) za čas medzi nasledujúcimi maximálnymi priečnymi zrýchleniami v opačných smeroch. Pre obe hmotnostné varianty testovaných vozidiel so stabilizátormi sa tento čas pohyboval v rozmedzí 0,65 až 0,7 sekundy. Výsledné prietoky pre všetky priemery piestnice uvedené v tab. 9 boli vypočítané pri uvažovaní najkratšieho zaznamenaného času.

Tab. 9 Potrebný prietok čerpadla pre jednotlivé priemery piestnice

Priemer piestnice [mm]	16	18	20	22	24
Prietok [l/s]	0,025	0,031	0,039	0,047	0,056

5.5 KAVITÁCIA

Kavitácia olejovej náplne môže nastať v miestach, kde absolútny tlak poklesne na úroveň tlaku nasýtených pár. To môže nastať buď v blízkosti vyústení ventilov kvôli tlakovým stratám, alebo vo vedení kvôli vysokej strednej rýchlosti prúdenia. Aby kavitácia nevznikla, nesmie absolútny tlak v systéme klesnúť pod hodnotu atmosférického tlaku, a to ani v prípade, ak je bod varu oleja mimo prevádzkového rozsahu teplôt. Vychádzajúc z rovnakých predpokladov ako pri výpočte tlmiacej sily (rýchlosť prúdenia v rezervoári odkiaľ prúdi olej je nulová a tlak v mieste maximálnej rýchlosti prúdu v najužšom mieste je rovnaký ako tlak v druhom rezervoári), sa absolútne tlaky olejovej náplne v jednotlivých komorách pre odpojiteľný stabilizátor vypočítajú podľa [5]:

$$p_{CC}^c = p_G + p_{atm} + k_F \cdot Q_F + k_C \cdot (Q_F + Q_P) \quad (17)$$

$$p_{EC}^c = p_G + p_{atm} + k_F \cdot Q_F - k_P \cdot Q_P \quad (18)$$

$$p_{CC}^e = p_G + p_{atm} - k_F \cdot Q_F - k_C \cdot (Q_F + Q_P) \quad (19)$$

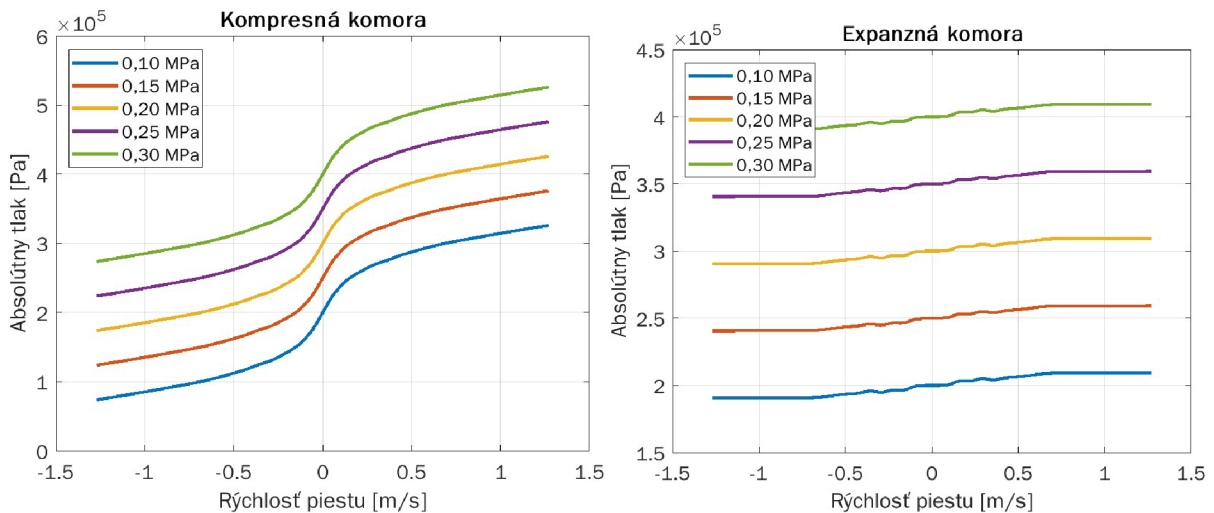
$$p_{EC}^e = p_G + p_{atm} - k_F \cdot Q_F + k_P \cdot Q_P \quad (20)$$

kde horný index tlaku c , resp. e označuje stláčanie, resp. rozťahovanie tiahla, a dolný index CC , resp. EC označuje kompresnú, resp. expanznú komoru. Pre aktívny systém umožňujúci odpojenie majú rovnice pre expanznú komoru tvar:

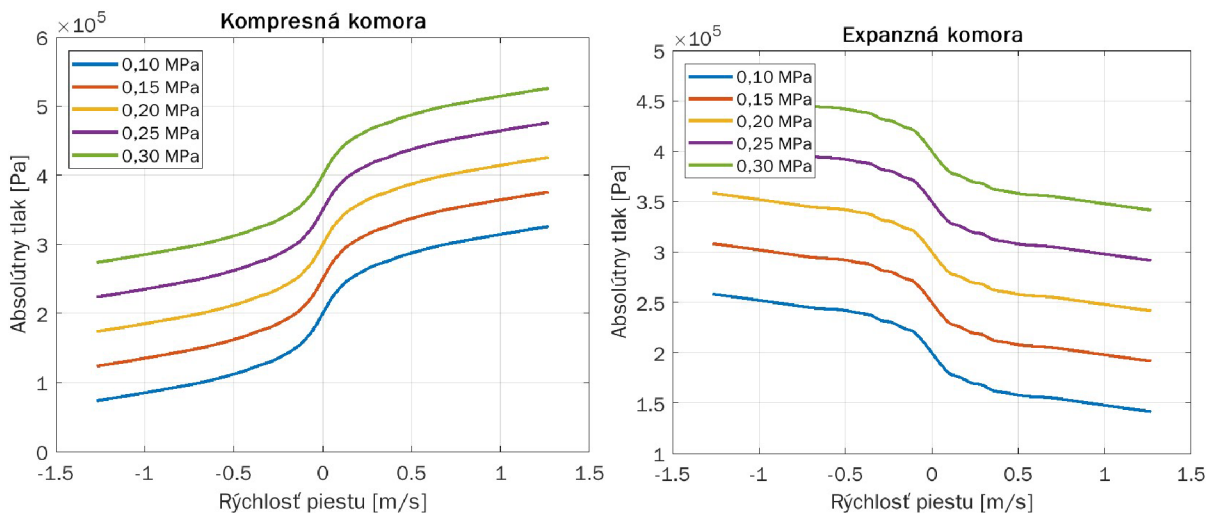
$$p_{EC}^c = p_G + p_{atm} + k_F \cdot Q_F - 2 \cdot k_P \cdot Q_P \quad (21)$$

$$p_{EC}^e = p_G + p_{atm} - k_F \cdot Q_F + 2 \cdot k_P \cdot Q_P \quad (22)$$

Pri zmene pretlaku v rezervoári (obr. 40 a y41 sa priebeh tlakov v tiahle nemení, iba sa posúva o hodnotu pretlaku. Najnižší tlak sa pre základnú rozmerovú variantu tiahla vyskytuje v kompresnej komore pri rozt'ahovaní, kedy do nej olej prúdi z expanznej komory aj rezervoára. Pri nedostatočnom pretlaku hrozí kavitácia v blízkosti vyústení ventilov. Dodatočný ventil v aktívnom tiahle má pri odpojení vplyv na priebeh tlaku iba v expanznej komore a zmena pretlaku v rezervoári má rovnaký efekt ako v prípade rýdzo odpojiteľnej verzie.



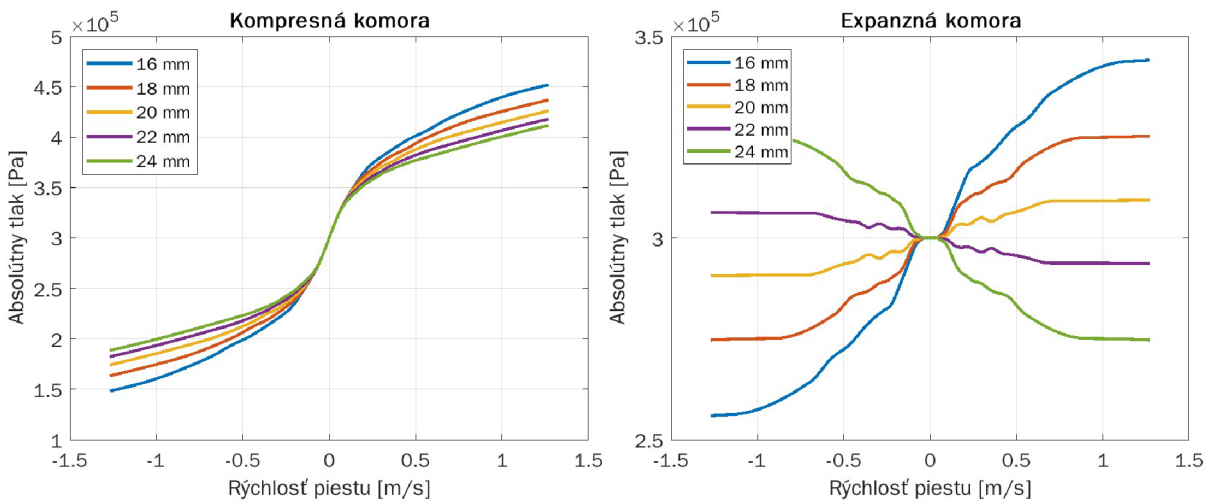
Obr. 40 Priebeh tlakov v odpojiteľnom tiahle pri rôznych pretlakoch v rezervoári



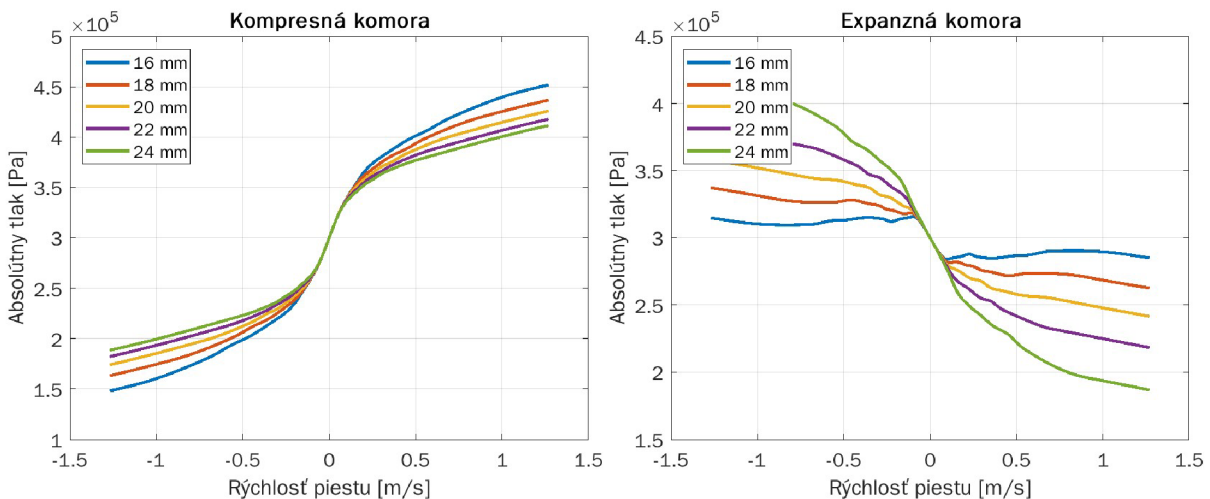
Obr. 41 Priebeh tlakov v odpojenom aktívnom tiahle pri rôznych pretlakoch v rezervoári

Zväčšením priemeru piestnice (obr. 42 a 43) sa v kompresnej komore zvýšil rozsah zaznamenaných tlakov, a tým pádom aj znížil minimálny dosiahnutý tlak. V expanznej komore pri zväčšení priemeru došlo k zníženiu rozsahu tlakov, a po prekročení pomeru rozmerov, pri ktorých sa mení pomer prietokov Q_F a Q_P , dochádza k obráteniu závislosti tlaku na rýchlosti. Najmenší dosiahnutý tlak nastal pri najväčšom priemere, bol však stále vyšší než v kompresnej komore, ktorá zostáva kritickým miestom. Pri odpojenom aktívnom tiahle má zmena priemeru opačný vplyv na tlak v expanznej komore – zväčšením priemeru narastá

rozsah tlakov a krivka má pre všetky priemery opačný priebeh. Priebeh tlaku v kompresnej komore je rovnaký ako pre odpojiteľné tiahlo.

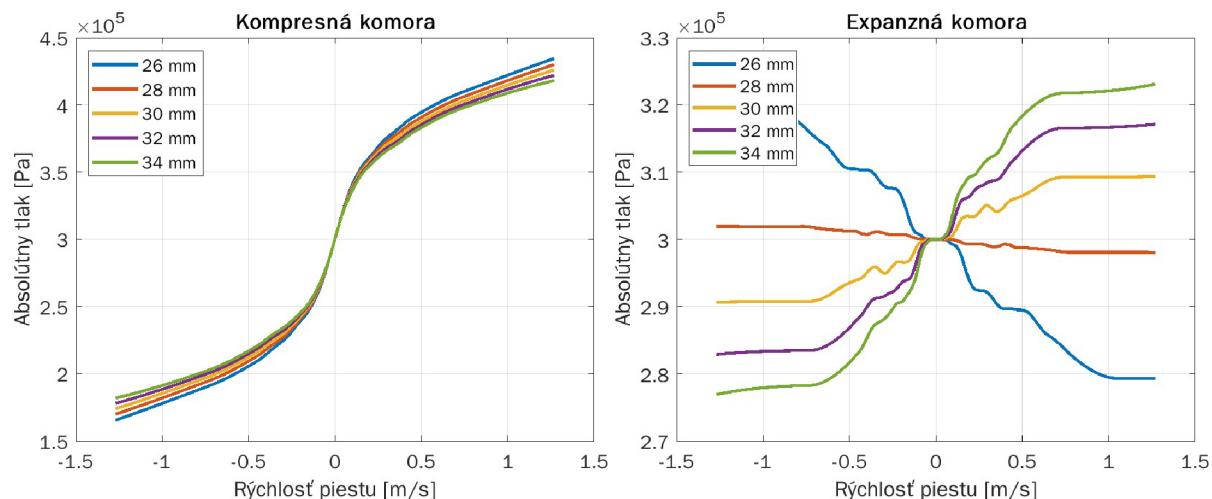


Obr. 42 Priebeh tlakov v odpojiteľnom tiahle v závislosti na priemere piestnice

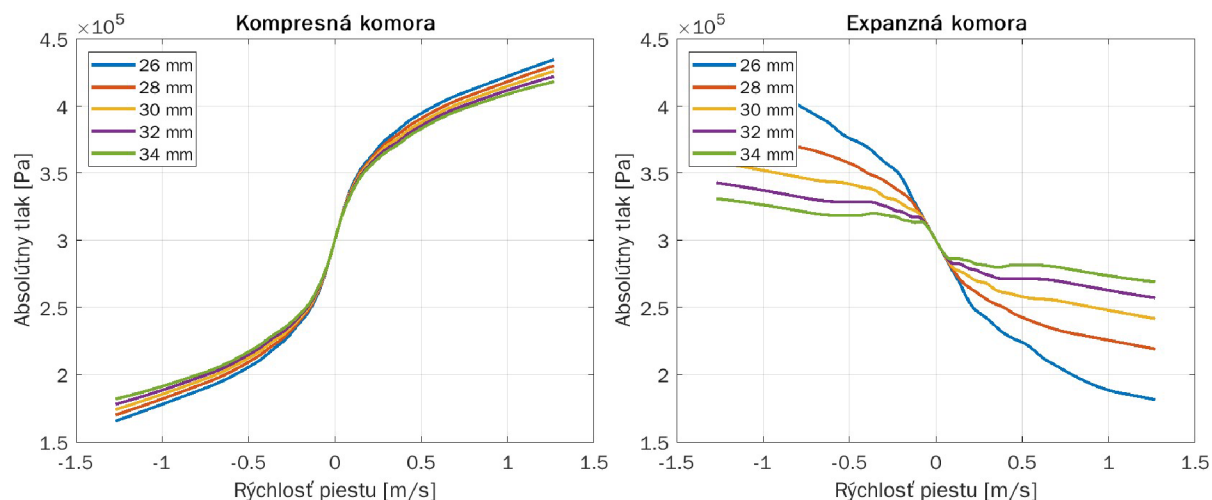


Obr. 43 Priebeh tlakov v odpojenom aktívnom tiahle v závislosti na priemere piestnice

Zväčšenie priemeru piestu (obr. 44 a 45) mierne zvyšuje nárast, resp. pokles tlaku v kompresnej komore pri vyšších rýchlostiach. Výrazná zmena spomínaného prietoku má významný vplyv na priebeh tlaku v expanznej komore. Zväčšovanie priemeru vedie k väčšiemu nárastu, resp. poklesu tlaku a pri zmenšení priemeru pod určitú hranicu dôjde podobne ako v prípade zmeny priemeru piestnice k obráteniu závislosti. Pri odpojenom aktívnom tiahle opäť platí obrátená závislosť rozsahu tlaku na priemere piestu, kedy väčší priemer vyvolá väčší rozdiel tlakov a nedochádza k prevráteniu pomeru prietokov. Priebeh tlaku v kompresnej komore je rovnaký ako pre odpojiteľné tiahlo.



Obr. 44 Priebeh tlakov v odpojitel'nom tiahle v závislosti na priemere piestu



Obr. 45 Priebeh tlakov v odpojenom aktivnom tiahle v závislosti na priemere piestu

Všeobecne sa dá konštatovať, že najnižší tlak nastáva vždy v tej komore, do ktorej prúdi olej z rezervoára, resp. druhej komory. Pri stláčaní sa jedná o expanznú a pri rozťahovaní kompresnú komora, pričom kritický tlak nastane pri nevhodnom dimenzovaní alebo nedostatočnom pretlaku blízko vyústení ventilov v kompresnej komore. Pri vzájomnom porovnaní sú obe koncepčné varianty tiahla umožňujúce odpojenie odlišné iba v priebehu tlaku v expanznej komore. Nižší tlak je dosahovaný pri aktívnej variante s možnosťou odpojenia. V prípade najmenšieho priemeru piestu, resp. najväčšieho priemeru piestnice je minimálny tlak v expanznej komore pri stláčaní na úrovni najnižšieho tlaku v kompresnej komore pri rozťahovaní, a kavitácia môže pri nevhodnom dimenzovaní nastať v ktorejkoľvek komore.

ZÁVER

Prvá časť práce sa venovala detailnému popísaniu dynamiky klopenia karosérie vozidla pri priečnom zrýchlení vrátane vplyvu na jazdné vlastnosti. V tejto časti bol taktiež vysvetlený účel priečného stabilizátora, jeho vplyv pri rôznych jazdných situáciách a rôzne možné konštrukčné usporiadania. Nakoniec boli porovnané systémy na aktívnu stabilizáciu, resp. odpájanie stabilizátorov používané rôznymi výrobcami vrátane zhodnotenia prínosu týchto systémov.

Ďalšia časť práce sa venovala vykonaným simuláciám, ktoré potvrdili, že prítomnosť priečného stabilizátora znižuje klopenie karosérie a pri vhodnej voľbe pomeru tuhostí stabilizátorov na jednotlivých nápravách zároveň znižuje potrebný uhol natočenia volantu (obzvlášť pri hodnote priečného zrýchlenia blízkom 1g). Popísané zlepšenie jazdných vlastností so sebou neprináša badateľné zhoršenie komfortu alebo ovládateľnosti pri jazde po nerovnej vozovke. Prínos stabilizátorov je najvýraznejší pri ťažkých vozidlách s vysokou polohou ťažiska. Zvýšením celkovej klopnej tuhosti sa zároveň znižuje riziko prevrátenia vozidla pri dynamických manévroch. Príliš tuhý stabilizátor však môže v určitých prípadoch spôsobiť náhly nedotáčavý alebo pretáčavý šmyk. Pri jazde terénom zároveň stabilizátor znižuje schopnosť vozidla udržať všetky kolesá v kontakte so zemou. Keďže osobné a obzvlášť nákladné vozidlá musia zvládnuť rôzne jazdné situácie a zároveň sa ich celková hmotnosť a poloha ťažiska mení v závislosti od zaťaženia, je veľmi vhodné, aby boli aspoň na jednej z náprav vybavené systémom umožňujúcim v závislosti na situácii a obsadenosti vozidla meniť počas jazdy tuhosť stabilizátora a v určitých prípadoch ho úplne odpojiť.

V nasledujúcej časti práce bola pre vlastný návrh systému pre aktívnu stabilizáciu bola kvôli jednoduchšej zástavbe zvolená koncepcia jednoduchého skrutného stabilizátora s jedným alebo oboma hydraulickými tiahľami s premenlivou dĺžkou. V závislosti od použitia boli navrhnuté tri varianty, vrátane popisu rôznych možných princípov funkcie.

Následne bol preskúmaný vplyv kľúčových návrhových rozmerov na vlastnosti tiahla. Hlavným cieľom pri konkrétnom konštrukčnom návrhu by malo byť minimalizovanie rozdielu medzi priemerom piestnice a priemerom piestu s dôrazom na minimálny možný priemer piestnice vzhľadom na pevnosť, únavu a vzpernú stabilitu. Takéto dimenzovanie zníži tlmiacu silu pri odpojení tiahle, minimalizuje pokles tuhosti stabilizátora pri pevnom pripojení a zníži požadovaný tlak a prietok čerpadla. Zároveň umožní zamedziť vznik kavitácie pri odpojení stabilizátora vyšším pretlakom v rezervoári bez vzniku výraznej tlakovej sily roztahujúcej tiahlo. Spojenia medzi jednotlivými komorami by mali byť navrhované tak, aby kládli prúdeniu čo najmenší odpor a nevyvolávali dostatočný pokles tlaku na vznik kavitácie.

Výsledky tejto práce môžu poslúžiť ako podklad pre vytvorenie modelu navrhnutého systému v multibody softvéri a odladiť jeho riadiaci algoritmus pre rôzne jazdné situácie, prípadne pre tvorbu konkrétneho konštrukčného návrhu pre zástavbu do vozidla. Pre konštrukčný návrh by pre dosiahnutie reprezentatívnejších výsledkov výpočtu tlakov bolo vhodné fyzicky alebo virtuálne (pomocou CFD) otestovať závislosť tlakovej straty na prietoku pre konkrétny tvar ventilov a zahrnúť vo výpočte tlakové straty vo vedení.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *audi-mediacy.com* [online]. Multifaceted personality: predictive active suspension in the A8 flagship model. Ingolstadt: AUDI AG. 07/18/19 [cit. 2021-7-7]. Dostupné z: <https://www.audi-mediacy.com/en/press-releases/multifaceted-personality-predictive-active-suspension-in-the-a8-flagship-model-11905>
- [2] BARNETT, Josh. Technology explained: Porsche Dynamic Chassis Control. *total911.com* [online]. Bath (UK): Future Publishing Limited. 28 May 2014 [cit. 2021-7-7]. Dostupné z: <https://www.total911.com/technology-explained-porsche-dynamic-chassis-control/>
- [3] *BWIGroup.com* [online]. Active Stabilizer Bar Systems. Kettering: BWI Group. ©2019 [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: <https://www.bwigroup.com/active-stabilizer-bar-systems/>
- [4] *citroencarclub.org.uk* [online]. Hydractive suspension. Northampton: Wire Wheels Webbers Ltd. ©2021 [cit. 2021-7-7]. Dostupné z: <https://citroencarclub.org.uk/hydractive-suspension/>
- [5] DIXON, John C. *The shock absorber handbook*. Second edition. Chichester: John Wiley & Sons. 2007. xi. 415 s. ISBN 978-0-470-51020-9.
- [6] GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 495 s. ISBN 1-56091-199-9.
- [7] *greencarcongress.com* [online]. New BWI Roll Control System Improves Handling and Safety While Cutting Weight by About 30%. Mill Valley: BioAge Group, LLC. 28 May 2010 [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2010/05/new-bwi-roll-control-system-improves-handling-and-safety-while-cutting-weight-by-about-30.html>
- [8] HALLIDAY, David, Robert RESNICK, Jearl WALKER. *Fundamentals of Physics*. Fifth Edition Extended. John Wiley & Sons, Inc. 1997. xxix. 1142 s. ISBN 978-0-471-28323-2
- [9] HEYDINGER, Gary, Ronald Bixel, William Garrott, Michael Pyne et al. Measured Vehicle Inertial Parameters-NHTSA's Data Through November. *SAE Technical Paper Series*. 1999. ISSN 0148-7191
- [10] JACQUOT, Josh. Explained: The Myriad Ways Modern Vehicles Control Body Roll. In: *Car and Driver* [online]. Chamblee: HearstAutos, Inc. Apr 5, 2018 [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/features/a19692229/explained-the-myriad-ways-modern-vehicles-control-body-roll-feature/>
- [11] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily 1: Podvozky*. 2. vydanie. Brno: Avid, spol s. r. o. 2009. 245 s. ISBN 978-80-871-4311-7.
- [12] LEVIKOV, Yuri. The Humble Champion. In: *drivetribe.com* [online]. London: W. Chump & sons. 2016-11-29 [cit. 2021-7-7]. Dostupné z: https://drivetribe.com/p/the-humble-champion-FSsUvLb_S9mQGtHkBMPPFQ?iid=EkpsXZz7Qm-rWlPiEvmeA

- [13] MASON, Evan. Diagram of two types of adjustable antiroll bars. In: *en.wikipedia.org* [online]. Wikimedia Foundation, Inc. 13 June 2014 [cit. 2022-4-22]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Anti-roll_bar#/media/File:Antiroll_Bar2.svg
- [14] *media.daimler.com* [online]. Active Body Control: New Mercedes coupé comes with the very best chassis technology as standard. Stuttgart: Daimler AG. Sep 4, 2006 [cit. 2021-7-7]. Dostupné z: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Active-Body-Control-New-Mercedes-coup-comes-with-the-very-best-chassis-technology-as-standard.xhtml?oid=9911505>
- [15] *media.daimler.com* [online]. The new Mercedes-Benz S-Class - The aspiration: the best automobile in the World. Stuttgart: Daimler AG. May 15, 2013 [cit. 2021-7-7]. Dostupné z: <https://web.archive.org/web/20150102191601/http://media.daimler.com/dcmedia/0-921-1549267-1-1597435-1-0-0-0-0-11702-0-0-1-0-0-0-0-0.html>
- [16] MILLIKEN, William and Douglas MILLIKEN. *Race Car Vehicle Dynamics*. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.
- [17] REIMPELL, Jörn, Helmut STOLL and Jürgen BETZLER. *The Automotive Chassis*. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.
- [18] SCHWEINSBERG, Christie. Toyota Hopes Dynamic Suspension Boosts Land Cruiser. *Ward's AutoWorld*. 2007. ISSN 0043-0315
- [19] SHERMAN, Don. McLaren's Proactive Chassis Control Suspension Is the Anti Anti-Roll Bar. In: *Car and Driver* [online]. Chamblee: HearstAutos, Inc. Jun 22, 2011 [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/features/a15123918/the-anti-anti-roll-bar-tennecos-kinetic-suspension-explained-feature/>
- [20] STRÄßBERGER, Michael and Jürgen Guldner. BMW's Dynamic Drive: An Active Stabilizer Bar System. *IEEE Control Systems Magazine*. August 2004. s. 28-29. ISSN 0272-1708.
- [21] *suspensionsecrets.co.uk* [online]. 2017-11-11 (modified 2020-12-31) [cit. 2021-7-11]. Dostupné z: <https://suspensionsecrets.co.uk/anti-roll-bars-2/>
- [22] VISNIC, Bill. Active roll stabilisation introduced for Audi's large crossovers. In: *SAE International* [online]. Warrendale: SAE International. 2020-09-10 [cit. 2022-4-21]. Dostupné z: <https://www.sae.org/news/2020/09/audi-active-roll-stabilization>
- [23] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [24] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [25] Xantia Activa schéma zapojení a konstrukce náprav. In: *citroeny.cz* [online]. 19. lis 2010 [cit. 2022-4-28]. Dostupné z: <http://forum.citroeny.cz/viewtopic.php?f=82&t=2362>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

d	[mm]	Priemer piestnice
D	[mm]	Vnútorý priemer plášťa
d_u	[mm]	Priemer uloženia tiahla
F	[N]	Sila vyvolaná zmenou dĺžky tiahla
F_p	[N]	Tlaková sila
F_{pC}	[N]	Tlaková sila pri stláčaní
F_{pE}	[N]	Tlaková sila pri rozťahovaní
h	[mm]	Výška piestu
k	[kg·mm ⁻¹]	Tuhosť tiahla
k_C	[Pa·s·m ⁻³]	Lineárny odpor riadiaceho ventilu pri celkovom prietoku
k_F	[Pa·s·m ⁻³]	Lineárny odpor spätného ventilu
k_p	[Pa·s·m ⁻³]	Lineárny odpor ventilu
k_P	[Pa·s·m ⁻³]	Lineárny odpor riadiaceho ventilu
L	[mm]	Osová vzdialenosť uložení tiahla
l	[mm]	Vnútorá dĺžka tiahla
l_0	[mm]	Dĺžka zasunutej časti piestnice
M	[N·m]	Moment vyvolaný zmenou dĺžky tiahla
m_1	[kg]	Odpružená hmota vozidla
m_2	[kg]	Neodpružená hmota vozidla
p_{atm}	[Pa]	Atmosférický tlak
p^{c}_{CC}	[Pa]	Absolútny tlak v kompresnej komore pri stláčaní
p^{c}_{EC}	[Pa]	Absolútny tlak v expanznej komore pri stláčaní
p^e_{CC}	[Pa]	Absolútny tlak v kompresnej komore pri rozťahovaní
p^e_{EC}	[Pa]	Absolútny tlak v expanznej komore pri rozťahovaní
p_g	[Pa]	Pretlak v rezervoári
Q	[l·s ⁻¹]	Prietok cez ventil
Q_F	[l·s ⁻¹]	Prietok medzi kompresnou komorou a rezervoárom
Q_P	[l·s ⁻¹]	Prietok medzi expanznou a kompresnou komorou
r	[mm]	Dĺžka ramena stabilizátoru
S	[mm ²]	Obsah plochy vyvolávajúcej tlak/prúdenie
S_A	[mm ²]	Plocha prierezu piestu (bez otvorov)
S_R	[mm ²]	Plocha prierezu piestnice

v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rýchlosť pohybu piestu
V'	$[\text{mm}^3]$	Zmena vnútorného objemu tiahla
V_0	$[\text{mm}^3]$	Vnútorný objem tiahla v počiatočnej polohe
x	$[\text{mm}]$	Zmena dĺžky tiahla
x_1	$[\text{mm}]$	Súradnica ťažiska odpružených hmôt
x_2	$[\text{mm}]$	Súradnica ťažiska neodpružených hmôt
x_T	$[\text{mm}]$	Súradnica ťažiska vozidla
α	$[\text{°}]$	Uhlová výchylka stabilizátoru
α_{rad}	$[\text{rad}]$	Uhlová výchylka stabilizátoru
β	$[\text{MPa}^{-1}]$	Stlačiteľnosť oleja
Δp	$[\text{Pa}]$	Tlaková strata
Δp_{FC}	$[\text{Pa}]$	Tlaková strata na pätnom ventile pri stláčaní
Δp_{FE}	$[\text{Pa}]$	Tlaková strata na pätnom ventile pri rozťahovaní
Δp_{PC}	$[\text{Pa}]$	Tlaková strata na piestnom ventile pri stláčaní
Δp_{PE}	$[\text{Pa}]$	Tlaková strata na piestnom ventile pri rozťahovaní
ΔV	$[-]$	Relatívna zmena vnútorného objemu tiahla
κ	$[\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}]$	Celková torzná tuhosť stabilizátoru s tiahlom
κ_s	$[\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}]$	Torzná tuhosť stabilizátoru
κ_t	$[\text{Nm}\cdot\text{rad}^{-1}]$	Torzná tuhosť tiahla na ramene stabilizátoru

SEZNAM PŘÍLOH

1	Odkaz na výsledky simulací (ADAMS results file)	vysledky_adams.txt
2	Výpočet tuhosti tiahla (MATLAB script)	tuhost.m
3	Výpočet tlmiacej sily a tlaku v tiahle (MATLAB script)	tlmiaca_sila_tlak.m
4	Výpočet RMS priečných zrýchlení (MATLAB script)	RMS.m
5	Stabilizačné momenty a rýchlosti zmeny dĺžky tiahla (html)	M_v.rar
6	Parametre vozidel a tiahla (MS Excel XLSX súbor)	data.xlsx