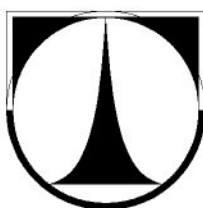




TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



MODEL SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ VOZIDLA TYPU STEER BY WIRE

doktorská disertační práce

Studijní program:

P2302 Stroje a zařízení

Studijní obor

2302V010 Konstrukce strojů a zařízení

Doktorand:

Ing. Robert Voženílek

Školitel:

doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

Liberec 2010



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji školiteli doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc. z katedry vozidel a motorů na Technické univerzitě v Liberci za vedení celého mého doktorandského studia, za odbornou pomoc a za připomínky při zpracování disertační práce.

Rovněž děkuji všem pracovníkům katedry vozidel a motorů a Ing. Martinu Lachmanovi, PhD. za pomoc a náměty.

Práce vznikla za podpory projektu Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy České republiky - výzkumný záměr č. MSM 46 74788501.



PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou doktorskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé doktorské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li doktorskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Doktorskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím doktorské práce.

Datum

Podpis

ANOTACE

MODEL SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ VOZIDLA TYPU STEER BY WIRE

Disertační práce se věnuje popisu a rozboru současného stavu používání systémů typu steer by wire – vozidel směrově řízených po drátě. U systémů typu steer by wire je vynechána pevná mechanická vazba mezi volantem a mechanismem směrového řízení.

V práci je popsáno zkušební zařízení vlastní konstrukce umožňující zkoumat uvedený systém a jeho vlastnosti v laboratorních podmínkách. Zkoušky na zkušebním zařízení vytvoří vhodný základ v nastavení a ověření takového systému před zabudováním do reálného vozidla.

Na zkušební zařízením byla posuzována elektrohydraulická varianta systému steer by wire sestavená z komponentů průmyslové hydrauliky. Zkoumaná elektrohydraulická varianta posloužila jako vhodný základ pro studium parametrů možného uspořádání systému směrového řízení vozidla.

Klíčová slova: steer by wire, hydraulika, zkušební zařízení

ANNOTATION

“STEER-BY-WIRE” VEHICLE’S DIRECTIONAL CONTROL MODEL

The dissertation deals with a description and an analysis of the current status in the area of the steer-by-wire system application. Steer-by-wire systems mean the end of the mechanical connection between the steering wheel and the directional control mechanism.

The work describes our proprietary test stand that enables to study the system and its characteristics in laboratory conditions and create an adequate foundation before the integration of such a system into a real vehicle.

The test stand was used to study an electro-hydraulic version of the system composed of the industrial hydraulic components. The investigated electro-hydraulic version served as an adequate base for the study of a potential structure of the vehicle’s directional control system.

Key words: steer by wire, hydraulics, test stand

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

b_p	maximální šířka styku pneumatiky s vozovkou (podložkou)	$[m]$
d_p	maximální délka styku pneumatiky s vozovkou (podložkou)	$[m]$
dt	přírůstek času	$[s]$
dx_i	přírůstek vzdálenosti vysunutí hydraulického válce	$[m]$
F_z	zatížení pneumatiky	$[N]$
$L1$	vzdálenost měřená laserovým měřidlem 1	$[m]$
$L2$	vzdálenost měřená laserovým měřidlem 2	$[m]$
$L3$	vzdálenost (rozteč) laserových měřidel	$[m]$
M_v	vratný moment	$[N.m]$
p_{ai}	tlak na jedné straně hydraulického válce	$[Pa]$
p_{bi}	tlak na druhé straně hydraulického válce	$[Pa]$
p_i	tlakový spád v hydraulickém válci	$[Pa]$
P_i	výkon	$[W]$
Q_i	průtok	$[m^3/s]$
S_i	příslušná plocha hydraulického válce	$[m^2]$
t	čas	$[s]$
T	maximální čas	$[s]$
$u(t)$	hodnota měřeného signálu v daném čase	$[V]$
$u(\tau)$	hodnota vypočteného signálu v daném čase	$[V]$
v	rychlost vozidla	$[km/h]$
v_i	rychlost vysouvání hydraulického válce	$[m/s]$
α	úhel natočení kola	$[rad]$
μ	součinitel adheze	$[-]$



OBSAH

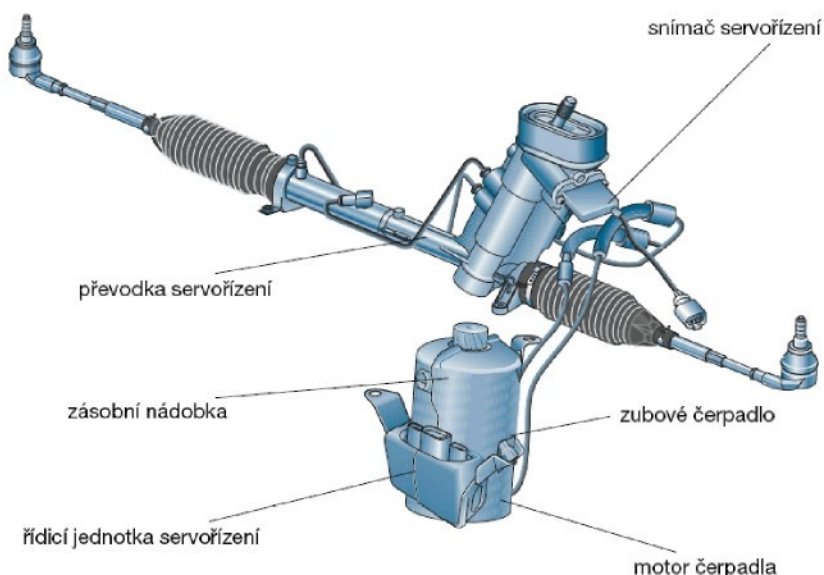
1	ÚVOD	8
2	SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY	10
2.1	Směrové řízení typu by wire ve vzduchu	10
2.2	Směrové řízení u vozidel	10
2.3	Aktivní systémy směrového řízení	14
2.3.1	Systém firem Robert Bosch GmbH a ZF Friedrichshafen AG	14
2.3.2	Koncept systému Global Chassis Control (GCC) společnosti Continental Automotive Systems	17
2.3.3	Steer by wire v systému 4WS (Four-Wheel Steering)	20
2.3.4	Koncepty vozidel se systémem steer by wire na přední nápravě	21
2.3.5	Projekt SPARC - Secure Propulsion using Advanced Redundant Control a projekt SKF	23
2.3.6	Citroën	24
2.3.7	Koncepty steer by wire dalších výrobců	25
2.3.8	Bezpečnost systémů	26
3	CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	27
4	ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ PRO ZKOUŠENÍ SYSTÉMŮ SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ VOZIDEL	28
4.1	Zkušební zařízení pro ověřování funkce směrových řízení v laboratorních podmínkách	28
4.2	Návrh vlastního zkušebního zařízení	30
4.3	Další možnosti použití vlastního zkušebního zařízení	34
4.3.1	Připojení jiného typu nápravy	34
4.3.2	Systém bočního buzení	35
4.3.3	Měření charakteristik pneumatik	36
4.4	Návrh zkušebního zařízení pro testování systémů směrových řízení za vyšších rychlostí	37
5	MECHANISMUS SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ TYPU STEER BY WIRE	39
5.1	Rozdělení mechanismů řízení typu steer by wire	39
5.2	Výhody a nevýhody systému typu steer by wire	40
5.3	Experimentální hydraulický obvod	41
5.3.1	Servořízení vozidla Škoda ROOMSTER	41
5.3.2	Volba hydraulických prvků	42
5.3.3	Řídicí a měřicí systém hydraulického obvodu	44
5.3.4	Poloha akčních členů	46
5.3.5	Regulační systém modelu steer by wire	49



6	OVĚŘOVÁNÍ VLASTNOSTÍ SYSTÉMU	53
6.1	Frekvenční charakteristika soustavy	53
6.2	Dopravní zpoždění systému	57
6.3	Simulace „losího testu“ na experimentálním zařízení	60
6.3.1	„Losí test“ – průjezd předepsané dráhy vozidlem.....	60
6.3.2	Rychlost 60 km/h (vzorkovací frekvence 100 Hz)	64
6.3.3	Rychlost 10 km/h (vzorkovací frekvence 100 Hz)	67
6.4	Vzorkovací frekvence systému 600 Hz	70
6.5	Řízení typu MASTER a SLAVE.....	72
7	OVLÁDACÍ SÍLY NUTNÉ KE SMĚROVÉMU NATOČENÍ KOLA.....	73
8	VÝKONOVÉ POŽADAVKY NA SMĚROVÉ NATOČENÍ KOL.....	82
9	STANOVENÍ SKUTEČNÉHO ÚHLU NATOČENÍ KOLA	89
9.1.1	Metody stanovení úhlu natočení kola na zkušebním zařízení.....	90
9.1.2	Velikost skutečného úhlu směrového natočení kola.....	93
10	ZÁVĚR.....	98

1 ÚVOD

Konstrukce ovládacího systému směrového řízení je jednou z nejdůležitějších částí automobilů a vozidel vůbec. Stejně jako automobily, tak i konstrukce směrového řízení se z pohledu historického vyvíjí a zdokonaluje, ale musí plnit stále stejnou funkci: udržovat vozidlo v určitém směru a nebo směr cíleně měnit. Z počátku čistě mechanické systémy směrového řízení byly nejprve doplňovány o prvky hydraulické, následně elektrohydraulické a v poslední době stále častěji čistě elektrické. Cílem je především zvýšení komfortu řidiče snížením fyzické síly nutné k ovládní automobilu, na druhé straně je nutné zajistit pocit jeho kontaktu s vozovkou, to znamená vytvořit proměnlivou regulaci posilového účinku. Změna posilového účinku má za cíl snížit i energetickou náročnost posilovacího zařízení a tím snížit dnes tak diskutovanou spotřebu paliva, což má za následek šetrnější vliv provozu automobilů na životní prostředí.



Obr. 1: Komponenty elektrohydraulického servořízení u vozu Škoda ^[1].



Obr. 2: Uspořádání řízení s elektrickým posilovačem (TRW) [2].

Další budoucnost směrového řízení vozidel bude spjata se systémy typu steer-by-wire - řízení vozidla pomocí elektrického vodiče, které má nahradit mechanické propojení volantu s koly. Jedná se o systémy řízení, jejichž vstupním impulsem je pohyb volantu. Tento impuls je převeden na elektrickou veličinu, která je dále směrována k akčnímu členu a ten podle ní reaguje – natočí kola o příslušné velikosti na danou stranu.

Systém aktivního směrového řízení, jehož součástí bude steer by wire, poskytuje vyšší aktivní bezpečnost posádce vozidla a jeho okolí především při zvládání kritických situacích, kdy většina řidičů reaguje chybně. Použitím aktivního směrového řízení může vozidlo dosáhnout vysoké jízdní stability, neboť zásahem do směrového řízení vozidla může systém reagovat na nenadálou situaci rychleji než řidič samotný a rychleji i než vozidlo vybavené pouze samotným systémem ESP (elektronický stabilizační program - brzděním jednotlivých kol). Vstupní informací je pro řídicí jednotku systému nejenom informace od řidiče prezentovanou pohybem volantu – žádaná hodnota směrového natočení kol, ale také informace o současném jízdním stavu vozidla, především v podobě informace o rychlosti vozidla, rychlosti stáčení a bočního zrychlení vozidla. Tyto informace jsou neustále vzájemně konfrontovány a v případě překročení dovolených mezí je vyvolán řídicí jednotkou příslušný stabilizační zásah – úprava směrového natočení kol nezávislého na řidiči.

2 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

2.1 Směrové řízení typu by wire ve vzduchu



Obr. 3: První letadlo se systémem fly-by-wire ^[3].

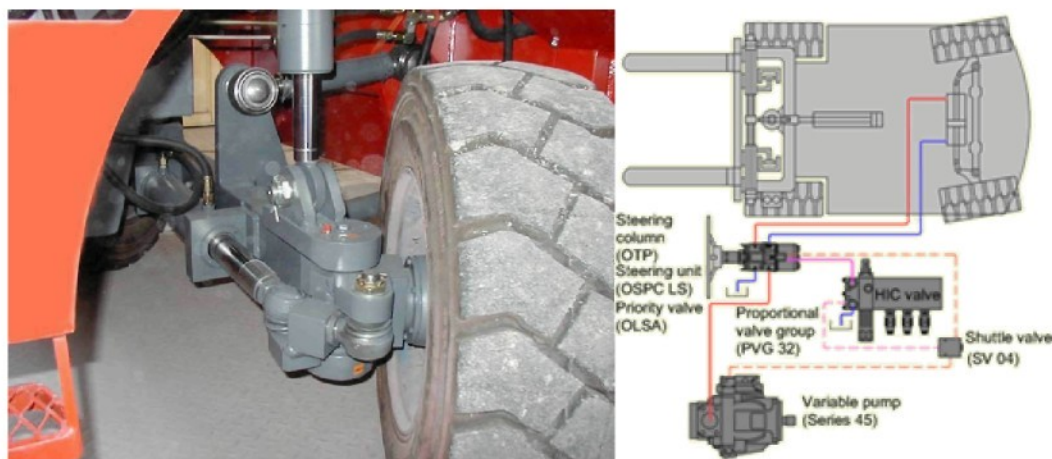
Některé poznatky z kosmického a leteckého průmyslu jsou postupně převáděny i do „pozemských“ aplikací. V roce 1972 provedla NASA první funkční ověření systému fly by wire, které předznamenalo současnost v ovládání letadel. V oblasti směrového řízení lze vidět určitou paralelu mezi systémem fly by wire a steer by wire.

2.2 Směrové řízení u vozidel

Vzhledem k tomu, že na řízení automobilu se ve světovém měřítku spotřebuje každoročně pracovní doba řádově 107 člověkoroků (jde tedy o nejrozšířenější činnost po jídle, chůzi apod.), nabízí se myšlenka, že jakákoliv automatizace této nepřímé tvůrčí činnosti by mohla přinést obrovské úspory. Současná platná legislativa (Vídeňská úmluva z roku 1968) zatím neumožňuje řidiče zcela nahradit automatickým zařízením. Platná legislativa nařizuje pevné spojení mezi volantem a řídicím mechanismem automobilu, ale již se začíná v legislativě vytvářet prostor pro zavedení těchto systémů ^[38].

Pevné spojení mezi volantem a řídicím mechanismem je vynecháno u pomalu jedoucích vozidel, které svým charakterem vykonávají manipulační, stavební či zemědělské práce a na vozovce se vyskytují v omezené míře. Systém ovládání kol je

zde realizován především hydraulickým mechanismem. Nasazení těchto mechanismů u uvedených strojů má za cíl technicky zvládnout velké ovládací síly v mechanismu řízení danými nízkými rychlostmi, velkými zatíženími a pohybu vozidel na nezpevněných površích.



Obr. 4: Mechanismus směrového řízení u vysoko zdvižných vozíků ^{[4] [5]}.

Pro rychle jedoucí vozidla částečné výjimky prosadila expertní skupina CARS 21 v rámci Evropské unie, kdy automatické zařízení může plně převzít kontrolu nad vozidlem bezprostředně před kolizí, kdy řidič nestačí reagovat a při velmi nízkých rychlostech pod 10 km/hod tzv. Integrovanými asistenčními systémy (ADAS – Advanced Assistance Systems). Do skupiny těchto asistenčních systémů patří zejména:

- dnes již běžně používané systémy pro stabilizaci vozidla (ESP – Electronic stability program)
- systémy sledující okolí vozidla např. adaptivní tempomaty (ACC – Adaptive Cruise Control)
- nově zaváděné systémy monitorování pozornosti řidiče (DAM – Driver Alertness Monitoring, DSC – Driver Status Monitoring)



Obr. 5: Kombinace asistenčních systému zvyšující bezpečnost posádky^{[35] [36]}.

V současnosti se výrobci automobilů a jejich dodavatelé intenzivně zabývají vývojem nových a zdokonalováním stávajících systémů. V budoucnosti lze očekávat, že budou vytvořena vozidla s „autopilotem“, kdy řidič bude moci během jízdy odpočívat nebo plnit jiné pracovní úkoly.

Lidský řidič je velmi efektivní a velmi univerzální regulátor. Dovede se pružně přizpůsobovat měnícím se podmínkám a úspěšně řešit mnohé neočekávané situace. Na druhé straně má oproti automatickému regulátoru jisté nevýhody: podléhá únavě a může být intoxikován alkoholem či drogami. Únava a pokles pozornosti se nejvíce projevují při dlouhých monotónních jízdách po dálnici a způsobují ve světě více než 30 % dopravních nehod. Velmi časté jsou i nehody způsobené vlivem alkoholu. Proto je velmi žádoucí monitorovat stav a chování řidiče a snižovat tím riziko nehod^[38].

Podpora těchto systémů bude souviset i s rozvojem a zpřesňováním systémů družicové navigace GPS (Global Positioning Systém) nebo evropského systému Galileo. U těchto systémů bude velice důležitá rychlost a přesnost zaměřování pozice vozidel. Například japonský výrobce Nissan zkouší systém s využitím navigačních map. Jakmile navigační mapa zaznamená zatáčku na zvolené trase, která by mohla představovat při zvolené rychlosti riziko, tempomat samočinně zpomalí před zatáčkou a po projetí na výjezdu zase samočinně zrychlí automobil na původní přednastavenou rychlost, aniž by řidič musel cokoli dělat.

Na silnicích se značenými jízdními pruhy se může uplatnit systém Lane-Keeping, který využívá dvou bočních kamer pro sledování levého a pravého značení jízdního pruhu. Jejich záznam průběžně vyhodnocuje palubní počítač. Pokud vozidlo začne vybočovat z dráhy, aniž by řidič zapnul směrovky, začne vydávat varovný akustický signál. Automatika současně vrátí řízení do původního směru pomocí digitálního řízení steer by wire.

V minulosti byl již odzkoušen i projekt automatické dálnice. Na projektu se podílelo několik amerických univerzit a řada výrobců automobilů a letadel.

Projekt vycházel z následujících předpokladů:

- a) automobily jsou vedeny po virtuální koleji;
- b) automobily se pohybují v kolonách o maximálně dvaceti vozidlech;
- c) připouští jen tři možné manévry (rozpojení kolony, spojení kolony a opuštění automatického pruhu).

Virtuální kolej byla tvořena řadou permanentních magnetů (asi v metrových vzdálenostech), po ní byl pomocí magnetometru veden automobil. Vozidla se pohybovala v kolonách s velmi malými vzájemnými vzdálenostmi (méně než délka automobilu). Tím se jednak pronikavě zvýšila propustnost komunikace a snížil se čelní aerodynamický odpor, což přineslo úsporu až 25 % pohonných hmot. Každý automobil byl vybaven adaptivním tempomatem, protože lidský řidič není schopen udržovat tak malou vzdálenost mezi vozy. Vozidlo, které vjelo na automatickou dálnici, bylo připojeno k určité koloně a sledovalo ji. Pokud bylo běžným členem kolony, komunikovalo jen se sousedními vozidly a vedoucím vozidlem kolony. Chtělo-li opustit kolonu, požádalo o příslušný manévr. Kolona se rozdělila na dvě části. Žadatel se stal vedoucím vozidlem druhé kolony a v dalším kroku vytvořilo samostatnou kolonu. Kolony se od sebe vzdálily, aby bylo možné bezpečně odbočit do manuálního pruhu. Jakmile vozidlo odbočilo, kolony se opět spojily. To vše prováděla koordinační vrstva. Dálnice byla rozdělena na úseky (sekce), pro které byly doporučovány různé parametry (délka kolony, rychlost). Tyto parametry byly sdělovány vedoucímu vozidlu kolony z nadřazené vrstvy sekce, která patří k telematickému vybavení dálnice. Vrstva sekce zjišťovala vlastnosti dopravních toků

na jednotlivých úsecích dálnice a předávala je další nadřazené síťové vrstvě, která optimalizovala provoz dálniční sítě v určitém území podle zadaných kritérií tím, že stanovila parametry pro jednotlivé sekce. Technicky je automatická dálnice v zásadě vyřešena a první demonstrace úseků proběhly již před deseti lety. Přesto zatím není nikde automatická dálnice v provozu. Zákony, které regulují silniční dopravu, se ve všech vyspělých zemích znovu opírají o tzv. Vídeňskou úmluvu z roku 1968^[38].

Dalším případem, kdy je využíváno síťového propojení senzorů s úhlem řízení, jsou adaptivní světla. Podle zjištěného úhlu volantu lze světlomety natáčet synchronně se změnou křivosti zatáčky.

Palubní síť automobilů

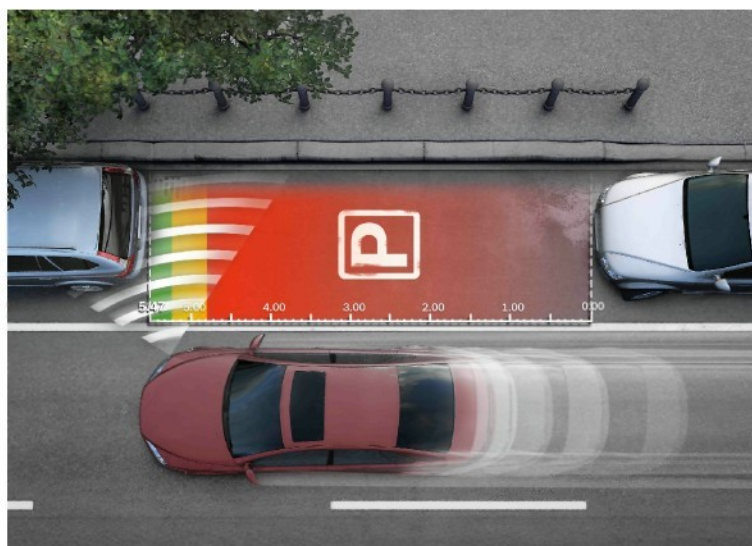
Pro technické zvládnutí stále většího počtu informací ze všech systémů probíhá vývoj nových palubní sítí automobilu. V současnosti se intenzivně pracuje na palubní síti s názvem FlexRay (zkratka z Flexible Ray = flexibilní paprsek). Přenosový systém má speciální systém adresování a přístup na sběrnici, kde je vše prakticky řízeno jen dvěma čísly (identifikátory). K základním charakteristikám sítě patří: přenosová rychlost sítě až 10 Mb/s, velmi dobrá ochrana přenášených dat, dvoukanálová struktura a zároveň statický i dynamický přístup na sběrnici.

2.3 Aktivní systémy směrového řízení

V současnosti se zavedení systému steer by wire do sériové výroby nachází na „poloviční cestě“. Jednotliví výrobci přicházejí se svými systémy.

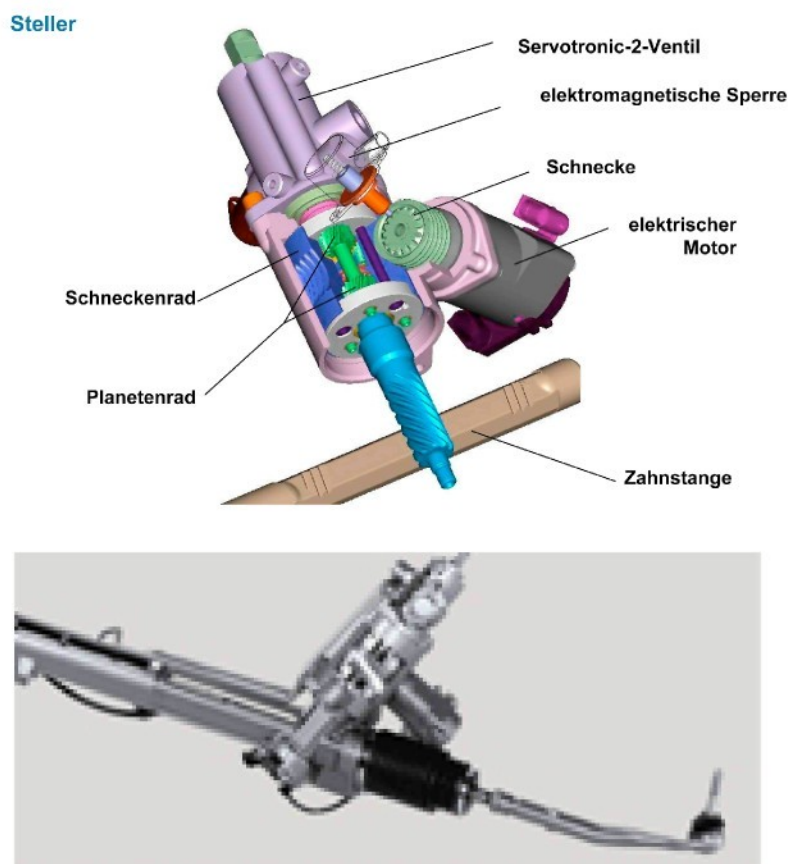
2.3.1 Systém firem Robert Bosch GmbH a ZF Friedrichshafen AG

Jeden z nejvyspělejších systémů směrového řízení v současnosti nabízí BMW pro svoje automobily. Aktivní směrové řízení - Active Steering (systém vzniknul ve společném podniku firem Robert Bosch GmbH a ZF Friedrichshafen AG). Systém aktivního směrového řízení umožňuje ovládat mechanismus řízení na přední nápravě nezávisle na řidiči, aniž by bylo nutné přerušit mechanické spojení mezi volantem a přední nápravou. Tento způsob ovládání mechanismu směrového řízení se využívá při vysokých rychlostech vozidla a nebo funguje zcela samostatně při parkování, kdy řidič zapne parkovacího asistenta. Vozidlo potom po zaměření prostoru samostatně zvolí optimální trajektorii jízdy.



Obr. 6: Princip měření vzdálenosti vhodné pro automatické parkování [6].

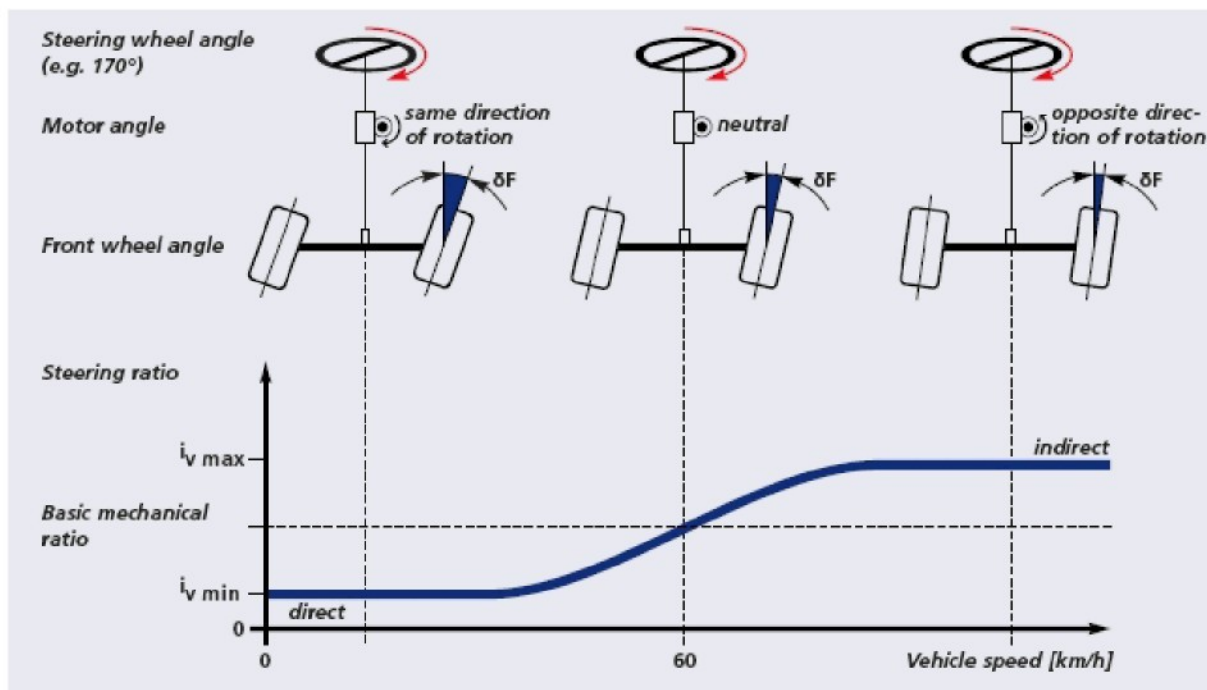
Důležitou částí aktivního směrového řízení je nadřazená převodovka. Do sloupku řízení je vložena planetová převodovka se dvěma vstupními hřídeli a jednou výstupní hřídelí. Jedna vstupní hřídel je spojena s volantem, druhou pohání elektromotor přes šnekovou převodovku. Řídicí jednotka systému zpracovává potřebné signály čidel, řídí elektromotor a hlídá celý systém směrového řízení. Elektromotor a nadřazená převodovka umožňují zasahovat do mechanismu řízení na přední nápravě nezávisle na řidiči. V závislosti na dopravní situaci vychází proto účinný úhel řízení na kolech větší nebo menší, než jej nastaví řidič volantem. Pokud je elektromotor v klidu, působí volant jako u konvenčního mechanismu směrového řízení přímo na kola.



Obr. 7: Jednotka aktivního systému směrového řízení používaná ve vozidlech BMW^{[6], [7]}.

Aktivní směrové řízení se vyznačuje schopností spolupracovat s dalšími systémy vozidla. To vede k jedné z jeho největších výhod: spolupráce s ESP (elektronickým stabilizačním programem). Elektronika aktivního směrového řízení může na základě vlastních dat od snímačů v nebezpečných jízdních situacích natáčet směrovým řízením do opačného směru. Výhoda: zásah do řízení probíhá rychleji a řidič ho cítí méně než při brzdění jednotlivých kol. Aktivní směrové řízení přináší mimo klasický posilovač řízení i variabilní převod mechanismu směrového řízení závislý např. na rychlosti. Při nízké rychlosti vozidla usnadňuje systém posádce parkování a projíždění ostrých zatáček nízkým převodovým poměrem (poměr mezi natočením volantu a kol). Při vysokých rychlostech vozidla působí elektromotor proti pohybu volantu a tím zmenšuje vychýlení mechanismu řízení. Řízení je méně přímé, auto je klidnější, jízda bezpečnější^[6]. Výrobce systému uvádí, že dochází 100krát za

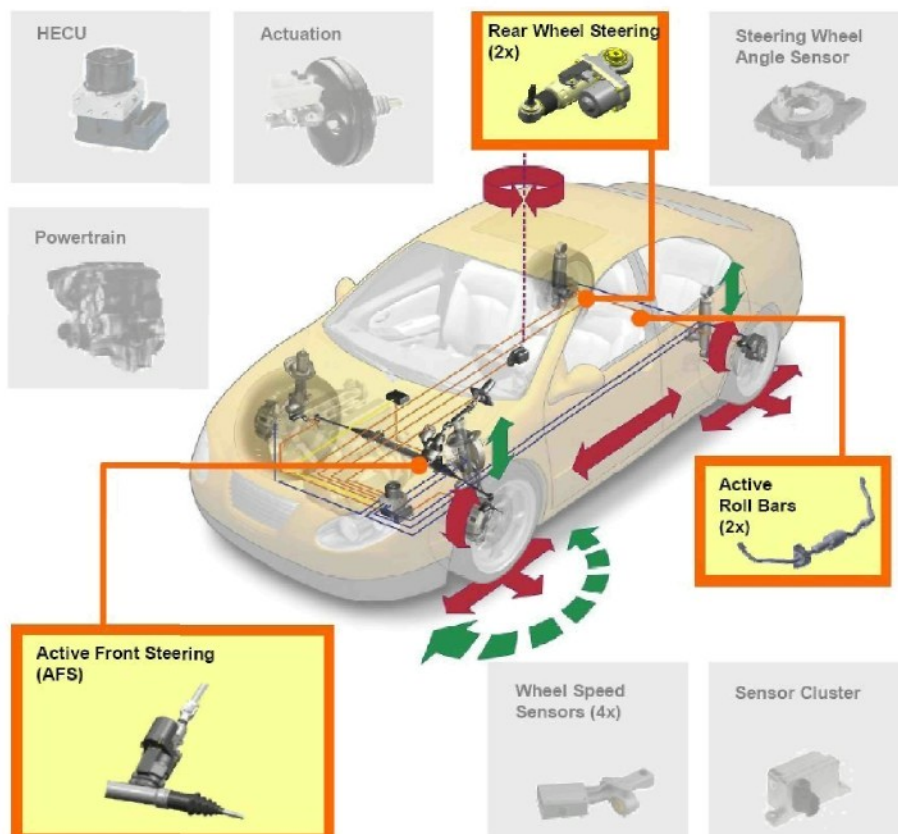
sekundu ke snímání potřebných dat ze snímačů. Řídící jednotka rozhoduje, zda a o kolik se musí upravit úhel řízení.



Obr. 8: Proměnlivý úhel natočení kol v závislosti na aktuálních parametrech jízdy vozidla ^[7].

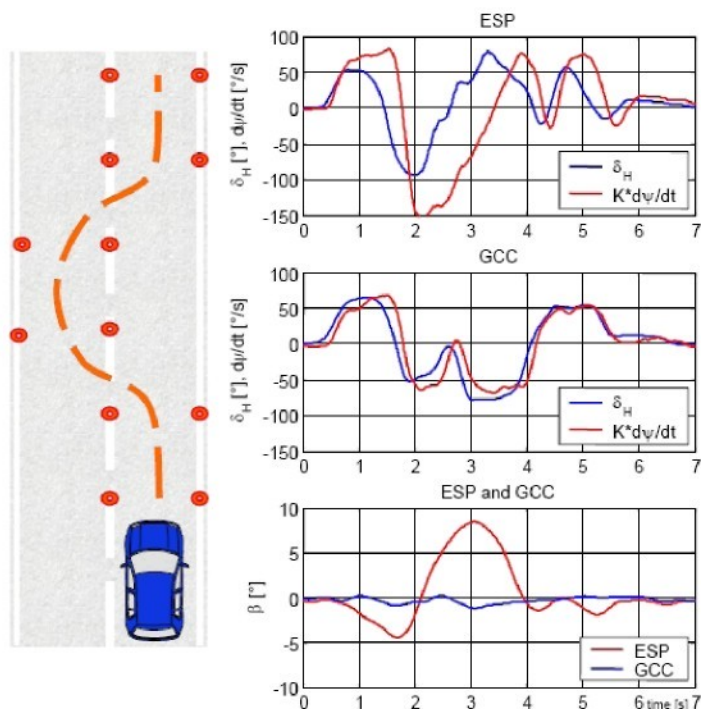
2.3.2 Koncept systému Global Chassis Control (GCC) společnosti Continental Automotive Systems

Společnost Continental Automotive Systems pracuje na systému, který nazvala Global Chassis Control (GCC). V systému GCC jsou obsaženy všechny systémy vztahující se k jednotlivým částem podvozku (aktivní směrové řízení přední nápravy: AFS - Active Front Steering; elektrický posilovač řízení: EPS - Electric Power Steering; řízení všech kol automobilu: 4WS - 4-Wheel Steering, RWS - Rear wheel steering; aktivní pérování včetně aktivního stabilizátoru: ARP - Active Rollover Protection, CDC - Continuous Damping Control, EAS- Electronic Air Suspension; systém pro stabilizaci vozidla a ochrana proti převrácení: ESC - Electronic Stability Control, ARS - Active Roll Stabilization)

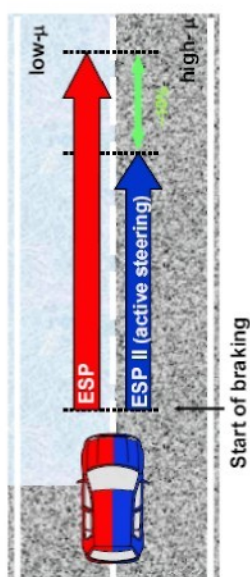


Obr. 9: Komponenty systému aktivního směrového řízení od firmy Continental Automotive Systems^[9].

Následující obrázky 10 a 11 ukazují, jak správná spolupráce jednotlivých systémů dokáže ještě lépe zvládnout kritické jízdní manévry proti dnes standardnímu systému ESP. Kritickými jízdními manévry jsou: náhlé vybočení vozidla prezentované formou „losího“ testu a brzdění vozidla na površích s různou adhezí pod jednotlivými stranami automobilu.



Obr. 10: Srovnání dvou systémů z pohledu úhlu a rychlosti směrového natočení vozidla při dvojité změny jízdní stopy, tzv. „losí test“ (ISO 3888-1) v rychlosti 70 km/h na sněhu se standardním systémem ESP a systémem GCC s integrovanou kontrolou řízení na přední a zadní nápravě [9].

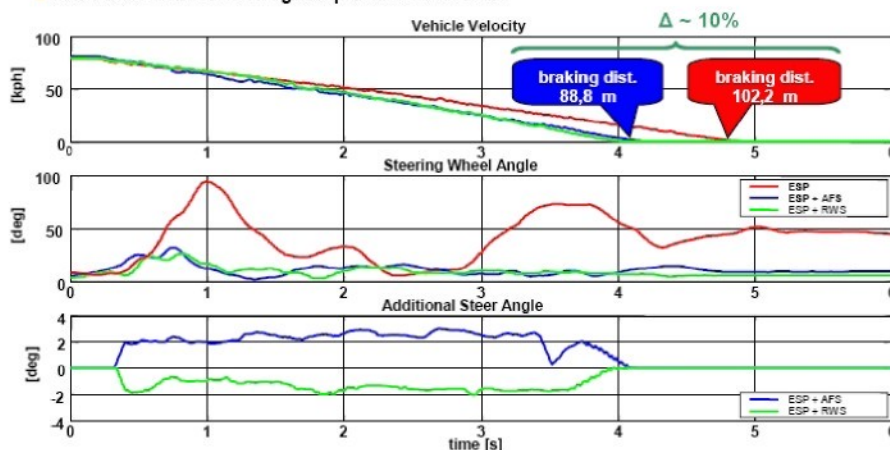


Problem:

- Driver must counter-steer by braking on μ -split
- Compromise between braking distance and vehicle stability

Solution:

- Automatic counter-steering independent of the driver



Obr. 11: Kompenzace úhlu směrového natočení vozidla pomocí systému aktivního směrového řízení při brzdění na vozovce s rozdílnou adhezí pod jednotlivými koly

2.3.3 Steer by wire v systému 4WS (Four–Wheel Steering)

Systém steer by wire se z pohledu historického nejdříve objevil v oblasti směrového řízení zadní nápravy, kdy je známý pod označením 4WS (Four–Wheel Steering). Konstrukce podvozku se všemi řízenými koly osobního automobilu byla aplikována v polovině osmdesátých letech minulého století. Do výroby jej zavedlo hned několik japonských automobilek. V zásadě byla zadní kola řízena buď čistě mechanickým převodem (Honda 4WS), elektrohydraulicky (Mazda, Nissan, Mitsubishi) nebo elektromechanicky (Honda E-4WS). V tomto období se ovšem nesetkala se takovým zájmem zákazníků a proto se postupně vytratila z osobních automobilů. Zvyšování bezpečnosti posádek se stalo prioritou většiny automobilek, proto se ke zkoumání vlastností systému 4WS opět automobilky vrací a intenzivně spolupracují s dodavateli na vývoji mechanismů pro přiřizování zadních kol. Neaktivněji si na počátku našeho století začala počínat firma Delphi, která na americkém trhu uvedla do podeje systém Quadrasteer pro velké pickupy a SUV. Nově systém 4WS představil Renault u vozu Laguna GT Gets Four-Wheel-Steering na Ženevském Motor show2008.



Obr. 12: Systém 4WS od firmy Delphi – vlevo pro velké pickupy, vpravo pro osobní automobily ^[12] ..

Velikost a směr natočení zadních kol závisí na rychlosti vozidla. Pro nízké rychlosti do 40 km/h je natočení zadních kol provedeno nesouhlasně proti natočení předních kol do velikosti až 5 stupňů, což má za následek zlepšení manévrovacích vlastností při parkování. Souhlasné natáčení předních a zadních kol je charakteristické pro vysoké rychlosti. Natočení zadních kol není ovšem tak výrazné jako při parkování.

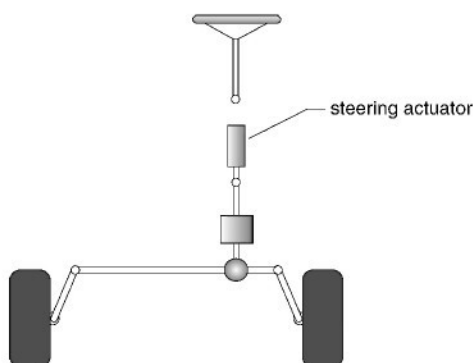


Obr. 13: Laguna GT Gets Four-Wheel-Steering ^[10].

2.3.4 Koncepty vozidel se systém steer by wire na přední nápravě

2.3.4.1 Stanfordská univerzita (USA)

Pracovníci Stanfordské univerzity upravují vozidla a vytvářejí koncepty vozidel se systémem směrového řízení typu by wire několik let. Nejprve upravili vozidlo Chevrolet Corvette model 1997, u kterého přerušili hřídel volantu a do místa přerušení vřadili elektromotor (Obr. 14). Ten natáčí oběma koly najednou. Ve vozidle bylo testováno i směrové řízení vozidla pomocí GPS.



Obr. 14: Vozidlo Chevrolet Corvette (nahore) a použitý systém ovládání mechanismu řízení níže (vlevo konstrukční uspořádání, vpravo obrázek použitého motoru ^[11]).

Následně v laboratořích připravili a zkoušejí další prototypové vozidlo s označením P1 za podpory automobilky Nissan. Vozidlo je vybaveno systémem drive by wire, u kterého každé z předních a zadních kol je směrově řízeno samostatně pomocí elektricky ovládaných aktuátorů.



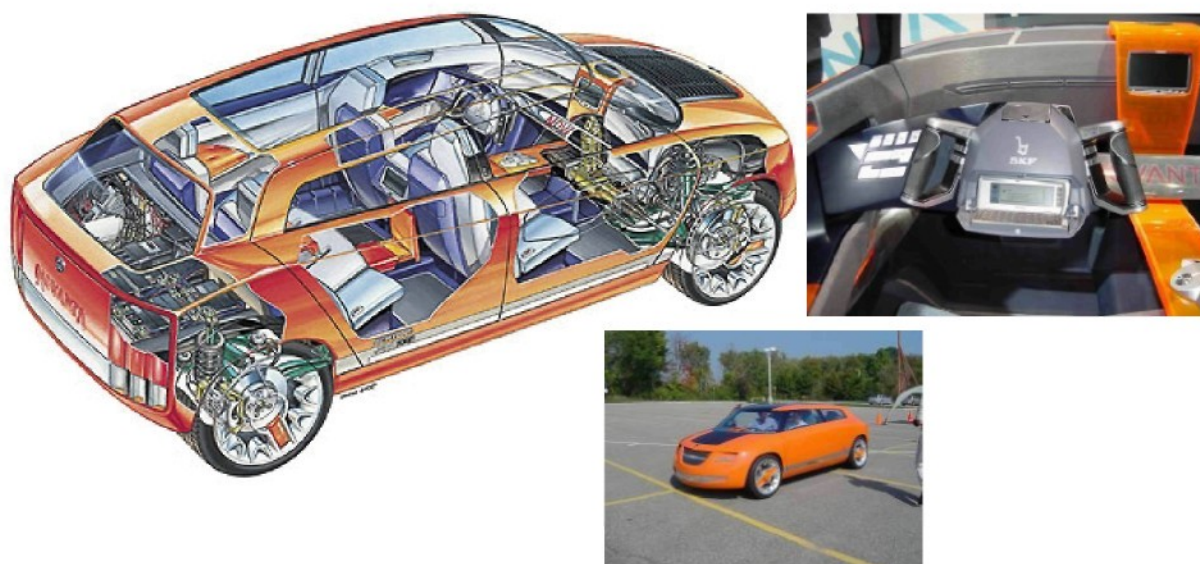
Obr. 15: Prototypové vozidlo P1 Stanfordské univerzity podporované firmou Nissan ^[11].

2.3.5 Projekt SPARC - Secure Propulsion using Advanced Redundant Control a projekt SKF



Obr. 16: Upravené vozidlo Smart ^[12].

Evropská unie podpořila v letech 2004 – 2007 projekt 26 firem s názvem SPARC (Secure Propulsion using Advanced Redundant Control) vedený společností DaimlerChrysler AG. Projekt byl zaměřen na vývoj systémů zamezujících kolizí vozidel. V rámci projektu vzniklo i upravené vozidlo Smart u něhož bylo použito systému steer by wire a volant byl nahrazen pomocí dvou joysticků. Tohoto projektu se zúčastnila i firma SKF, která již v roce 2002 na Ženevském autosalonu představila koncept vozu s firmou Bertone.



Obr. 17: Vozidlo vybavené systémem steer by wire od firmy SKF [13].

2.3.6 Citroën



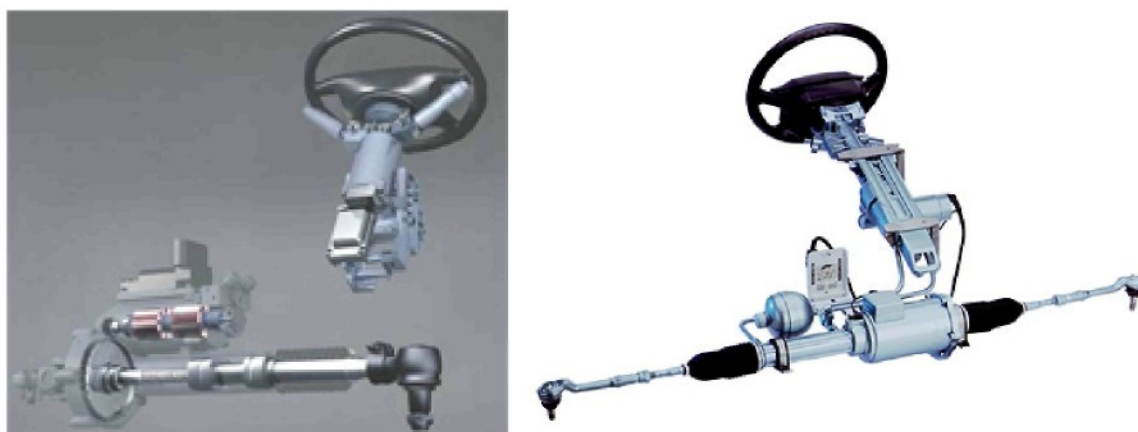
Obr. 18: Koncept vozu Citroën C5 by wire [14].

Vozidla řízená „po drátě“ představil Citroën u několika konceptů. Naposledy to bylo u vozidla s označením C5. Vozidlo nemá žádné pedály a veškeré ovládání je soustředěno na volant. Volant umožňuje ovládat zcela elektrické směrové řízení s proměnným převodovým poměrem. Pravý nebo levý palec ruky řidiče může snadno dosáhnout na páčky akcelerace, umístěné po obou stranách volantu. Použití dvou páček je nezbytné, aby mohly být při akceleraci současně aktivovány prvky osvětlení vlevo nebo stěrače, ostřikovače, světlomety či houkačka vpravo. Brzdění se provádí pomocí spínačů na obou koncích volantu. Činnost brzd je aktivována levým nebo pravým ukazováčkem řidiče.

2.3.7 Koncepce steer by wire dalších výrobců

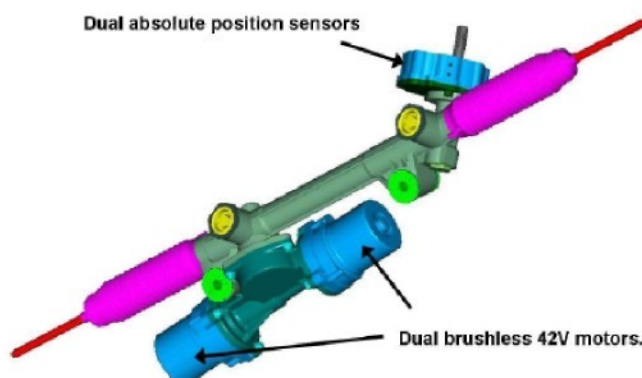
Většina tradičních výrobců mechanismů směrového řízení představila svoje koncepty v rámci webových stránek nebo příspěvků na odborných konferencích, z kterých vyplývá jejich příprava na budoucí zavedení těchto systémů do vozidel.

Firma ZF Friedrichshafen AG na svých stránkách prezentuje elektrohydraulickou i elektromechanickou variantu.



Obr. 19: ZF – elektromechanická (vlevo) a elektrohydraulická verze (vpravo) ^[7] systému steer by wire.

Společný vývoj akčního členu se dvěma motory, jejichž napájení je realizováno na úrovni 42 V, je možno zaznamenat z podkladů získaných od výrobce automobilů GM a spolupracujícího dodavatele firmy Visteon.



Obr. 20: Koncepce elektromechanické jednotky firem GM a Visteon ^[15].



2.3.8 Bezpečnost systémů

Zajistit 100% bezpečnost uživatelů (posádky vozidla) je prvořadý úkol všech systémů, který je platný pro všechny stroje. Právě k tématu bezpečnosti systému typu steer by wire se váže nejvíce patentů, kdy na internetových vyhledávacích je možné získat široké spektrum schémat řešení správné funkce systému. Typově se jedná o zdvojování funkčních cest přenosu informací signálů, případně se jedná o zdvojování akčních členů, jako je vidět například u koncepce elektromechanické jednotky na obrázku 20.



3 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Oblast experimentálního řešení problematiky směrového řízení tohoto typu v laboratoři katedry vozidel a motorů TUL je nová, proto disertační práce má **tři hlavní cíle**:

- 1) navrhnu a vytvořit zkušební zařízení, které svým charakterem poslouží ke zkoumání systémů směrových řízení osobních automobilů
- 2) navrhnout laboratorní systém směrového řízení
- 3) navrhnu řídicí a regulační systém pro ovládání směrového řízení steer by wire a ověřit jeho funkce

Ke splnění těchto třech hlavních cílů je třeba **nově vytvořit**:

- 1) zkušební zařízení
- 2) mechanismus směrového řízení jednotlivých kol
- 3) řídicí a regulační systém

4 ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ PRO ZKOUŠENÍ SYSTÉMŮ SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ VOZIDEL

Před zavedením nových systémů vozidla do sériové výroby je nutné jejich odzkoušení, které můžeme obecně rozdělit do skupin:

- a) na simulačním (virtuálním) modelu
- b) na části vozidla v laboratorních podmínkách
- c) na reálném automobilu

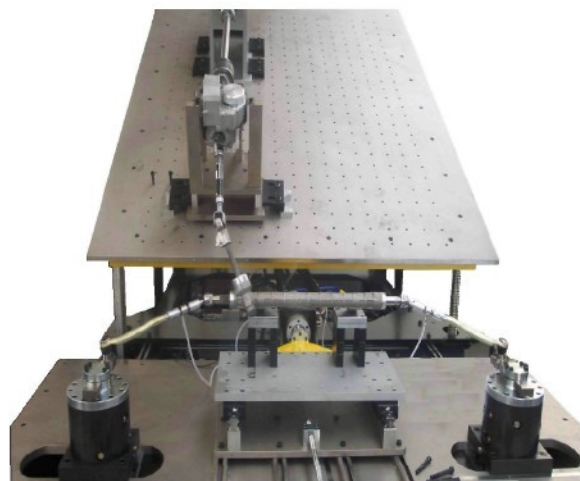
Pro tvorbu simulačních (virtuálních) modelů a jejich zpřesňování je důležité mít informace o chování fyzických modelů v laboratorních podmínkách anebo v reálném prostředí. Zkoušení v laboratorních podmínkách je vhodným prostředníkem mezi simulačním modelem a reálným vozidlem. U tohoto typu zkoušení je třeba také uspořádat pracoviště tak, aby co nejvěrněji kopírovalo realitu – reálné vozidlo. Finálním stupněm je zkoušení na reálném vozidle. Jedná se nejnákladnější variantu a je vhodné toto zkoušení doplnit i o roboty, kteří dokážou provést přesná opakování na rozdíl od testovacích řidičů. Testovací řidič je naopak důležitým nástrojem pro získávání pocitů z chování vozidla při těchto zkouškách.

4.1 Zkušební zařízení pro ověřování funkce směrových řízení v laboratorních podmínkách

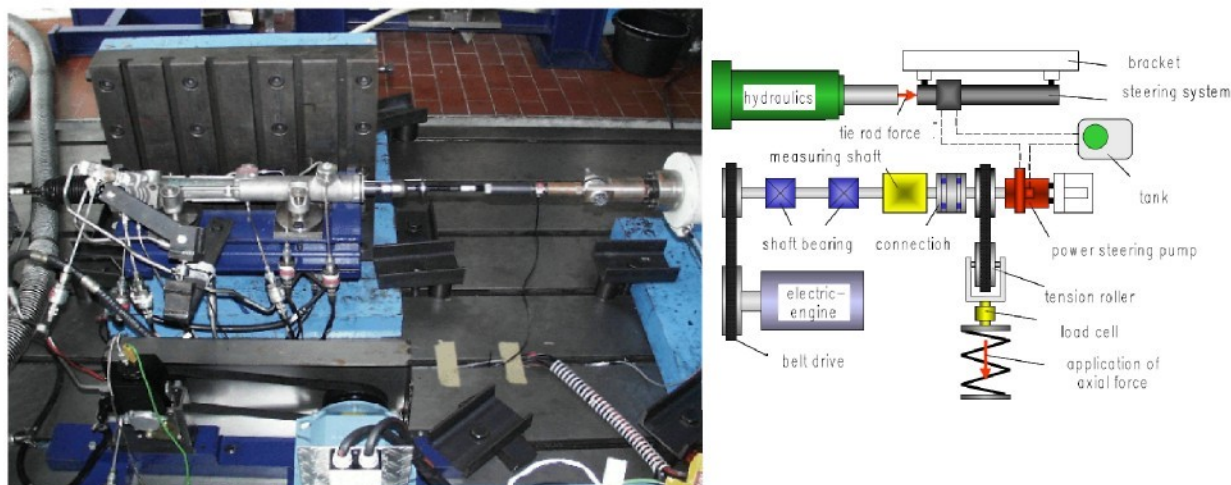
Většina zkušebních zařízení, která se vyskytují v laboratořích firem a univerzit, má tyče řízení připevněny k hydromotorům. Hydromotory na řízení vyvozují síly a simulují tak chování automobilu. Signál vstupující do soustavy může být buď modelován nebo naměřen na skutečném automobilu.



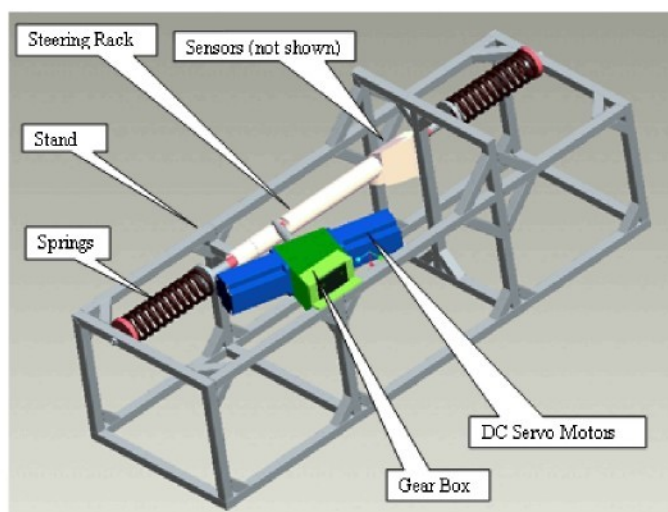
Obr. 21: Zkušební zařízení ve vývojovém středisku Fordu v Kolíně nad Rýnem^[16].



Obr. 22: Zkušební zařízení od firmy SERVOTEST (vlevo)^[17] a IABG (vpravo)^[18].



Obr. 23: Zkušební zařízení na německé univerzitě v Aachen ^[19].



Obr. 24: Zkušební zařízení na americké univerzitě v Indianapolis ^[20].

Na univerzitě v americkém Indianapolis využívají vinuté pružiny pro vytvoření odporů, které nahrazují účinky pneumatiky a elastokinematické vazby v uložení nápravy.

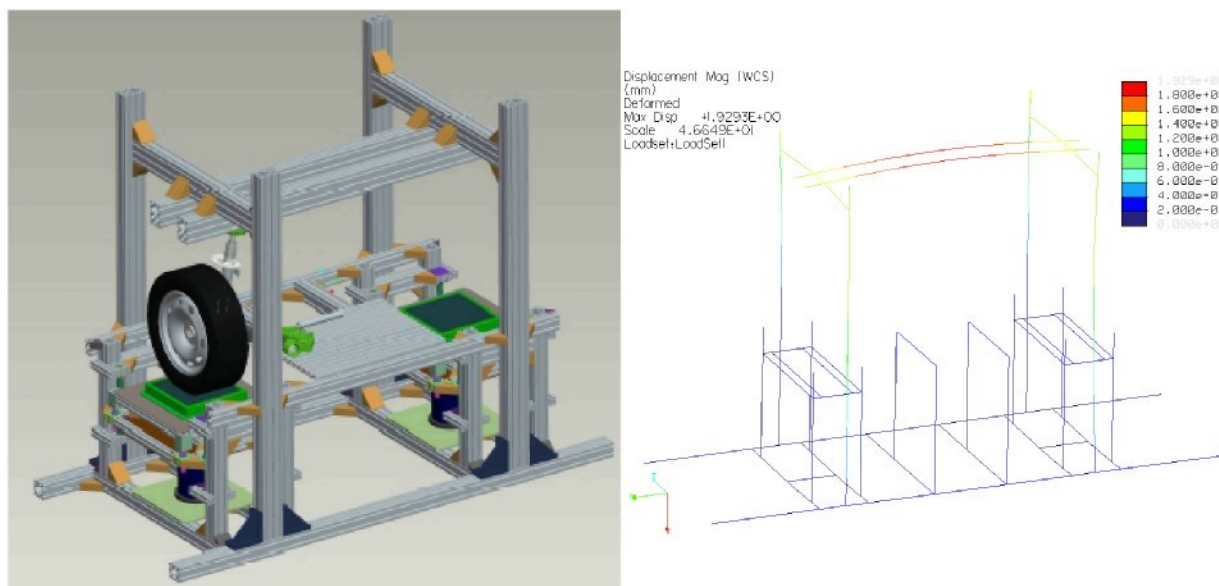
4.2 Návrh vlastního zkušebního zařízení

V rámci projektů a řešení této disertační práce jsem vytvořil návrh konstrukce zkušebního zařízení, které by umožňovalo zkoušet systémy směrového řízení. Hlavním cílem nově navrhované konstrukce zařízení bylo začlenit do zkoušené soustavy i reálnou pneumatiku a pružné uložení členů nápravy. Další podmínkou

bylo vytvořit konstrukci zařízení, které svojí vahou bude moci být umístěno ve druhém patře lehkých laboratoří TUL.

Konstrukční práce jsem provedl v prostředí softwaru ProEneenier (Obr. 25). Pro návrh celé konstrukce rámu je stěžejní hodnota zatížení kol. Zkušební zařízení je navrženo především pro osobní automobily, proto bylo uvažováno se zatížením 10 000 N na jedno kolo. Hodnota 10 000 N odpovídá řádově dvojnásobnému zatížení jednoho kola přední nápravy osobního vozidla střední třídy.

Rám konstrukce zkušebního zařízení jsem navrhnul z hliníkových profilů nejen z důvodu hmotnosti, ale především z důvodu možnosti relativně rychlého přizpůsobení zařízení pro různé konstrukce náprav automobilů a pneumatik. Dalším významným faktorem navržené konstrukce rámu je její modularita, to znamená záměna, doplnění či modifikace vybraných částí konstrukce rámu pro rozličné výzkumně-vývojové úkoly v oblasti zkoušení vozidel. Zařízení svým uspořádáním umožňuje zkoušet systémy směrového řízení při stojícím (neotáčejícím se) kole.

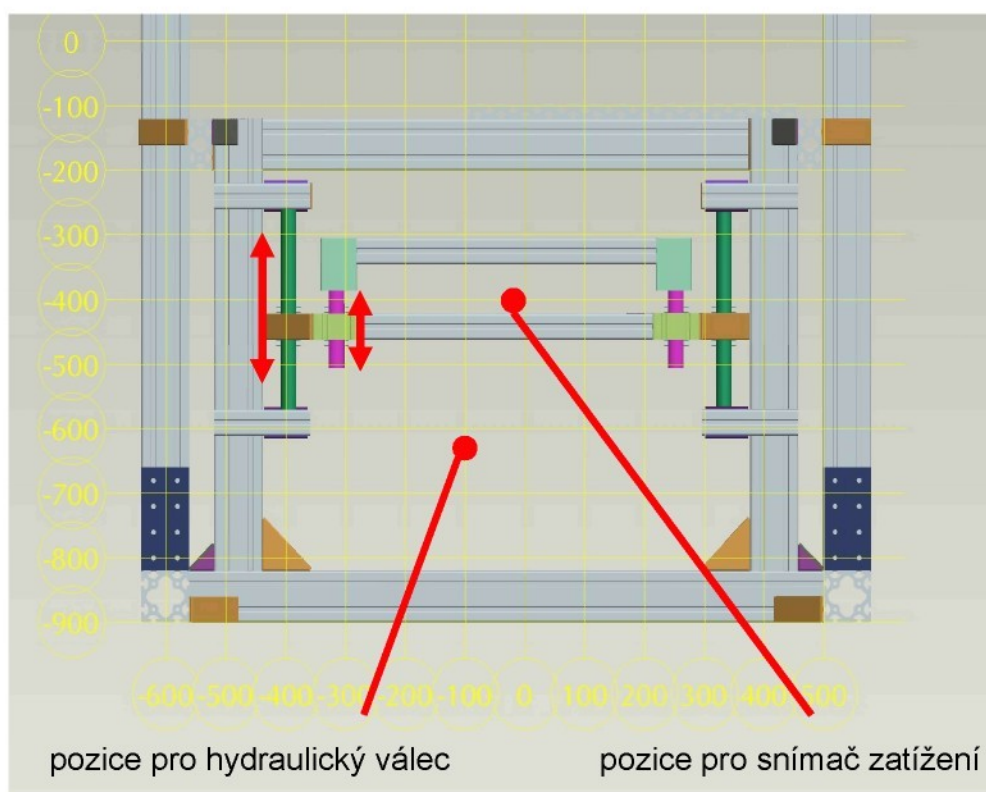


Obr. 25: Návrh vlastního rámu zkušebního zařízení (3D model v softwaru ProEneenier -vlevo) a ověřování tuhosti a stability konstrukce (simulační model v softwaru ProMechanica - vpravo)

Při návrhu a kontrole jednotlivých konstrukčních partií rámu jsem využíval vedle klasických výpočetních metod i simulačních výpočtů v prostředí softwaru ProMechanica, jenž pracuje s metodou konečných prvků. V softwaru ProMechanica

byly hliníkové profily modelovány jako BEAMy, tzn. byly modelovány jako čáry a těmto čarám byla přidělována tuhost v jednotlivých směrech (Obr. 25). Ověřování vlastností konstrukce proběhlo v několika výpočtech, ve kterých bylo simulováno předpokládané zatížení vztažené k dějům probíhajícím na nápravě osobního automobilu. Získané poznatky z výpočtů posloužily k výběru rozměrově větších (tužších) profilů v určitých partiích konstrukce. Následující praktický provoz potvrdil, že navržená konstrukce je dostatečně tuhá pro prováděné zkoušky.

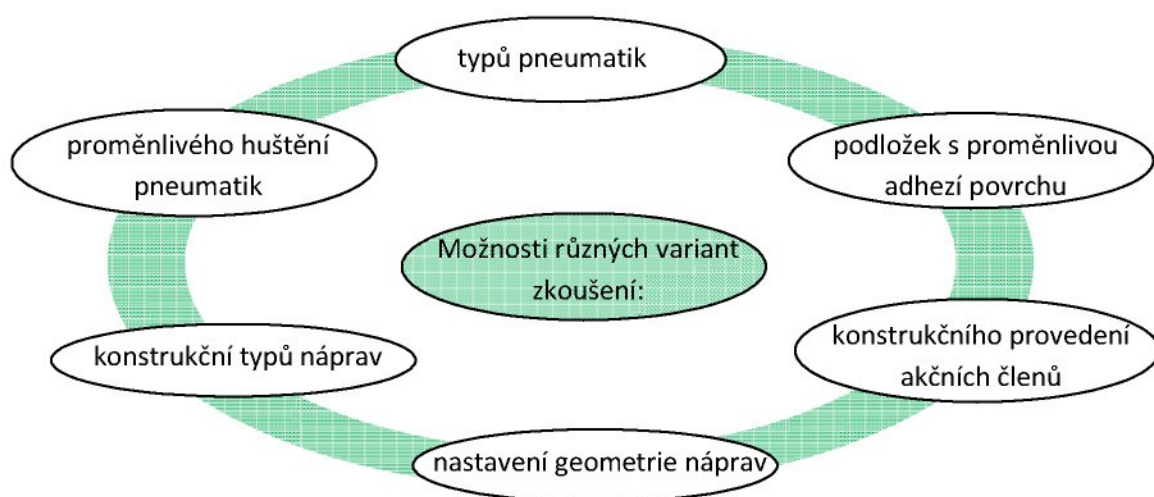
Sada podložek s různým povrchem pod pneumatikou umožňuje simulovat kontakt pneumatiky s reálnou podložkou pro různé typy povrchů s rozdílným součinitelem adheze (v rozmezí asfalt – led, Obr. 69). Vertikální pohyb podložky umožňuje polohovací mechanismus ovládaný hydromotorem (Obr. 26). Změna polohy podložky vyvolává změnu zatížení, což je využito pro nastavení požadovaného přitlaku.



Obr. 26: Bokorys zařízení – polohovací mechanismus pod podložkou

Konstrukční uspořádání zkušebního zařízení s sebou přináší jednu vlastnost, kterou se odlišuje od reality. Tou je změna zatížení kol nápravy v závislosti na směrovém natočení kol, pokud jsou úhly geometrie nápravy nenulové. U reálného vozidla

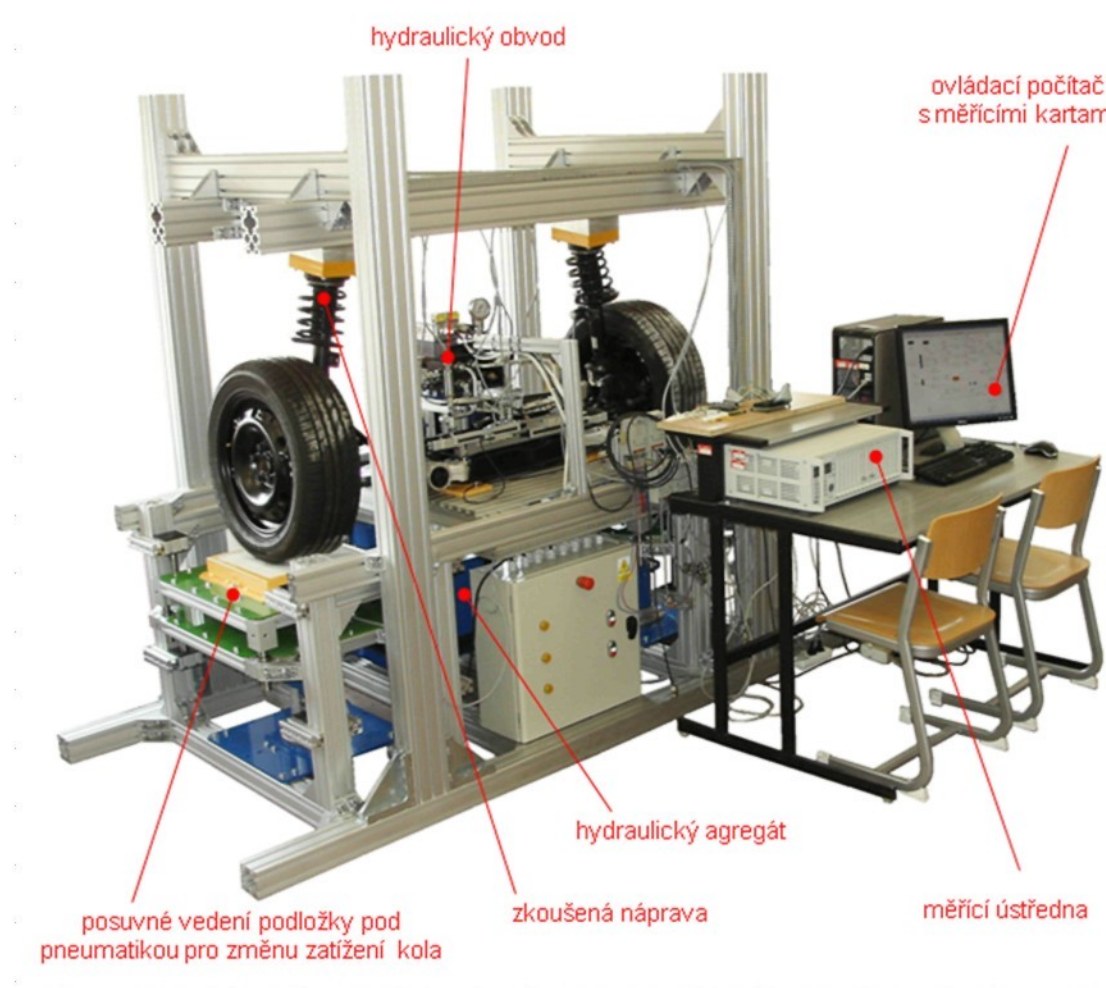
dochází k nadzdvížení příslušné části vozu. U zkušebního zařízení dochází k přitížení nebo odlehčení podložky pod kolem. V softwaru ADAMS/car byl vytvořen simulační model nápravy s pevnou podložkou a následně probíhaly simulační výpočty jejichž cílem bylo velikost této změny zatížení identifikovat. Praktický provoz zkušebního zařízení následně potvrdil výsledky simulačních výpočtů ze softwaru ADAMS/car. Velikost změny zatížení podložky v závislosti na směrovém natočení kol je popsána podrobněji v kapitole 7.



Obr. 27: Sledování vlivů různých parametrů na systémy směrového řízení na zkušebním zařízení

Jako první byla ke zkušebnímu stanovišti připojena přední náprava typu McPhearson z vozidla Škoda ROOMSTER 1.4 TDI (Obr. 28). Náprava typu McPhearson se vyskytuje u většiny dnešních osobních automobilů. Pro připojení byly zkonstruovány a vyrobeny součásti umožňující nastavení geometrie nápravy navržené výrobcem.

Tab. 1: Přední náprava vozidla Škoda Roomster ^[21]	
Konstrukční parametr	Hodnota
Celková sbíhavost (nezatížené vozidlo)	10' +/- 10'
Odklon kola (kolo v přímém směru)	-28' +/- 30'
Záklon	4°21' +/- 30'

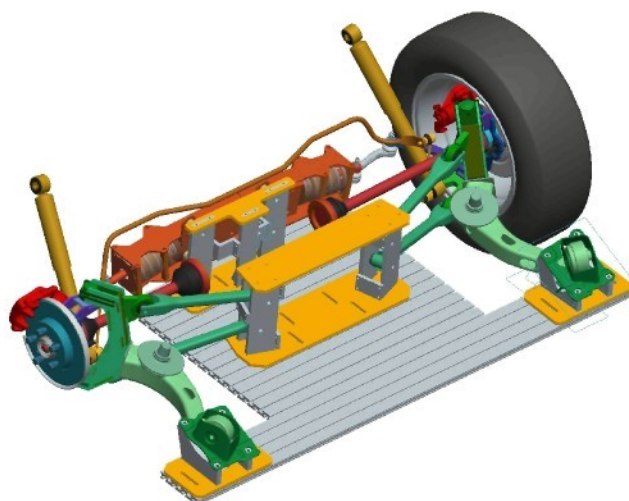


Obr. 28: Pohled na zkušební zařízení pro zkoušení řízení při nulové úhlové

4.3 Další možnosti použití vlastního zkušebního zařízení

4.3.1 Připojení jiného typu nápravy

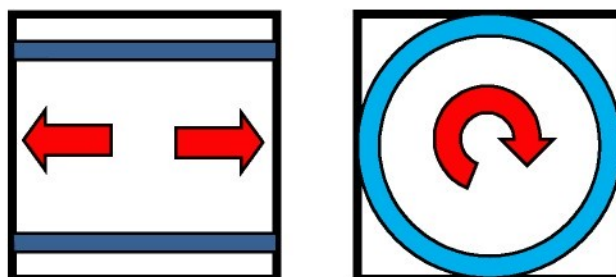
V rámci projektu byla zpracována konstrukční studie propojení zkušebního zařízení s upravenou zadní nápravou vozu Škoda Octavia I 4x4, která byla rekonstruována pro řízení zadních kol. Takto upravený vůz bude sloužit pro zkoumání vlastností systému 4WS –řízení všech kol (vybrané informace o funkci systému jsou uvedeny v kapitole 2.3.3 Steer by wire v systému 4WS (Four–Wheel Steering)).



X,X+0.1
X,XX+0.01
X,XXX+0.001
ANG. +0.5

Obr. 29: Studie propojení zadní říditelné nápravy Octavie 4x4 se stolem zkušebního zařízení

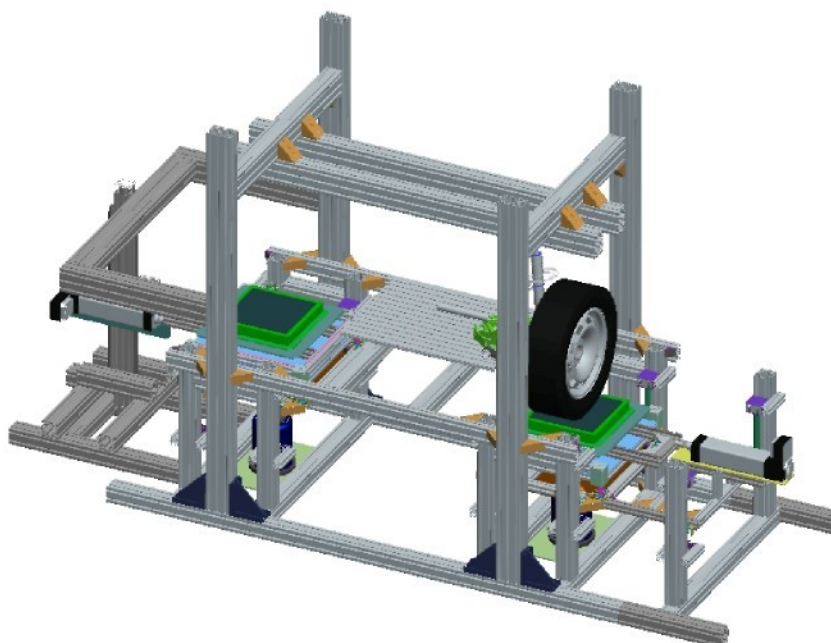
4.3.2 Systém bočního buzení



Obr. 30: Principiální uspořádání pohyblivých podložek- umístění pohyblivého vedení pod podložkou: vlevo podložka s lineárním vedením, vpravo s otočným vedením

Pro stávající zkušební zařízení na zkoušení systémů směrového řízení byl proveden návrh modifikace konstrukce (Obr. 31), s cílem zkoumat reakce systémů v závislosti na bočním pohybu podložky. Boční pohyb podložky rozšíří možnosti zkušebního zařízení s ohledem na reálný provoz, ve kterém vznikají silové účinky od nerovností vozovky či funkcí brzdové soustavy, jenž ovlivňují nápravu vozidla. Pro realizaci ovládání bočního pohybu podložky je možno využít například elektromechanického pohonu ET80 od firmy Parker. Podle typu konstrukce použitého vedení pod

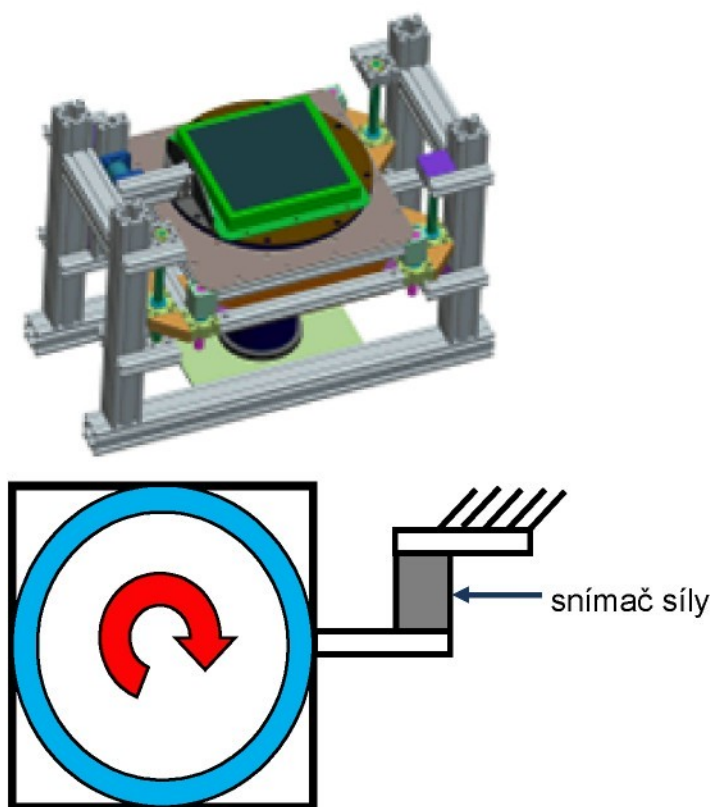
vyměnitelnou podložkou můžeme simulovat lineární nebo rotační pohyb (viz Obr. 30).



Obr. 31: Pohled na model zařízení pro zkoušení řízení při nulové úhlové rychlosti kol se systémem bočního buzení

4.3.3 Měření charakteristik pneumatik

Experimentální zařízení lze doplnit o otočné vedení umístěné pod podložkou a podložku přes snímač síly fixovat k pevnému rámu (Obr. 32). Touto úpravou zkušebního zařízení se otevřou možnosti v oblasti zkoumání a analyzování vlastností pneumatik během natáčení - zjišťování vratných momentů pneumatik (to znamená měření silových účinků nutných pro „odtržení“ a následnému směrovému natáčení pneumatik za nulové rychlosti – viz vzorec (2)). Síla zaznamenaná snímačem síly na daném ramenu poslouží pro výpočet uvedeného vratného momentu.



Obr. 32: Konstrukční úprava zařízení pro zjišťování tzv. vratných momentů pneumatik

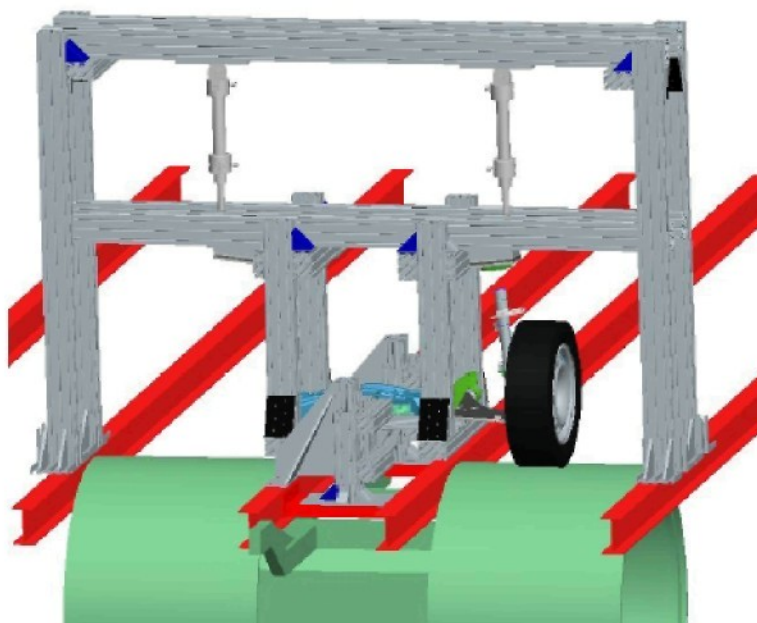
4.4 Návrh zkušebního zařízení pro testování systémů směrových řízení za vyšších rychlostí

Na KVM TUL je instalována válcová brzda FROUDE CONSINE V600 pro měření parametrů a emisí pohonných jednotek osobních vozidel, která se stala inspirací pro návrh zkušebního zařízení umožňujícího testovat systémy směrového řízení za jízdy, jenž by umožnilo pokrýt požadavek zkoumat funkci systémů směrových řízení za vyšších rychlostí (Obr. 33). Válce uvedené brzdy mají průměr cca 1,2 m. Uvedený průměr by měl styk kola s rovnou podložkou alespoň částečně nahradit. Agregát válcové brzdy bude roztáčet kola zkoušené nápravy na příslušnou rychlost. Zařízení je schopno vyvinout na válcích obvodovou rychlost až 200 km/h. To je plně dostačující pro zkoušení systémů směrového řízení.

Zařízení je kombinací zkušebního zařízení pro testování systémů směrového řízení za nulové rychlosti umístěného na KVM TUL a zkušebních stanovišť, pro zkoumání

tuhosti pneumatik, která jsou ve světě běžně používána (např. zařízení, které je používáno v institutu IKA Aachen - INSTITUT FÜR KRAFTFAHRWESEN AACHEN).

Konstrukce a podrobný popis funkce zkušebního zařízení uveden v diplomové práci^[22].



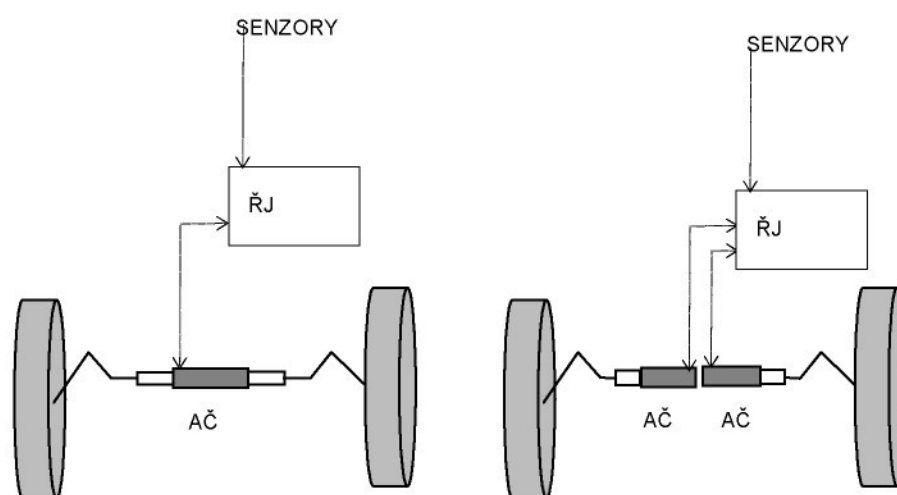
Obr. 33: Zkušební zařízení s válcovou brzdou ^[22].

5 MECHANISMUS SMĚROVÉHO ŘÍZENÍ TYPU STEER BY WIRE

V kapitole s pořadovým číslem pět jsou popsána obecná rozdělení systémů steer by wire s uvedením výhod a nevýhod systému. Na úvodní obecnou část navazuje popis uspořádání hydraulického obvodu, řídicího a měřicího systému používaného na zkušebním zařízení.

5.1 Rozdělení mechanismů řízení typu steer by wire

Mechanismy systémů řízení steer by wire aplikované ve vozidlech lze rozdělit podle různých hledisek. Jedním z hledisek může být vazba mezi koly, která nabízí dvě základní možnosti. První možností je tradiční řízení kol provedené jedním akčním členem, který pohybuje spojovací tyčí a tuhý mechanismus natáčí oběma koly současně. Druhou možností je samostatné natáčení každého kola, tzn., že každé směrově řízené kolo má svůj vlastní akční člen, který vyvolá jeho natočení.



Obr. 34: Zjednodušené schéma uspořádání akčních členů řízení typu steer by wire s řídicí jednotkou (ŘJ) : a) jedním akčním členem (AČ) - vlevo , b) se dvěma akčními členy (AČ) - vpravo

Dalším hlediskem pro dělení může být typ použitého akčního členu. Zde můžeme použít rozdělení u běžně používaných systémů steer by wire na:

- a) elektromechanické
- b) elektrohydraulické

5.2 Výhody a nevýhody systému typu steer by wire

Výhody:

- a) možnost zvýšení stability vozidla (díky rozvoji mechatronických systémů - prvků, jenž mohou být řízeny algoritmy závislémi na charakteru jízdy, povaze vozovky, rozložení zátěže atp., lze očekávat výrazný posun k bezpečnosti a systém může také pracovat v součinnosti se systémy aktivní bezpečnosti vozidla, jako je např. elektronický stabilizační program – ESP)
- b) možnost rozpojení pevné vazby mezi koly řízené nápravy, jenž nám definovala pouze jednu závislost mezi natočením vnitřního a vnějšího kola (rozpojením sice ztratíme jednodušší způsob ovládání natáčených kol, ale na druhou stranu získáme právě možnost nezávisle ovlivňovat velikost úhlu směrového natočení vnitřního a vnějšího kola)

Požadovanými kritérii pro nezávislé směrové natočení vnitřního a vnějšího kola mohou být například:

- 1) stejné úhly směrových úchylek na vnitřním a vnějším kole
 - 2) úhly vnitřního a vnějšího kola jsou stejné
 - 3) vnější kolo je natáčeno více než vnitřní – tím při rychlém zatáčení vznikne na vnějším kole větší úhel směrové úchylky než na vnitřním (na vnějším kole působí větší boční vodící síla, což výrazně zvyšuje směrovou stabilitu).
- c) větší bezpečnost pro řidiče v případě nárazu vozidla do překážky díky absenci dlouhého hřídele volantu

Nevýhody:

- a) nebezpečí z důvodu selhání systému a následnou ztrátou kontroly řidiče nad řízením vozidla. Pokud by z jakéhokoli důvodu došlo k výpadku některé části systému směrového řízení, znamenalo by to přímé ohrožení všech účastníků silničního provozu. Řešením je zdvojení okruhu.
- b) nutnost zpětné vazby. Řidič musí cítit reakce vozidla na vozovku, proto je na volantu potřeba dodatečně konstrukčně vyřešit vytváření „odporu“.
- c) možnost napadení softwaru řídicí jednotky viry. Tím, že vozidlo bude směrově řízeno počítačem, nabízí se možnost zneužití systému.
- d) systém bude energeticky náročnější proti konvenčnímu systému, protože se nebude využívat řidičovy síly na volantu. Zvýšené energetické nároky se promítnou do zvýšené spotřeby paliva vozidla.

5.3 Experimentální hydraulický obvod

Pro první zkoumání vlastností směrového řízení typu by wire v laboratoři katedry byla zvolena varianta elektrohydraulická, kdy každé kolo má svůj vlastní akční člen – dvojčinný hydromotor s jednostrannou pístní tyčí, jejíž míra vysunutí určuje úhel směrového natočení kola. Jednotlivé hydraulické prvky byly voleny s ohledem na možnost použití systému v laboratorních podmínkách. Proto jsou jednotlivé prvky spíše z oblasti průmyslové hydrauliky, než z oblastí aplikací určených pro sériovou zástavbu do automobilu. Právě tato „průmyslová“ volba přispěje k výběru vhodných komponent pro konstrukci a dimenzování jednotky vlastní konstrukce.

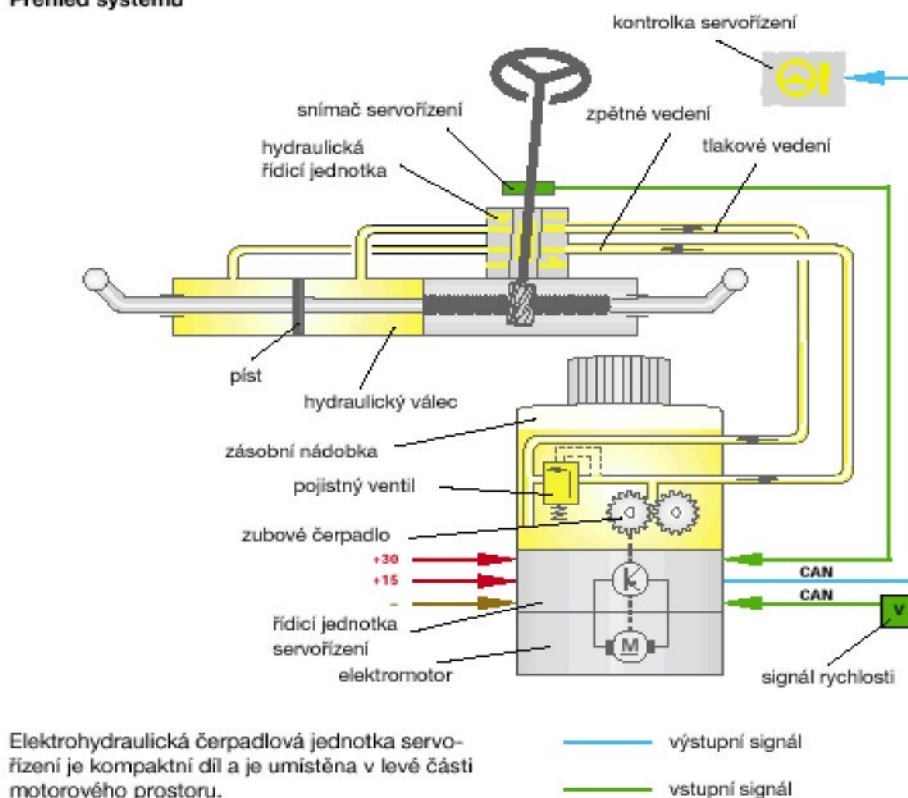
5.3.1 Servořízení vozidla Škoda ROOMSTER

Jak již bylo uvedeno, pro první laboratorní experimenty byla na zkušebním zařízení instalována přední náprava z vozidla Škoda ROOMSTER 1.4 TDI. Toto vozidlo bylo vybaveno elektrohydraulickým servořízením, jehož vybrané základní parametry jsou uvedeny v tabulce 2. Obrázek 1 zobrazuje konstrukci tohoto elektrohydraulického servořízení.

Tab. 2: Vybrané parametry elektrohydraulického servořízení vozů Škoda ^[1]	
Tlak v systému max. 10 + 0,4 MPa (100 + 4bar)	proud max. 70 A
Průtokové množství Q při maximálním tlaku a odpovídající rychlosti otáčení volantem je 3 l/min	proud ve stavu provozní připravenosti 2,5 A
Průtokové množství Q při úhlu natočení volantu 0°, max. 2l/min, tzn. při rychlosti $v > 0$ km/h je $Q < 2$ l/min	provozní připravenost – 40 až 100°C

Průměr pístní tyče elektrohydraulického servořízení je 22 mm.

Přehled systému

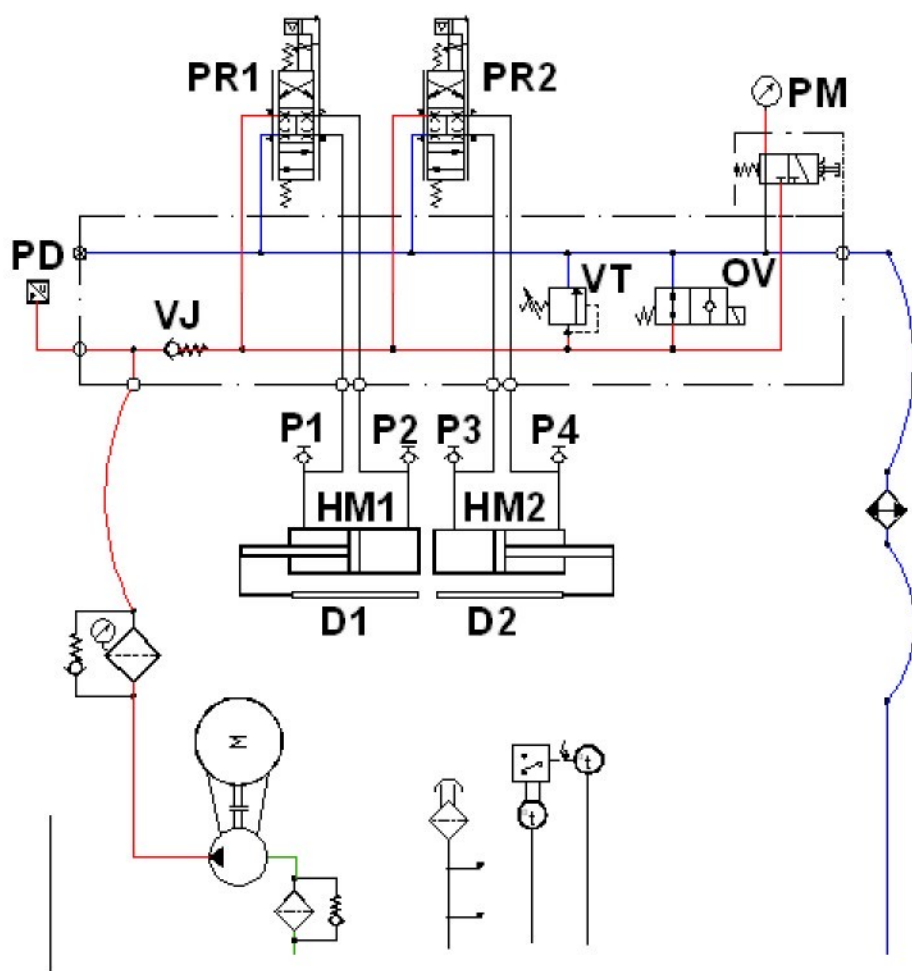


Obr. 35: Funkční uspořádání elektrohydraulického servořízení vozů Škoda^[1].

5.3.2 Volba hydraulických prvků

Hydraulický obvod systému steer by wire (schéma je na obrázku 36 a informace o komponentech v tabulce 3) je v současnosti tvořen dvěma dvojčinnými hydromotory s jednostrannou pístní tyčí (průměr 32 mm/22 mm řady HMI firmy Parker). Průměr pístní tyče 22 mm jsem zvolil z důvodu zachování ohybové tuhosti. Každý hydromotor je propojen a ovládán vlastním proporcionálním ventilem D1FP firmy Parker (průtok $3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při tlakovém spádu 3,5 MPa). Proportionální ventily jsou

umístěny na hydraulickém bloku, který obsahuje tlakový ventil, odlehčovací ventil a další příslušenství. Proporcionální ventil DFplus má velmi dobré dynamické vlastnosti umožňující frekvenční rozsah 0 - 400 Hz při -3 dB a 350 Hz s fázovým posunutím -90°. Zdrojem tlakové kapaliny je hydraulický agregát tvořený zubovým čerpadlem s vnitřním ozubením o geometrickém objemu $V_o = 5,1 \text{ cm}^3$ poháněný jednofázovým elektromotorem o výkonu 2,2 kW (220 V, 1390 1/min). Dodávaný průtok je $7 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 36: Schéma hydraulického obvodu.

Tab. 3: Prvky hydraulického obvodu

Prvky hydraulického obvodu	označení
Elektromotor	M
Čerpadlo s vnitřním ozubením	
Proporcionální ventil D1FP PARKER	PR1, PR2
Připojovací kostka	
Ventil jednosměrný PARKER	VJ
Odlehčovací ventil PARKER	OV
Pojistný ventil PARKER	VT
Tlakoměr PARKER	PM
Digitální tlakový snímač PARKER	PD
Hydraulický válec PARKER	HM1, HM2
Snímač tlaku P6A Hottinger	P1, P2, P3, P4
LM 10 Renishaw + WA 200 Hottinger	D1, D2

Propojovací vedení mezi zdrojem tlakové kapaliny a kostkou s proporcionálními ventily tvoří hadice. Propojení mezi hydraulickým blokem s proporcionálními ventily a hydraulickými válci je tvořeno ocelovými trubkami. Ve zpětné větvi je zařazen chladič oleje (olej/vzduch). Použitý olej v hydraulickém obvodu má označení HM46.

5.3.3 Řídicí a měřicí systém hydraulického obvodu

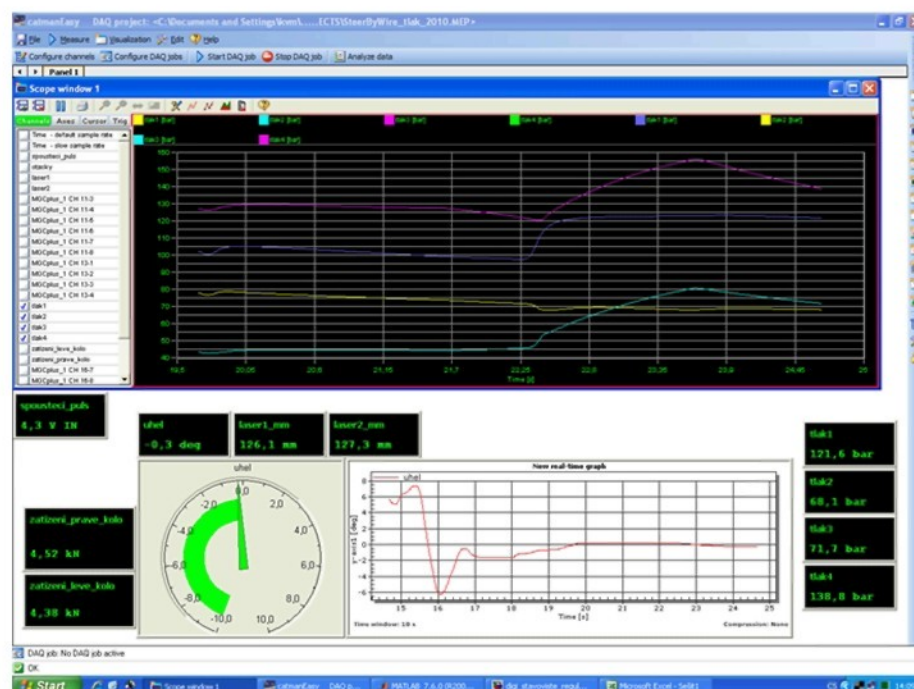
Pro řízení hydraulického obvodu jsem vybral kartu MF624 spolupracující s programem Matlab/SimulinkReal - Time Toolbox. V tomto programu jsem vytvořil simulační schéma pracující v reálném čase, které získává informace o aktuální poloze pístních tyčí hydraulických válců – nepřímé měření natočení kola (Obr. 45). Tyto informace jsou zpracovány a následně je vypočteno příslušné nastavení polohy šoupátek proporcionálních ventilů DFplus.

Měřicí obvod, který je používán na zkušebním zařízení pro identifikaci vybraných měřených veličin, je nezávislý na řídicím obvodu (Obr. 38). Měřicí obvod má za úkol podávat informace o zatížení podložky pod pneumatikou a velikostí jednotlivých tlaků na každé straně válců za pomoci snímačů P6A. Hlavní částí měřicího obvodu je ústředna MGCplus, umožňující snímat až 19 200 vzorků za sekundu v jedno-kanálovém provedení zesilovače a 2 400 vzorků za sekundu v osmi-kanálovém provedení zesilovače. Zpracování dat z naměřených veličin probíhá v softwaru CatmanEasy (Obr. 37).

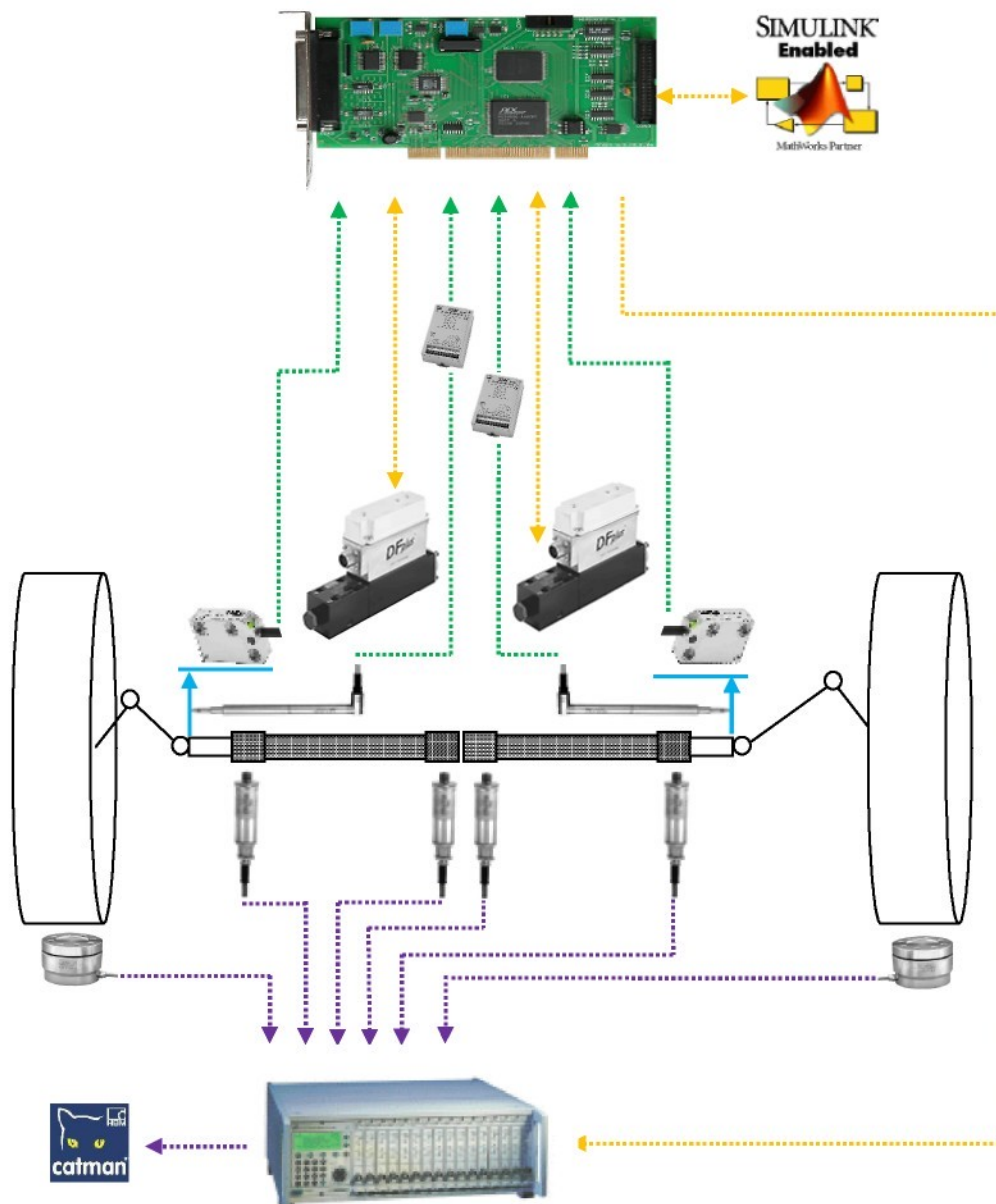
Tab. 4: Použitá technika pro měření a zpracování signálu na zkušebním stanovišti

Řízení procesu:	
MF624 multifunkční vstupně-výstupní karta (fy HUMUSOFT) software Matlab/SimulinkReal - Time Toolbox	
Polohy akčních členů	Lineární indukční snímač WA200 (fy Hottinger) + měřicí zesilovač AE501 (fy Hottinger)
	Lineární inkrementální snímač LM10 (fy Renishaw)
Snímání údajů:	
Měřicí ústředna MGCplus (fy Hottinger) software catman@Easy	
Tlaky v kapalině	Tenzometrický snímač P6A (fy Hottinger)
Síly pod podložkou	Tenzometrický snímač U3 (fy Hottinger)

Oba dva systémy (řídící a měřicí) jsou mezi sebou propojeny. K synchronizaci obou procesů dochází pomocí řídicího pulsu, který je vyslán z programu Matlab/Simulink přes kartu MF624 do ústředny MGCplus. Prakticky je to zrealizováno sledováním hodnoty napětí na příslušném kanálu, která buď automaticky spouští a nebo ukončuje proces snímání jednotlivých veličin v programu CatmanEasy.



Obr. 37: Sledování veličin v prostředí programu CatmanEasy (grafické prostředí pro zobrazení měřených/vypočtených veličin on-line)



Obr. 38: Schéma řízení hydraulického obvodu a snímání vybraných veličin

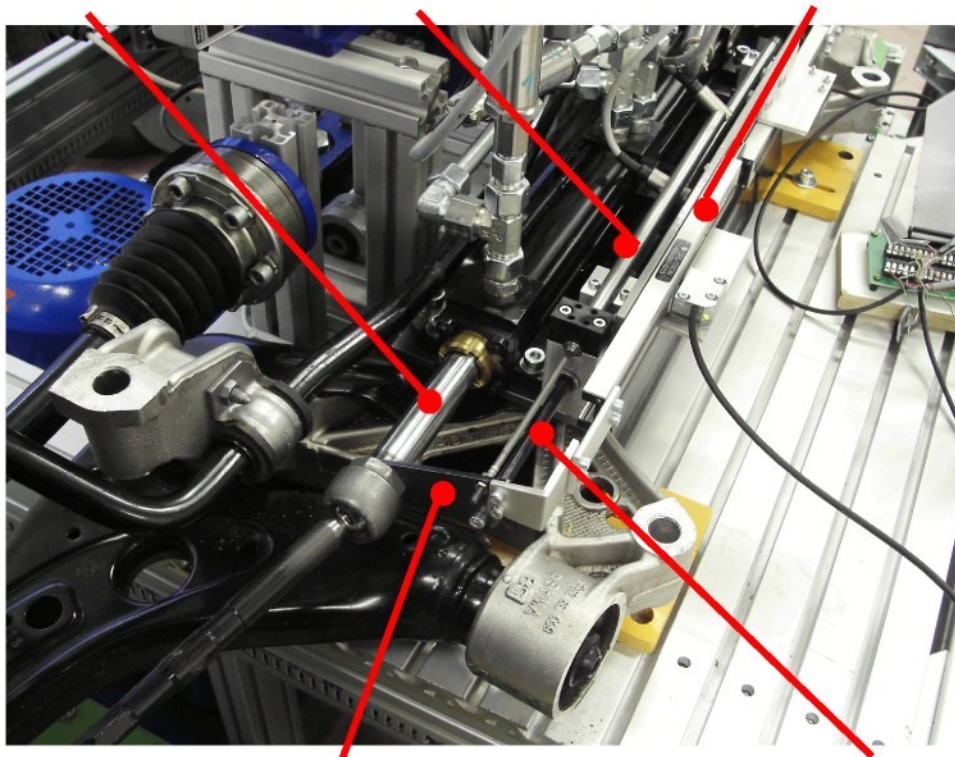
5.3.4 Poloha akčních členů

Pro oba akční členy (hydraulické válce) jsem navrhl systém určování aktuální polohy vysunutí pístních tyčí, který využívá dvou typů snímačů. Veličiny ze snímačů polohy získává měřicí karta a jsou využity v modelu vytvořeném v softwaru Matlab/Simulink.

- 1) okamžitá poloha akčního členu je identifikována indukčním snímačem WA200 v kombinaci s měřicím zesilovačem AE501 (pozn. tato varianta byla v prvopočátku využívána samostatně v řízení procesu směrového natáčení

kol, ale z důvodu vyskytujícího se šumu signálu neumožňovala tak kvalitní parametry regulace, jako varianta současná) – „systém zjistí, kde se vysunutá pístní tyč hydraulického válce nachází a stanoví tuto hodnotu jako počáteční“

hydraulický válec indukční snímač WA200 inkrementální snímač LM10



propojení hydraulického válce se snímači

lineární vedení

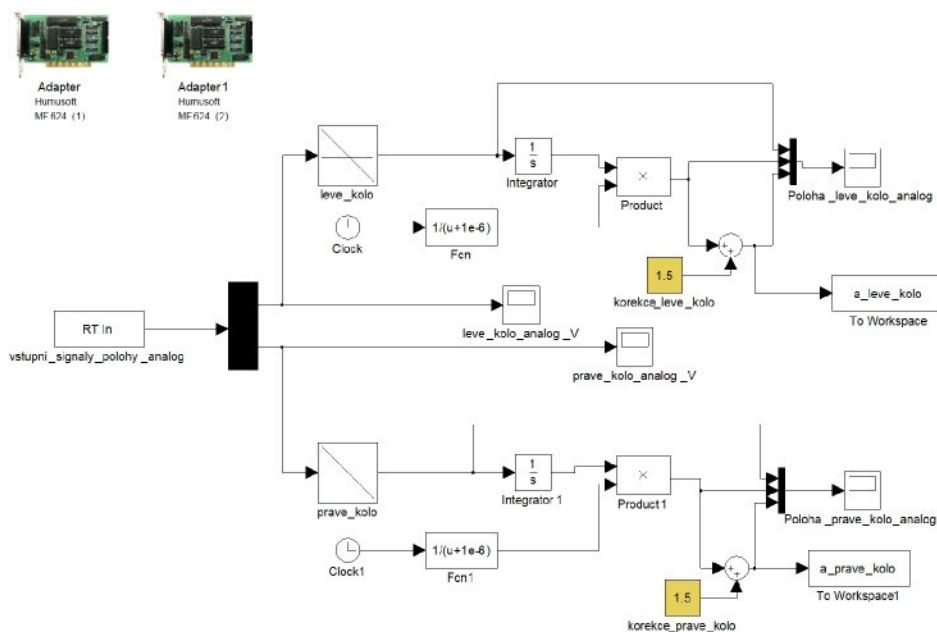
Obr. 39: Uspořádání lineárních snímačů a hydraulického válce

- 2) k regulaci (vytvoření zpětné vazby) se potom využívá lineárního inkrementálního snímače LM10 (rozlišení – velikost inkrementu je 0,001 mm), jehož signál je bez šumu, což umožňuje dosáhnout lepších parametrů regulace – „k počáteční hodnotě je přičítána hodnota z inkrementálního snímače“

Propojení lineárních snímačů polohy s pístní tyčí hydraulického válce, bylo konstruováno s cílem zabezpečit dostatečnou tuhost, aby nedocházelo k případnému rozkmitání.

Pokud má každé z kol řízené nápravy svůj vlastní akční člen pro směrové natočení kola, tak lze do řídicího algoritmu zavést ještě korekci pomocí vhodně zvolené

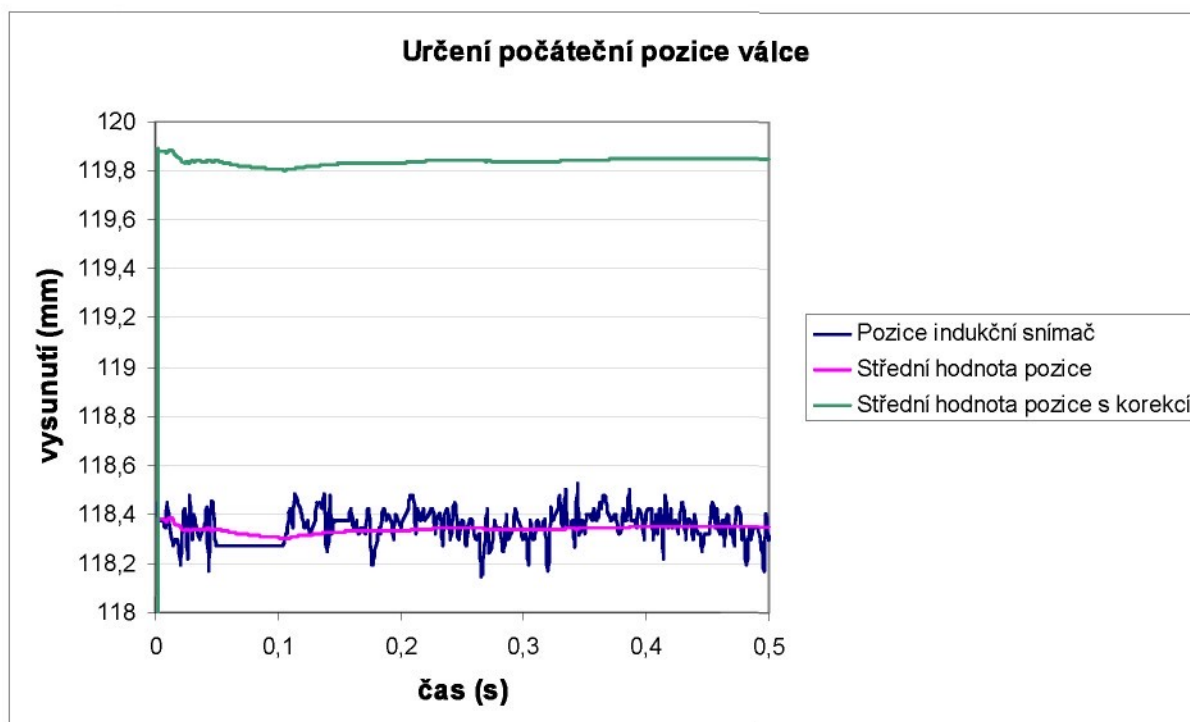
konstanty ovlivňující toto natočení. Tím se upraví sbíhavost kol nápravy na požadovanou hodnotu. Hodnota konstanty korekce je zvýrazněna žlutým polem v obvodu na níže uvedeném obrázku a velikost korekce je přičítána k vypočtené střední hodnotě signálu změřeného na indukčním snímači.



Obr. 40 : Určení počáteční pozice akčního členu (pístní tyče hydraulického válce) před zahájením simulace zadané trajektorie – schéma Matlab/Simulink

Výpočet střední hodnoty signálu je proveden na základě rovnice:

$$u(\tau) = \frac{1}{t} \int_0^T u(t) \cdot d\tau \quad (1)$$



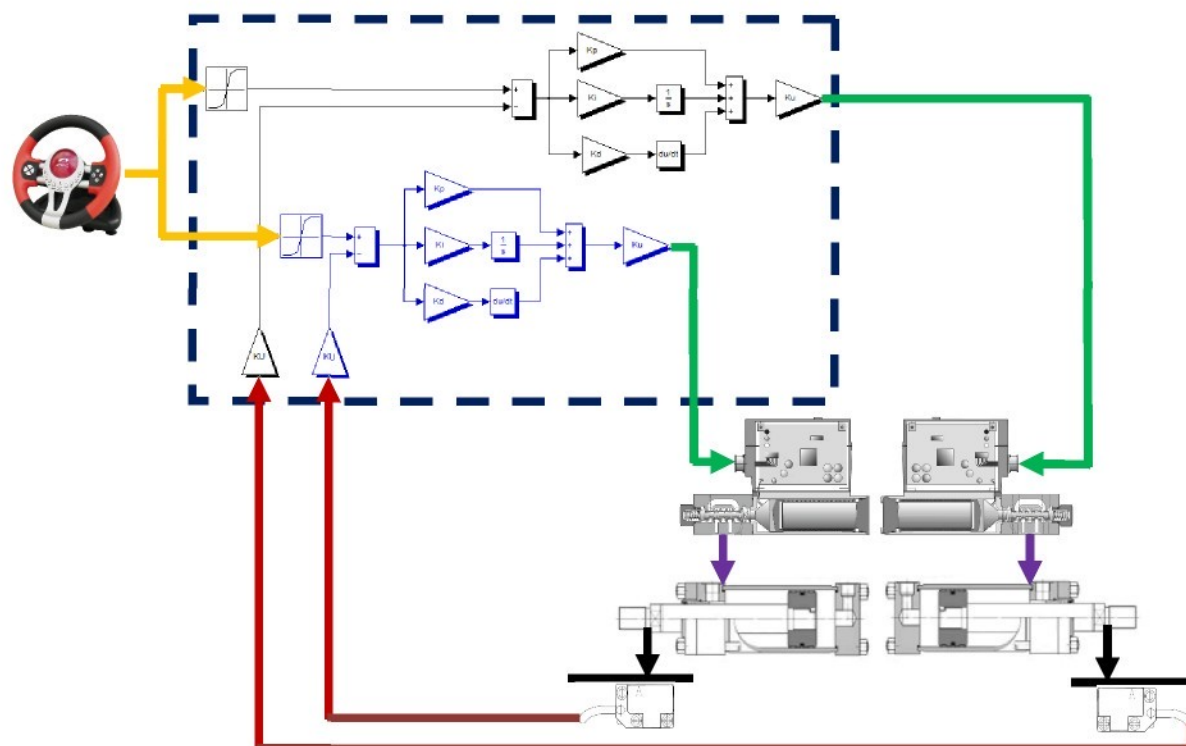
Obr. 41: Určení počáteční polohy akčního členu (pístní tyče hydraulického válce) před zahájením simulace

5.3.5 Regulační systém modelu steer by wire

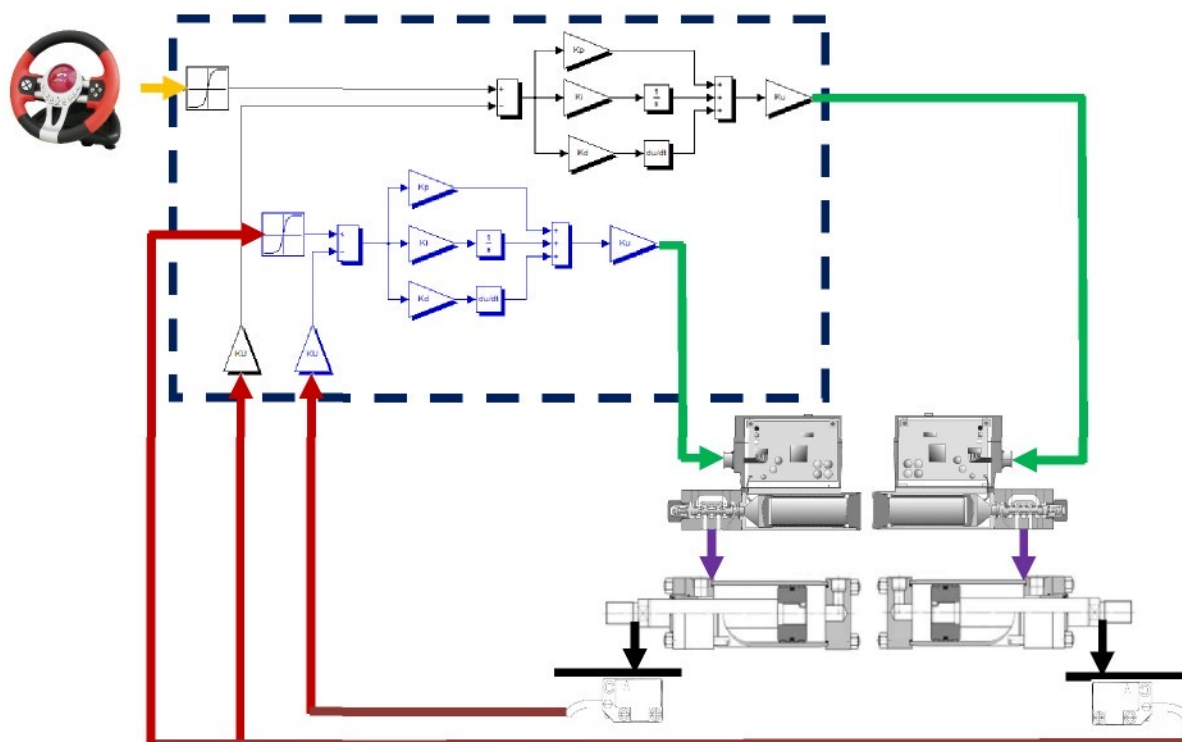
Z hlediska propojení řízení kol se nabízejí dvě základní varianty:

- a) každé kolo je řízeno samostatně
- b) jedno kolo je hlavní (MASTER) a druhé ho následuje (SLAVE)

Pro ověřování závislostí jednotlivých variant jsem zvolil uzavřený regulační obvod pracující v režimu polohové regulace, jenž využívá PID regulátoru.



Obr. 42: Principiální zapojení uzavřeného regulačního obvodu pro směrové řízení kol – každé kolo je řízeno samostatně

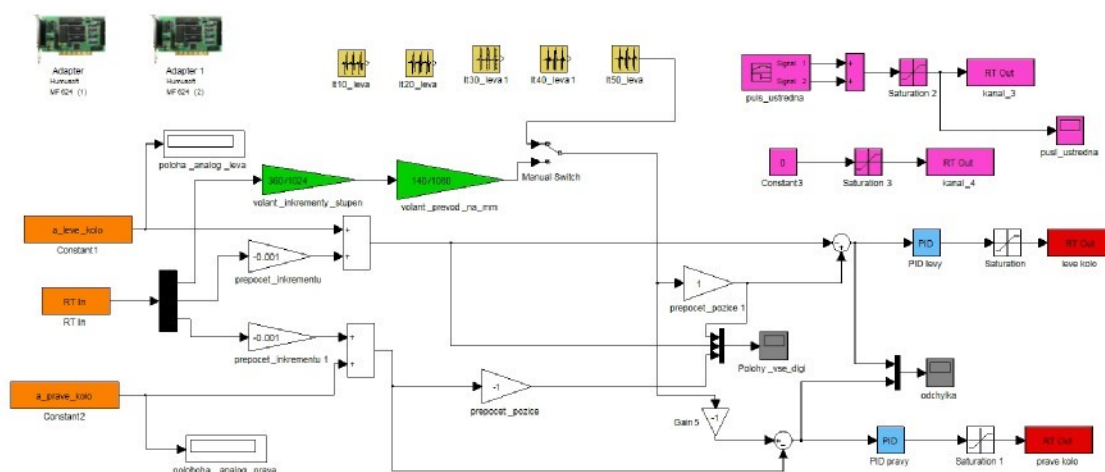


Obr. 43: Principiální zapojení uzavřeného regulačního obvodu pro směrové řízení kol – jedno kolo je hlavní (MASTER) a druhé ho následuje (SLAVE)

Experimentální zkoušky, které jsem na zkušebním zařízení vykonal, byly koncipovány jako ověření funkčních závislostí mezi řídicí jednotkou (představovanou řídicím počítačem) a akčním členem (lineárním hydromotorem). Na následujícím obrázku (Obr. 44) je tato zkoumaná vazba naznačena oranžovým orámováním. V části práce, která se věnuje dopravnímu zpoždění systému, je naznačeno chování systému jako celku, tedy i s volantovou jednotkou.



Obr. 44: Regulační systém – hlavní části (volantová jednotka, řídicí jednotka a hydraulický systém s hydromotory)



Obr. 45: Model pro řízení směrového natáčení kol (varianta, kdy každé kolo je řízeno samostatně) - software Matlab/Simulink

Popis funkce modelu: před samotným spuštěním simulace dojde k automatickému určení počáteční polohy vysunutí pístních tyčí hydraulických válců dříve popsáním způsobem (Obr. 40). Bloky v modelu (Obr. 45), jenž pracují s hodnotami veličin vztažených k poloze vysunutí pístních tyčí hydraulických válců, jsou označeny oranžovou výplní. Informace o žádané hodnotě polohy je zadávána pomocí zde



označených bloků žlutou výplní. Výstupní hodnoty z regulátorů jsou přepočítány na hodnoty ovládacího napětí pro otevření proporcionálních ventilů (bloky označeny červenou výplní). Modrou barvou jsou označeny bloky PID regulátorů.

Přepínačem lze přepnout řízení do pozice umožňující žádanou hodnotu systému zadávat pomocí volantu. Zesilovače, které slouží pro výpočet převodového poměru mezi velikostí úhlu natočení volantu a vysunutí pístní tyče hydraulických válců, jsou označeny zelenou výplní.

Šedá výplň bloků označuje grafy znázorňující jednotlivé průběhy. Fialově vyplněné bloky slouží pro synchronizaci řídicího a měřicího systému – dochází k vysílání synchronizačních pulsů pro měřicí systém.

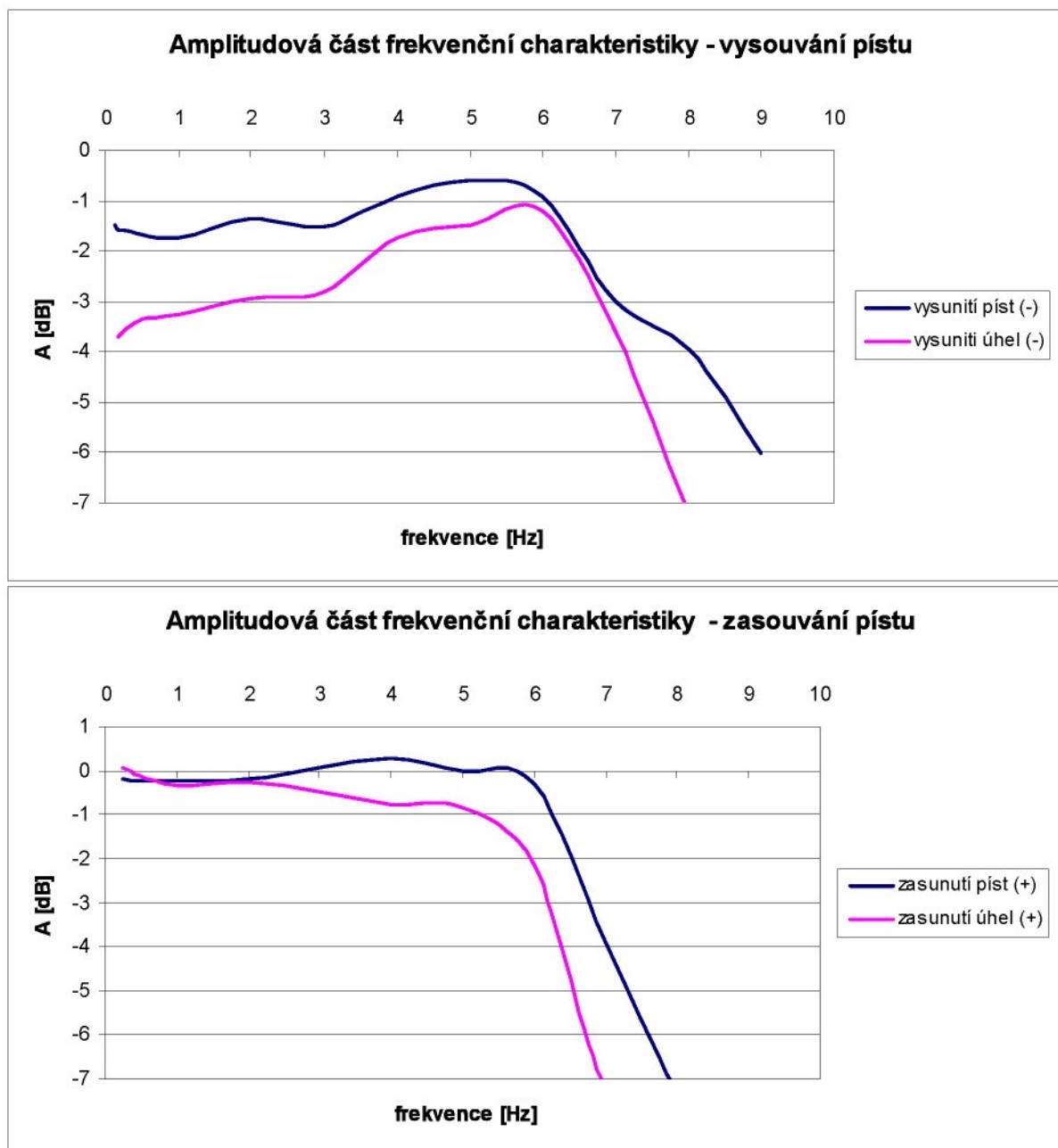
6 OVĚŘOVÁNÍ VLASTNOSTÍ SYSTÉMU

V této kapitole jsou popsány výsledky měření provedených na zkušebním zařízení. Pro identifikaci chování systému jsem měřil frekvenční charakteristiky a dopravní zpoždění. Další ověřování vlastností systému proběhlo během simulovaných „losích testů“ – VDA ISO TR3888. Testy prováděné na reálných vozidel dle VDA ISO TR3888 patří mezi složitější a nejzajímavější zkoušky jízdní stability vůbec.

6.1 Frekvenční charakteristika soustavy

Stanovení frekvenční charakteristiky soustavy pohonu a vlastního natočení kola představuje v celém rozsahu časově náročnou operaci, neboť frekvenční charakteristiku ovlivňuje mnoho faktorů, jako jsou: amplituda vysunutí akčního členu, velikost zatížení pneumatiky, velikost huštění a rozměru pneumatiky, typ povrch podložky atd.. Byla zvolena varianta: betonová podložka, pneumatika BRIDGESTONE TURANZA 195/55 R15 85H huštěná na doporučených 0,23 MPa (2,3 baru), zatížení v nulové poloze směrového řízení 4,5 kN (přímá jízda), což odpovídá přibližně čtvrtině z celkové hmotnosti nejtěžší varianty vozidla Škoda Roomster.

Pro ovládání bylo použito stejného schématu v prostředí programu Matlab/Simulink, jako je na obrázku 45. Jedná se o uzavřený regulační obvod pracující na základě regulace polohy. Amplituda vstupní sinusové funkce pro žádané vysunutí pístní tyče hydraulického válce byla nastavena na hodnotu 3 mm. Toto vysunutí akčního členu u zkoumaného konstrukčního uspořádání nápravy způsobí natočení kola o hodnotu cca 1°, což je například velikost hodnoty natočení kol během provozu vozidel se systémem 4WS za vysokých rychlostí a v této oblasti lze očekávat i asistenční zásahy řídicí jednotky směrového řízení pro zvládání krizových situací. Integrační a derivační složka regulátoru nebyla uvažována. Velikost konstanty proporcionální složky regulátoru byla nastavena na maximální velikost, která nezpůsobovala kmitavý (nehladký) průběh polohy akčních členů.



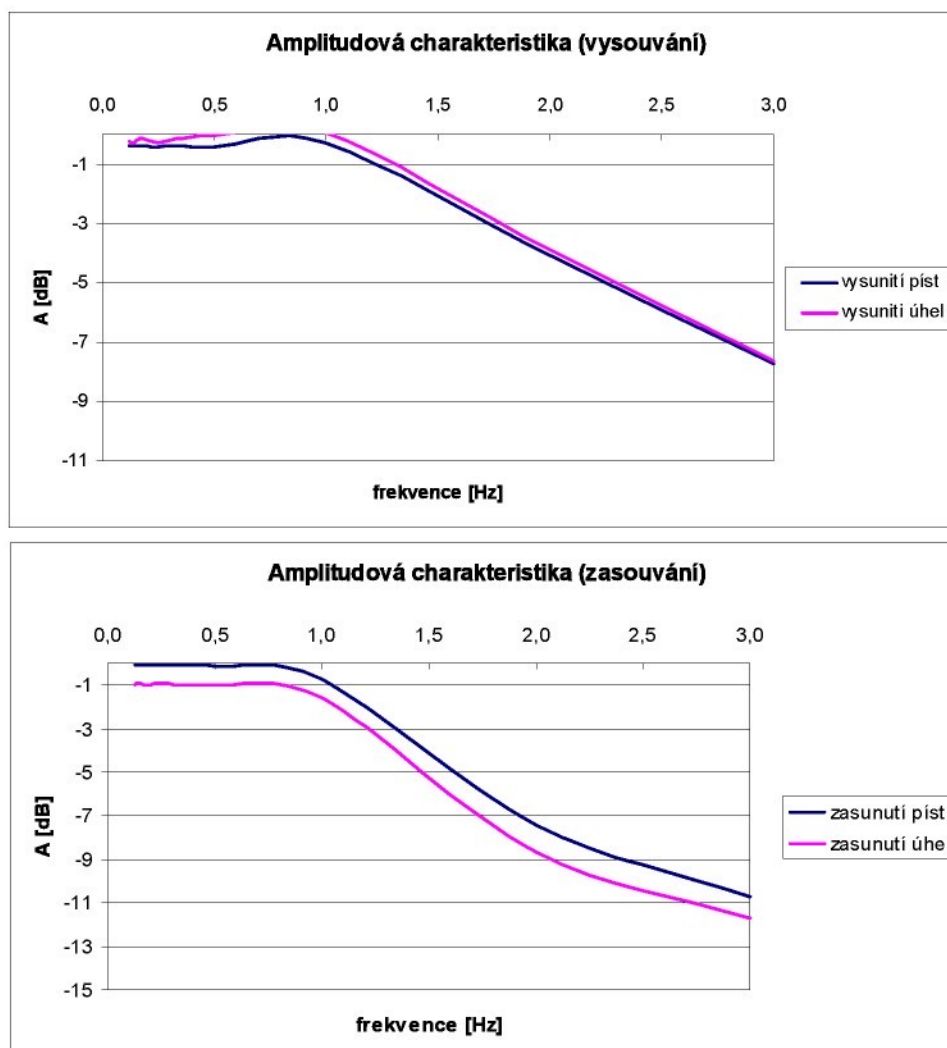
Obr. 46: Amplitudová část frekvenční charakteristiky uzavřené soustavy pracující s polohovou vazbou – požadovaná amplituda akčního členu 3 mm, pneumatika 15" (huštění 0,23 MPa) , zatížení v oblasti 4,5 kN – betonová podložka pod kolem.

Amplitudová část frekvenční charakteristiky vyjadřuje vlastnosti polohové odchylky akčního členu (při vysouvání a zasouvání pístu) a úhlu natočení kola, který ovlivňují pružné členy v konstrukci nápravy (Obr. 87). Způsob měření skutečného úhlu natočení kola je uveden v kapitole s názvem: Stanovení skutečného úhlu natočení kola, která je umístěna v závěru této práce.

U zkoumané uzavřené soustavy nastane pokles amplitudy o smluvní hodnotu -3 dB při hodnotách frekvence 6 - 7 Hz pro požadovanou hodnotu amplitudy vysunutí akčního členu 3 mm. Při hodnotě frekvence 6 Hz dochází ke 100% otevření ventilů a hydraulický zdroj není schopen při vyšších frekvencích splnit požadované hodnoty dodávky hydraulického oleje, proto dochází k prudkému poklesu amplitudy. Na počátku, při nízké frekvenci do 2 Hz, se u úhlu natočení kola při vysouvání pístní tyče hydraulického válce objevuje pokles pod hodnotu -3 dB. To je způsobeno elastokinematickými vlastnostmi soustavy, kdy část vysunutí „spotřebuje“ deformace pružných členů konstrukce nápravy.

Další amplitudová část frekvenční charakteristika soustavy byla měřena pro amplitudu vysouvání hydraulického válce 20 mm. Amplituda 20 mm byla vybrána s vazbou na měření v reálném vozidle, která probíhala při identifikaci chování řidiče při tzv. „losích testech“ při různých rychlostech (popis zkoušek je uveden v kapitole „Losí test“ – průjezd předepsané dráhy vozidlem umístěné v další části této práce). Ostatní parametry zůstaly shodné s předchozím zkoumáním amplitudové charakteristiky.

Vysunutí akčního členu při amplitudě 20 mm prezentuje u konvenčních vozidel natáčení volantu řidičem o amplitudě 90°.



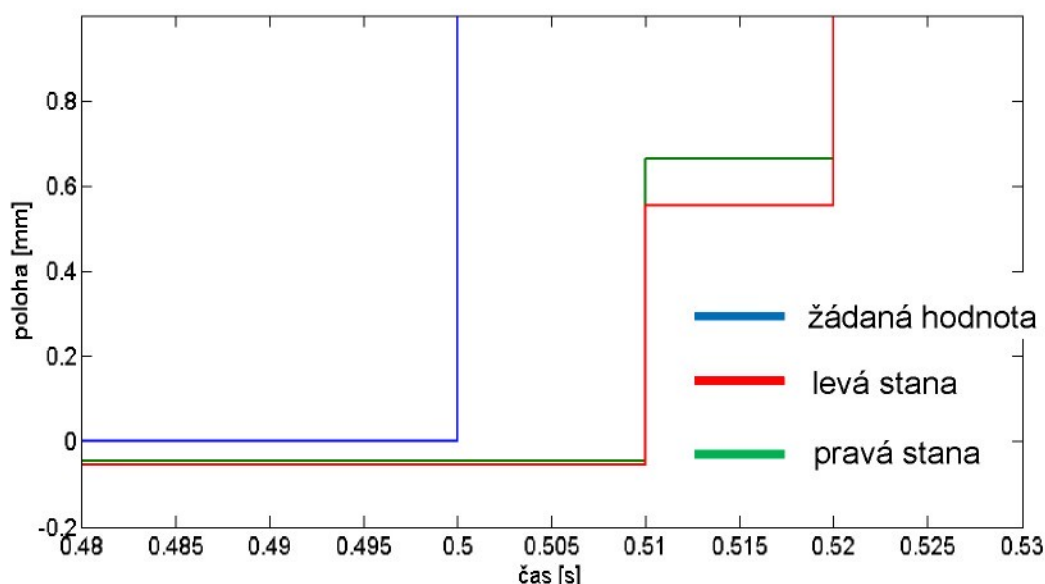
Obr. 47: Amplitudová část frekvenční charakteristiky uzavřené soustavy pracující s polohovou vazbou – požadovaná amplituda akčního členu 20 mm, pneumatika 15" (huštění 0,23 MPa), zatížení v oblasti 4,5 kN – betonová podložka pod kolem.

U zkoumané uzavřené soustavy nastane pokles amplitudy o smluvní hodnotu -3 dB v oblasti frekvence 1,2 Hz pro požadovanou hodnotu amplitudu vysunutí akčního členu 20 mm. Z grafů popisujících „losí test“ lze odhadnout frekvenci, kterou je řidič schopen bezpečně reagovat na nenadálou situaci. Pro rychlost 60 km/h je „řidičova frekvence“ v oblasti 0,5 Hz (při menší amplitudě). Tato hodnota je nižší než je schopna vykázat zkoumaná soustava.

Ze zjištěných amplitudových částí frekvenčních charakteristik vyplývá, že používaná vzorkovací frekvence 100 Hz u systémů podporujících aktivní směrovou bezpečnost vozidel je vyhovující.

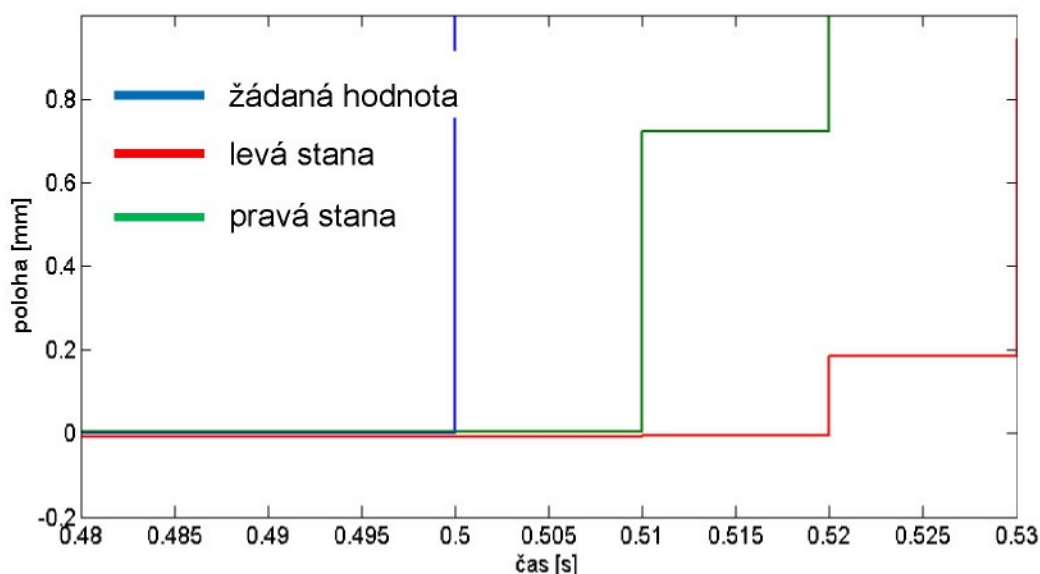
6.2 Dopravní zpoždění systému

Dalším kritériem, které ovlivňuje schopnosti systému, je dopravní zpoždění systému. Velikost dopravního zpoždění systému může výrazným způsobem ovlivňovat řidičův pocit z ovladatelnosti vozidla a může zásadním způsobem promluvit do bezpečnosti okolí vozidla, kdy se bude čas dopravního zpoždění systému přičítat k reakční době řidiče. Z uvedených důvodů je třeba tento vliv analyzovat, případně navrhnout opatření pro snížení dopravního zpoždění.



Obr. 48: Dopravní zpoždění systému - vazba mezi řídicí jednotkou (řídicím počítačem) a vysunutím akčního členu (pístu hydraulického válce) – nezávislé řízení kol, vzorkovací frekvence 100 Hz

Dopravní zpoždění systému, který je instalován na zkušebním zařízení, bylo měřeno při vzorkovací frekvenci 100 Hz a ve dvou úrovních. První byla zkoumaná úroveň: řídicí jednotka (řídicí počítač) - vysunutí pístu hydraulického válce. Pro systém nezávisle řízených kol (zapojení dle obrázku 42) je zpoždění systému 0,01 s. Pokud se jedná o zapojení dle obrázku 43, tak u druhého kola (SLAVE), které následuje kolo první (MASTER) dochází k nárůstu o další 0,01 s.



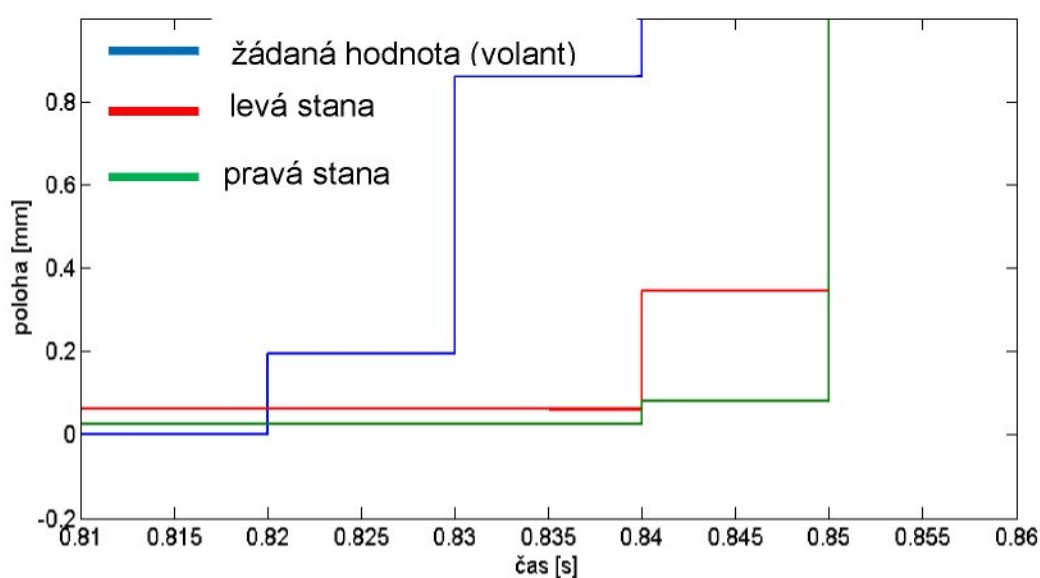
Obr. 49: Dopravní zpoždění systému - vazba mezi řídicí jednotkou (řídícím počítačem) a vysunutím akčního členu (pístu hydraulického válce) – závislá kola (řízení typu MASTER a SLAVE), vzorkovací frekvence 100 Hz

Pro druhou úroveň zkoumání dopravního zpoždění systému steer by wire mezi volantem tohoto systému a vysunutím pístu hydraulického válce byla vytvořena konstrukce volantu. Volant je vybaven inkrementálním rotačním snímačem. Mezi počátkem pohybu volantu a počátkem pohybu pístu hydraulického válce bylo naměřeno dopravní zpoždění o velikosti 0,02 s. Pokud by byl u vozidla použit systém řízení natáčení kol typu MASTER – SLAVE, tak by u druhého kola byla hodnota dopravního zpoždění 0,03 s.

Dopravní zpoždění systému je závislé na hodnotě vzorkovací frekvence. Se vzrůstající hodnotou vzorkovací frekvence se zkracuje čas dopravního zpoždění.



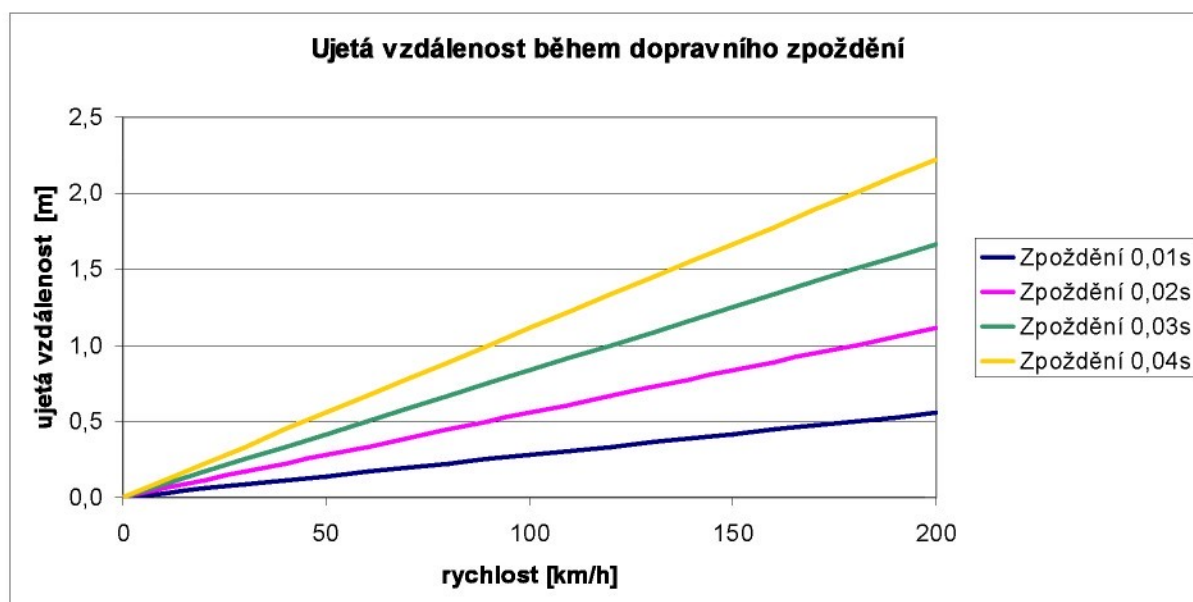
Obr. 50: Konstrukce volantu se snímačem pro identifikaci polohy



Obr. 51: Dopravní zpoždění systému - vazba mezi natočením volantu a vysunutím akčního členu (pístu hydraulického válce) – nezávislé řízení kol, vzorkovací frekvence 100 Hz

Velikost jednotlivých dopravních zpoždění systémů byla pro rychlosti vozidla přepočítána na ujetou vzdálenost. Reakční době zkoušeného laboratorního systému (dopravní zpoždění systému s nezávislé řízeními koly - vazba mezi natočením volantu a vysunutím pístů hydraulických válců při vzorkovací frekvenci 100 Hz) by při

jízdě rychlostí 50 km/h (maximální povolená rychlost v obci) odpovídala vzdálenost 0,3 metru. Mimo obec pro rychlost 90 km/h je to 0,5 metru a na dálnici při rychlosti 130 km/h 0,7 metru.

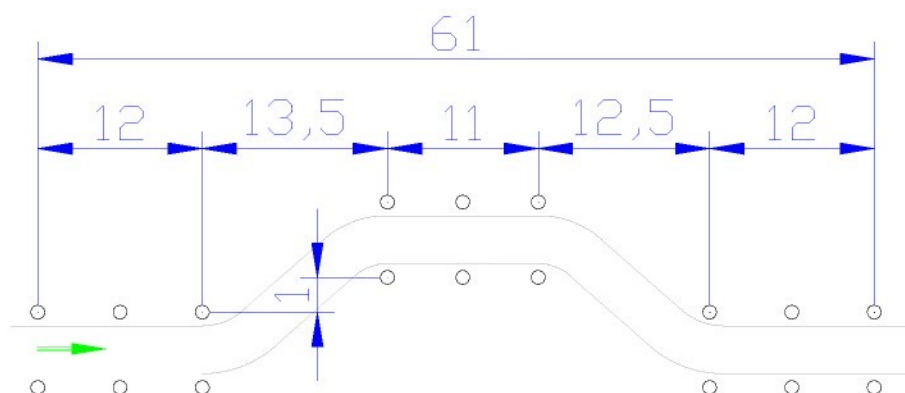


Obr. 52: Ujetá vzdálenost vozidla během dopravního zpoždění (pro vzorkovací frekvenci 100 Hz)

6.3 Simulace „losího testu“ na experimentálním zařízení

6.3.1 „Losí test“ – průjezd předepsané dráhy vozidlem

Mezi ověřující kritéria jízdní stability vozidla patří průjezd předepsaným koridorem. K nejčastěji využívaným patří tzv. „losí test“ – VDA ISO TR3888. Jedná se o zkušební dráhu vytýčenou mezi kužely. Zkušební řidič do koridoru vjíždí rychlostí 90 km/h a v předepsaném místě uvolní plynový pedál. Test VDA ISO TR3888 využívá např. německý autoklub ADAC ke srovnávacím testům. Výrobci na tento extrémní manévry svá vozidla připravují, neboť některá vozidla při tomto manévru neuspěla a třeba se i převrátila.



Obr. 53: „Losí test“ – nahoře dráha vyhýbacího manévru (rozměry v metrech),
dole průjezd vozidla Škoda Roomster předepsanou dráhou na letišti Hradčany-
Mimoň

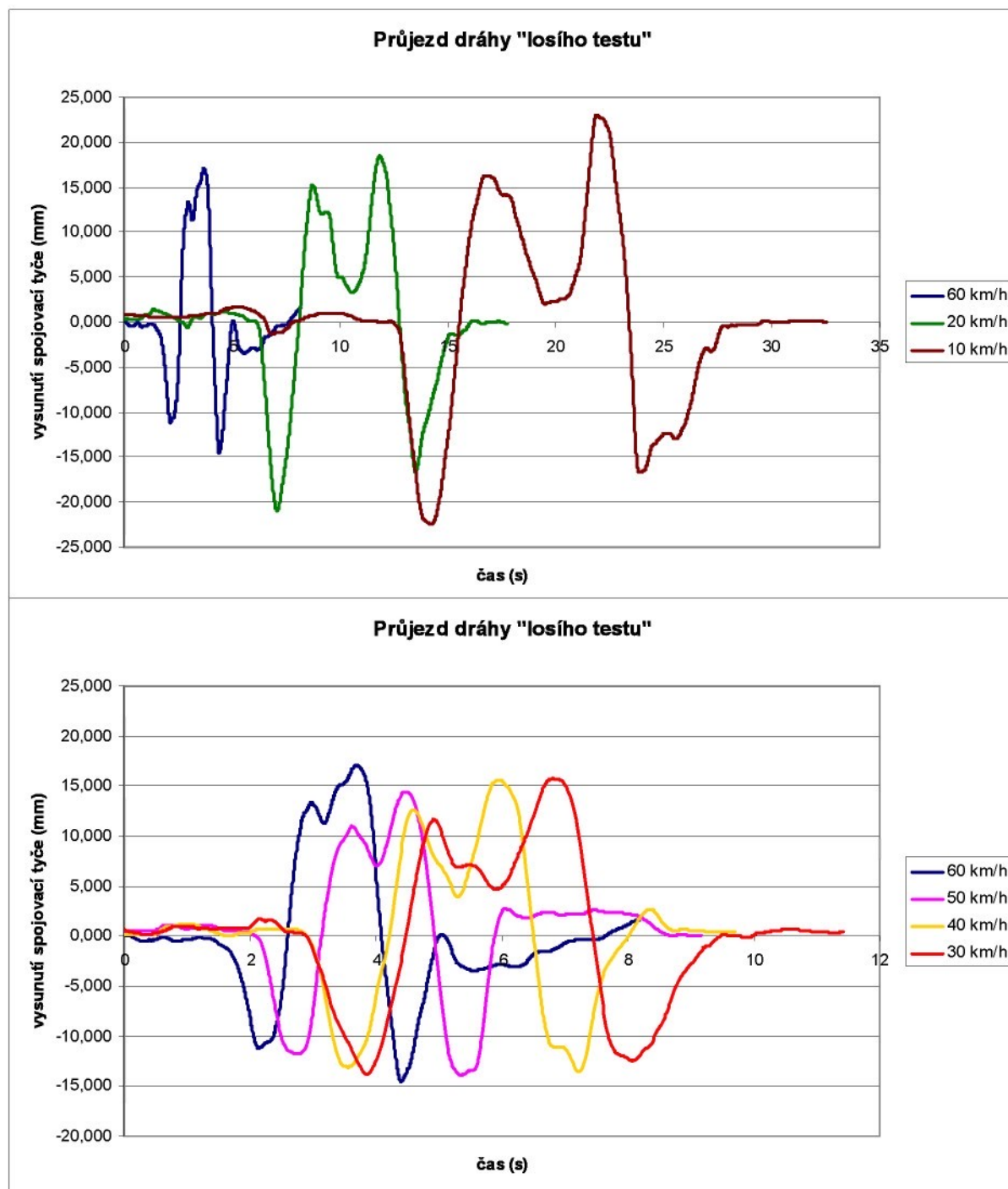
Pro získání informací o chování řidiče během tohoto testu byl upraven vůz Škoda Roomster 1,6 16V/77 kW. Pro sledování a záznam úhlové odchylky během testů byla volantová část opatřena inkrementálním snímačem úhlu. Hřebenové řízení vozidla Škoda Roomster má v celém rozsahu konstantní převodový poměr mezi úhlem natočení volantu a posunutím spojovací tyče. Na základě znalosti převodového čísla (natočení volantu – posunutí spojovací tyče) byla následně vypočítána žádaná poloha akčního členu v závislosti na čase pro simulaci takového testu na

zkušebním zařízením. Reálné vozidlo bylo testováno na ploše letiště Hradčany-Mimoň a dráhu „losího testu“ projíždělo postupně rychlostmi 10, 20, 30, 40, 50 a 60 km/h.

Vozidlo bylo vybaveno upravenou řídicí tyčí na pravé straně vozidla. Řídicí tyč byla vybavena čtyřmi tenzometry zapojenými do plného mostu, které nepřímou umožnily identifikovat silové účinky v mechanismu řízení za jízdy („losí test“ a jízda po kruhové dráze) a parkování, kdy rychlost vozidla je 0 km/h.

Údaje z obou uvedených měřidel byly snímány s využitím měřicí ústředny MGCplus. Další provedené konstrukční úpravy na volantové části vozidla umožní identifikaci krouticího momentu nutného ke směrovému natáčení kol. Zmapování hodnot tohoto krouticího momentu může přispět ke konstrukci vlastní volantové zpětnovazební jednotky - vytvoření umělého odporu na volantu systému steer by wire (vytvoření „umělého“ pocitu kontaktu řidiče s vozovkou).

Z níže uvedených grafů vyplývá, že při vyšších rychlostech jsou rychlejší změny výchylky spojovací tyče řízení, ale amplituda posunutí klesá, což souvisí s vlastnostmi pružného uložení nápravy a tuhostí pneumatik, které jsou poměrně výrazně deformovány při takovémto testu (viditelné stopy kontaktu pneumatik s vozovkou po jejích stranách při vyšších rychlostech vozidla).

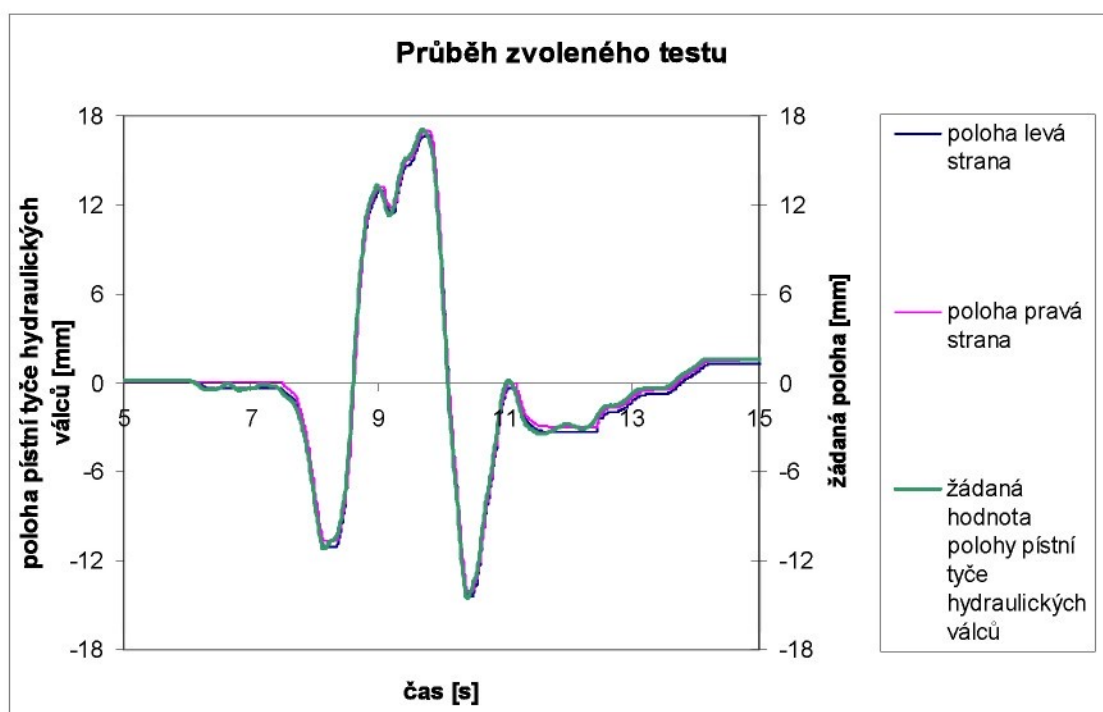


Obr. 54: „Losí testy“ – grafy závislosti výchylky tyče řízení vozidla Škoda Roomster na čase při průjezdu předepsanou dráhou za různých rychlostí na letišti Hradčany-Mimoň

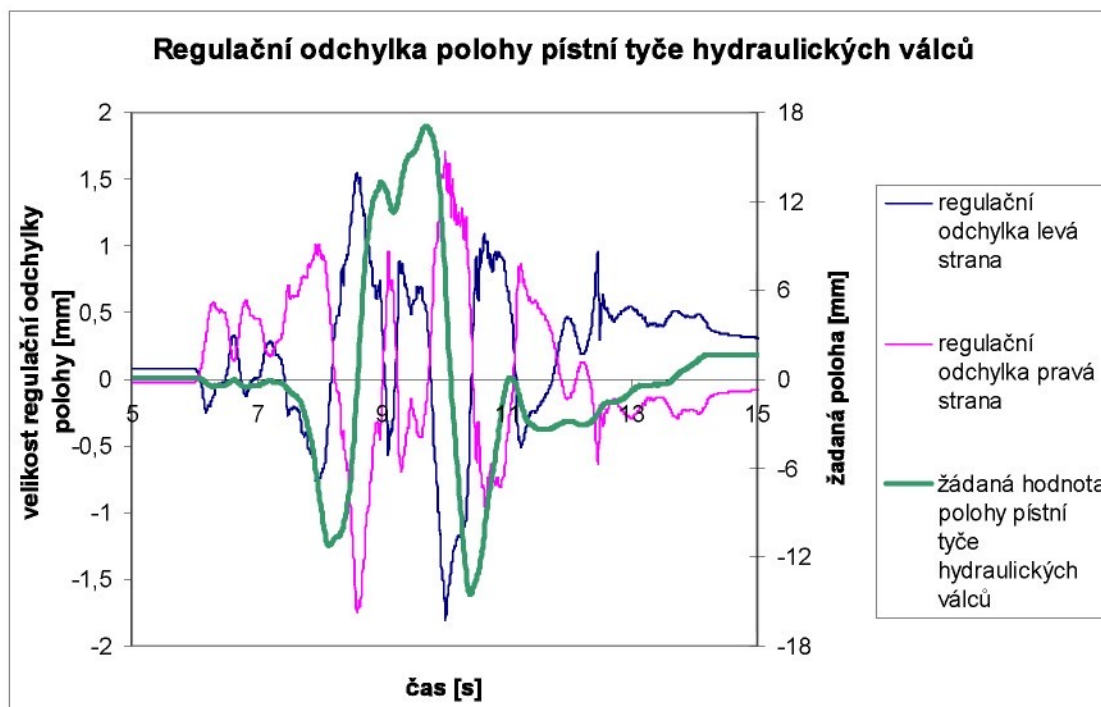
6.3.2 Rychlost 60 km/h (vzorkovací frekvence 100 Hz)

Nastavení konstant PID regulátoru (všech jeho tří složek) probíhalo na zkušebním zařízení během testů typu rampa a sinus. Cílem bylo dosažení co nejnižší regulační odchylky polohy pístních tyčí hydraulických válců při klidném směrovém natáčení kola.

První ověřovací test pro simulaci „losího testu“ na zkušebním zařízení probíhal za podmínek změny vysunutí akčních členů získaných z projetí dráhy reálného testu při rychlosti 60 km/h. Výrobci stabilizačních systémů uvádějí u funkce svých systémů vzorkovací frekvenci 100 Hz (0,01s), proto byla i tato hodnota vzorkovací frekvence zvolena pro zkoušky na zkušebním zařízení. Každý z akčních členů získával informaci o žádané poloze nezávisle (zapojení dle obrázku 42).



Obr. 55: „Losí test“ na zkušebním zařízení – vysunutí akčních členů (pístní tyče hydraulických válců) – $v = 60 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

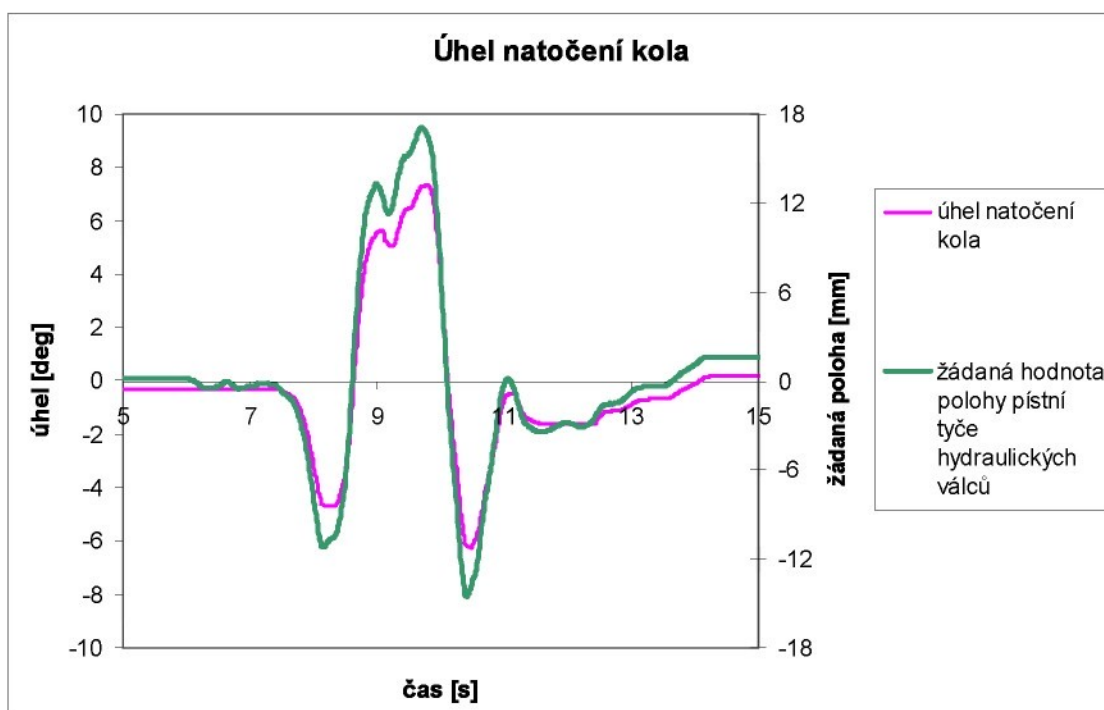


Obr. 56: „Losí test“ na zkušebním zařízení – regulační odchylka vysunutí akčních členů (hydraulických válců) – $v = 60 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)

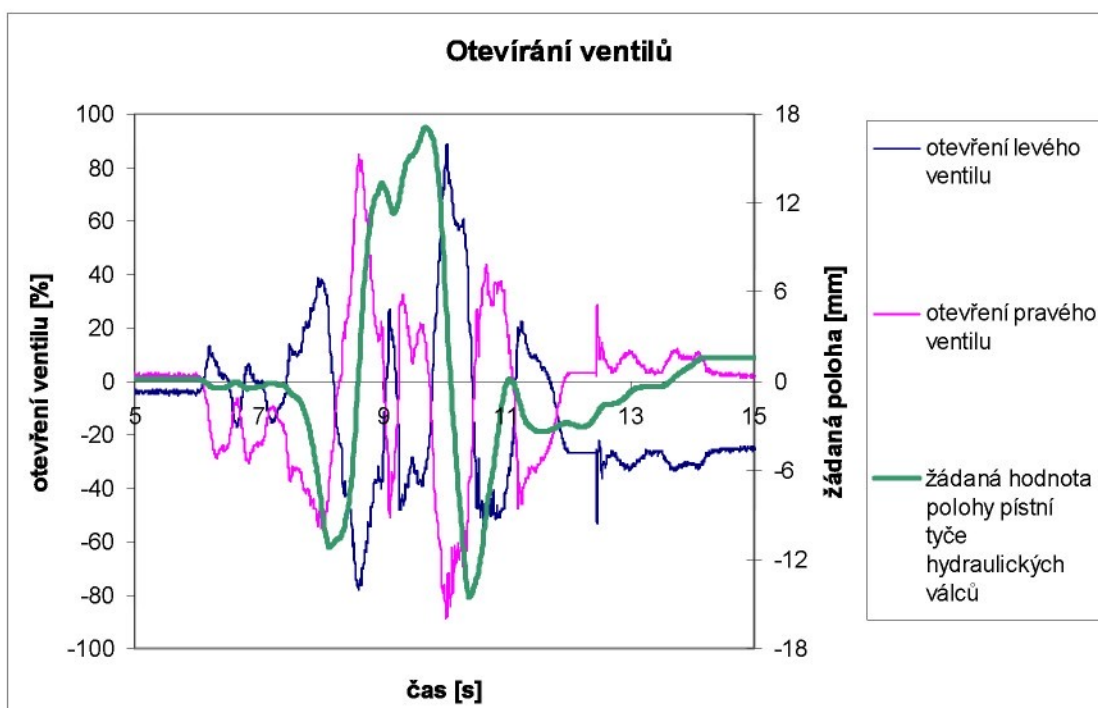
Regulační odchylka polohy byla získána odečtením hodnoty skutečné polohy pístní tyče hydraulického válce od žadané hodnoty polohy v daném čase. Horní hranice regulační odchylky polohy vysunutí hydraulických válců, která byla naměřena během tohoto testu je velikosti $1,8 \text{ mm}$ a nachází se v oblasti rychlé změny přechodu mezi jednou a druhou krajní polohou natočení kol. Regulační odchylka polohy o velikosti $1,8 \text{ mm}$ odpovídá přibližně odchylce $0,7^\circ$ v natočení kola proti požadované hodnotě.

Otevření proporcionálních ventilů D1FP PARKER při tomto testu je 90%. Hodnota průtočné velikosti ventilu je pro tento test dostatečná, ale začíná se blížit maximální hranici otevření. Proto by bylo vhodné velikost průtoku ověřit při rychlejších reálných změnách, zda maximální otevření nezpůsobí výrazné zvětšení regulační odchylky.

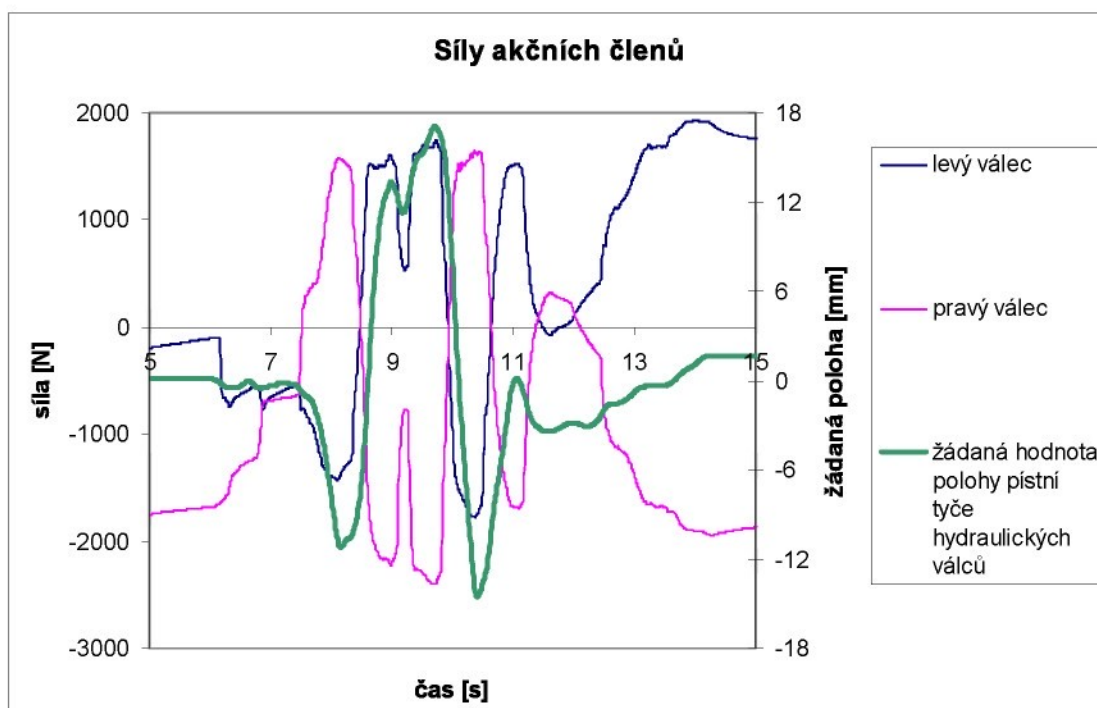
Vypočtené síly nutné ke směrovému natočení jednoho kola na betonové podložce při zatížení v nulové poloze směrového řízení $4,5 \text{ kN}$ jsou v rozmezí -2400 N až 1700 N .



Obr. 57: „Losí test“ na zkušebním zařízení – úhel směrového natočení kola – $v = 60 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)



Obr. 58: „Losí test“ na zkušebním zařízení – otevírání proporcionálních ventilů během testu – $v = 60 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)

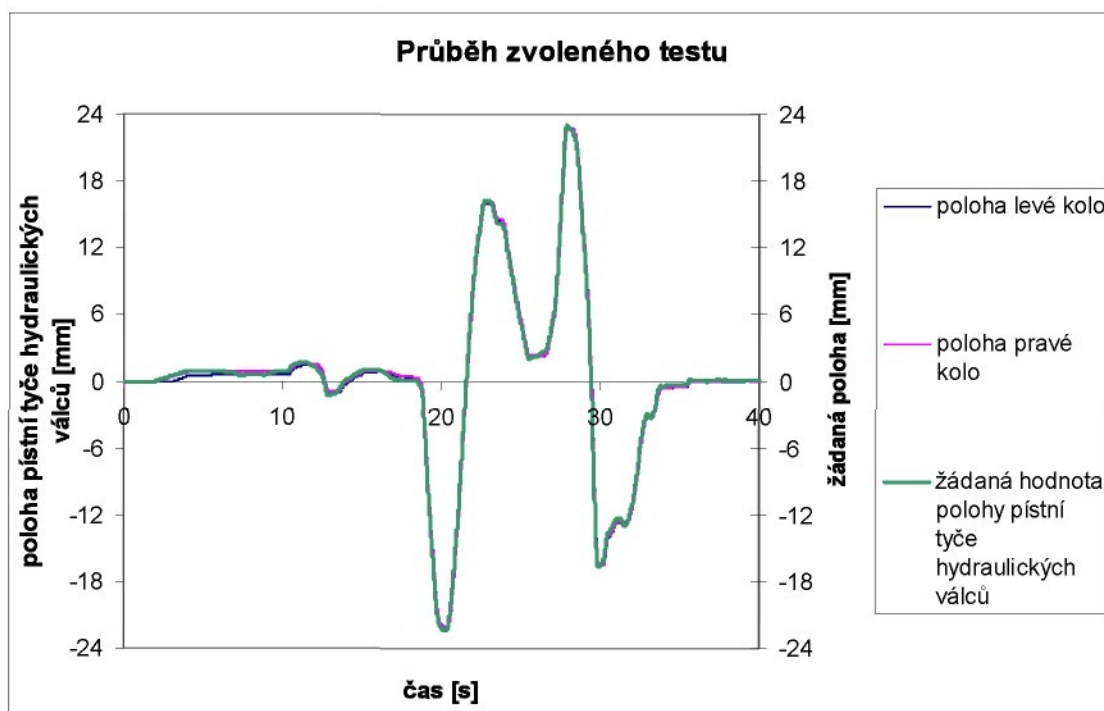


Obr. 59: „Losí test“ na zkušebním zařízení – síly akčních členů (v pístní tyči hydraulického válce) – $v = 60 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)

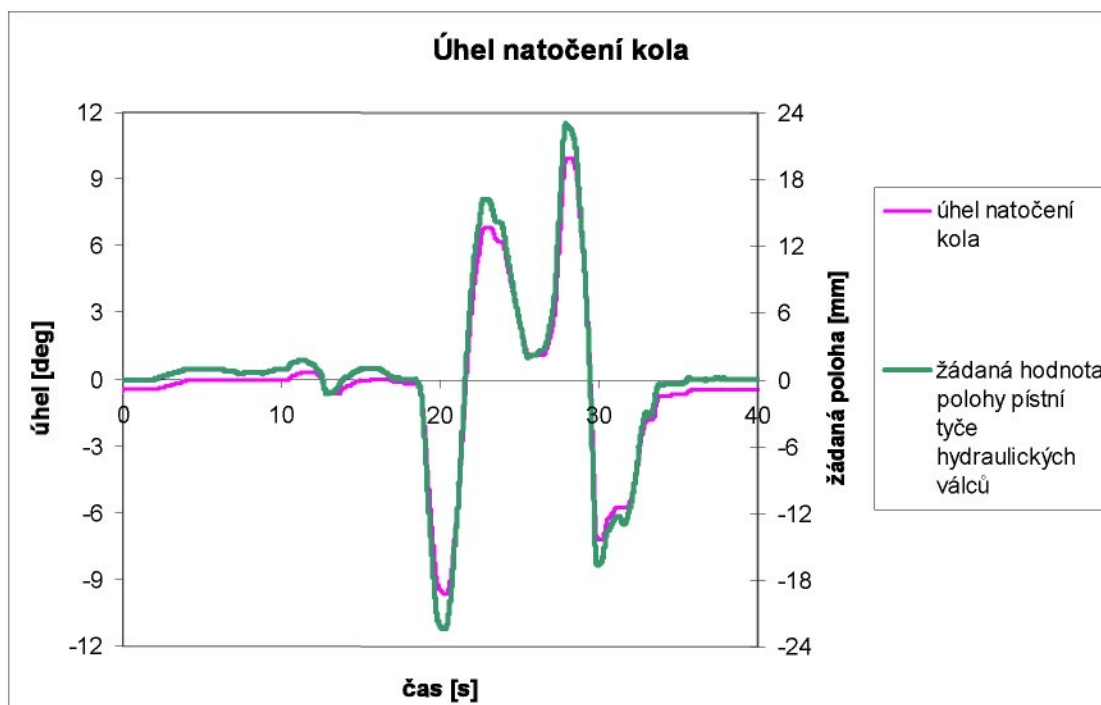
6.3.3 Rychlost 10 km/h (vzorkovací frekvence 100 Hz)

Druhou simulaci „losího testu“ na zkušebním zařízení, která byla vybrána pro prezentaci výsledků do této disertační práce, byla simulace za podmínek změny vysunutí akčních členů získaných z projetí dráhy vozidla reálného testu při rychlosti 10 km/h . Hodnoty konstant PID regulátoru zůstaly shodné jako pro rychlost 60 km/h , stejně tak vzorkovací frekvence byla 100 Hz . Regulační odchylka polohy při takovémto testu poklesla na hodnotu $1,3 \text{ mm}$, což odpovídá přibližně odchylce $0,5^\circ$ v natočení kola proti požadované hodnotě.

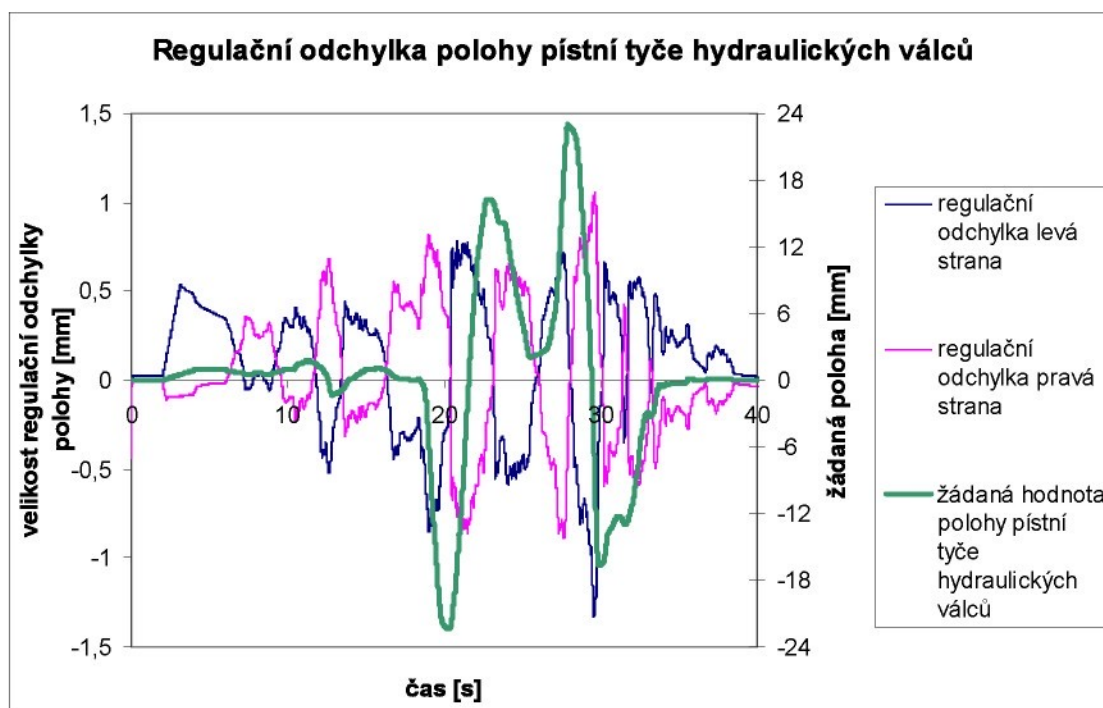
K zajištění požadovaného vysunutí pístních tyčí hydraulických válců během tohoto testu stačí potom 60% otevření proporcionálních ventilů. Síly, které musí hydraulické válce vyvinout k nastavení správné polohy a překonání odporů jsou v rozmezí -2600 N až 2300 N . V grafech (Obr. 60 – Obr. 64) je uvedena i časová oblast $0 - 10$ a $35 - 40$ sekund, která byla „uměle“ vytvořena pro pozvolné nastavení počátku a konce testu.



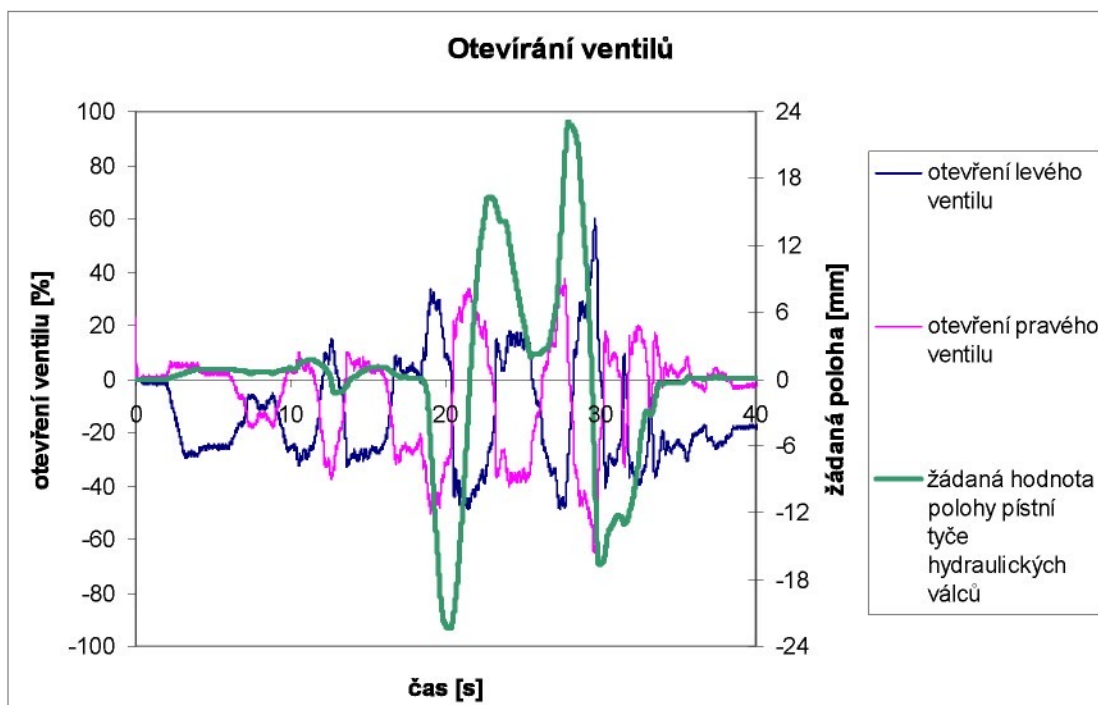
Obr. 60: „Losí test“ na zkušebním zařízení – vysunutí akčních členů (pístní tyče hydraulických válců) – $v = 10 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , betonová podložka, zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)



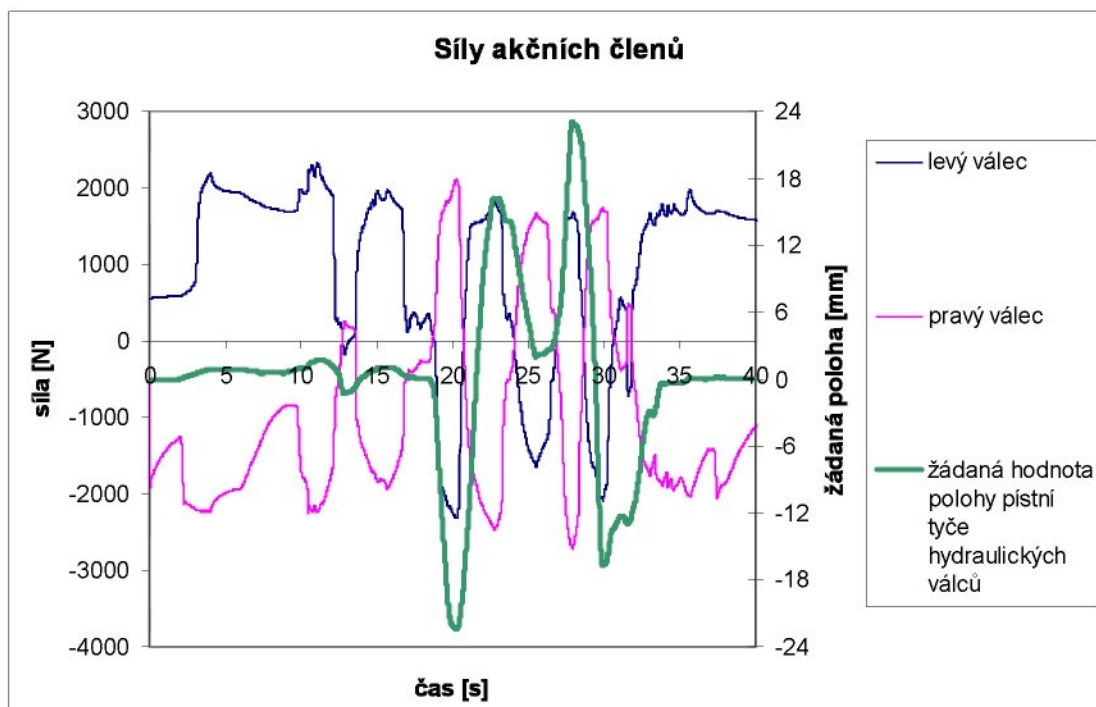
Obr. 61: „Losí test“ na zkušebním zařízení – úhel směrového natočení kola – $v = 10 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)



Obr. 62: „Losí test“ na zkušebním zařízení – regulační odchylka vysunutí akčních členů (hydraulických válců) – $v = 10 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)



Obr. 63: „Losí test“ na zkušebním zařízení – otevírání proporcionálních ventilů během testu ($10\text{V} = 100\%$ otevření) – $v = 10 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)



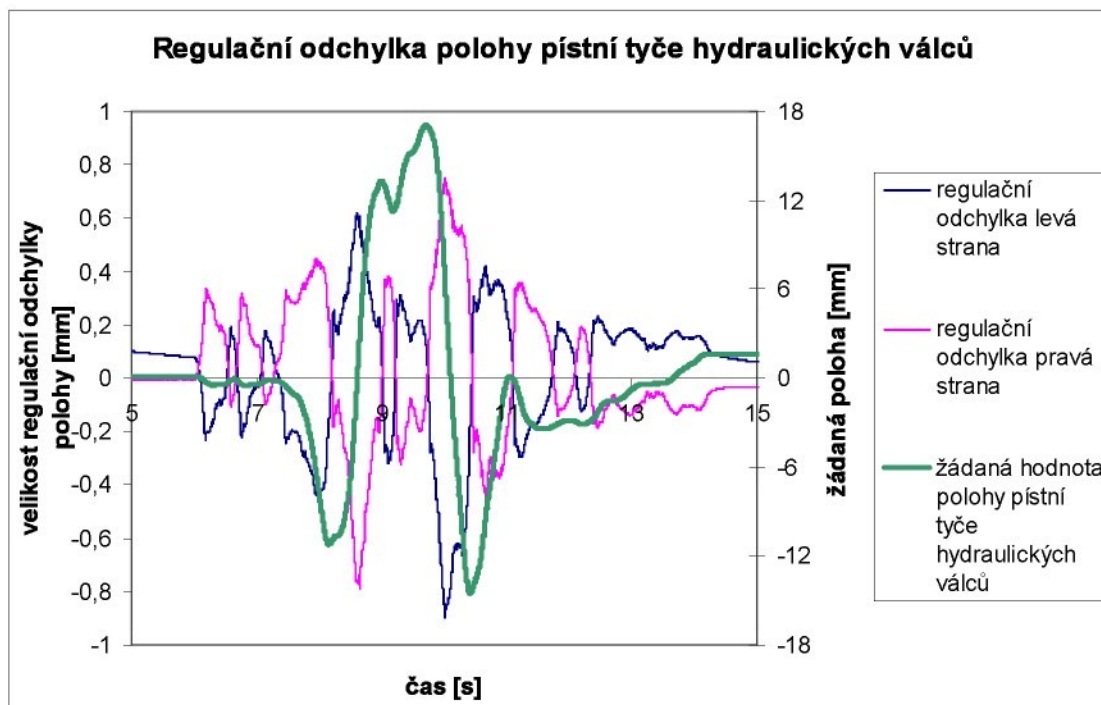
Obr. 64: „Losí test“ na zkušebním zařízení – síly v akčních členech (hydraulických válcích) – $v = 10 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15“ (huštění $0,23 \text{ MPa}$)

6.4 Vzorkovací frekvence systému 600 Hz

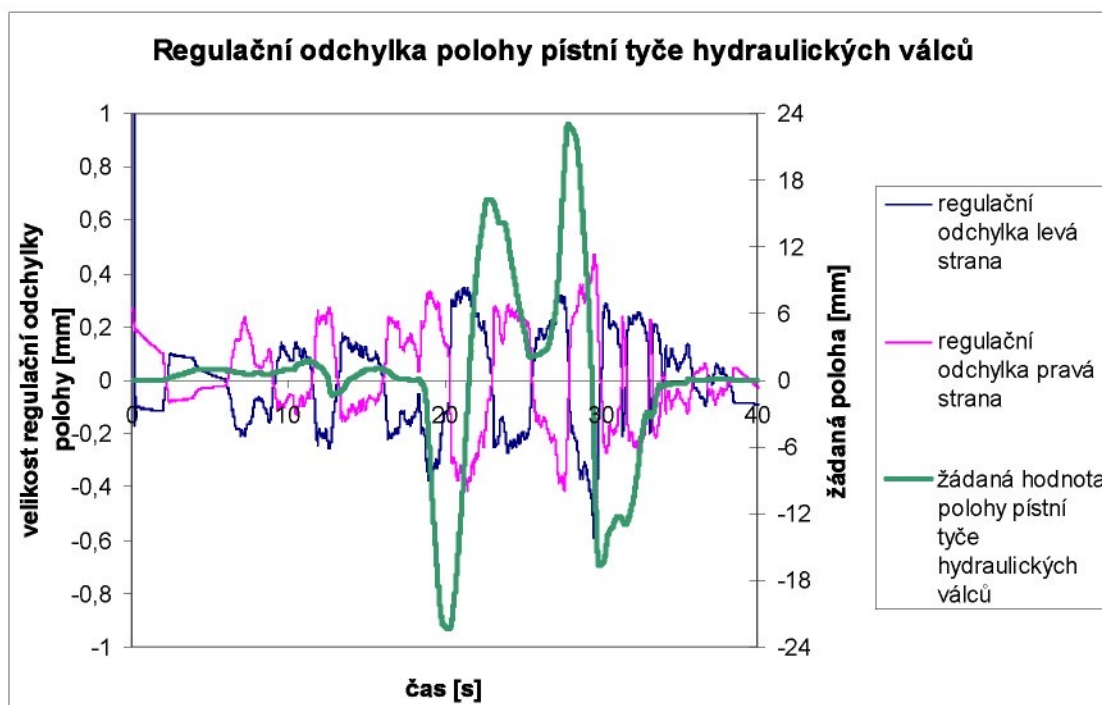
Jednou z možných cest jak snížit regulační odchylku polohy, je zvýšení vzorkovací frekvence systému na vyšší hodnotu. Vzorkovací frekvence byla zvýšena z hodnoty 100 Hz na 600 Hz . Takováto úprava umožňuje zvýšení hodnot konstant v regulátoru a soustava lépe sleduje požadované změny nastavení. Regulační odchylka polohy pístní tyče válců se proti frekvenci 100 Hz sníží přibližně na polovinu v oblasti rychlé změny přechodu mezi jednou a druhou krajní polohou natočení kol.

Při simulaci natočení kol odpovídající jízdě 60 km/h je hodnota regulační odchylky polohy $0,9 \text{ mm}$ a odchylka natočení kola je $0,4^\circ$ od požadované hodnoty. Pro natočení kol odpovídající jízdě 10 km/h je regulační odchylka polohy $0,5 \text{ mm}$, která odpovídá přibližně $0,2^\circ$ rozdílu v natočení kola od požadované hodnoty.

Zvýšení vzorkovací frekvence soustavy přináší zlepšení hodnot regulace na straně jedné, na druhé straně ovšem zvyšuje nároky na hardware a rychlost palubní sítě vozidla.



Obr. 65: „Losí test“ na zkušebním zařízení – regulační odchylka vysunutí akčních členů (hydraulických válců) – $v = 60 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 600 Hz, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)



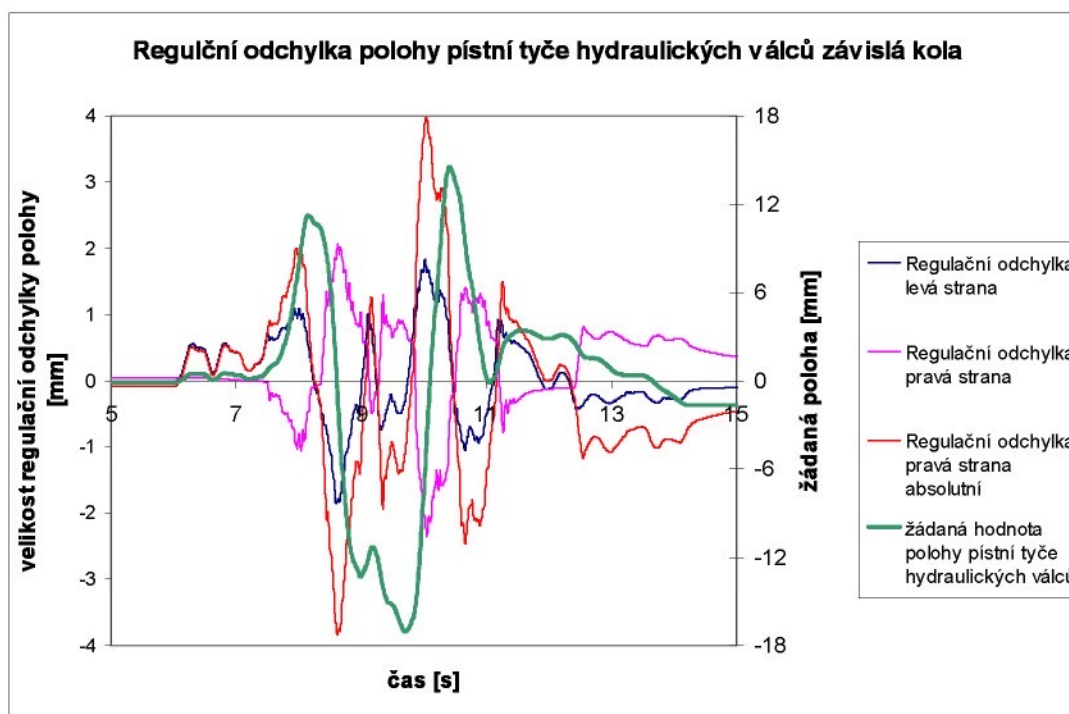
Obr. 66: „Losí test“ na zkušebním zařízení – regulační odchylka vysunutí akčních členů (hydraulických válců) – $v = 10 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 600 Hz, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

6.5 Řízení typu MASTER a SLAVE

Druhá možnost v řízení soustavy je provedení typu MASTER a SLAVE, kdy jedno kolo je „hlavní“ a druhé ho následuje. Funkční propojení v prostředí programu Matlab/Simulink bylo principiálně provedeno podle obrázku 43. Levá strana byla zvolena jako „hlavní“ a pravá strana následovala stranu levou.

Takovéto provedení zvyšuje velikost regulační odchylky, což má za následek nutnost snížení konstant regulátoru jak na levé, tak především na pravé straně obvodu pro klidné zvládnutí testu (bez kmitání pravého kola).

Regulační odchylka polohy pravého akčního členu dosahuje u testu simulujícího průjezd „losího“ testu rychlostí 60 km/h velikosti 2,5 mm proti žádané hodnotě polohy udávané levým akčním členem. Ovšem pokud hodnotu pravého akčního členu konfrontujeme s původní žádanou hodnotou polohy, kterou žádá řídicí jednotka, tak tento rozdíl dosahuje hodnoty až 4 mm. Proto i z tohoto pohledu se jedná o méně vhodnou variantou.



Obr. 67: „Losí test“ na zkušebním zařízení – regulační odchylka vysunutí akčních členů (pístní tyče hydraulických válců) - závislá kola – $v = 60 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

7 OVLÁDACÍ SÍLY NUTNÉ KE SMĚROVÉMU NATOČENÍ KOLA

Zjištění sil nutných k natočení kola je důležité pro správné dimenzování akčních členů. Z měření provedených a popsanych v diplomové práci Pavla Krejbicha^[30] vyplývá, že největší síly nutné ke směrovému natočení kola musí akční člen vyvozovat během parkování při nulové rychlosti vozidla. Měření silových účinků bylo provedeno nepřímo s využitím upravené řídicí tyče, která byla osazena tenzometry.

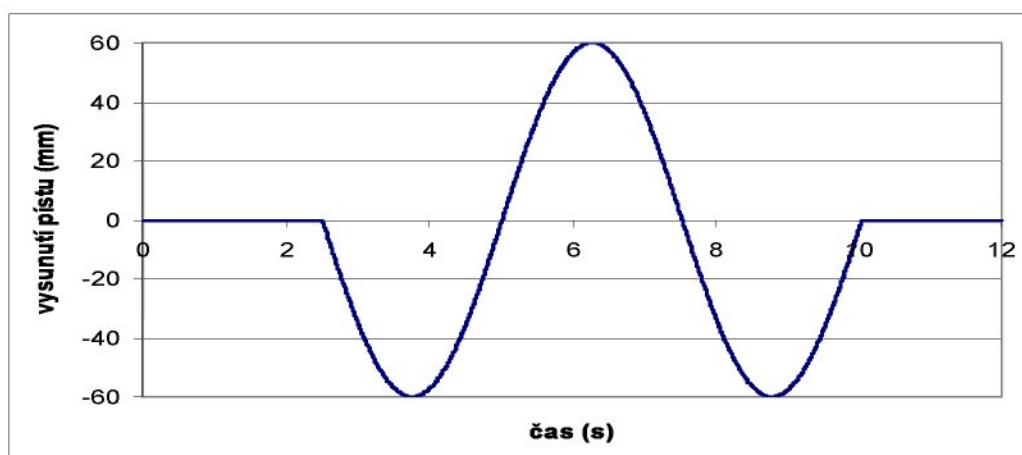
Ovládací síly byly zjišťovány na zkušebním zařízení v závislosti na vysunutí hydraulických válců v rozsahu ± 60 mm. Maximální vysunutí pístní tyče hydraulických válců na zkušebním zařízení v jednom směru, než dojde k nárazu mechanismu, je cca 61 mm. Při nárazu pístů hydraulických válců v koncové poloze dochází k prudkému nárůstu sil (až do hodnoty, která je omezena nastavením pojistného ventilu hydraulického obvodu). Rezerva cca 1 mm je dostatečná pro zamezení ovlivnění výsledků tímto faktorem v této oblasti. Rychlost (a s ní související frekvence) vysouvání pístních tyčí hydraulických válců byla stanovena na základě vlastních praktických měření provedených na vozidle Škoda Roomster. Řidič je schopen u tohoto vozidla směrově natočit kola z jedné krajní polohy do druhé u stojícího vozidla během 2,5 sekundy (této změně polohy natočení kol odpovídá přibližně rychlost otáčení volantem $430^\circ/\text{s}$). Jedná se o změnu na horní hranici schopností řidiče při otáčení volantem.

Výpočet ovládacích sil pro směrové natočení kola je proveden na základě rozdílu sil pro levou a pravou stranu hydraulického válce (dle rovnice (4)). Síly pro obě strany pístu byly vypočteny jako součin měřeného tlaku v přívodním potrubí a příslušné plochy válce (dle rovnice (3)). Principiální umístění snímačů tlaku je vidět na obrázku 37.

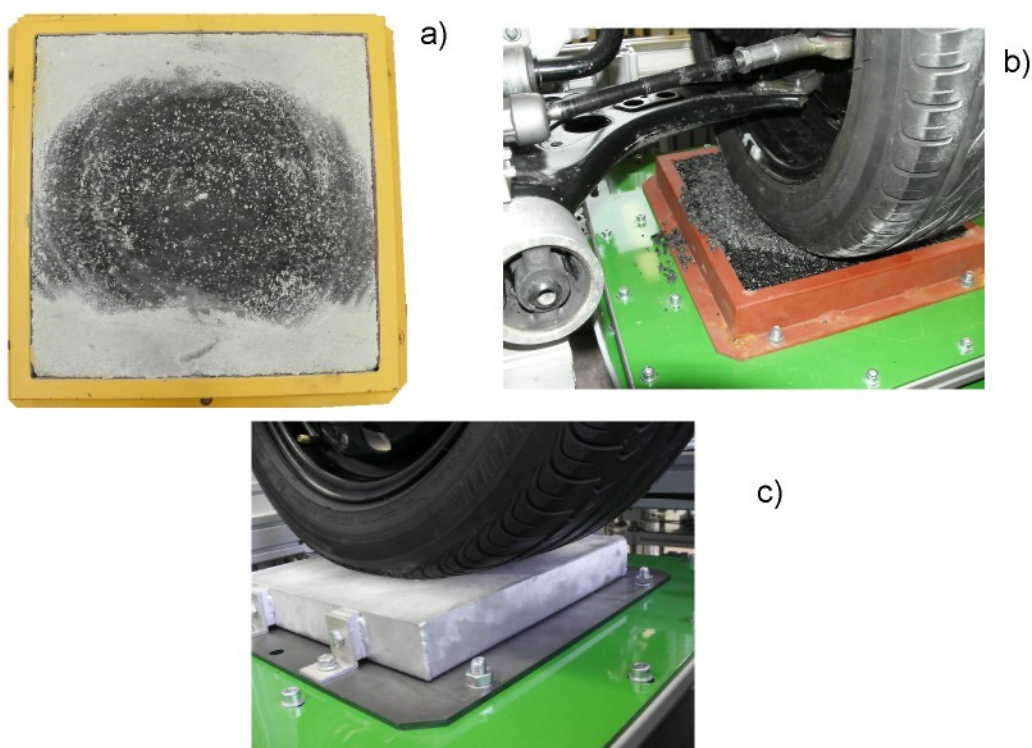
Kola byla natáčena vždy ve stejném směru a vysunutí hydraulických válců bylo požadováno na stejnou hodnotu. Regulace polohy byla uskutečněna s využitím PID regulátoru.

Zjišťování sil nutných ke směrovému natočení kola probíhalo pro různé varianty.

Tab. 5: Varianty nastavení pro mapování sil nutných ke směrovému natočení kola	
Povrch podložky	Typ povrchu
beton	pevný
asfaltová drt'	nezpevněný
led	pevný
Rozměr pneumatik	
14" – BARUM BRILLANTIS 165/70 R14 81T	
15" – BRIDGESTONE TURANZA 195/55 R15 85H	
16" – MATADOR ELITE2 205/45 R16 83V	
Hodnota huštění pneumatik	Hodnota v %
0,23 MPa (2,3 bar)	100
0,18 MPa (1,8 bar)	78
0,12 MPa (1,2 bar)	52
Počáteční hodnota zatížení podložky v poloze 0 mm	Hodnota v %
4,5 kN	100
4,1 kN	91
3,6 kN	80
3,3 kN	73



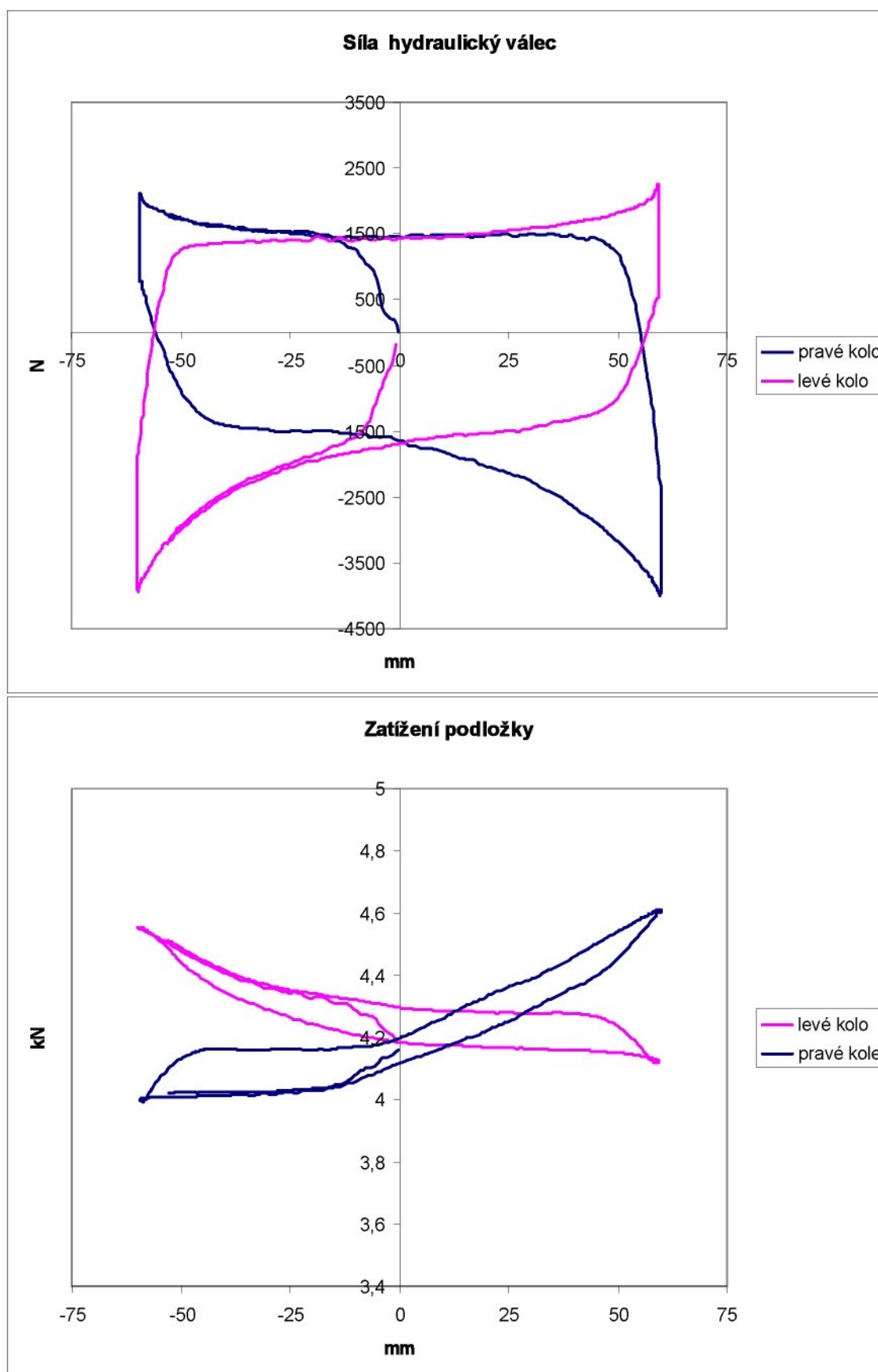
Obr. 68: Žádaný průběh vysunutí pístních tyčí hydraulických válců pro zjišťování silových účinků nutných ke směrovému natočení kola



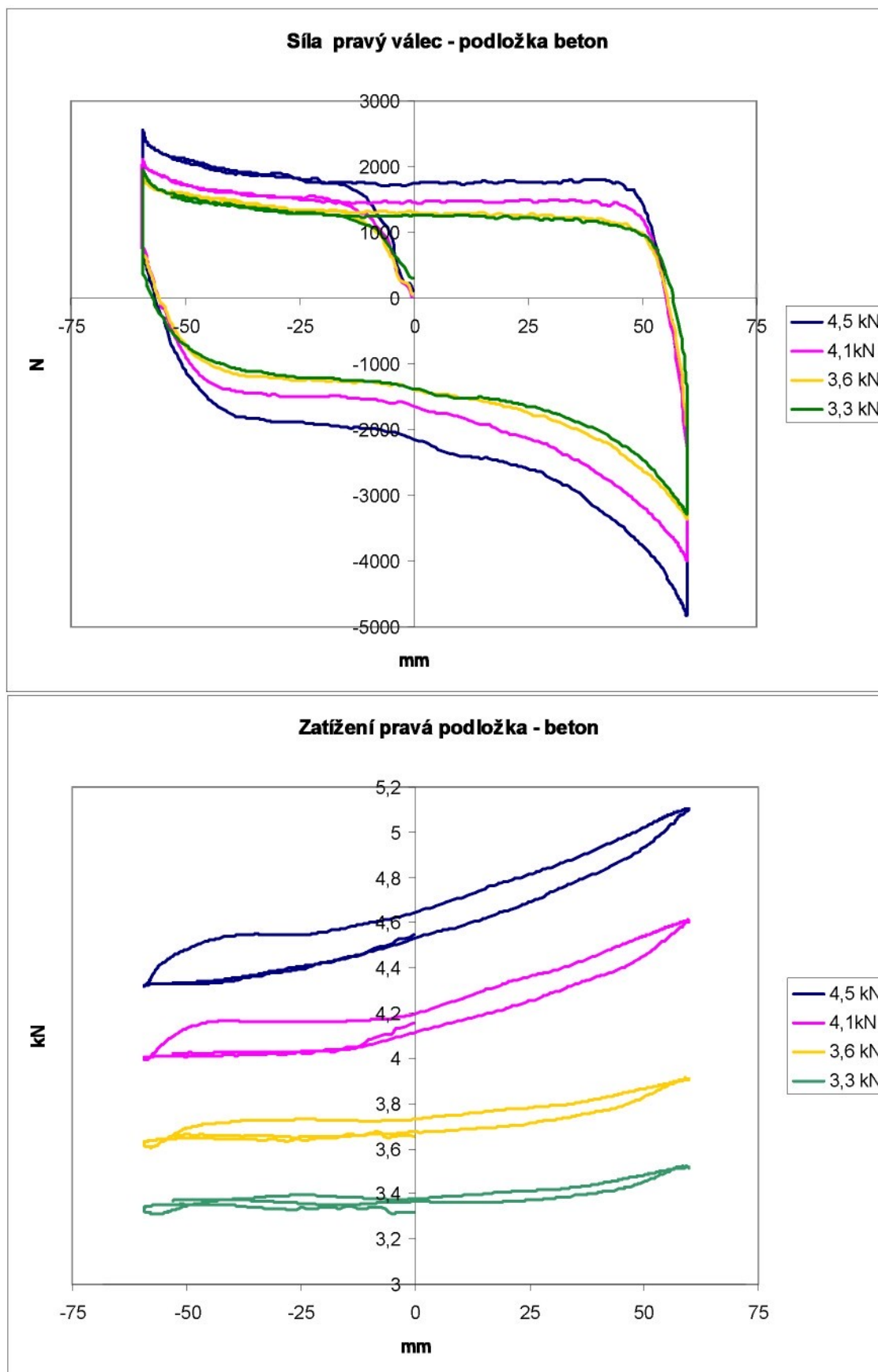
Obr. 69: Výměnné podložky pod kolem: a) betonová podložka, b) asfaltová drť, c) led

Z grafů uvedených v této kapitole vyplývá, že dochází k nárůstu sil nutných k natočení kol v krajních polohách. To je způsobeno dvěma faktory:

- 1) v krajních polohách dochází k výraznějšímu zalomení řídicích tyčí (zvětšení úhlu mezi osou akčního členu a osou řídicí tyče)
- 2) na jedné straně dochází k „přítěžování“ podložky pod kolem vlivem nastavené geometrie a funkce stabilizátoru u nápravy typu McPhearson (odklon, příklon, záklon), což se u automobilů v běžném provozu neděje (zde dochází k nadzvednutí vozidla)



Obr. 70: Závislost sil v mechanismu řízení a zatížení podložky na poloze pístní tyče hydraulického válce – pneumatika 15", huštění 0,23 MPa (2,3 bar) – betonová podložka pod kolem.



Obr. 71: Závislost sil v mechanismu řízení a zatížení podložky na poloze písní tyče hydraulického válce – pneumatika 15“, huštění 0,23 MPa (2,3 bar) – betonová podložka pod kolem.

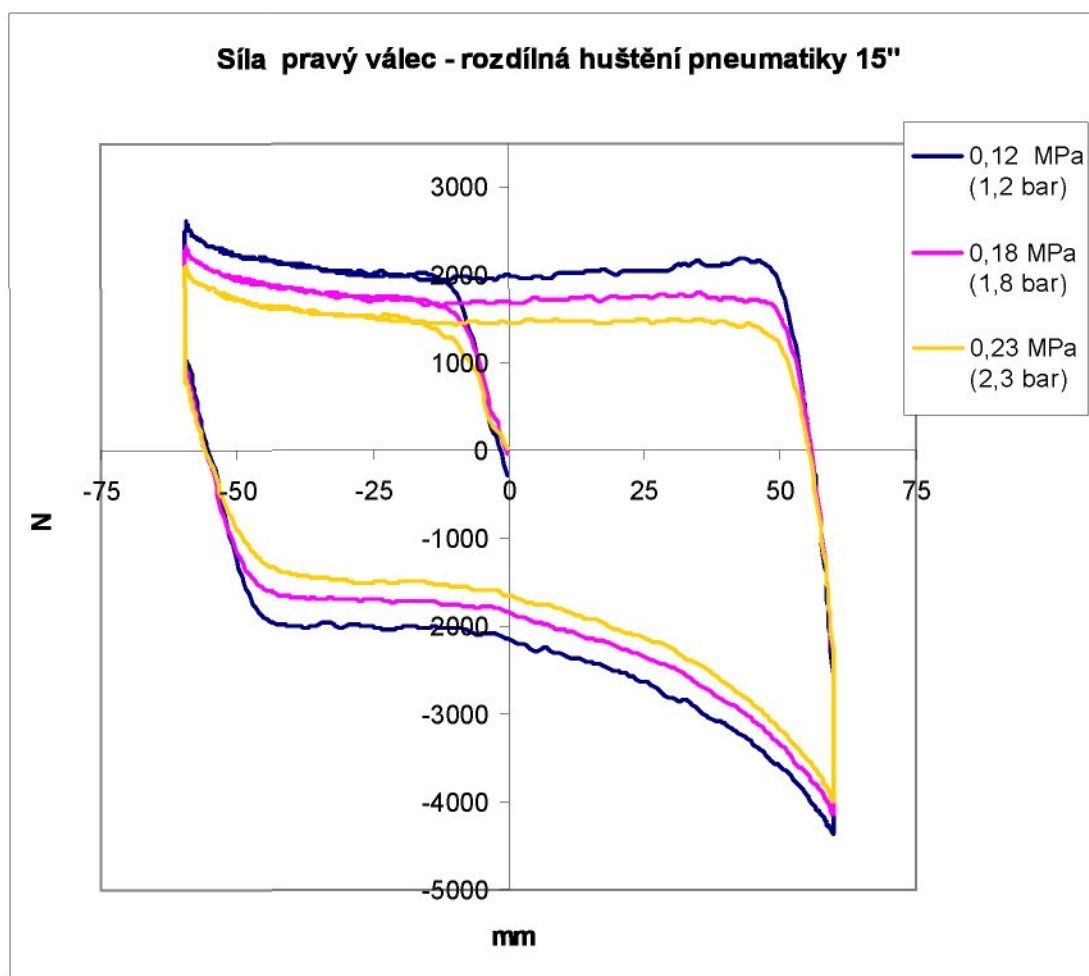
Z grafů uvedených na obrázku 71 je vidět, že klesající hodnota zatížení podložky pod kolem má za následek pokles hodnot rozdílů zatížení podložky mezi krajními polohami vysunutí akčního členu. Pro hladinu zatížení pravé podložky 4,5 kN je rozdíl v zatížení 16%, pro 4,1 kN je 14%, pro 3,6 kN je 8% a pro 3,3 kN je 6%.

V horní polovině obrázku 71 je vidět graf, který ukazuje síly nutné pro vysouvání a zasouvání akčního členu mechanismu řazení (pístní tyče hydraulického válce) v závislosti na změně zatížení podložky. Zde je vybrána betonová podložka pod pneumatikou. Pneumatika BRIDGESTONE TURANZA 195/55 R15 85H byla nahuštěna na předepsanou hodnotu 0,23 MPa (2,3 bar). Poměr mezi změnou zatížení u pevné betonové podložky a silou, kterou musí vyvinout akční člen, není v celém rozsahu vysunutí akčního členu stejný. Přesto lze obecně říci, že hodnota snížení síly v akčním členu nutná ke směrovému natočení kola odpovídá řádově hodnotě snížení zatížení podložky (v tomto případě betonové). K této závislosti se váže i vztah publikovaný Doc. Ing. Čestmírem Šalamounem, CSc. pro obecný výpočet vratného momentu M_v .

$$M_v = \frac{1}{4} \cdot \mu \cdot F_z \cdot (1,5 \cdot d_p + 0,5 \cdot b_p) \quad (2)$$

Ve vztahu figurují: μ – součinitel adheze, F_z – zatížení pneumatiky, d_p – maximální délka styku pneumatiky s vozovkou (podložkou), b_p – maximální šířka styku pneumatiky s vozovkou (podložkou). Ověření vztahu se věnuje bakalářská práce Lindy Hulínské^[42], pro kterou bylo využito zkušebního zařízení.

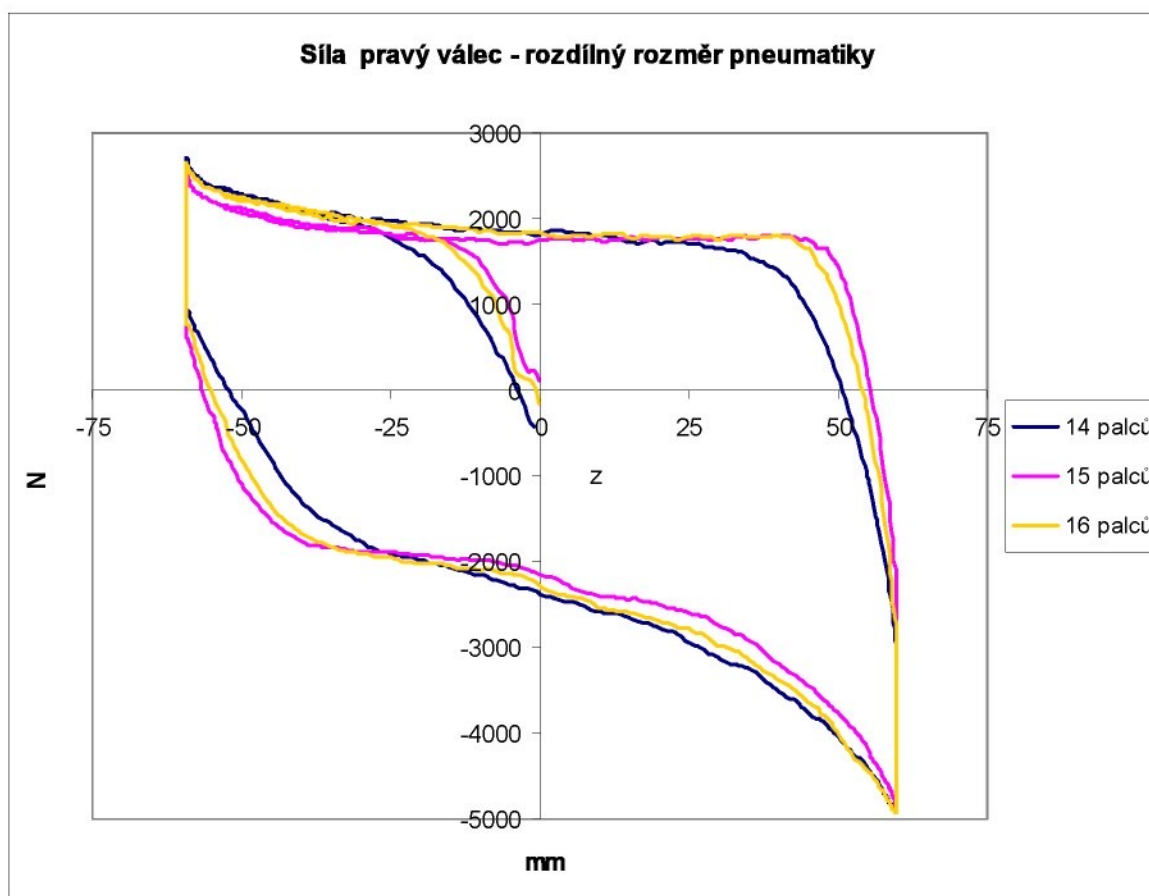
Další zkoumanou závislostí je změna parametru huštění pneumatiky (Obr. 72). Zde je uveden příklad pro pneumatiku BRIDGESTONE TURANZA 195/55 R15 85H, která byla opět směrově natáčena na betonové podložce, jejíž počáteční zatížení bylo 4,1 kN (zatížení v nulové poloze směrového řízení - přímá jízda). Maximální zkoumaný procentuální rozdíl mezi huštěním byl přibližně 52%. U takto podhuštěné pneumatiky došlo k nárůstu síly nutné ke směrovému natočení kola v rozmezí 10 – 25% v různé poloze vysunutí akčního členu proti pneumatice nahuštěné na předepsanou hodnotu uvedenou výrobcem.



Obr. 72: Závislost sil v mechanismu řízení na poloze pístní tyče hydraulického válce – pneumatika 15“, zatížení 4,1 kN (zatížení v nulové poloze směrového řízení - přímá jízda) – betonová podložka pod kolem.

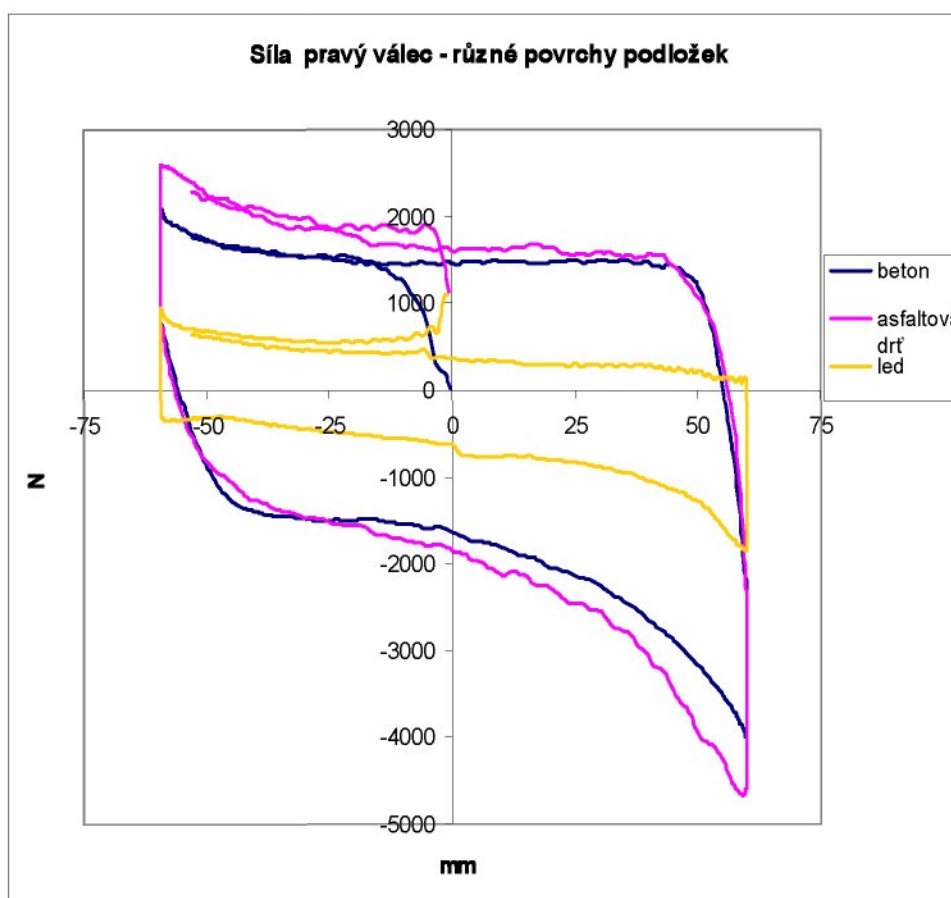
Třetí zkoumanou závislostí (uvedenou na obrázku 73) byl vliv velikosti rozměru pneumatiky na velikost ovládacích sil akčních členů pro směrové natáčení kol. Při tomto typu porovnání nebyly zaznamenány výrazné změny ve velikosti sil nutných ke směrovému natočení kola. Toto porovnání však odhaluje vliv boční tuhosti jednotlivých pneumatik na uvedené síly. K původním pneumatikám BRIDGESTONE TURANZA 195/55 R15 85H dodávaných v originální výbavě vozidla, byly dokoupeny pneumatiky nižší cenové kategorie o velikosti 14“ – BARUM BRILLANTIS 165/70 R14 81T a 16“ – MATADOR ELITE2 205/45 R16 83V. Pneumatika 14“ podle předpokladu vykazuje nižší síly nutné pro směrové natočení kola v krajních polohách vysunutí akčního členu, kdy se vysouvání mění v zasouvání a naopak. Pneumatika

16" svojí tuhostí však v tomto režimu nepřekonala pneumatiku 15", což souvisí s výše uvedenou poznámkou o cenové kategorii.



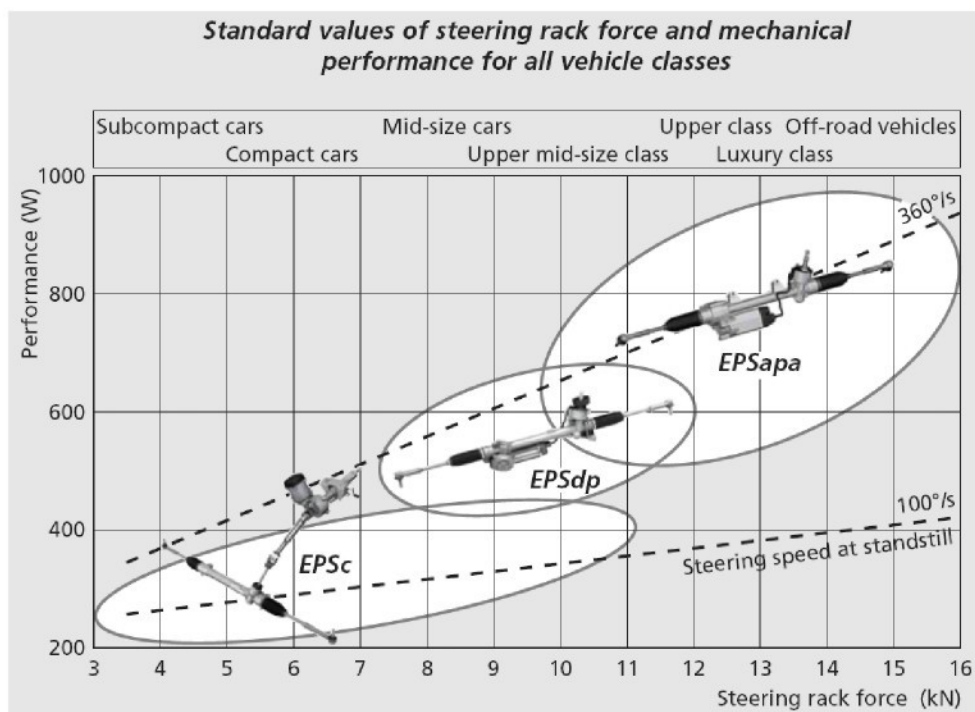
Obr. 73: Závislost sil v řídicím mechanismu na poloze hydraulického válce – huštění pneumatik 0,23 MPa (2,3 barů), zatížení 4,5 kN (zatížení v nulové poloze směrového řízení - přímá jízda) – betonová podložka pod kolem.

Poslední zkoumanou změnou uvedenou na obrázku 74 je vliv rozdílných povrchů (s rozdílnou adhezí) na ovládací síly. Ovládací síly na povrchu tvořeným ledem jsou přibližně třetinové proti betonovému povrchu. U nepevněného povrchu, který byl prezentován během zkoušek asfaltovou drtí, kdy dochází „k zavrtávání“ kola do podložky, se projevuje nárůst ovládacích sil především v krajních polohách, protože boky pneumatiky se opíraly o nahromaděný materiál povrchu podložky. Nárůst ovládacích sil u takovýchto typů nepevněných povrchů se může pohybovat v širokém pásmu.



Obr. 74: Závislost sil v řídícím mechanismu na poloze hydraulického válce – pneumatika 15“, huštění pneumatiky 0,23 MPa (2,3 barů), zatížení 4,1 kN (zatížení v nulové poloze směrového řízení - přímá jízda)

8 VÝKONOVÉ POŽADAVKY NA SMĚROVÉ NATOČENÍ KOL



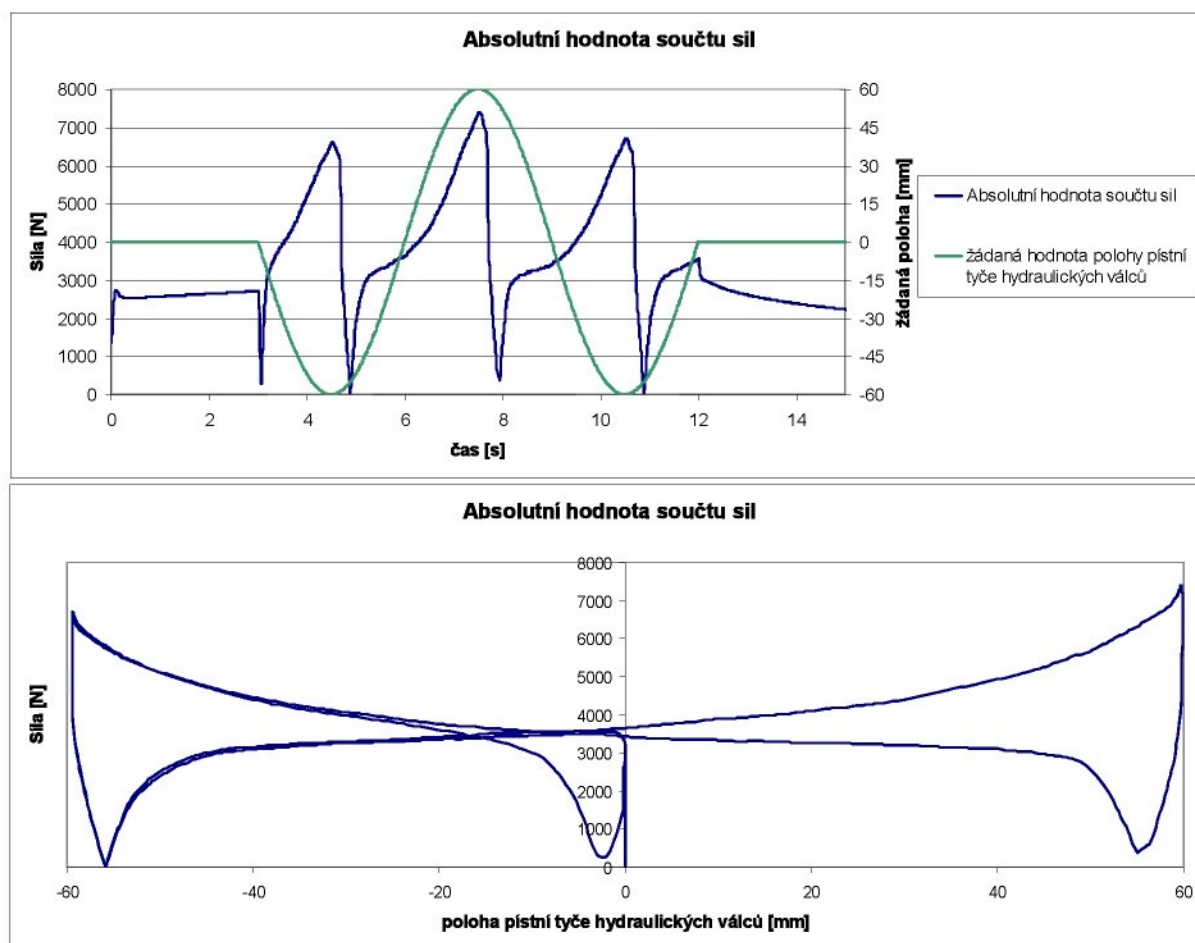
Obr. 75: Elektromechanická servořízení firmy ZF – výkonové dimenzování^[7].

Pro správný návrh jednotky systému steer by wire je nutné znát potřebný výkon pro pohon směrového řízení. Nezanedbatelným faktorem, který bude odvislý od velikosti spotřebovaného výkonu pro směrové natočení kol, je velikost spotřeby paliva vozidla a s ní související množství škodlivých emisí. Proto je v této kapitole proveden výpočet výkonové náročnosti mechanismu směrového řízení pro vybrané manévry z naměřených veličin.

Firma ZF na svých internetových stránkách uvádí pro výkonové dimenzování pohonů servořízení závislost na síle, která musí být vyvinuta na spojovací tyči pro směrové natočení kol a rychlosti natáčení volantu. Pro představu rychlost natáčení volantu 360 °/s odpovídá přibližně stavu, kdy řidič natočí během 3 sekund kola z jedné krajní polohy do druhé. Rychlost natáčení volantu 100 °/s odpovídá stavu, kdy řidič během 10 sekund natočí kola z jedné krajní polohy do druhé. Při následných porovnáních je třeba brát v úvahu, že kola jsou směrově natáčena výkonem nižším, který ovlivňuje součin hlavních účinností: servomotoru, šnekového převodu a ozubeného hřebenu

elektromechanického servořízení. Hodnoty výkonu uvedeného na obrázku 75 jsou vztaženy k počátku řetězce.

Výpočet sil mechanismu řízení při simulovaných testech na zkušebním zařízení byl proveden dle rovnic (3), (4) a (5) (pozn. měřený tlak v jednotlivých větvích hydraulických válců byl násoben s příslušnou plochou).



Obr. 76: Sinusový test pro přepočtenou rychlost natáčení volantů 360 °/s na zkušebním zařízení – zobrazení vypočtené absolutní hodnoty součtu sil nutných se ke směrovému natočení obou kol – betonová podložka zatížená 4,5 kN (zatížení v nulové poloze směrového řízení - přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

$$F_{ii} = p_{ii} \cdot S_{ii} \quad (3)$$

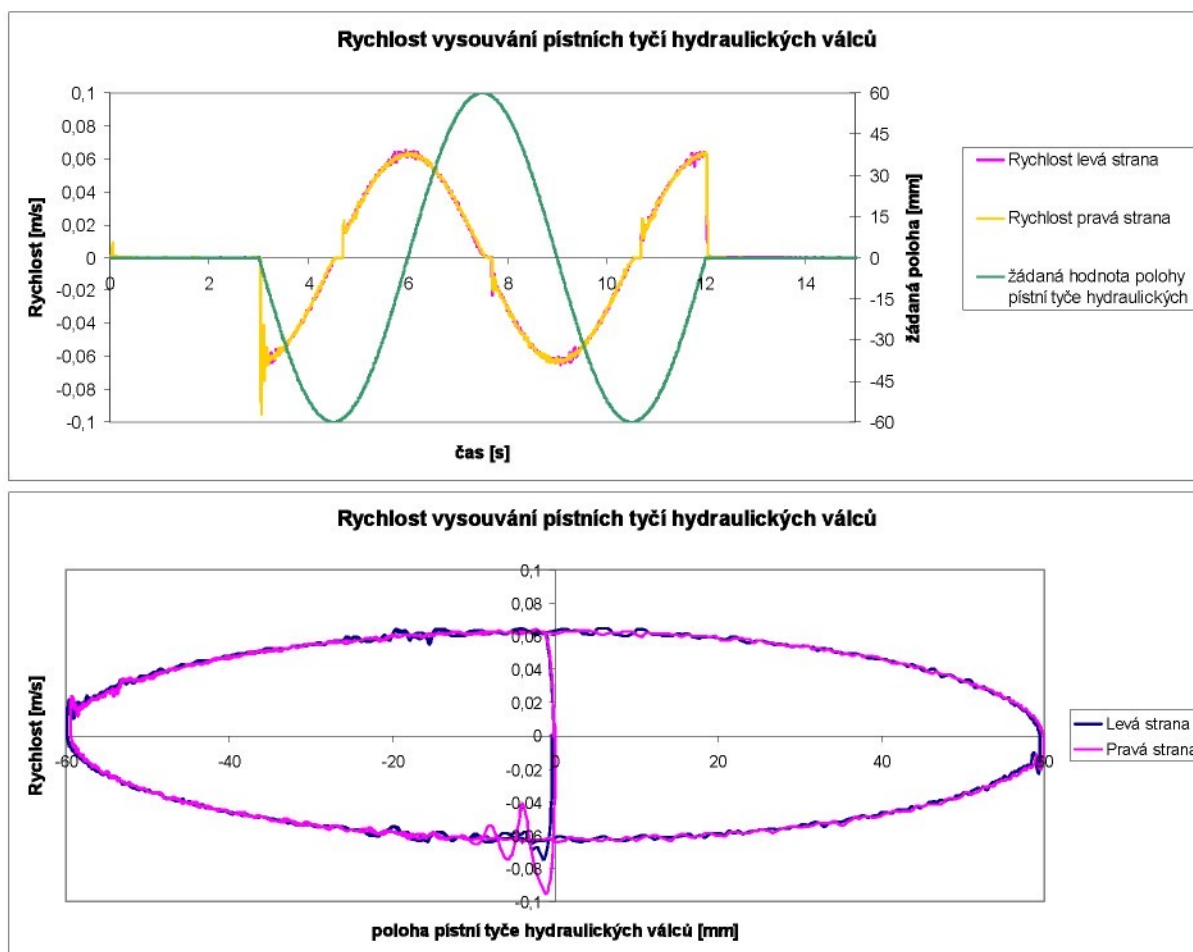
$$F_i = F_{iA} - F_{iB} \quad (4)$$

$$F = \sum abs(F_i) \quad (5)$$

Rychlost pístů hydraulických válců byla vypočtena z časové změny polohy (derivací). Poloha pístů hydraulických válců byla měřena na lineárních inkrementálních snímačích.

$$v_i = dx_i/dt$$

(6)



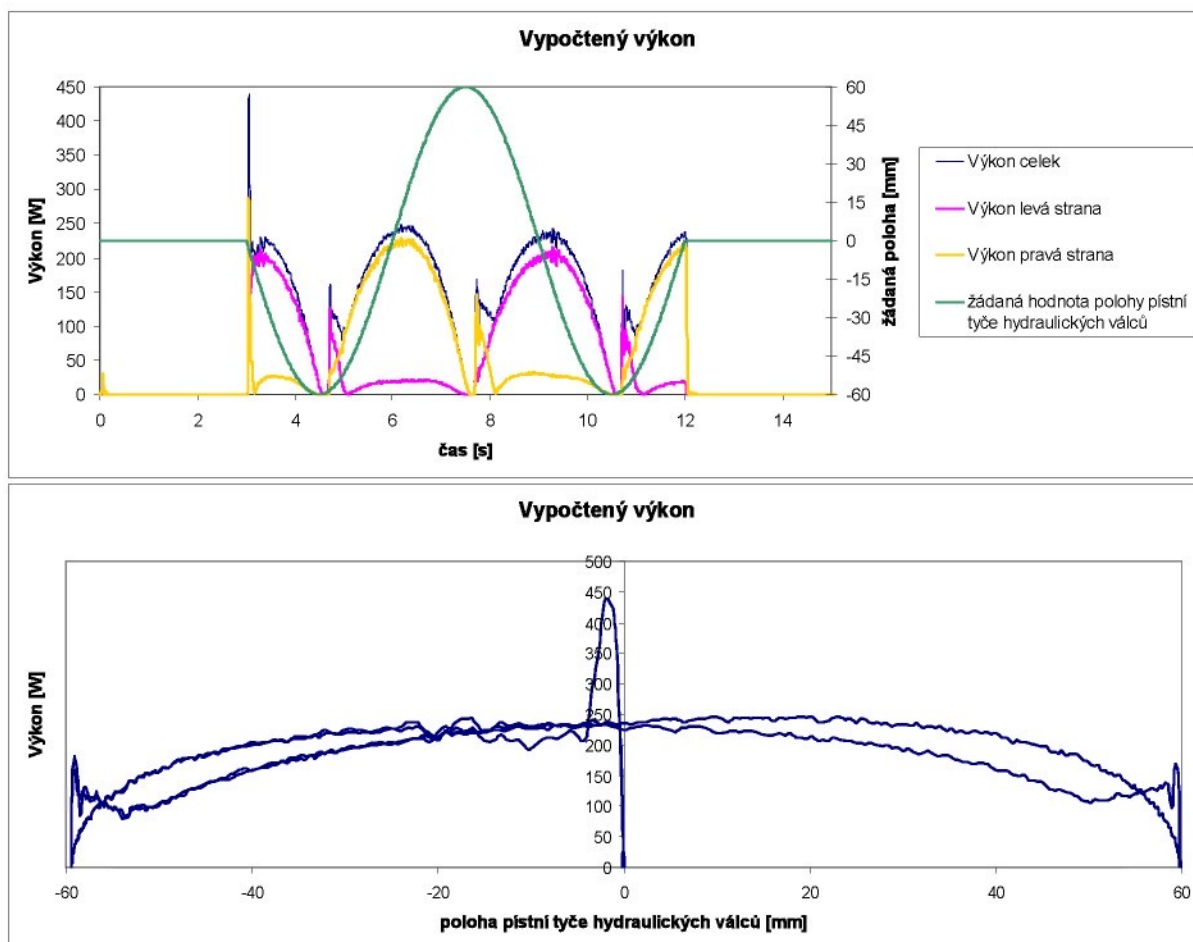
Obr. 77: Sinusový test pro přepočtenou rychlost natáčení volantu 360 °/s na zkušebním zařízení – zobrazení rychlosti vysouvání pístních tyčí hydraulických válců, betonová podložka, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

Příslušný výkon byl vypočítán ze součinu síly nutné ke směrovému natočení kola a rychlosti vysouvání pístu hydraulického válce. Pro zobrazení výsledků byly výkony z obou válců převedeny do absolutní hodnoty a sečteny.

$$P_i = F_i \cdot v_i$$

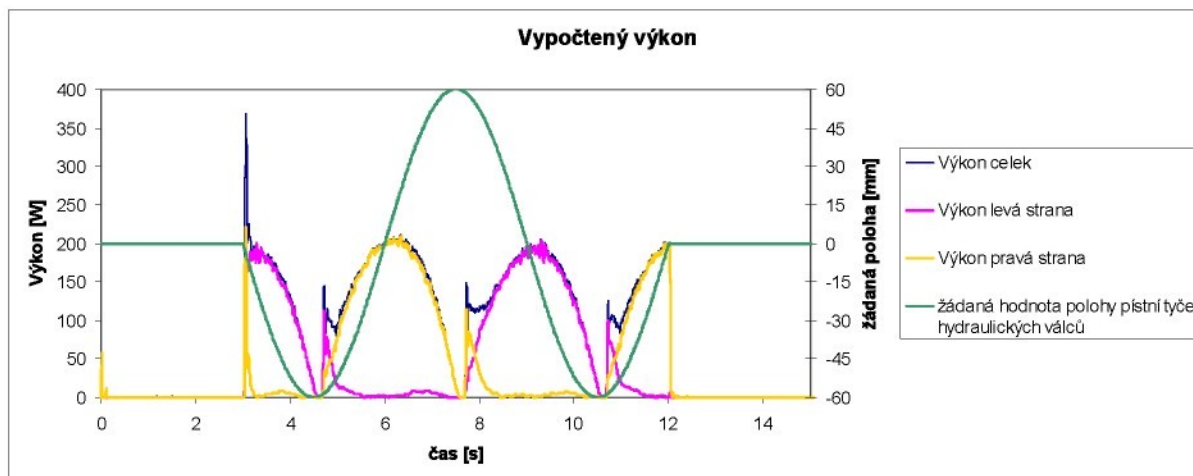
(7)

$$P = \sum abs(P_i) \quad (8)$$

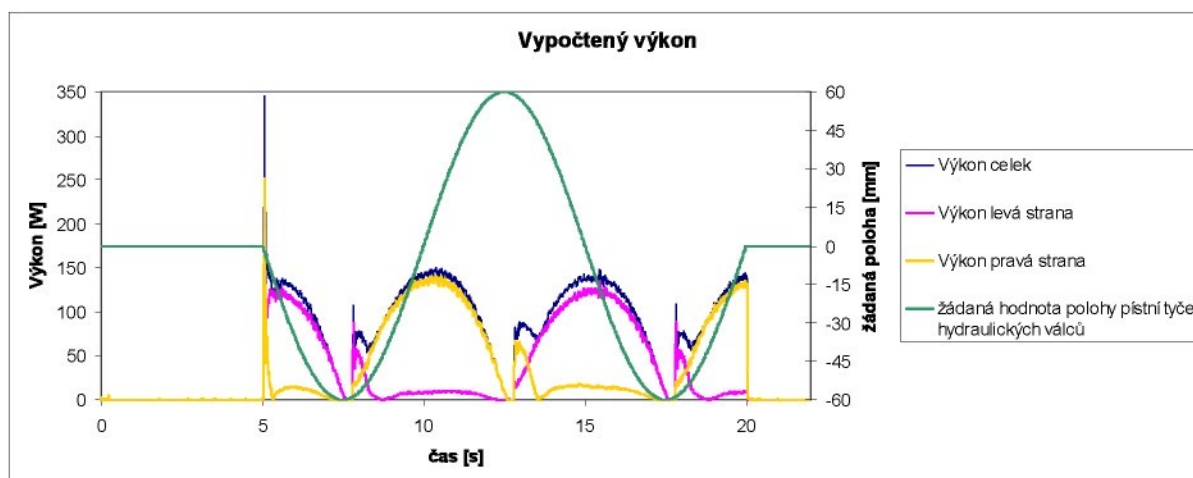


Obr. 78: Sinusový test pro přepočtenou rychlost natáčení volantu 360 °/s na zkušebním zařízení – vypočtený výkon akčních členů – hydraulických válců (zobrazení v absolutní hodnotě), betonová podložka, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

Vypočtený výkon potřebný ke směrovému natočení obou kol (pokud se pomine počáteční špička) je na úrovni 250W pro nejvíce staticky zatížený vůz (zatížení betonové podložky 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda) na kolo – Obr. 78) při rychlosti otáčení volantu 360 °/s konvenčního vozidla. Při zatížení kola na betonové podložce silou 3,6 kN se potřebný vypočtený výkon sníží na úroveň 200 W (Obr. 79).

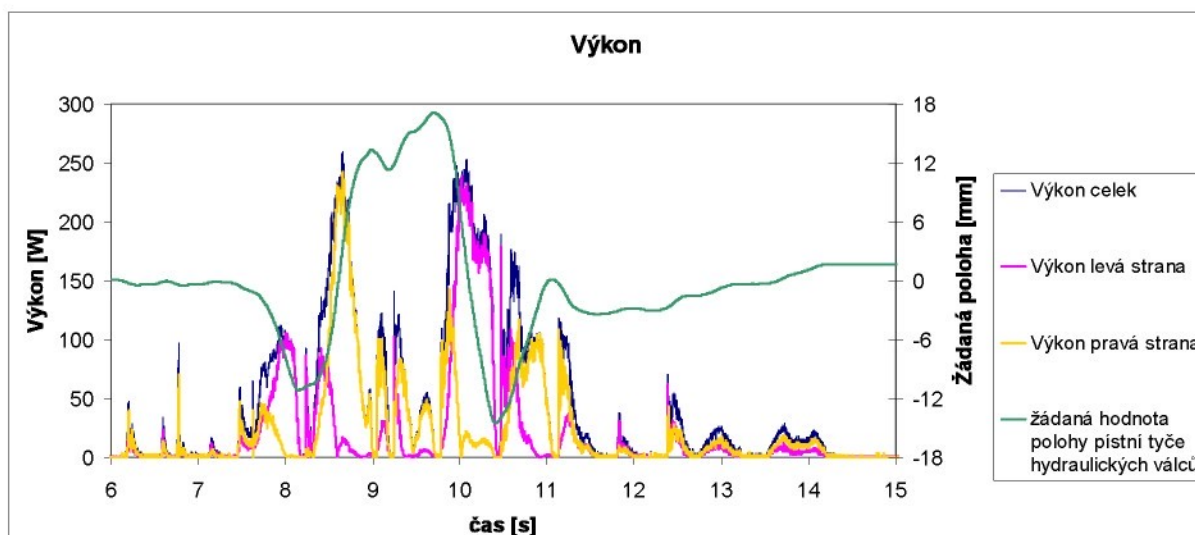


Obr. 79: Sinusový test pro přepočtenou rychlost natáčení volantu $360^{\circ}/s$ na zkušebním zařízení – vypočtený výkon akčních členů – hydraulických válců (zobrazení v absolutní hodnotě), betonová podložka, zatížená 3,6 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

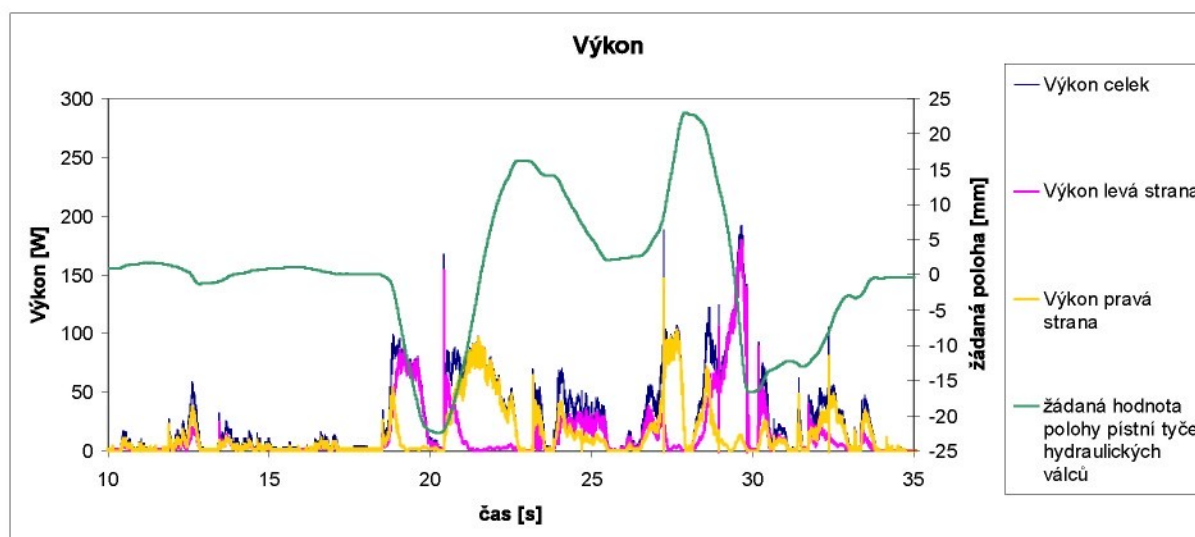


Obr. 80: Sinusový test pro přepočtenou rychlost natáčení volantu $100^{\circ}/s$ na zkušebním zařízení – vypočtený výkon akčních členů – hydraulických válců (zobrazení v absolutní hodnotě), betonová podložka, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

Pokud se podíváme na vypočtený výkon potřebný ke směrovému natočení obou kol z pohledu rozdílné rychlosti otáčení volantu (zatížení betonové podložky 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda) na kolo pro oba vybrané případy), tak při pomalejší změně prezentované rychlostí otáčení volantu $100^{\circ}/s$ je vypočtený výkon v hodnotách do 150 W (Obr. 80) proti hodnotám do 250 W při rychlosti otáčení volantu $360^{\circ}/s$ (Obr. 78).



Obr. 81: „Losí test“ na zkušebním zařízení, $v = 60 \text{ km/h}$ – vypočtený výkon akčních členů – hydraulických válců (zobrazení v absolutní hodnotě), betonová podložka, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)



Obr. 82: „Losí test“ na zkušebním zařízení, $v = 10 \text{ km/h}$ – vypočtený výkon akčních členů – hydraulických válců (zobrazení v absolutní hodnotě), betonová podložka, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15" (huštění 0,23 MPa)

Z měření a výpočtů získaných na zkušebním zařízení pro simulované „losí testy“ vyplývá, že vypočtený výkon hydraulických válců nutný k natočení kol pro rychlost 10 km/h je v hodnotách do 200 W (Obr. 82) a pro test 60 km/h do 260 W (Obr. 81). Vypočtené síly v hydraulických válcích nutné ke směrovému natočení kol v součtu jsou v intervalu 4 - 4,5 kN (viz Obr. 59 a Obr. 64).



V reálném prostředí, kdy se kolo bude otáčet, lze očekávat snížení těchto hodnot. Pro dimenzování pohonu řízení typu steer by wire je třeba však uvažovat i s možnými nepříznivými vlivy působícími především během parkování, kdy je například kolo bočně opřeno o nějakou nerovnost či obrubník a může tak dojít je zvýšeným požadavkům na výkon pohonu (až do limitní hodnoty, kterou připustí pojistný člen v obvodu).

9 STANOVENÍ SKUTEČNÉHO ÚHLU NATOČENÍ KOLA

Faktor, který se významným způsobem projevuje do jízdní stability vozidla, jsou elastokinematické vlastnosti nápravy, které ovlivňují skutečnou polohu kola (včetně směrového natočení). Proto je důležité získávat informace na konci řetězce ve směru volant – směrově natočené kolo.



a)



b)



c)

Obr. 83: Systémy měření parametrů polohy kola za jízdy:
a) CORRSYS- DATRON (mechanický systém) ^[30], b) MB TECH (optický systém),
c) AICON 3D systems (optický systém).

Na trhu jsou komerčně dostupné systémy, které umožňují měřit polohu kola vůči karoserii vozidla i během jízdy vozidla. Systémy můžeme rozdělit do dvou skupin: mechanický a optický. Mechanický systém nabízí firma CORRSYS-DATRON u něhož uvádí možnost měření polohy kola v pěti osách. Systém má čtyři rotační vazby (klouby) a v nich jsou zabudovány snímače natočení. Z informací těchto snímačů je dopočítávána skutečná poloha kola (systém pracuje dle mého úsudku v angulárním

souřadném systému). Výrobce udává přesnost $\pm$ jeden milimetr v jednotlivých osách (x,y,z) pro polohu kola, $\pm 0,2^\circ$ pro odklon a $\pm 0,1^\circ$ natočení kola.

Optický systém nabízí firmy MB TECH a AICON 3D systems^[31]. AICON 3D systems ve své prezentaci uvádí možnost optického snímání kola frekvencí 490 Hz bez časového omezení s přesností $\pm 0,1\text{mm}$ v osách x,y,z a $\pm 0,015^\circ$ pro úhlovou přesnost. Systém vyhodnocuje pozici bodů na tvarové podložce, které je přichycena na ráfek kola vůči bodům umístěným „pevně“ na karoserii vozidla. Software následně umožňuje dopočítat pozici kola v osách souřadného systému x,y,z a dále úhly: odklonu, směrového a rotačního natočení kola.

Systémy mechanický i optický jsou schopny pracovat v součinnosti s dalšími měřicími systémy, jako je například úhel natočení volantu.

9.1.1 Metody stanovení úhlu natočení kola na zkušebním zařízení

Metody pro stanovení skutečného úhlu natočení (směrového) kola na zkušebním zařízení, jsou:

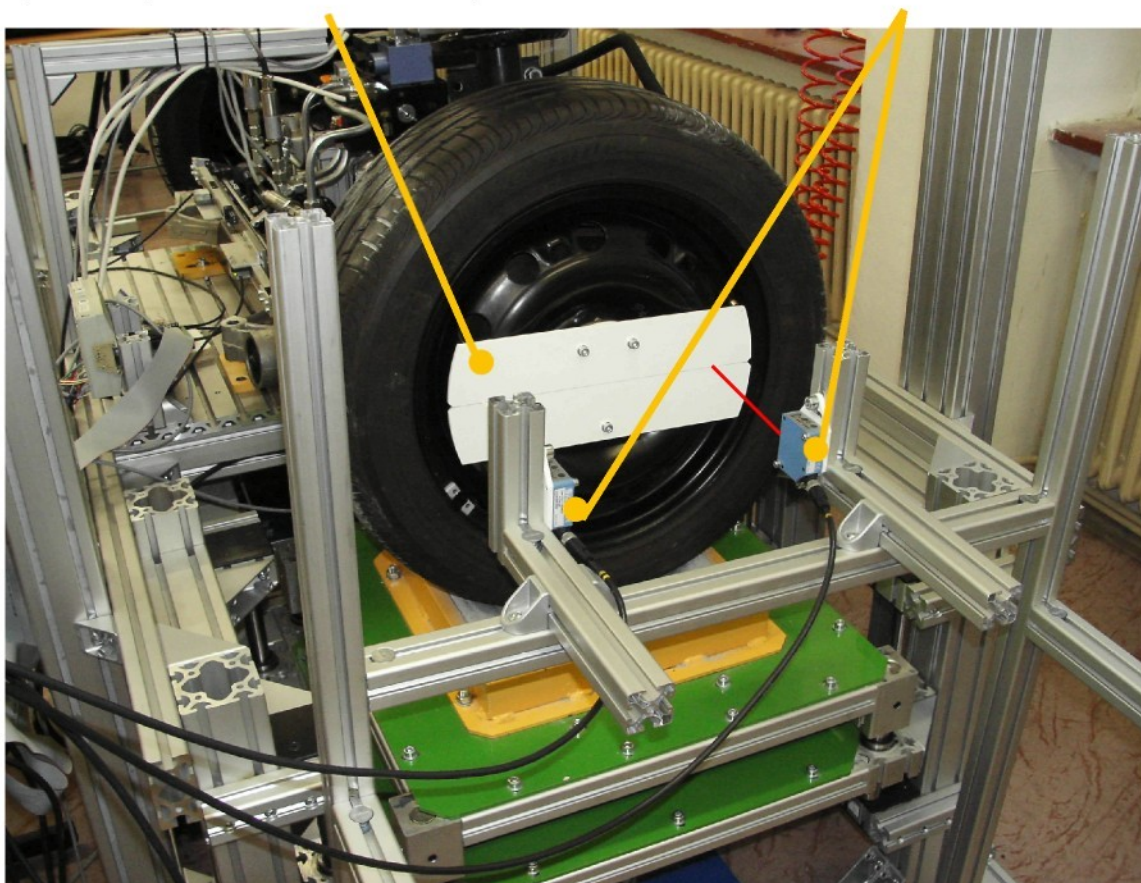
- a) sledovat směrové natočení kola pouze v rovině vodorovné osy kola
- b) sledovat směrové natočení a odklon kola v prostoru

U varianty a) jsou možná konstrukční uspořádání sledování natočení kola: mechanické a optické. U mechanického provedení se nabízí také varianty – za použití rotačního snímače(ů) a nebo lineárních snímačů. Varianta využívající rotačních snímačů by vyžadovala složitější kinematický mechanismus, který by musel kopírovat co nejlépe natočení kola – obdobný jako využívá firma CORRSYS-DATRON. Konstrukce rámu zkušebního zařízení ovšem neposkytuje podmínky pro vytvoření vhodného konstrukčního uspořádání takového mechanismu. Druhou mechanickou variantou by mohlo být využití lineárních snímačů, které by měli definovanou rozteč a jejich konec by musel kopírovat rovinu vytvořenou na disku kola. Pro vedení snímače by se mohlo využít lineárního vedení, které by přitlačovala pružina přes kladku na uvedenou rovinu. Zde je třeba vytvořit optimální tuhost pružiny, která by zajistila stálý kontakt s rovinou. Po rozboru těchto mechanických možností a s nimi spojených úskalí jsem přistoupil k variantě optické – bezkontaktní, pro niž jsem využil dvou laserových měřidel firmy SICK. Měřidla jsou ustavena na

vlastním rámu definovaným způsobem. Rozteč mezi měřidly pro zvýšení přesnosti je nastavena s využitím přesných měrek vzdálenosti SOMET. Přes stejné měřky SOMET byla provedena také kalibrace měřené vzdálenosti u obou měřidel.

plocha vytvořená na disku kola pro měření

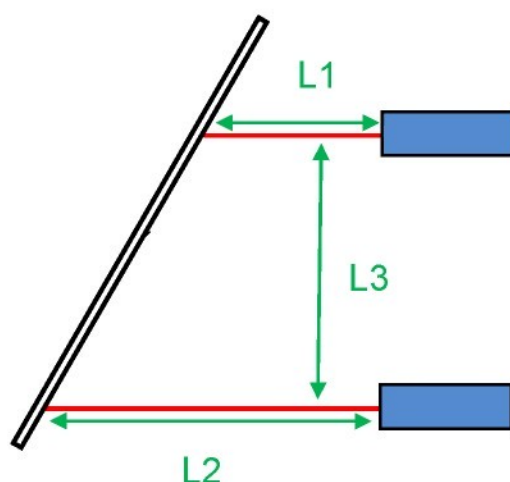
laserová měřidla vzdálenosti



Obr. 84: Stanovení skutečného úhlu směrového natočení kola s využitím dvou laserových měřidel vzdálenosti (měření odchylky polohy referenční desky)

Laserová měřidla SICK jsou připojena k měřicí ústředně MGCplus a následně vypočítáván skutečný úhel z rovnice:

$$\alpha = \arctg \frac{L2 - L1}{L3} \quad (9)$$



Obr. 85: Výpočet skutečného úhlu směrového natočení kola s využitím dvou laserových měřidel vzdálenosti

Při měřeních skutečného úhlu natočení kola bylo využíváno dvou rozsahů:

- 1) $L3 = 145 \text{ mm}$ pro měření vysunutí hydraulického válce v rozsahu $\pm 60 \text{ mm}$ při mapování sil nutných ke směrovému natočení kola
- 2) $L3 = 270 \text{ mm}$ pro měření vysunutí pístů hydraulických válců v rozsahu $\pm 23 \text{ mm}$ při simulaci „losího“ testu na zkušebním zařízení a zjišťování frekvenční charakteristiky soustavy

Laserová měřidla SICK mají linearitu $0,18 \text{ mm}$ a v kombinaci s montážní nepřesností na pomocný rám je chyba měření v rozsahu $\pm 0,15^\circ$ pro variantu s menší roztečí měřidel ($L3 = 145 \text{ mm}$). U druhé varianty, kdy rozteč mezi měřidly je 270 mm , je chyba měření v rozsahu $\pm 0,08^\circ$.

Měřicí systém PONTOS

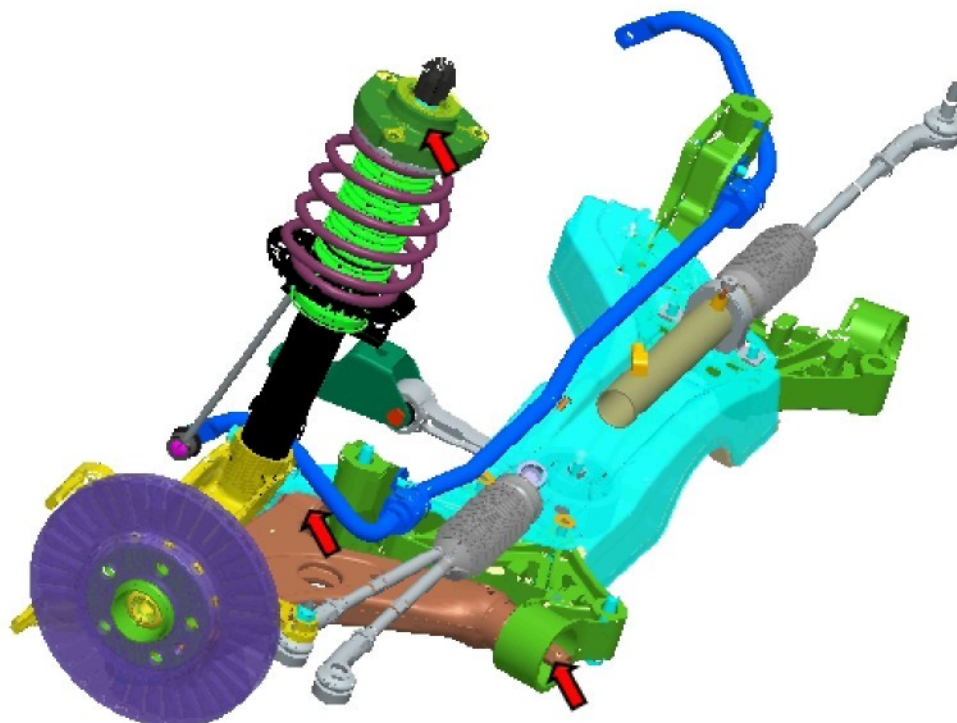
Nově zakoupený měřicí systém PONTOS na katedru pružnosti a pevnosti TUL otvírá i možnost prostorové analýzy dějů spojených se směrovým natáčením kola (varianta b). PONTOS je mobilní optický systém pro dynamické měření pohybu diskrétních bodů, vibrací a deformací. Pontos je vybaven dvěma kamerami, které jsou synchronizovány a zaznamenávají snímky ve stereo nastavení. V těchto snímcích jsou zachyceny a graficky zobrazeny 3D souřadnice referenčních značek a jejich posunutí v různých deformačních stavech během zatížení objektu. Zakoupený systém na TUL pracuje se vzorkovací frekvencí 15 Hz a přesností $0,2 \text{ mm}$.



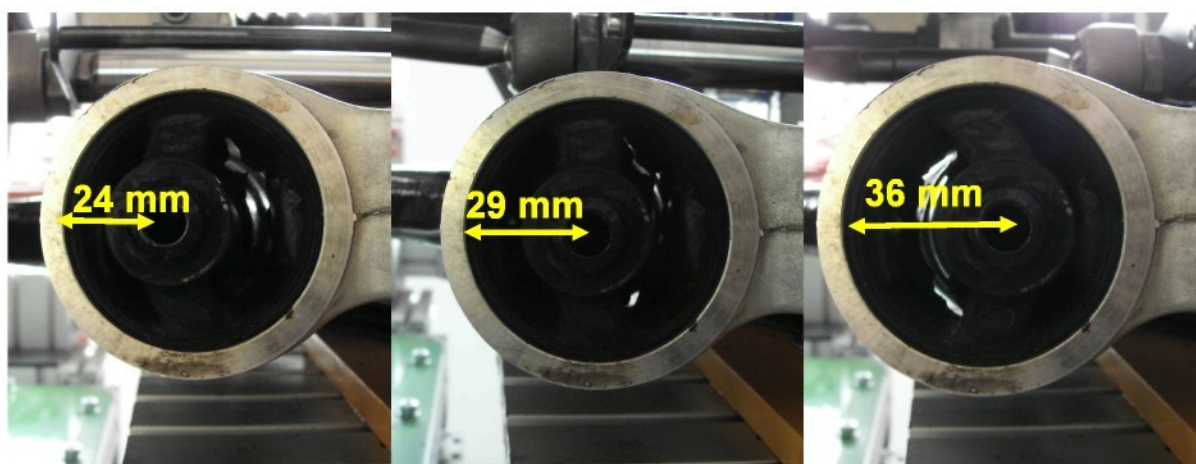
Obr. 86: Stanovení skutečného odklonu a úhlu směrového natočení kola s využitím systému PONTOS (vlevo dvě měřicí kamery, vpravo systém bodů na stanovišti)

9.1.2 Velikost skutečného úhlu směrového natočení kola

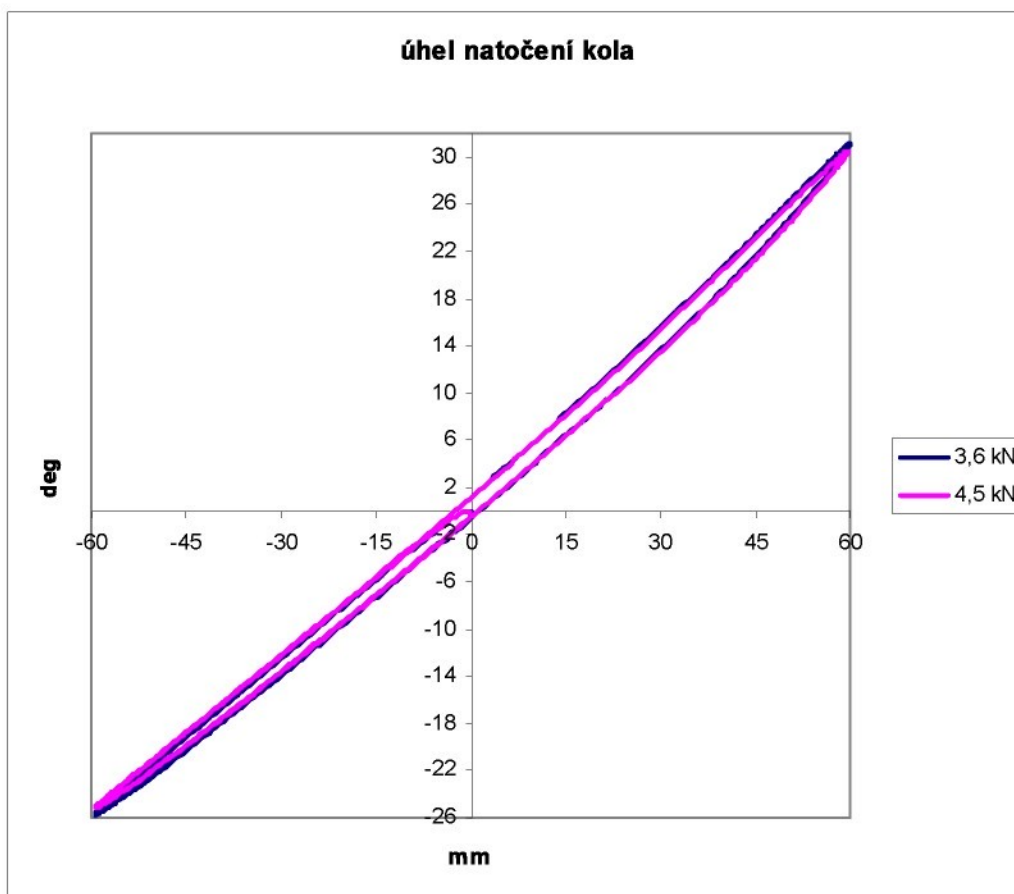
Velikost skutečného úhlu směrového natočení kola je u nápravy typu McPhearson ovlivňována pružnými elementy použitými v konstrukci nápravy. Jedná se především o pryžová lůžka v nichž je uloženo dolní rameno nápravy. Další pryžový element se nachází v místě připevnění tlumiče nápravy ke karoserii vozidla. A dále je to stabilizátor, který svým přítlakem ovlivňuje síly mezi pneumatikou a podložkou (vozovkou), jež se projevují v silách působících na výše popsané pryžové elementy.



Obr. 87: Přední náprava vozidla typu McPhearson – červené šipky označují pružné (poddajné) elementy použité v konstrukci nápravy ^[33].



Obr. 88: Deformované levé pryžové lůžko – natočení kola vpravo (obrázek vlevo), přímá jízda (obrázek uprostřed), natočení kola vlevo (obrázek vpravo)



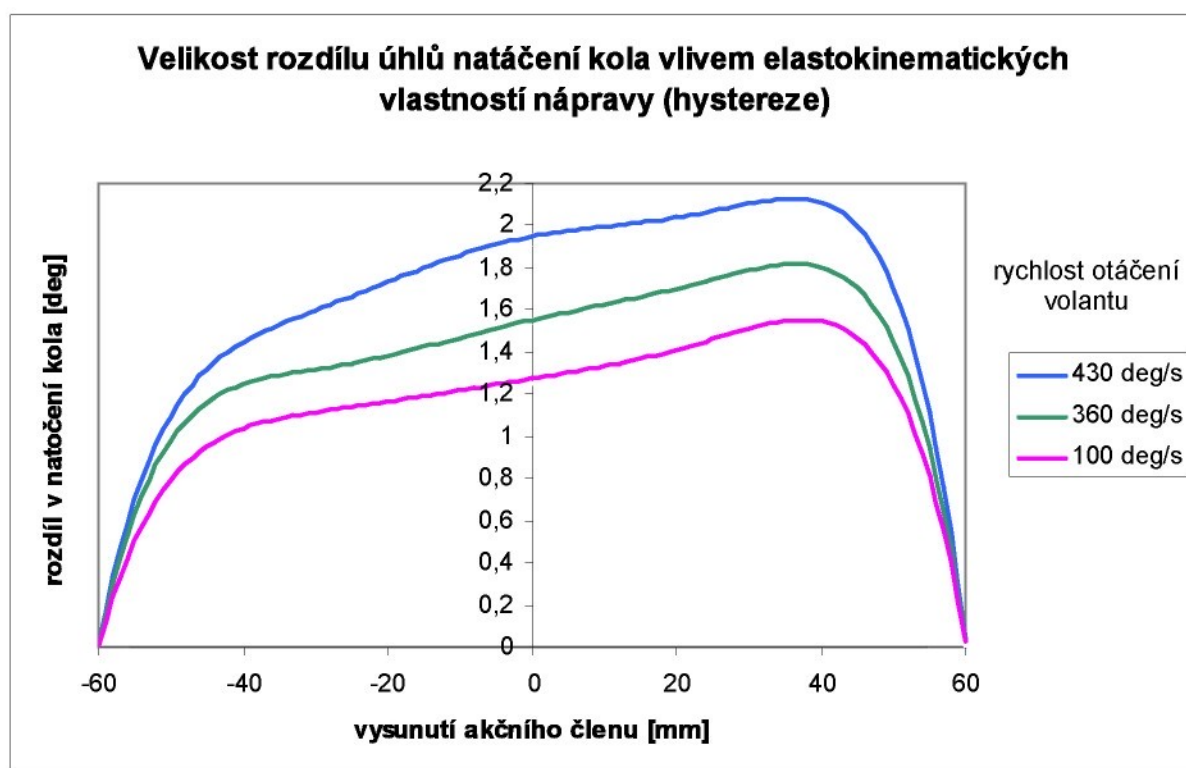
Obr. 89: Skutečný úhel směrového natočení pravého kola v závislosti na poloze vysunutí pístní tyče hydraulického válce (hodnota 3,6 kN a 4,5 kN udává zatížení podložky pod kolem pro přímou jízdu vozidla)

V hodnocení výsledků skutečného úhlu směrového natočení kola se zaměřím na pravé kolo ve směru jízdy vozidla, pro které byl úhel vypočten. Pro levou stranu nápravy je průběh směrového natočení kola analogický.

Při maximálním vysunutí pístní tyče pravého hydraulického válce (-60 mm dle obrázku 89) je hodnota skutečného úhlu směrového natočení kola pro zatáčení vozidla vlevo $-25,7^\circ$ (kolo je na vnějším poloměru zatáčky) pro zatížení podložky pod kolem 4,1 kN a $-25,2^\circ$, pro zatížení podložky pod kolem 3,6 kN. Hodnota skutečného úhlu směrového natočení kola pro zatáčení vozidla vpravo je $30,6^\circ$ pro zatížení podložky pod kolem 4,85 kN a $31,1^\circ$, pro zatížení podložky pod kolem 4 kN (vysunutí pístní tyče pravého hydraulického válce je +60 mm dle obrázku 89 – kolo je na vnitřním poloměru).

Rozdíl $0,5^\circ$ v natočení kola v obou krajních polohách je dán zatížením pružných členů v konstrukci nápravy. Při větším zatížení podložky pod kolem dochází k uvedenému menšímu směrovému natočení kola. Velikost rozdílu v natočení kola pro stejnou pozici pístní tyče hydraulických válců je dána právě elastokinematickými vlastnostmi nápravy.

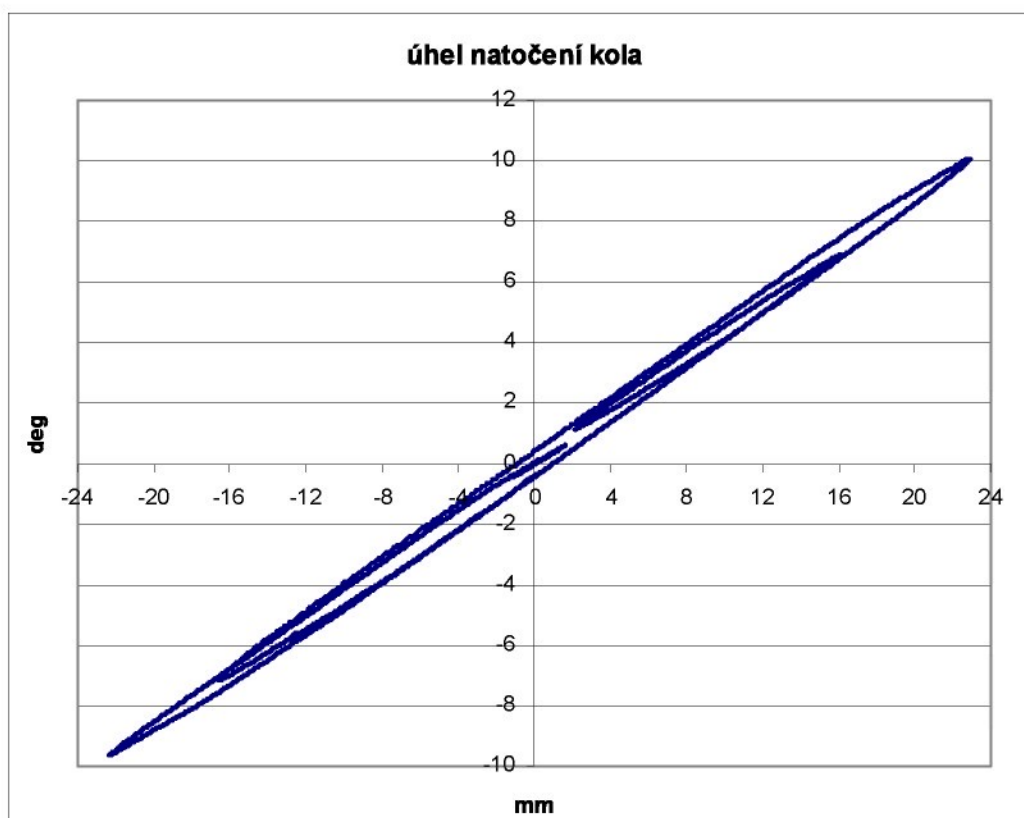
Hodnotu rozdílu ve skutečném úhlu natočení kola ovlivňuje i rychlost vysouvání akčních členů. Pro přepočtené rychlosti vysouvání akčních členů na rychlosti otáčení volantů u konvenčního vozidla $430^\circ/\text{s}$ a $100^\circ/\text{s}$ je rozdíl ve skutečném úhlu natočení kola v krajních polohách $0,3^\circ$. Rozdíl ve skutečném úhlu natočení kola vlivem elastokinematických vlastností nápravy (hystereze) během vysouvání a zasouvání hydraulického válce z jedné krajní polohy do druhé je až $2,1^\circ$ pro rychlost otáčení volantů $430^\circ/\text{s}$, $1,8^\circ$ pro rychlost $360^\circ/\text{s}$ a $1,5^\circ$ pro $100^\circ/\text{s}$.



Obr. 90: Rozdíl v úhlu natočení kola v závislosti na poloze vysunutí pístní tyče hydraulického válce a rychlosti otáčení volantů (betonová podložka, zatížená 4,5 kN v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky 15", huštění 0,23 MPa)

Průběh této změny v závislosti na vysunutí pístní tyče hydraulického válce ukazuje obrázek 90. Na základě těchto měření lze konstatovat, že se zvyšující se rychlosti

směrového natočení kola dochází ke zvětšování rozdílu (hystereze) úhlu natočení kola.



Obr. 91: Skutečný úhel směrového natočení pravého kola v závislosti na poloze vysunutí pístní tyče hydraulického válce pro „Losí test“ na zkušebním stanovišti – $v = 10 \text{ km/h}$, vzorkovací frekvence 100 Hz , betonová podložka, zatížená $4,5 \text{ kN}$ v nulové poloze směrového řízení (přímá jízda), pneumatiky $15''$, huštění $0,23 \text{ MPa}$)

10 ZÁVĚR

Předložená disertační práce se zabývá směrovým řízením vozidla typu steer by wire - směrovým řízením vozidla pomocí elektrického vodiče, který nahrazuje mechanické propojení volantu s koly. Systém aktivního směrového řízení, jehož součástí bude steer by wire, poskytuje vyšší aktivní bezpečnost posádce vozidla a jeho okolí především při zvládání kritických situací, kdy většina řidičů reaguje chybně. Použitím aktivního směrového řízení může vozidlo dosáhnout vysoké jízdní stability, neboť zásahem do směrového řízení vozidla může systém reagovat na nenadálou situaci rychleji než řidič samotný a rychleji i než vozidlo vybavené pouze samotným systémem ESP (elektronický stabilizační program - brzděním jednotlivých kol).

Hlavním cílem disertační práce bylo vytvoření modelu směrového řízení typu steer by wire. Pro splnění tohoto úkolu jsem práci rozdělil do několika postupných kroků – cílů.

Jelikož experimentální zkoumání problematiky směrového řízení vozidel tohoto typu je v laboratořích katedry vozidel a motorů TUL nové, bylo nutné nejprve navrhnout a vytvořit zkušební zařízení. Pro splnění tohoto prvního významného cíle jsem nejprve provedl rozbor současně používaných zkušebních zařízení v laboratořích firem a univerzit. Na základě provedeného rozboru jsem se rozhodl vytvořit zcela nový typ konstrukce zkušebního zařízení pro zkoušení systémů směrového řízení. Unikátnost zařízení spočívá v zahrnutí pneumatiky a elastokinematických členů nápravy vozidla do prováděných zkoušek. Navržená konstrukce rámu umožňuje vysokou modularitu, to znamená rychlou záměnu, doplnění či modifikaci vybraných částí konstrukce rámu pro rozličné výzkumně-vývojové úkoly v oblasti směrového řízení vozidel. Zařízení svým uspořádáním umožňuje zkoušet systémy směrového řízení při stojícím (neotáčejícím se) kole.

Druhým cílem disertační práce byla vlastní realizace laboratorního modelu směrového řízení typu steer by wire. Pro zkoumání vlastností směrového řízení typu by wire na zkušebním zařízení jsem zvolil elektrohydraulickou variantu a uspořádání, kdy každé kolo má svůj vlastní akční člen – dvojitý hydromotor s jednostrannou pístní tyčí, jejíž míra vysunutí určuje úhel směrového natočení kola. Každý hydromotor je připojen a ovládán vlastním proporcionálním ventilem D1FP firmy

Parker. Právě takovéto uspořádání, s odděleným směrovým natáčením kol, je technicky složitější, ale přináší s sebou možnost nezávislého natáčení vnitřního a vnějšího kola. Nezávislost natáčení vnitřního a vnějšího kola může do stability vozidla přinést další významný prvek aktivní bezpečnosti vozidel.

Třetím významným cílem bylo vytvoření systému řízení (ovládání) modelu směrového řízení typu steer by wire a ověření jeho funkcí. Pro řízení modelu systému steer by wire jsem zvolil uzavřený regulační obvod pracující v režimu polohové regulace, který využívá PID regulátorů. Simulační schéma pracující v reálném čase, jsem vytvořil v programu Matlab/SimulinkReal - Time Toolbox. Pro identifikaci dalších vybraných měřených veličin jsem vytvořil měřicí systém, jehož hlavní částí je měřicí ústředna MGCplus. Oba dva systémy (řídící a měřicí) jsou mezi sebou propojeny. V kapitole 6 jsou popsány výsledky simulací a zkoušek, které byly dosaženy při ověřování dynamických vlastností systému. Mezi složitější a nejzajímavější patří simulace průjezdu vozidla předepsaným koridorem dle předpisu VDA ISO TR3888, tzv. „losí test“. Pro získání informací o chování řidiče během tohoto testu byly provedeny praktické testy na reálném vozidle pro různé rychlosti průjezdu vozidla koridorem a jejich průběh posloužil, jako vstupní informace pro uvedené zkoušky na zkušebním zařízení.

Další kapitoly předložené disertační práce obsahují výsledky z měření sil nutných ke směrovému natočení kola a výkonové náročnosti směrového natočení kol. Závěrečná kapitola obsahuje popis možností stanovení velikosti skutečného úhlu směrového natočení kola a metodu, kterou jsem použil na zkušebním zařízení.

Přínos mojí práce pro praxi, vědu a výzkum spatřuji především v:

- 1) realizaci zkušebního zařízení pro zkoumání systémů směrového řízení vozidel (při stojících - neotáčejících se – kolech)
- 2) modelu řízení (ovládání, regulace na základě zadaných parametrů)
- 3) poznatků získaných při měřeních

Získané výsledky a zkušenosti z měření na elektrohydraulické variantě laboratorního modelu steer by wire systému poslouží jako východisko pro elektromechanickou variantu jednotky vlastní konstrukce.



Vybrané výsledky této práce jsou využívány při výuce studentů v oboru konstrukce strojů a zařízení. V návaznosti na tuto práci vznikly a vznikají diplomové a bakalářské práce, které přinášejí další nové poznatky v této oblasti.



Seznam použité literatury

- [1] Dílenská učební pomůcka ŠKODA AUTO
- [2] <http://www.trw.com/>
- [3] <http://www.nasa.gov/>
- [4] <http://www.vkp.cz/>
- [5] <http://www.sauer-danfoss.com/>
- [6] <http://www.bosch.cz/>
- [7] <http://www.zf.com/>
- [8] Servisní manuály AUDI (SSP 402) a školící přednáška společnosti: Import VOLKSWAGEN Group s.r.o. (Školící středisko IVG)
- [9] RASTE, T. – SEMMLER, S. – RIETH, P.: Global Chassis Control Emphasizing on Rear Wheel Steering, Continental Automotive Systems, 14. Aachener Kolloquium "Fahrzeug- und Motorentechnik", Aachen 2005
- [10] <http://www.auto.cz/>
- [11] <http://www-cdr.stanford.edu/>
- [12] <http://www.sparc-eu.net/>
- [13] <http://www.aa1car.com/>
- [14] <http://www.auto.cz/>
- [15] <http://www.visteon.com/>
- [16] http://www.automanager.de/IKA/2006/TdFahrwerks2006/tdf_gijbels.htm
- [17] <http://www.servotestsystems.com/>
- [18] IABG – nabídkový prospekt
- [19] <http://www.ika.rwt-aachen.de/>
- [20] <http://www.iupui.edu/>
- [21] SCHWARTZ, J.: Automobili Škoda Roomster, Grada, Praha 2007



- [22] PAŽOUT, M.: Zkušební stanoviště pro testování systémů steer-by-wire. Diplomová práce, TUL 2007.
- [23] <http://www.parker.com/>
- [24] Chvalis – dokumentace firmy
- [25] <http://www.humusoft.cz/>
- [26] <http://www.hbm.cz/>
- [27] <http://www.renishaw.cz/>
- [28] KREJBICH, P.: Analýza zatížení řídicího ústrojí. Diplomová práce, TUL 2009
- [29] VLK, F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, BRNO 2001
- [30] <http://www.corrsys-datron.com/>
- [31] <http://www.aicon.de/>
- [32] <http://www.sick.cz/>
- [33] Škoda Auto – podklady
- [34] ITEM – katalog stavebnicového systému
- [35] <http://upload.wikimedia.org/>
- [36] <http://www.skoda-auto.cz>
- [37] <http://hw.cz/>
- [38] <http://www.automatizace.cz/article.php?a=1183>
- [39] VLK, F.: Podvozky motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, BRNO 2001
- [40] NOSKIEVIČ, P.: Modelování a identifikace systémů. Montanex, Ostrava 1999
- [41] NOSKIEVIČ, P. – NOVÁK, P. – KOŇAŘÍK, P.: Číslicové řízení lineárních akčních členů mechatronických systémů. Závěrečná zpráva projektu GAČR 101/03/0649. Ostrava 2005



- [42] HULÍNSKÁ, L.: Identifikace vlastností pneumatik. Bakalářská práce, TUL 2010
- [43] CERHA, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy I.. Vysokoškolský podnik, Liberec 2006



Seznam příloh

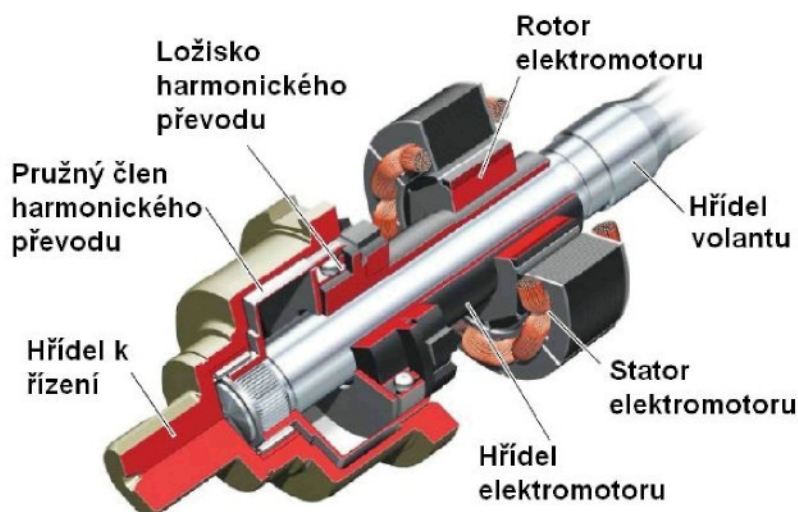
- P1 Aktivní řízení používané u vozidel značky AUDI
- P2 Proporcionální ventil D1FP PARKER
- P3 Model pro řízení směrového natáčení kol – systém MASTER/SLAVE
- P4 „Losí testy“ – výchylky volantu během jízdních testů



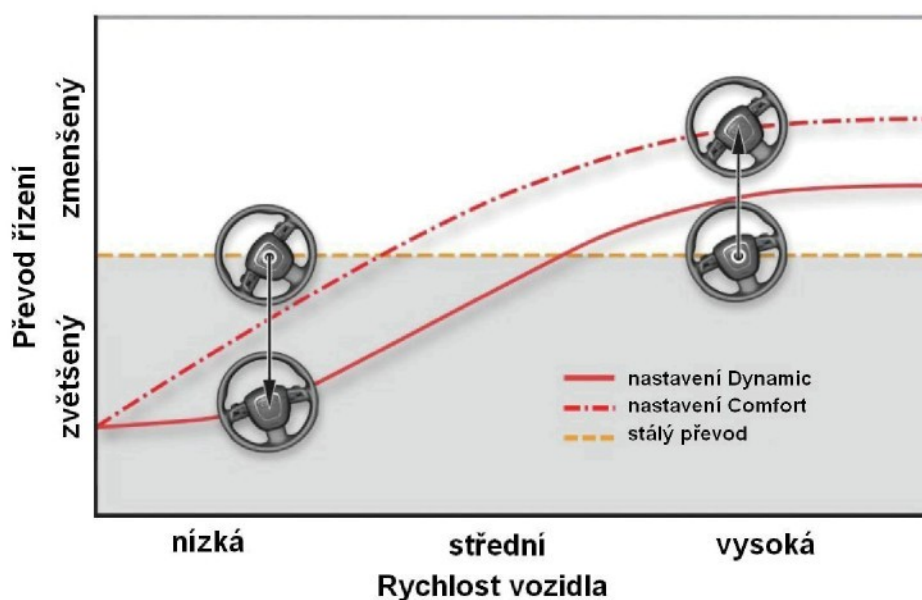
PŘÍLOHA P1

Aktivní řízení používané u vozidel značky AUDI^[8]

Aktivní řízení u vozidel značky AUDI (pozn. společnost AUDI používá označení – dynamické řízení) má přerušenou tyč řízení a v místě přerušení je použita převodovka s harmonickým převodem. Harmonický převod plní funkci diferenciálu se dvěma vstupy (volant, elektromotor) a jedním výstupem (vlastní řízení). Konstrukce systému umožňuje natočit kola aniž by se volant pohnul a naopak.



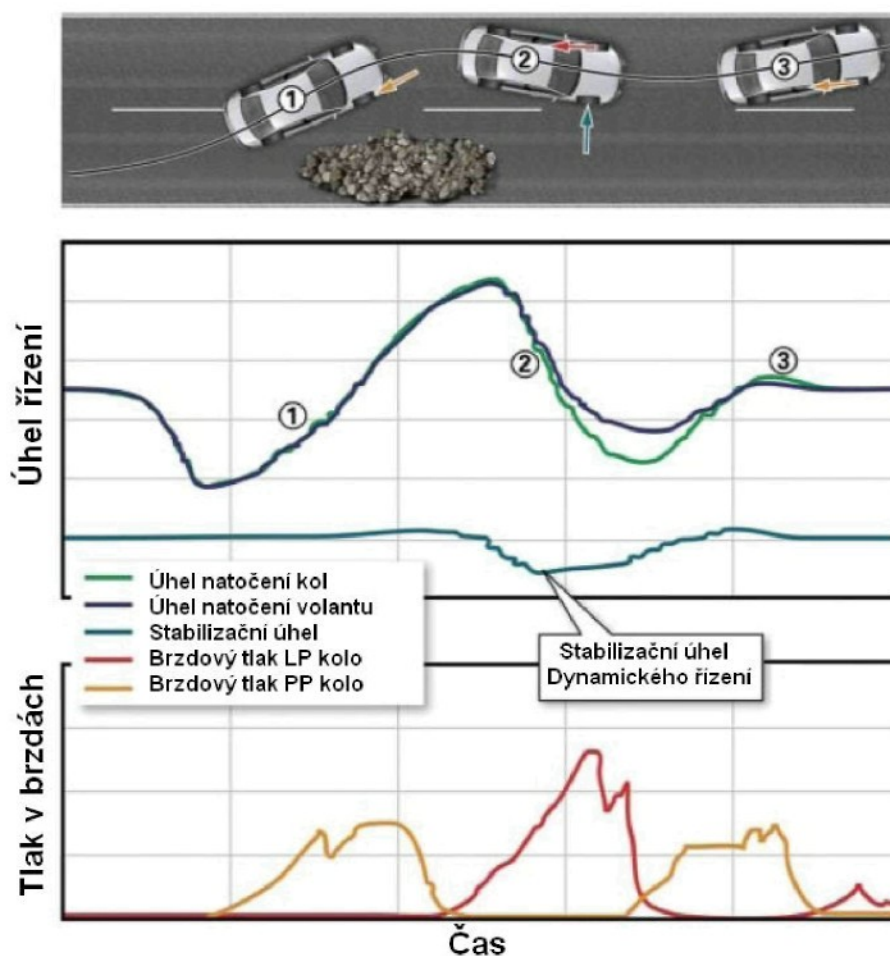
Obr. 1 Konstrukční uspořádání převodovky systému aktivního řízení (AUDI)



Obr. 2 Závislost převodového poměru aktivního směrového řízení na rychlosti vozidla a vybraném programu

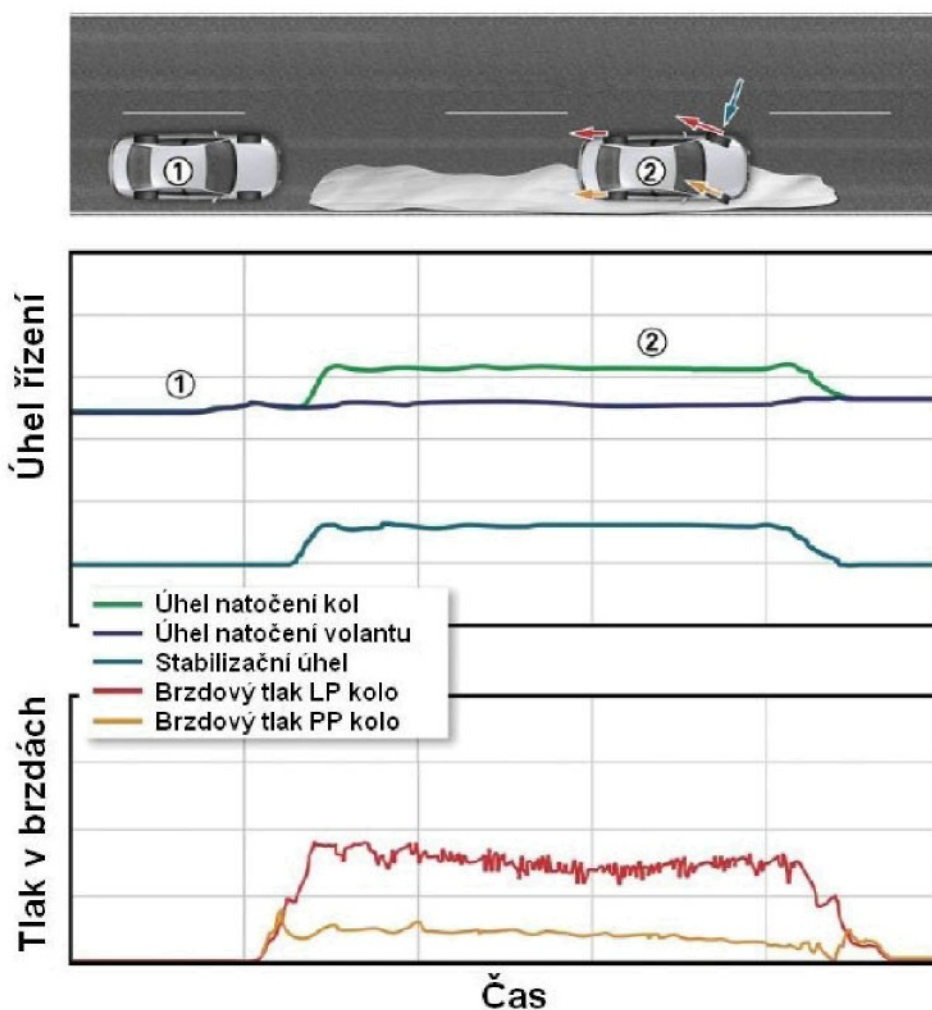
Tato koncepce splňuje zákonnou podmínku pevné mechanické vazby řetězce směrového řízení: volant - kola a zároveň umožňuje měnit převodový poměr směrového řízení (poměr mezi směrovým natočením kol a volantem). Této vlastnosti se využívá jednak pro zvýšení komfortu během řízení, ale především pro zvýšení stability vozidla v mezních situacích. Programově nastavená charakteristika variabilního převodu mění natočení kol v závislosti na rychlosti jízdy vozu a na úhlu natočení kol.

Na obrázku 2 je vidět vyhýbací manévry, při kterém aktivní řízení zvětší zatočení kol a společně s elektronickým stabilizačním programem (ESP) zabrání smyku vozidla. Zásah ESP při tomto manévru je výrazně zredukován díky aktivnímu řízení.



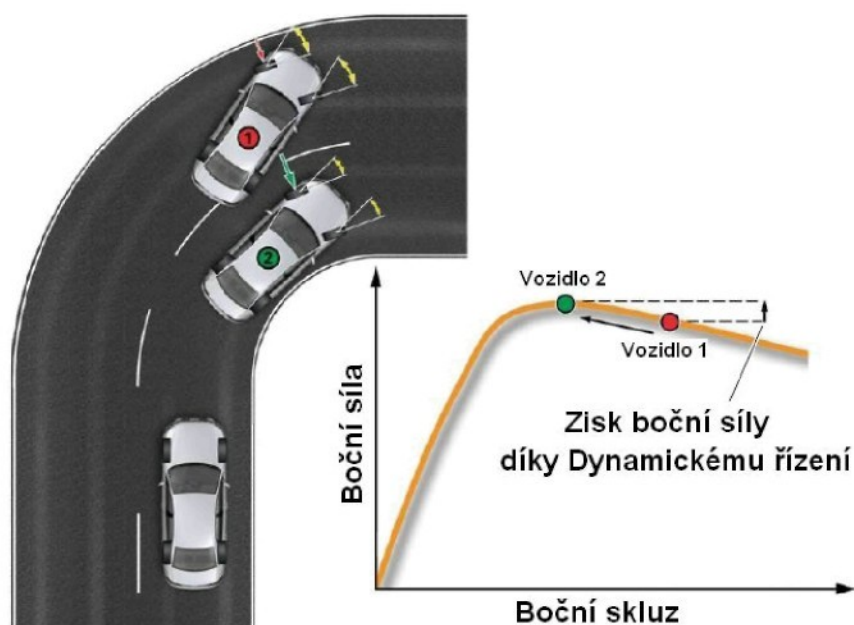
Obr. 3 Funkce aktivního řízení a ESP při vyhýbacím manévru

Systém aktivního řízení stabilizuje brzdící vozidlo na vozovce se sníženou adhezí. Stabilizační funkce aktivního řízení jsou aktivovány v případě, kdy jedna stana vozidla (respektive jeho kola) je na povrchu vozovky se zvýšenou adhezí (např. asfaltu) a druhá stana vozidla na povrchu vozovky se sníženou adhezí (např. led). Bez jakékoliv asistence by vozidlo vlivem rozdílných brzdných sil vybočilo z přímého směru. Aktivní řízení natočí kola směrem na stranu vozidla, kde je povrch vozovky se sníženou adhezí a tím udrží vozidlo v přímém směru. Celá situace je znázorněna na obrázku 3. Elektronický stabilizační program (ESP) nemusí potom omezovat brzdný tlak, aby nedošlo k prodloužení brzdné dráhy.



Obr. 3 Funkce aktivního řízení a ESP při brzdění vozidla na vozovce se smíšeným součinitelem adheze

Další kladná vlastnost systému aktivního řízení se může projevit při průjezdu vozidla zatáčkou. Systém dokáže udržet adhezi mezi koly řízené nápravy a vozovkou v oblasti maximálních hodnot. Při ztrátě boční adheze nezkušený řidič nebo řidič pod psychickým tlakem může kola natočit ještě více, než dovoluje povrch vozovky a rychlost vozidla (boční smyk přední nápravy). Aktivní řízení umožní natočení kol pouze na hranici optimální adheze a maximální možné boční síly (Obr. 4).



Obr. 4 Závislost boční síly na bočním skluzu při jízdě vozidla zatáčkou



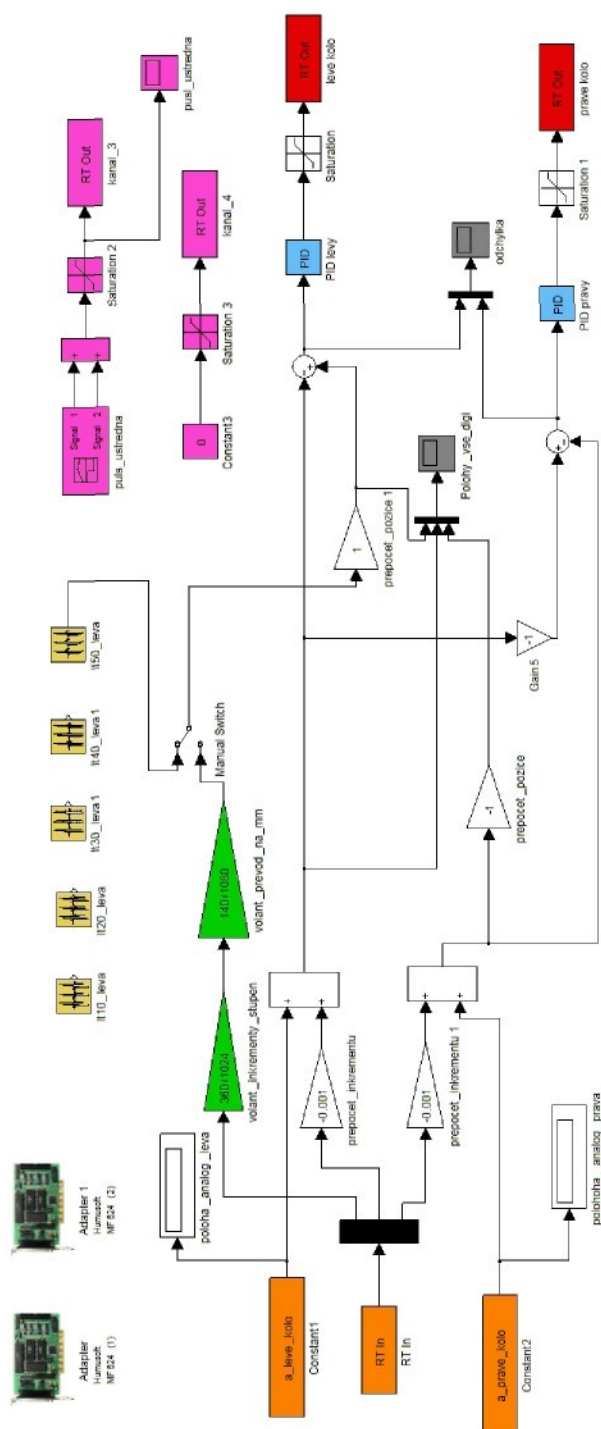
PŘÍLOHA P2

Proporcionální ventil D1FP PARKER ^[23]



PŘÍLOHA P3

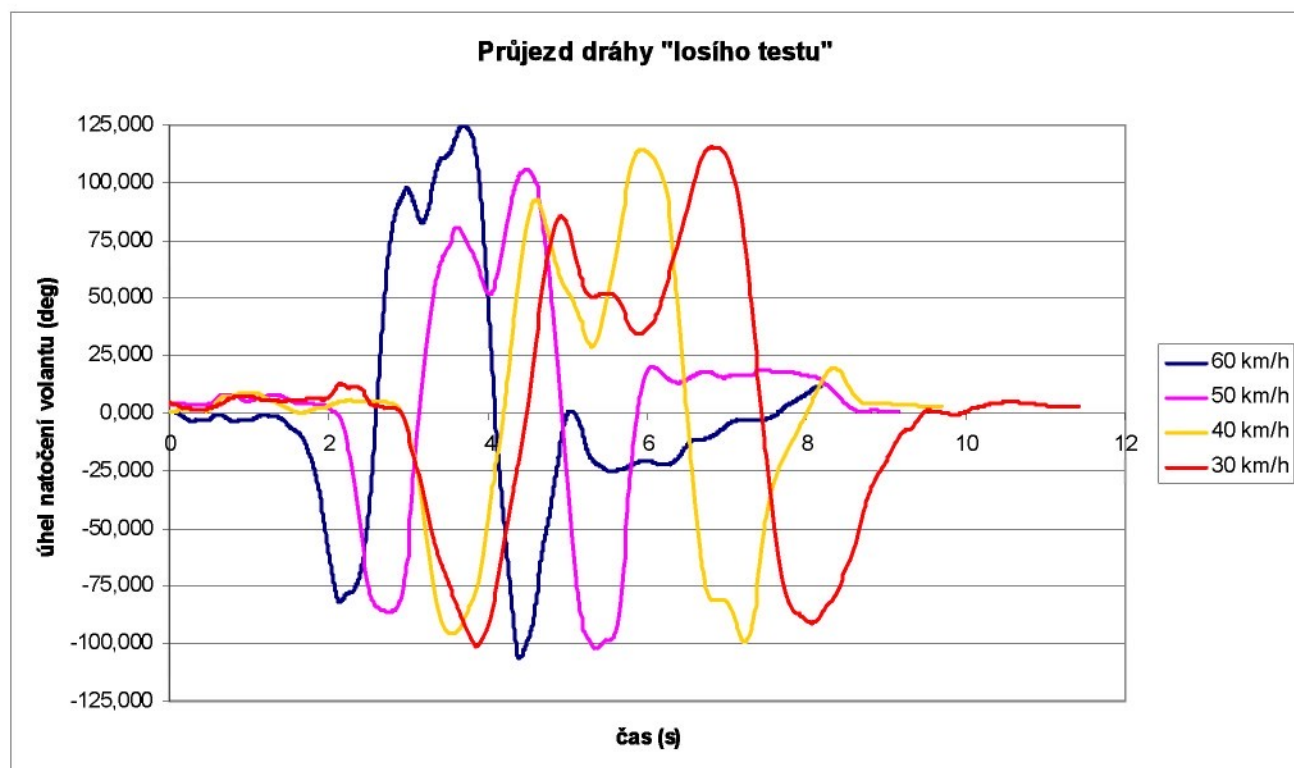
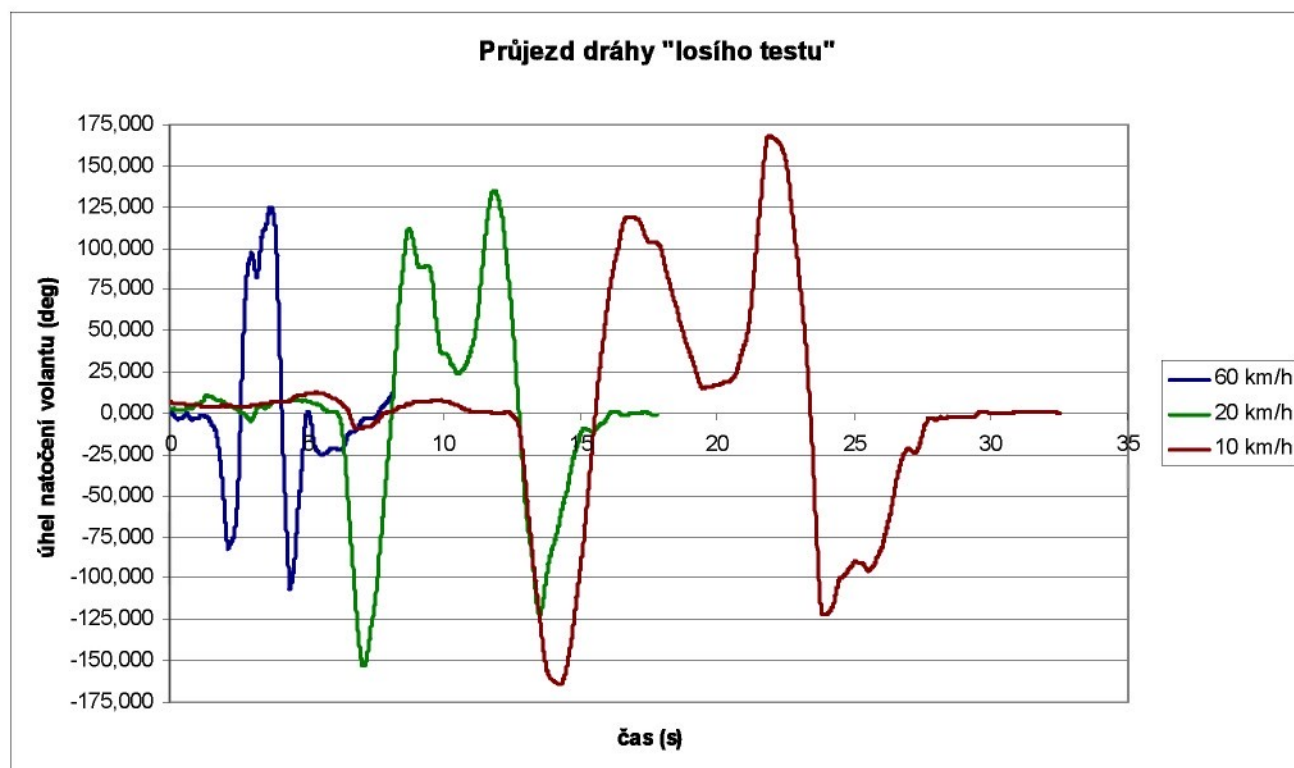
Model pro řízení směrového natáčení kol – systém MASTER/SLAVE





PŘÍLOHA P4

„Losí testy“ – výchylky volantu během jízdních testů



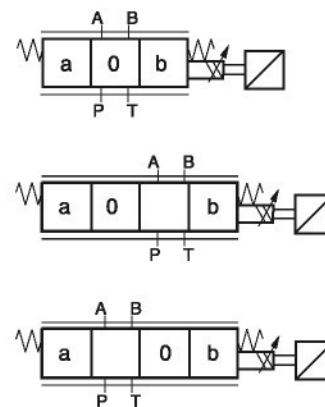
The direct operated control valve D1FP of the nominal size NG06 (CETOP03) shows extremely high dynamics combined with maximum flow. First of all it is used for highest accuracy in positioning of hydraulic axis and controlling of pressure and velocity.

Driven by the new patented VCD® actuator the D1FP reaches the frequency response of real servovalves. Compared with solenoid driven valves the D1FP can also be used in applications with pressure drops up to 350bar across the valve. Because of the high flow capability the D1FP can be a substitute for NG10 valves in some cases.

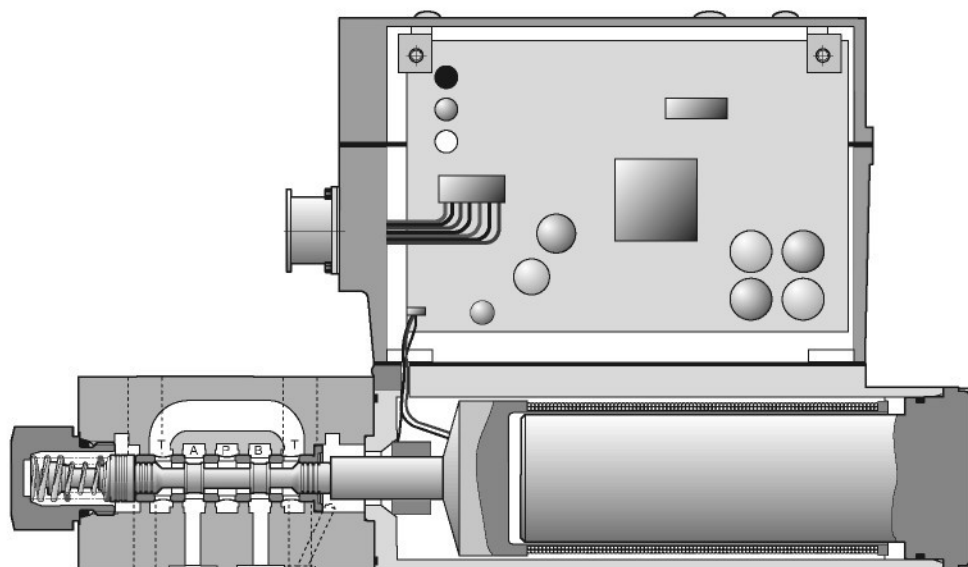
At power-down the spool moves in a defined position. All common input signals are available.

Technical features

- Real servovalve dynamics
(-3dB/350Hz at $\pm 5\%$ input signal)
- No flow limit up to 350 bar pressure drop through the valve
- Max. tank pressure 350 bar
(with external drain port y)
- High flow
- Defined spool positioning at power-down
- Onboard electronics



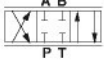
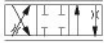
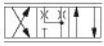
D1FP



Ordering Code

Direct Operated Proportional DC Valve Series D1FP

D	1	F	P			9				0	
Directional control valve	Size DIN NG06 CETOP03 NFPA D03	Proportional control	VCD	Spool type	Spool position on power down ¹⁾	Y-port (plugged) ⁴⁾	Seals	Command-signal	Accessories	Spool/sleeve design	Design series

Code	Spool type	Flow [l/min] at Δp 35bar per metering edge
Zerolap		
E50M		40
E50H		25
E50G		16
E50F		12
E50C		6
E50B		3
B60M	$Q_B = Q_A / 2$ 	40 / 20
E60H		25 / 12.5
E60G		16 / 8
E60F		12 / 6
E60C		6 / 3
Underlap approx. -0.5%		
E55M		40
E55H		25
E55G		16
E55F		12
E55C		6
E55B		3
Overlap 25%		
E01M		40
E01H		25
E01G		16
E01F		12
E01C		6
E01B		3
B31M	$Q_B = Q_A / 2$ 	40 / 20
E31H		25 / 12.5
E31G		16 / 8
E31F		12 / 6
E31C		6 / 3
E02M		40
E02H		25
E02G		16
E02F		12
E02C		6
E02B		3
B32M	$Q_B = Q_A / 2$ 	40 / 20
E32H		25 / 12.5
E32G		16 / 8
E32F		12 / 6
E32C		6 / 3

Code	Connection type
0	6 + PE acc. EN175201-804
5	11 + PE acc. EN175201-804

Code	Signal	Function
B	+/- 10V	0...+10V -> P-A
E	+/- 20mA	0...+20mA -> P-A
S	4...20mA	12...20mA -> P-A

Code	Seals
N	NBR
V	FPM
H	for HFC fluid

Code	Spool pos. at power down
A ²⁾	
B ²⁾	
C ³⁾	
H	
J	

¹⁾ On power down the spool moves in a defined position. This cannot be guaranteed in case of single flow path on the control edge A – T resp. B – T with pressure drops above 120 bar or contamination in the hydraulic fluid.

²⁾ approx. 10% opening, only zero lapped spools and underlap spools

³⁾ only for overlapped spools

⁴⁾ needs to be removed at tank pressure >35 bar

Note:

Adapter plate for ISO 4401 to ISO 10372 size 04
Ordering code HAP04WV06-1661

Please order plugs separately.
See chapter 3 accessories.

**Bold letters =
Short-term availability**

Technical Data

General		
Design		Direct operated proportional DC valve
Actuation		VCD® actuator
Size		NG06/CETOP03/NFPA D03
Mounting interface		DIN 24340 / ISO 4401 / CETOP RP121 / NFPA
Mounting position		unrestricted
Ambient temperature	[°C]	-20...+50
MTTF _D value	[years]	75
Weight	[kg]	4.5
Vibration resistance	[g]	10 Sinus 5...2000 Hz acc. IEC 68-2-6 30 Random noise 20...2000 Hz acc. IEC 68-2-36 15 Shock acc. IEC 68-2-27
Hydraulic		
Max. operating pressure	[bar]	Ports P, A, B 350
	[bar]	Port T max. 35, port Y max. 35 ¹⁾
Fluid		Hydraulic oil as per DIN 51524...535, other on request
Fluid temperature	[°C]	-20...+60
Viscosity		
permitted	[cSt] / [mm²/s]	20...380
recommended	[cSt] / [mm²/s]	30...80
Filtration		ISO 4406 (1999) 18/16/13 (acc. NAS 1638: 7)
Nominal flow at Δp=35bar per control edge ²⁾	[l/min]	3 / 6 / 12 / 16 / 25 / 40
Flow maximum	[l/min]	90 (at Δp=350bar over two control edges)
Leakage at 100 bar	[ml/min]	<400 (zero lapped spool); <50 (over lapped spool)
Static / Dynamic		
Step response at 100% step ³⁾	[ms]	<3.5
Frequency response (±5% signal) ³⁾	[Hz]	350 (amplitude ratio -3dB), 350 (phase lag -90°)
Hysteresis	[%]	<0.05
Sensitivity	[%]	<0.03
Temperature drift	[%/K]	<0.025
Electrical characteristics		
Duty ratio	[%]	100
Protection class		IP65 in accordance with EN 60529 (plugged and mounted)
Supply voltage/ripple	[V]	DC 22 ... 30, ripple <5% eff., surge free
Current consumption max.	[A]	3.5
Switch-on current typical	[A]	22 for 0.2 ms
Pre-fusing	[A]	4.0 medium lag
Input signal		
Voltage	[V]	10...0...-10, ripple <0.01% eff., surge free, 0...+10V P->A
Impedance	[kOhm]	100
Current	[mA]	20...0...-20, ripple <0.01% eff., surge free, 0...+20mA P->A
Impedance	[Ohm]	250
Current	[mA]	4...12...20, ripple <0.01% eff., surge free, 12...20mA P->A <3.6 mA = disable, >3.8 mA = according to NAMUR NE43
Impedance	[Ohm]	250
Differential input max.		
Code 0	[V]	30 for terminal D and E against PE (terminal G)
Code 5	[V]	30 for terminal 4 and 5 against PE (terminal ⊥)
Enable signal (only code 5)	[V]	5...30, R _i = 9 kOhm
Diagnostic signal	[V]	+10...0...-10 / +U _b , rated max. 5mA
EMC		EN 50081-2 / EN50082-2
Electrical connection	Code 0	6 + PE acc. EN 175201-804
	Code 5	11 + PE acc. EN 175201-804
Wiring min.		
Code 0	[mm²]	7x1.0 (AWG 18) overall braid shield
Code 5	[mm²]	12x1.0 (AWG 18) overall braid shield
Wiring length max.	[m]	50

¹⁾ For applications with p_T>35 bar the Y-port has to be connected and the plug in the Y-port has to be removed.

²⁾ Flow rate for different Δp per control edge:

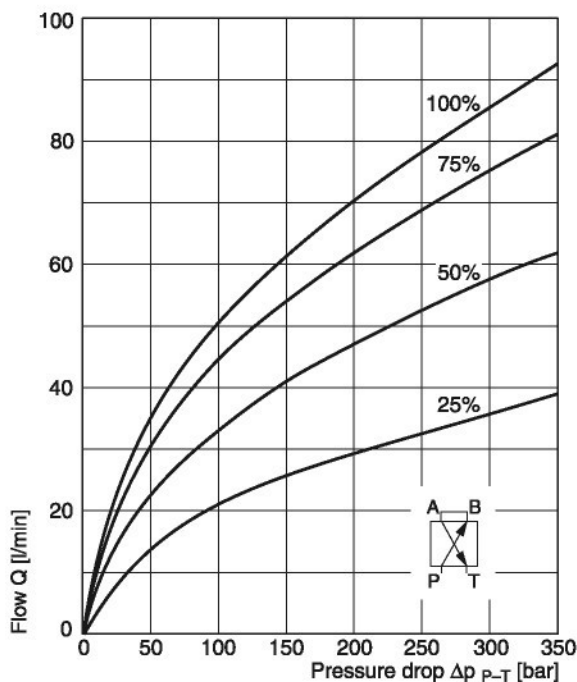
$$Q_x = Q_{\text{Nom.}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{\text{Nom.}}}}$$

³⁾ Measured with load (100 bar pressure drop/two control edges)

Functional limits

at 25%, 50%, 75% and 100% command signal

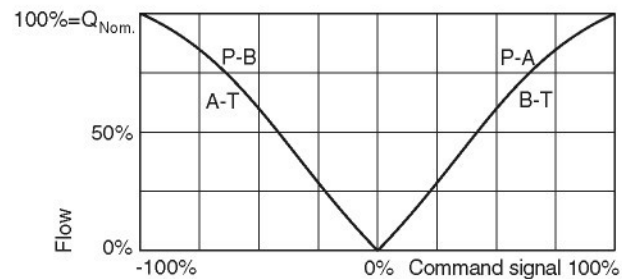
Spool type **E50M**



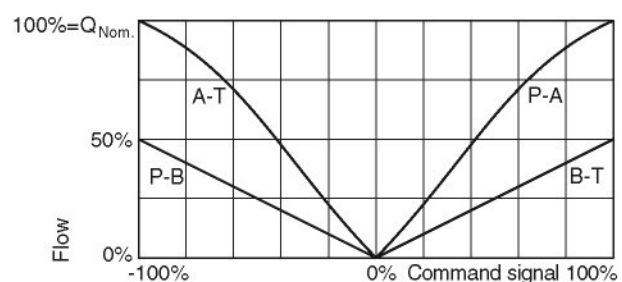
Flow curves

at $\Delta p = 35$ bar per metering edge

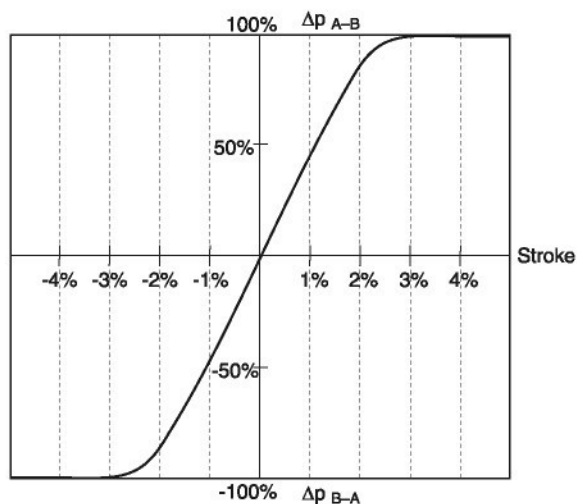
Spool type **E50**



Spool type **B60**



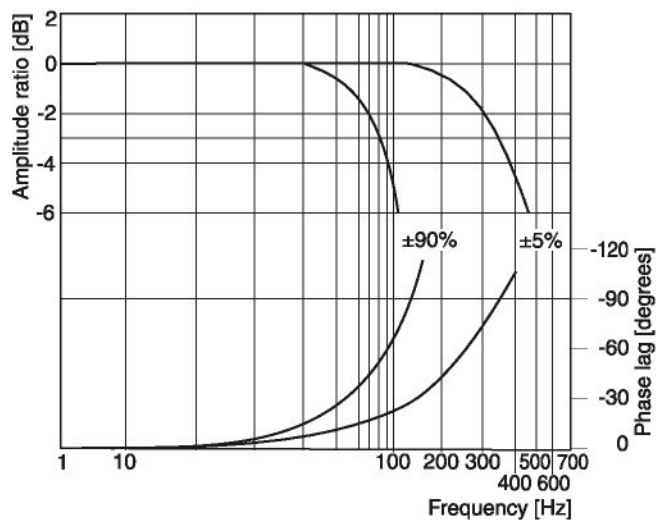
Pressure gain



Frequency response

$\pm 5\%$ command signal

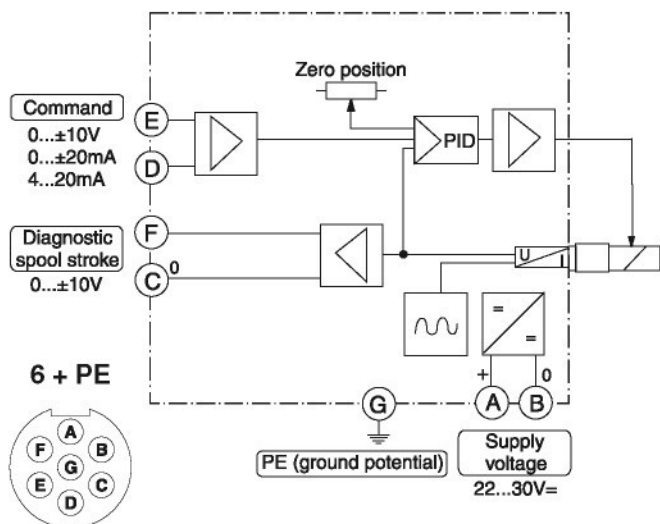
$\pm 90\%$ command signal



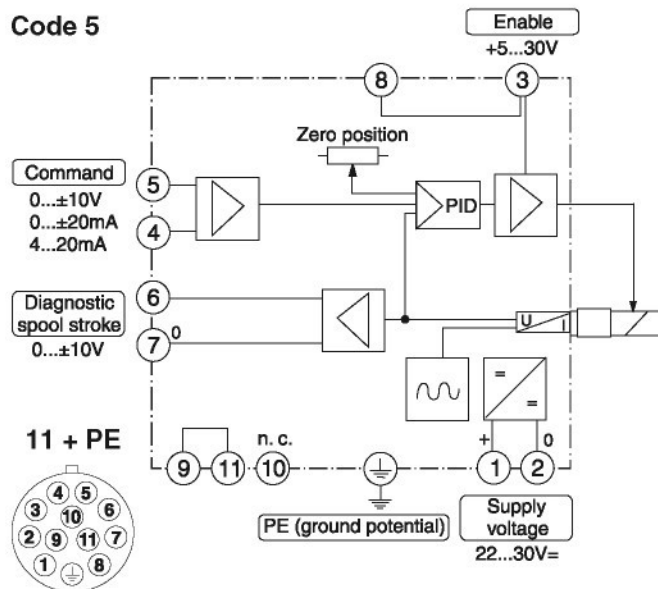
All characteristic curves measured with HLP46 at 50°C.

Block diagrams

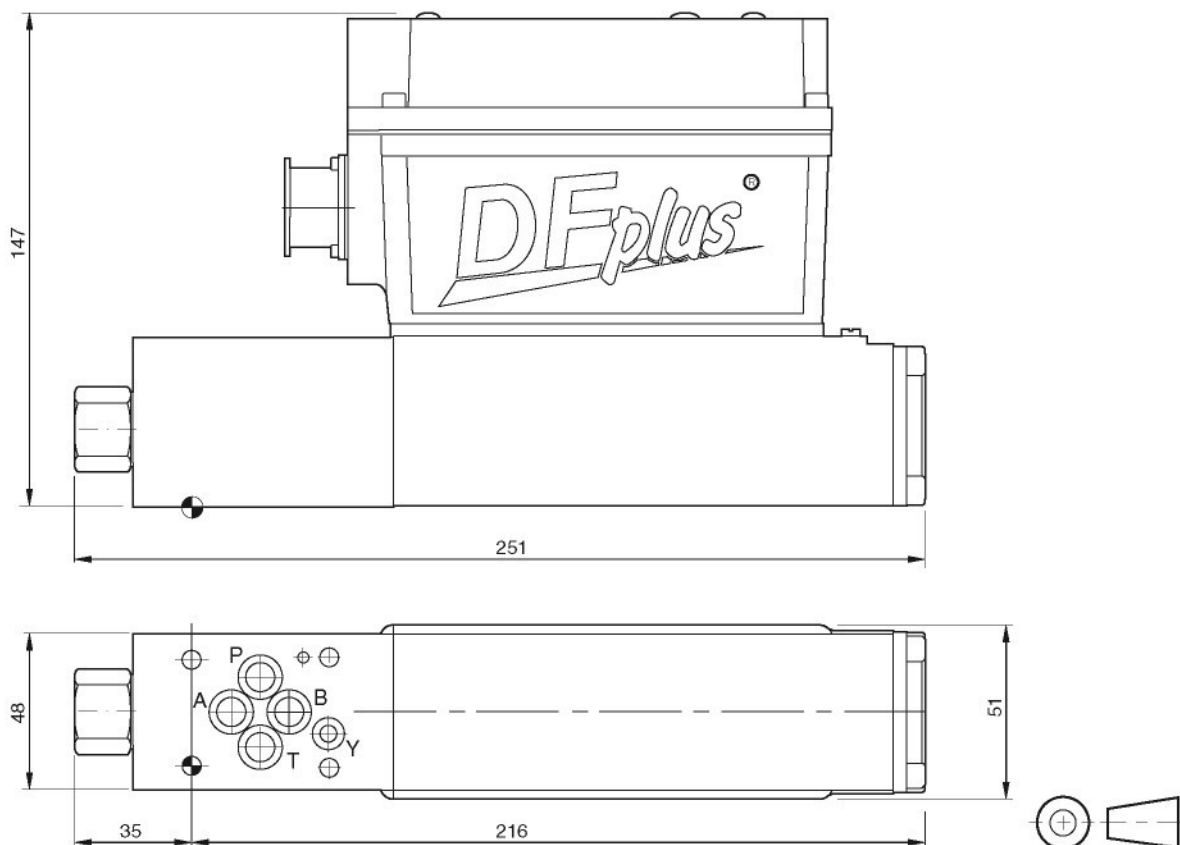
Code 0



Code 5



Dimensions



Surface finish	Kit	Kit	Kit	Kit
$\sqrt{R_{max} 6.3}$ $\square 0.01/100$	BK375	4x M5x30 DIN 912 12.9	7.6 Nm ±15%	NBR: SK-D1FP FPM: SK-D1FP-V HFC: SK-D1FP-H

3

This image shows a full page of blank graph paper. The grid consists of small, uniform squares formed by thin, light gray lines. There are no margins, text, or other markings on the page.