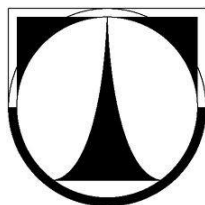


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií



**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Liberec 2010

**Jindřich Juriga**

# **TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií

Studijní program: N2612 - Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 3906T001 - Mechatronika

## **Elektromechanický posilovač řízení a jeho vliv na spotřebu paliva**

## **Electric Power Steering (EPS) and its impact on fuel consumption**

### **Diplomová práce**

Autor:	<b>Bc. Jindřich Juriga</b>
Vedoucí práce:	Prof. Ing. Aleš Richter, CSc.
Konzultant:	Ing. Vratislav Kozub

## ***Prohlášení***

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

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **souhlasím** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení, apod.).

Jsem si vědom toho, že užití své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem Technické univerzity v Liberci, která má právo požadovat ode mne přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury, pod vedením školitele Prof. Ing. Aleše Richtera, CSc.

V Liberci 7. 12. 2010

.....

Jindřich Juriga

## ***Poděkování***

Děkuji všem, kteří se podíleli na vzniku této práce, zejména svému vedoucímu Prof. Aleši Richterovi za užitečné konzultace a připomínky k této práci. Dále poděkování patří firmě Škoda Auto a.s. Mladá Boleslav, jmenovitě vedoucímu oddělení podvozku Ing. Vratislavu Kozubovi, Ing. Pavlu Pospíšilovi z oddělení servořízení a panu Michalovi Slavíkovi. V neposlední řadě děkuji své rodině a kolegům, kteří se na této práci také podíleli.

## ***Abstrakt***

### ***Elektromechanický posilovač řízení a jeho vliv na spotřebu paliva***

Tato práce se zabývá rozбором funkce elektromechanického posilovače řízení (EPS) a uvádí jeho vliv na spotřebu paliva.

V první části jsou uvedeny dostupné typy posilovačů řízení, jejich výhody a nevýhody. Důraz je kladen na elektromechanický posilovač řízení ve vozech Škoda. Energetické nároky jednotlivých posilovačů jsou porovnány pomocí výpočtů. Je uvedena metoda stanovení spotřeby paliva u osobních automobilů a vysvětlen vliv využití elektrické energie na spotřebu pohonných hmot.

Praktická část obsahuje zpracované výsledky měření na vozidle s elektromechanickým posilovačem řízení. Je uveden energetický rozbor prováděných jízdních manévřů s přepočtem na přibližnou hodnotu spotřebovaného paliva. Dále je vypočten posilovací účinek servomotoru při stojícím voze a graficky znázorněna změna zesílení servomotoru v závislosti na rychlosti vozu. V závěru je vyhodnocení energetické bilance kombinovaného jízdního cyklu o délce 14 km a zhodnocení vlivu posilovače na celkovou spotřebu paliva.

**Klíčová slova:** posilovače řízení, elektromechanický posilovač řízení, osobní automobily, řízení, spotřeba paliva

## ***Abstract***

### ***Electric Power Steering (EPS) and its impact on fuel consumption***

This work deals with analysis of the function of electromechanical power steering (EPS) and indicate its impact on fuel consumption.

First, different types of the EPS and their advantages and disadvantages will be introduced. Emphasis will be placed on Skoda. Energy demands of boosters are compared with calculations. It provides a method for determining the fuel economy of passenger cars and explained the impact of use of electricity on fuel consumption.

The practical part includes the measurement results on a vehicle equipped with electromechanical power steering. It is this energy analysis conducted maneuvers in the equivalent to an approximate value of fuel consumed. It is calculated by the booster effect of the actuator in a stationary car, and graphically shows the change in the actuator gain, depending on vehicle speed. In conclusion, the evaluation of the energy balance of the combined drive cycle length of 14 km and evaluate the effect of enhancers on the overall fuel consumption.

**Key words:** power steering, electromechanical power steering, passenger's cars, fuel consumption

# Obsah

Úvod .....	12
<b>1 Posilovače řízení: .....</b>	<b>13</b>
1.1 Hydraulický posilovač (HPS) .....	14
1.1.1 Servotronic® .....	15
1.2 Elektrohydraulický posilovač (E-HPS).....	16
1.3 Pneumatický posilovač řízení .....	16
<b>2 Elektromechanický posilovač řízení (EPS) .....</b>	<b>17</b>
2.1 Varianty elektromechanického řízení .....	17
2.2 Sestava elektromechanického posilovače řízení .....	18
2.2.1 Senzor polohy volantu .....	18
2.2.2 Snímače momentu .....	19
2.2.3 Elektromotor .....	21
2.2.4 Řídící jednotka elektromechanického posilovače .....	22
2.3 Cíl regulace posilovacího účinku .....	23
2.3.1 Stanovení hodnoty referenční veličiny posilovacího momentu .....	24
2.3.2 Degradace a rekuperace systému .....	24
2.4 Zajištění bezpečného provozu posilovače.....	25
2.5 Kladené nároky a požadavky na elektromechanický posilovač řízení .....	26
2.6 Systém elektromechanického posilovače řízení ve vozech Škoda .....	27
2.7 Porovnání elektromechanického posilovače řízení s ostatními posilovači.....	27
2.7.1 Elektromechanický servomechanismus.....	27
2.7.2 Hydraulický servomechanismus.....	28
2.7.3 Elektrohydraulický servomechanismus .....	29
<b>3 Spotřeba paliva v osobních automobilech.....</b>	<b>30</b>
3.1 Parametry ovlivňující spotřebu paliva .....	30

3.1.1	Odběr elektrické energie.....	32
3.2	Závislost spotřeby paliva a odběru elektrické energie v osobním automobilu .....	33
3.2.1	Výpočet spotřeby paliva pro výrobu 1kWh el. energie .....	33
3.3	Měření spotřeby .....	38
3.3.1	Nový evropský jízdní cyklus (NEDC).....	38
3.4	Spotřeba paliva s posilovačem řízení.....	39
3.4.1	Výkon odebíraný hydraulickým posilovačem řízení.....	39
3.4.2	Výkon odebíraný elektrohydraulickým posilovačem řízení.....	41
3.4.3	Výkon odebíraný elektromechanickým posilovačem řízení .....	42
<b>4</b>	<b>Měření na elektromechanickém posilovači řízení .....</b>	<b>43</b>
4.1	Příprava měření .....	44
4.1.1	Předpoklady a prováděné jízdní manévry .....	45
4.1.2	Prováděné jízdní manévry .....	46
4.2	Použitá měřicí zařízení a způsob sběru dat .....	48
4.3	Velikost posilovacího účinku servomotoru .....	51
4.4	Funkce posilovače „Servotronic“ .....	53
4.5	Účinnost elektromechanického posilovače.....	55
4.6	Energetický rozbor posilovače.....	56
4.6.1	„Parkovací manévr“.....	58
4.6.2	Spotřeba naprázdno .....	64
4.6.3	Reakce elektromechanického posilovače řízení na extrémní jízdní manévr. 64	
4.6.4	Kombinovaný cyklus.....	66
<b>5</b>	<b>Zhodnocení.....</b>	<b>67</b>
5.1	Posouzení vhodnosti posilovače .....	69
<b>6</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>71</b>
	Literatura.....	73



Seznam tabulek .....	76
Obsah příloženého CD .....	76
<b>Příloha A – Zobrazení průběhů některých prováděných jízdních manévru .....</b>	<b>77</b>
Parkovací manévr, stojící automobil.....	77
Parkovací manévr, rychlost vozu 7km/h.....	78
Slalom #1, proměnná rychlost vozu.....	79
Slalom #2, proměnná rychlost vozu.....	80
Vyhýbací manévr, proměnná rychlost vozu .....	81
Reálný provoz, Mladá Boleslav a okolí .....	82
Parkovací manévr s vypnutým posilovačem, stojící automobil.....	83
<b>Příloha B – Parkovací manévr, interval <math>\alpha \in (520; 0)^\circ</math>, směr „doprava“ .....</b>	<b>84</b>
<b>Příloha C – Energetická bilance měření „parkovací manévr“ .....</b>	<b>85</b>
• rychlost 0 km/h .....	85
• rychlost 7 km/h .....	86
• rychlost 20 km/h .....	87

## ***Seznam použitých zkratek***

<b>APA</b>	Uspořádání servomotoru paralelně k hřebenové tyči řízení
<b>EPS</b>	Elektromechanický posilovač řízení
<b>P-EPS (Pinion)</b>	Varianta EPS, kdy je servo jednotka připevněna k pastorku řízení
<b>R-EPS (Rack)</b>	Obdobně jako APA
<b>C-EPS (Column)</b>	Varianta EPS, kdy je servo jednotka připevněna na sloupek řízení
<b>HPS</b>	Hydraulický posilovač řízení
<b>E-HPS</b>	Elektrohydraulický posilovač řízení
<b>KGT</b>	Mechanismus – řemen a pohon s kuličkovým závitem
<b>EMC</b>	Elektromagnetická kompatibilita
<b>ASM</b>	Asynchronní motor
<b>PSM</b>	Stejnoseměrný, bezkartáčkový motor s permanentními magnety
<b>CAN, LIN</b>	Průmyslové datové sběrnice
<b>SUV</b>	Sport Utility Vehicle
<b>EC Motor</b>	Elektronicky komutovaný, bezkartáčkový stejnosměrný motor
<b>NEDC</b>	Nový evropský jízdní cyklus
<b>ESP</b>	Elektronický stabilizační systém
<b>EMC</b>	Elektromagnetická kompatibilita

## Přehled použitých symbolů

$B_e$	Spotřeba paliva [g/m]	$g$	Gravitační zrychlení [ $m/s^2$ ]
$L$	Měrná spotřeba paliva [g/kWh]	$a$	Zrychlení vozidla [ $m/s^2$ ]
$h$	Výhřevnost paliva [kWh/kg]	$\xi$	Zrychlení servomotoru [ $^\circ/s^2$ ]
$Q$	Spotřeba paliva [l]	$v$	Rychlost vozidla [m/s]
$Q_K$	Kombinovaná spotřeba [l/100km]	$\alpha$	Úhel natočení volantu [ $^\circ$ ]
$A$	Mech. práce spal. motoru [J]	$n_{VOLANT}$	Úhlová rychlost volantu [ $^\circ/s$ ]
$E_{PE}$	Požadovaná výstupní energie [J]	$n_{MOTOR}$	Otáčky elektromotoru [ot/min]
$Q_{MAX,MIN}$	Průtok oleje [ $m^3/s$ ]	$\eta_p$	Účinnost hnacího ústrojí [-]
$p$	Hydrostatický tlak [Pa]	$\eta_M$	Účinnost spalovacího motoru [-]
$\rho$	Hustota vzduchu [ $kg/m^3$ ]	$\eta_A$	Účinnost alternátoru [-]
$\rho_{B,N}$	Hustota paliva [ $kg/m^3$ ]	$\eta_{MA}$	Účinnost spojení mot./alter. [-]
$m_{CO_2}$	Podíl $CO_2$ v palivu [g]	$P$	Příkon [W]
$\beta$	Úhel stoupání vozovky [ $^\circ$ ]	$P'$	Výkon [W]
$t$	Čas [s]	$U$	Napětí [V]
$m$	Hmotnost vozidla [kg]	$I$	Proud [A]
$S$	Čelní plocha vozidla [ $m^2$ ]	$R$	Elektrický odpor [ $\Omega$ ]
$i$	Převodový poměr [-]	$F$	Síla působící na hřeben řízení [N]
$c_w$	Součinitel odporu vzduchu [-]	$M$	Točivý moment [Nm]
$f$	Součinitel valivého odporu [-]	$M_S$	Točivý moment servojednotky [Nm]
$\mu$	Koeficient tření pneu / vozovka [-]	$M_Z$	Zátěžný moment [Nm]
$B_r$	Brzdný odpor [N]		

## Úvod

S osobními a nákladními automobily se setkáváme již od přelomu 19. a 20. století. Tyto automobily využívaly pro řízení pouze síly řidiče. Používaly se různé způsoby převodu síly (momentu) od volantu na zatáčející kola. Zejména u těžkých nákladních automobilů, u kterých dosahuje řídicí náprava značných hmotností, bylo potřeba docílit konstrukčních řešení, dovolujících ovládat vozidlo bez překročení maximálních sil na volant vozidla daných normou [1]. K jejímu splnění se v počátcích u nákladních automobilů dosahovalo velkou hodnotou převodového poměru a průměru věnce volantu. Velký převodový poměr má za následek malou reakci vychýlení kol na otáčení volantem a snižuje tak reakci řízení.

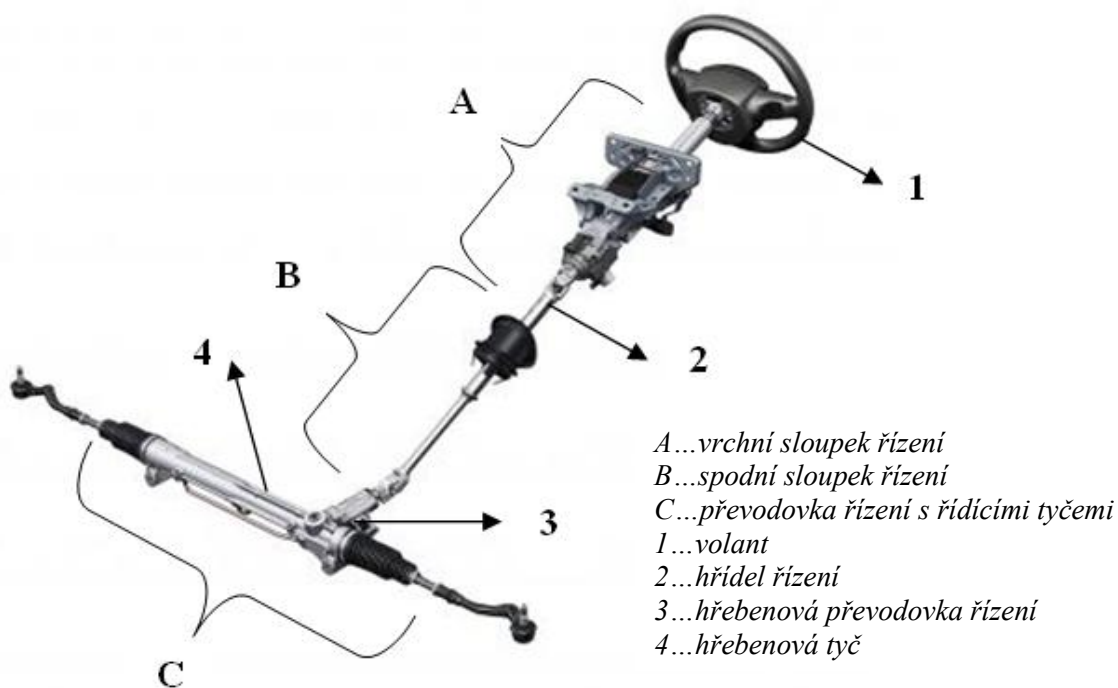
Nasazení servořízení dovoluje použít podstatně nižší převodový poměr řízení a umožňuje např. zabudovat motor vpředu, či používat širší pneumatiky aniž by řidič pocíťoval vyšší tuhost řízení způsobenou vyšší hmotností řídicí nápravy. Servořízení však nemusí poskytovat jen posilovací účinek. Na základě provedení servo jednotky lze měnit posilovací účinek v závislosti na rychlosti vozidla, měnit dynamicky převodový poměr řízení v závislosti na jízdních parametrech [2], eliminovat rušivé vlivy vozovky či bočního větru nebo nechat vozidlo autonomně řídit (parkovací asistent).

Dodaný posilovací moment však spotřebovává mechanickou, příp. elektrickou energii. To se ovšem negativně projevuje na zvýšení spotřeby pohonných hmot. Spotřeba pohonných hmot osobních automobilů je v současné době velmi sledovaná hodnota. Poslední generace posilovače řízení (EPS), uvedená na trh před několika málo lety, přináší efektivní využití odběru elektrické energie a tím zákonitě i nižší spotřebu proti jeho předchůdcům. Právě o systému EPS a jeho vlivu na úsporu paliva pojednává tato publikace.

## 1 Posilovače řízení:

Posilovač řízení neboli servořízení je zařízení, které má zaručit snadné ovládání vozidla při zachování dobré zpětné odezvy a citlivosti řízení. K vytváření posilovacího účinku se používá tlakového oleje, mechanického výkonu elektromotoru nebo v minulosti stlačeného plynu.

Na obrázku 1.1 je znázorněno řízení bez posilovače. Řízení se obecně skládá z vrchního a spodního sloupku řízení, převodovky řízení a soustavou řídicích tyčí. Důležitou částí je převodovka řízení, která přeměňuje rotační pohyb volantu na translační pohyb hřebenové tyče. Na základě typu posilovače je možné posilovací účinek přivést na různé části řízení. U hydraulického (elektrohydraulického) posilovače je to hřebenová tyč (4). Elektromechanický posilovač umožňuje 3 různé připojení servo pohonu k řízení: K vrchnímu sloupku řízení (2), hřebenové převodovce (3) či přímo na hřebenovou tyč (4).

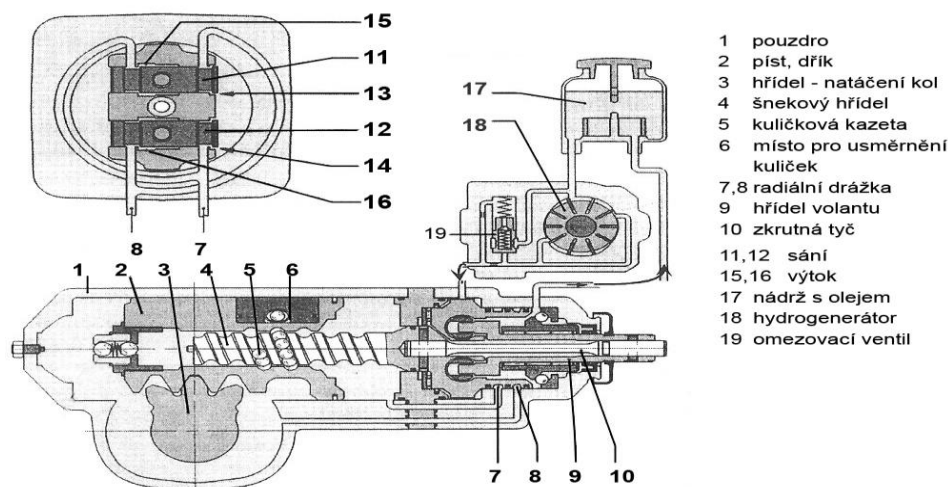


Obr. 1.1 – Znázornění systému řízení vozidla bez posilovače [16]

## 1.1 Hydraulický posilovač (HPS)

Jeden z prvních posilovačů, který byl sériově montován do osobních automobilů. Princip je známý již více než sto let. Posilovací účinek vytváří tlak oleje, který je přeléván z jedné komory do druhé a pomáhá tak k posuvnému pohybu pracovního pístu (obr. 1.2, 2). Tlak oleje vytváří olejové čerpadlo (hydrogenerátor), poháněné od spalovacího motoru. Tlakový spád je regulován přestavovacím ventilem na maximální hodnotu. Pokud je tlak nízký, obtokový ventil se přestaví tak, aby zpět do nádržky teklo méně oleje. Pokud je tlak naopak příliš velký, teče obtokovým ventilem zpět do nádržky větší množství oleje. Z bezpečnostních důvodů je posilovač vybaven i přetlakovým pojistným ventilem, který omezuje tlak oleje v systému a chrání mechanismus při krajních polohách hřebenové tyče před hydrostatickým zkratem. Maximální průtok  $Q$  hydrogenerátoru je pevně daný nebo je proměnný – hydrogenerátor s proměnnou geometrií. Olej tekoucí obtokovým ventilem zpět do olejové nádržky způsobuje ztráty, které vytvářejí odpadní teplo. Hydraulický olej dosahuje požadovaných vlastností pouze v určitém rozsahu teplot, proto musí být toto odpadní teplo odvedeno. To se kromě tříd malých vozů řeší použitím hliníkového vedení a utvořením například ohybu ve tvaru „S“ v potrubí, které navíc bývá umístěno za motorovým chladičem.

K určení hodnoty posilovacího účinku se nejčastěji používá torzní pružina nebo tyč (obr. 1.2, 10), která otevírá / zavírá řídicí ventil. Ta je umístěná v místě styku spodního sloupku řízení a převodovky řízení. Tuhost zkrutné pružiny nebo tyče určuje charakteristiku posilovače [8].

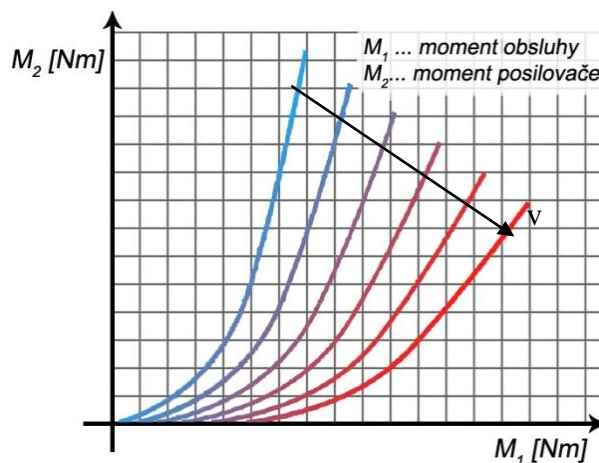


Obr. 1.2 – Hydraulický posilovač, princip činnosti [8]

### 1.1.1 Servotronic®

První hydraulické posilovače řízení neumožňovaly regulaci posilovacího účinku v závislosti na rychlosti vozidla. Ten byl proto stále konstantní nebo se měnil s otáčkami spalovacího motoru. Při vysokých rychlostech vozidla (otáčkách motoru) postačovala velmi malá síla k vychýlení volantu, což snižovalo komfort obsluhy a bezpečnost. Pro odstranění konfliktu, kdy potřebujeme například při parkování velký posilovací účinek, a při jízdě po dálnici menší, uvedla na trh německá firma ZF Lenksysteme® [16] společně s firmou BMW AG systém „Servotronic®“. Jak již z názvu („Servotronic“) vyplývá, jedná se o kombinaci servopořízení (**servo**), a elektroniky (**elektronic**). Cílem je měnit posilovací účinek serva podle předem určené charakteristiky (obr. 1.3) [9]. Systém posilovače je vybaven řídicí jednotkou, která monitoruje rychlost vozidla a na jejím základě mění posilovací účinek dle průběhu uloženého v paměti řídicí jednotky.

Název „Servotronic®“ používá několik dalších výrobců osobních automobilů ve vztahu k elektromechanickému posilovači řízení. U tohoto posilovače také dochází ke změně posilovacího účinku v závislosti na rychlosti vozu. Namísto změny tlaku se ale u elektromechanického posilovače mění točivý moment elektromotoru.



Obr. 1.3 – Servotronic, charakteristiky pro různé rychlosti vozu

Graf zobrazuje měnící se hodnotu působícího torzního momentu obsluhy na volant v závislosti na rychlosti vozidla. Při malých rychlostech je potřeba k vychýlení volantu malý, s rostoucí rychlostí vyšší moment. Posilující točivý moment servomotoru naopak s rostoucí rychlostí vozu klesá.

## ***1.2 Elektrohydraulický posilovač (E-HPS)***

Elektrohydraulický posilovač řízení využívá k posilovacímu účinku, stejně jako hydraulický posilovač, tlak oleje. Konstrukčně jsou hydraulický a elektrohydraulický posilovač podobné. Rozdíl je v pohonu hydraulického čerpadla, vytvářející potřebný tlak. Čerpadlo je u E-HPS poháněno elektrickým motorem. Příkon elektromotoru závisí na aktuální potřebě posilovacího účinku. Jede-li vozidlo v přímém směru, není potřeba žádný posilovací účinek a příkon elektromotoru je malý. Při parkování je naopak potřebný velký posilovací účinek, proto příkon elektromotoru hydraulické pumpy vzroste. Příkon pumpy není ale ani v klidovém stavu nulový. Pokud by tak bylo, nedokázal by posilovač reagovat na náhlou potřebu posilovacího účinku. Z tohoto důvodu musí čerpadlo vytvářet neustále určitý minimální tlak.

## ***1.3 Pneumatický posilovač řízení***

Aplikace pneumatických posilovačů v běžné praxi, dovolující použití běžnému uživateli, nejsou až na výjimky (Trolejbusy Škoda 9Tr [4]) známy. Jejich výhoda je, že jsou z konstrukčního hlediska jednoduché. Pro použití ve funkci posilovače řízení nejsou jejich vlastnosti ale příliš vhodné. Vzduch je stlačitelný, k dosažení posilovacího účinku je tedy třeba vzduch o vysokém tlaku akumulovat v rezervoáru. Skladování plynu o vysokém tlaku s sebou nese zvýšené nároky na bezpečnost. Komplikace nastávají také s umístěním části serva, které zabírá nemalý prostor. S postupem času byly nahrazeny hydraulickým, příp. elektrohydraulickým posilovačem.

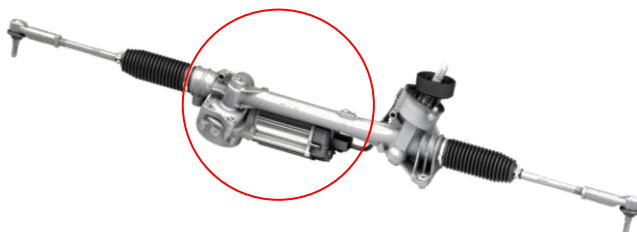


## 2 Elektromechanický posilovač řízení (EPS)

Nejnovějším posilovačem řízení je tzv. elektromechanický posilovač řízení (EPS), který byl před 20ti lety představen firmou TRW [9]. Posilovací účinek vytváří u systému EPS elektromotor připojený k mechanice řízení. Na základě umístění servo jednotky a jejímu připojení k řízení hovoříme o třech variantách.

### 2.1 Varianty elektromechanického řízení

- 1) Pokud je servo jednotka připojena paralelně s hřebenovou tyčí (obr.2.1a), mluvíme o tzv. variantě R-EPS [14] (Rack EPS). Točivý moment servomotoru je přenášen přes redukční převodovku (ozubený řemen a kuličkový převod), která je integrována ve skříni motoru. Někteří výrobci (VW) používají místo redukční převodovky další, přídavný pastorek, a převod se uskutečňuje přes šnekovou převodovku.



Obr. 2.1a – Elektromechanický posilovač řízení, varianta R-EPS

- 2) Druhá varianta je umístění servo jednotky přímo na sloupku řízení, tedy ze všech variant co nejblíže k volantů. Tato varianta se používá tam, kde není dostatek místa mezi přední nápravou a motorem. V praxi mluvíme o C-EPS [14] variantě (Column EPS).



Obr. 2.1b – Elektromechanický posilovač řízení, varianta C-EPS

- 3) Třetí a poslední možností je tzv. P-EPS [14] (Pinion EPS). Elektromotor je připevněn přímo k pastorku, resp. převodovce řízení. Na rozdíl od R-EPS varianty je namísto pohonu s kuličkovým závitem použit šnekový převod.



Obr. 2.1c – Elektromechanický posilovač řízení, varianta P-EPS

## 2.2 Sestava elektromechanického posilovače řízení

U systému elektromechanického posilovače řízení se vyskytují tři hlavní skupiny elektrických komponent. Jsou to senzory, elektromotor a řídicí jednotka. Elektromotor a řídicí jednotka jsou v jednom pouzdře, mluvíme tedy o servomotoru. Veškeré použité komponenty musí splňovat zavedené normy a vyhovovat požadavkům automobilového průmyslu. Důležitými faktory jsou stupeň krytí (v motorovém prostoru) a elektromagnetická kompatibilita [3] - nesmí docházet k negativnímu ovlivňování jednotlivých komponent mezi sebou.

### 2.2.1 Senzor polohy volantu

Aktuální pozice volantu je stanovena optoelektronickým absolutním snímačem polohy. K jeho správné funkci je nutné znát výchozí, středovou polohu volantu. Tato pozice je uložena v paměti EPS, která po odpojení napájení ztrácí uloženou pozici. Po odpojení baterie se proto musí „vystředit“ řízení. K tomu postačuje jet přibližně rychlostí 20km/h přímým směrem nebo s pomocí diagnostiky manévrovat volantem od jedné koncové polohy k druhé. Kromě optoelektronického snímače úhlu natočení volantu se dříve používal i odporový senzor. Na sloupek řízení byl navlečen prstenec s odporovými drážkami s jezdcem a v závislosti na úhlu natočení se pak měnil i celkový odpor potenciometru. Senzor polohy volantu je potřebný také pro funkci aktivního návratu do středové polohy. Stejně jako u senzorů zkrutného momentu, tak i u snímačů úhlu natočení volantu je možné senzor vybavit vyhodnocovací logikou a rozhraním pro komunikaci po příslušné datové sběrnici, nejčastěji CAN-Bus.

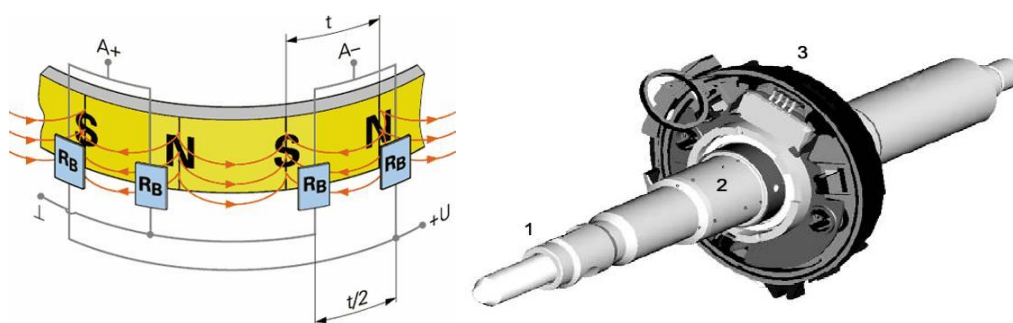
## 2.2.2 Snímače momentu

Ke stanovení velikosti zásahu akční veličiny servomotoru je potřeba kromě úhlu natočení volantů znát také torzní moment, kterým působí obsluha přes volant na hřídel řízení. Velikost torzního momentu je možné určit senzory využívajícími vlastností magnetorezistivity, nebo optickým způsobem [6]. Odporové nebo polovodičové tenzometry se na měření zkrutného momentu u posilovače řízení nepoužívají.

### a) Senzor zkrutného momentu využívající magnetorezistivity

Princip funkce snímače momentu otáčení je založen na magnetorezistivním jevu [21], při kterém nastává změna odporu materiálu v důsledku působení magnetického pole. Tato změna vede k odlišným hodnotám napětí na magnetorezistivních prvcích.

Senzor zkrutného momentu je znázorněn na (obr. 2.2). Většinou je umístěn v pouzdře převodovky řízení, blízko pastorku řízení. Na hřídeli řízení (2), která je s pastorkem řízení spojená zkrutnou tyčí (1), je připevněn prstenec z magnetů. Snímač není umístěn na zkrutné tyči jako magnety, ale na hřídeli pastorku. Pokud bude pastorek brzděn a obsluha provede pokus o pootočení volantů, dojde ke zkrutu zkrutné tyče a posunutí magnetů vzhledem k senzoru. To má za následek změnu odporu magnetorezistivních materiálů. Změní-li se odpor, změní se i úbytek napětí na těchto prvcích, který je úměrný hodnotě torzního momentu na sloupku řízení. Takto lze měřit i směr otáčení, neboť výstupem jsou dva fázově posunuté průběhy napětí [24].



Obr. 2.2 – Senzor zkrutného momentu využívající vlastností magnetorezistivity [23], [24]

Čidlo pracuje s měřicím rozsahem mezi  $\pm 8$  a  $\pm 10$  Nm. Signálové vodiče a napájecí vedení je řešeno tak, aby bylo zajištěné bezpečné otáčení sloupku řízení.

### b) Optický senzor zkrutného momentu

Na obrázku (obr. 2.3) je kombinovaný senzor zkrutného (torzního) momentu a úhlu natočení. Je umístěn u pastorku řízení, před hřebenovou tyčí. Hlavní součástí jsou dva děrované kotouče (obr. 2.3 – modře), mezi nimiž je torzní element. Na jedné straně kotouče je zdroj záření (fotodioda) a na druhé fotodetektor (fototranzistor). Nepůsobí-li na torzní tyč žádný moment, nedochází k přerušení paprsku. Dojde-li ke vzniku točivého momentu, dojde tak zároveň k několikanásobnému přerušení světelného paprsku. Z počtu takto generovaných impulsů a ze známých parametrů (tuhost ve zkrutu) torzního elementu dokáže logika obvodu určit velikost zkrutného momentu. Optický senzor zkrutného momentu má výhodu velmi dobrého rozlišení a takřka žádného rušení (EMC) ostatních komponent.



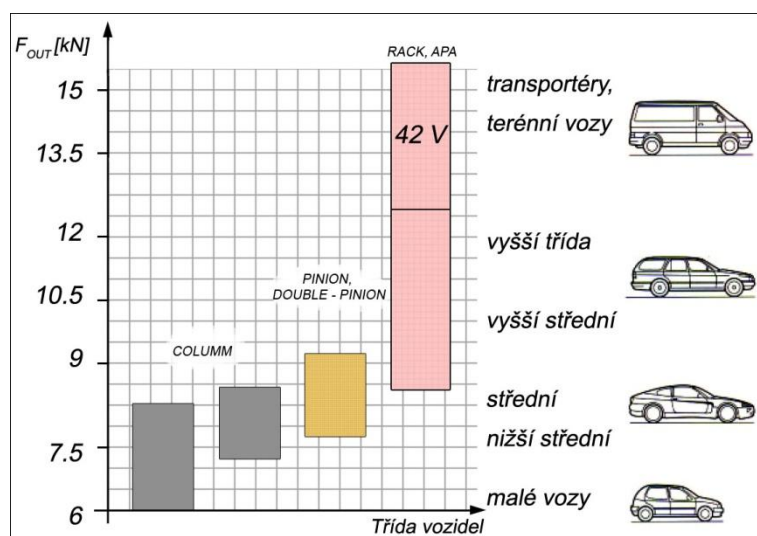
Obr. 2.3 – Kombinovaný senzor zkrutného momentu a úhlu natočení [23]

K senzorům EPS patří i senzor otáček spalovacího motoru nebo senzor rychlosti vozidla. Tyto signály jsou zprostředkovány jinými řídicími jednotkami a předány řídicí jednotce EPS.

### 2.2.3 Elektromotor

Posilovací účinek vytváří u elektromechanického posilovače třífázový synchronní nebo asynchronní (ASM) motor. V současné době také vznikají experimenty s použitím reluktančního motoru, který ale zatím naráží na problém nízké účinnosti a vzniku pulzací momentu při jeho chodu. K vytváření točivého magnetického pole je třeba střídače, neboť v automobilech je stejnosměrná napájecí soustava. Střídač je součástí servo jednotky, je tvořen tranzistory MOS-FET, zpravidla pracuje s frekvencí kolem 20 kHz.

Ze synchronních motorů je možno použít kartáčkový nebo bezkartáčkový synchronní motor s permanentními magnety (PSM). Kartáčkové motory ztrácejí na významu, neboť právě díky kartáčům vyžadují údržbu. Elektromotor je vybírán dle potřeby. V posilovačích pro vozidla nižší třídy (obr. 2.4) se používá asynchronní motor, který dokáže na ozubenou tyč vykonat sílu kolem 10,5 kN. Motory PSM vykazují vyšší moment v nižších otáčkách, dovolují vykonat sílu na hřeben řízení  $F_{OUT}$  až 15 kN [12]. Mají zároveň vyšší účinnost, nižší hmotnost a rozměry. Jsou však konstrukčně složitější.



Obr. 2.4 – Umístění elektromotoru v závislosti na max. výstupní síle působící na hřebenovou tyč [25]  
 Graf zobrazuje maximální síly, kterými jsou jednotlivá provedení elektromechanického servořízení schopny působit na hřeben řízení. Varianta se servomotorem umístěným na sloupku řízení je určena pro malé vozy, až vozy nižší střední třídy. Dokáže vykonat sílu 8 kN. Varianta R-EPS, používaná v těžších vozech, dokáže vykonat sílu až 15 kN, ale za předpokladu použití 42 V napájecího napětí.

### **2.2.4 Řídící jednotka elektromechanického posilovače**

Pro vhodnou regulaci točivého momentu serva elektromechanického posilovače a komunikaci s okolními senzory musí být systém EPS vybaven samostatnou řídicí jednotkou. Ta vyhodnocuje přijímaná data z okolních snímačů a určuje velikost akčního zásahu servomotoru. Je tvořena jedním nebo několika mikrokontroléry, z nichž se některé podílejí na zpracování dat a některé slouží jako regulátor. Skládá se z regulátorů napětí, rozhraní CAN, LIN, příp. FlexRay, z obvodů sloužících pro zpracování signálů a výkonové části. Regulátor napětí přizpůsobuje velikost napětí pro napájecí obvody senzorů zkrutného momentu a polohy volantu. Sám mikrokontrolér není schopen napájet elektromotor. K tomu slouží výkonová část, tvořená můstkem z výkonových MOS-FET tranzistorů. Jelikož některé senzory EPS nekomunikují digitálně, jsou některé ze vstupů řídicí jednotky EPS vybaveny A/D převodníky. Řídící jednotka musí obsahovat i přídavný a zcela nezávislý kontrolní obvod, tzv. Watch Dog, který v případě poruchy přepne systém do nouzového režimu a informuje obsluhu. Pro servisní střediska slouží paměť, kam se ukládají data o chování systému a ze kterých lze například zjistit chybu.

#### **Klíčové vstupní hodnoty pro výpočet velikosti posilovacího účinku jsou:**

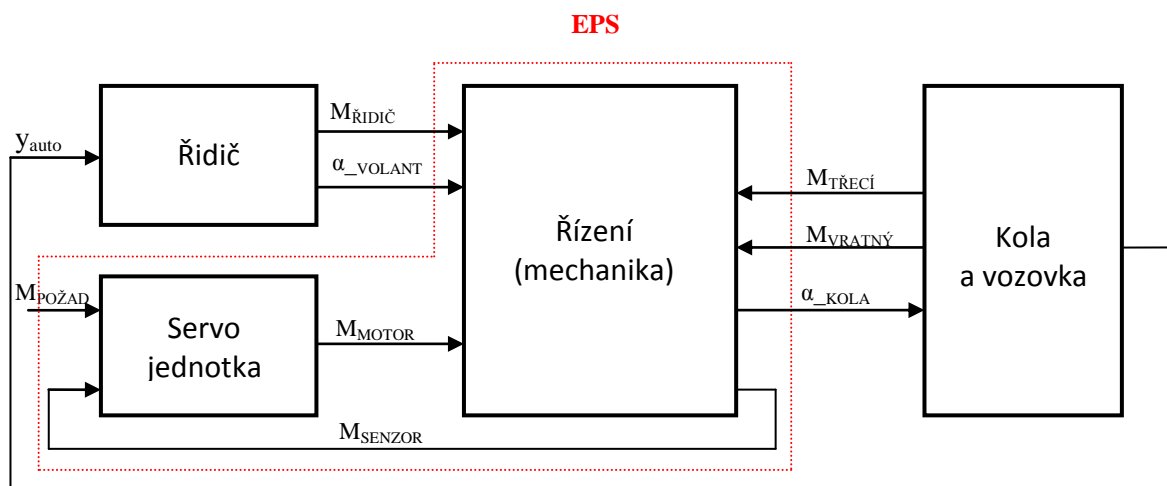
- působící torzní moment obsluhy na sloupek řízení (digitální – komunikace po CAN nebo analogový)
- rychlost automobilu (informace od snímačů ABS, komunikace po CAN)
- úhel natočení volantu (digitální – komunikace po CAN nebo analogový)
- informace o jízdním režimu (sportovní nebo komfortní nastavení posilovače)
- teplota servomotoru

## 2.3 Cíl regulace posilovacího účinku

Řidič působí na soustavu EPS (obr. 2.5) vychýlením volantů  $\alpha_{VOLANT}$  a torzním momentem  $M_{ŘIDIČ}$ , který tuto změnu vyvolal. Působící torzní moment obsluhy na volant je podmíněn polohou vozidla v příčném směru (jeho vybočení)  $y_{auto}$ , který je snížen o moment generovaný posilovačem (servem).

Hodnota posilovacího momentu serva  $M_{MOTOR}$  je určena rozdílem naměřené hodnoty torzního momentu na sloupku řízení od hodnoty referenčního momentu  $M_{POŽAD}$ . Její hodnota je uložena v paměti řídicí jednotky posilovače a je závislá například na rychlosti vozu (obdoba funkce Servotronic<sup>®</sup>, obr. 1.3, 2.7). Úkolem řídicí jednotky je tedy regulovat točivý moment servomotoru tak, aby naměřená hodnota  $M_{ŘIDIČ}$  byla shodná nebo se blížila referenční hodnotě.

EPS je z hlediska regulace nelineární systém s nelinearitami typu saturace (omezení koncovými polohami), suché tření (převodovka serva), hystereze (vlivem vratného momentu [22]) aj. Dále se zde vyskytují třecí síly  $M_{TŘECÍ}$  mezi koly a vozovkou a vratný moment  $M_{VRATNÝ}$  [22], které nelze přímo měřit. Proto je součástí regulace LQG (lineární stavový regulátor), u kterého nejsou stavy měřeny, ale odhadovány [26], [17].

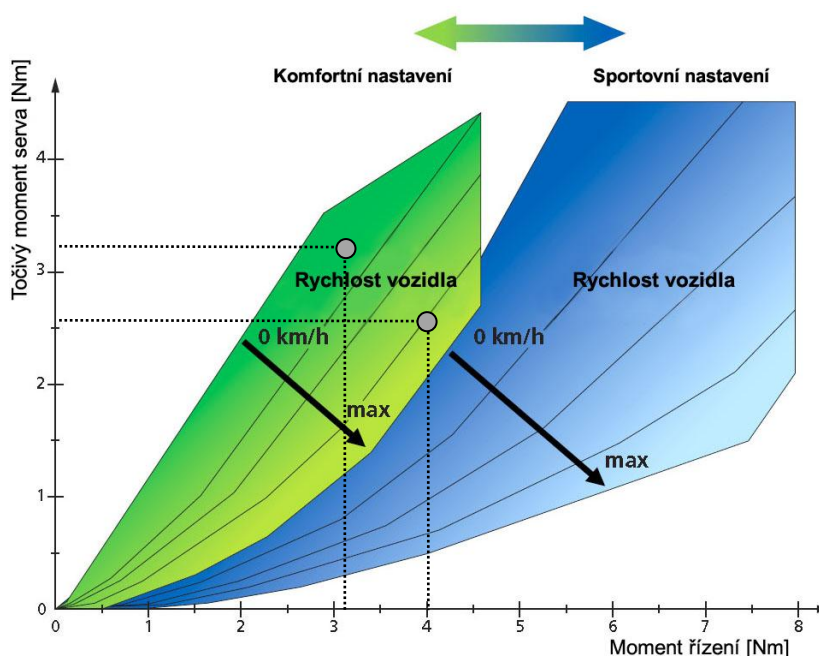


Obr. 2.5 – Integrace systému EPS do vozidla

Jízdní zákrok obsluhy vozidla na volant je podmíněn polohou vozidla v příčném směru  $y_{auto}$ , na kterém závisí směr a velikost působení točivého momentu na volant vozidla, který má za následek změnu úhlu natočení volantů. Důsledkem toho je natočení kol. Proti jejich natočení působí třecí a vratný moment. Potřebný točivý moment nutný k natočení kol je mnohonásobně vyšší, než moment, kterým působí obsluha. Ten je snížen o velikost posilovacího účinku serva. Hodnota posilovacího účinku serva je dána referenční hodnotou, která je uložena v paměti řídicí jednotky.

### 2.3.1 Stanovení hodnoty referenční veličiny posilovacího momentu

Velikost a průběh referenční veličiny posilovacího účinku jsou definovány výrobcem vozu a zvoleném jízdním režimu. Jelikož lze charakteristiku systému EPS velmi jednoduše přizpůsobit potřebám, lze prakticky bez jakýchkoliv fyzických změn použít stejný EPS systém do několika odlišných tříd vozů (kupé, SUV, střední třída...). Na obr. 2.6 jsou zobrazena dvě různá nastavení chování řízení. Komfortní naladění nabízí velký posilovací účinek, ale tím i nižší citlivost na zpětnou vazbu od vozovky. Sportovní naladění přináší „přímější“ řízení, i když je k manipulaci třeba vynaložit vyšší sílu. Hodnota posilovacího účinku je současně závislá i na rychlosti vozu (obr. 1.3).



Obr. 2.6 – Žádaná veličina posilovacího účinku na základě nastavení jízdního režimu [16]

Obrázek 2.6 naznačuje, jak se mění tuhost řízení v závislosti na rychlosti vozu a použitého nastavení řízení. Sportovní nastavení vyžaduje vyšší hodnoty torzního momentu řidiče na volant vozidla, ale zaručuje lepší citlivost řízení. Komfortní nastavení nabízí vyšší pohodu řízení, ale má za následek pocitově horší kontakt kol s vozovkou a snižuje vnímání řidiče a má také větší vliv na spotřebu paliva z důvodu vyššího potřebného posilovacího účinku serva.

### 2.3.2 Degradace a rekuperace systému

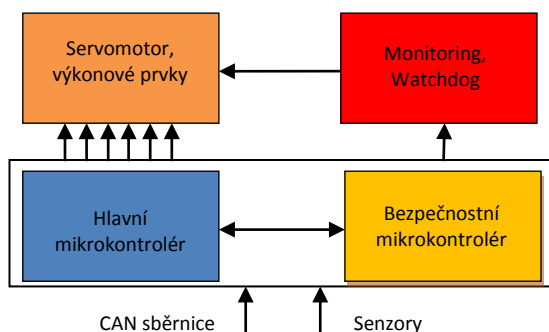
Degradace a rekuperace systému je z hlediska kvality regulace posilovacího momentu druh poruchy. Degradace znamená, že systém elektromechanického posilovače není schopen dodat potřebný posilovací výkon, posilovací moment je omezen. Nejčastější příčinou je nedostatečný elektrický příkon, který může být způsoben dosažením maximální hodnoty proudu nebo příliš vysokou teplotou celého systému.



Rekuperace je opačný děj k degradaci, zde je v systému naopak přebytek elektrické energie. Jev rekuperace, resp. generátorický režim nastává tehdy, pokud se servomotor otáčí proti směru působícího točivého momentu. K rekuperaci dochází stejně tak v případě, když je motor uveden do pohybu vnější silou kol nebo vratným momentem. Tímto dochází ke vzniku indukovaného napětí, přímo úměrnému velikosti otáček servomotoru s následným vznikem proudu. Pokud je elektronika servomotoru vybavena brzdným odporem, pak se zmaří na teplo. Jinou možností je, že takto vzniklý proud poteče zpět do baterie. Ve většině případů ale tato zpětná energie využita není a je zmařena.

## 2.4 Zajištění bezpečného provozu posilovače

Na celkovou bezpečnost systému EPS jsou kladeny velmi vysoké požadavky. Vlastní diagnostika musí včas odhalit nesprávnou funkci systému a případně tak odpojit akční člen a informovat obsluhu. K tomu slouží sledovací obvodu - Watch Dog. Schéma zařazení Watchdogu do systému EPS je na obr. 2.7. Monitorovací obvod sleduje veškeré dění – funkci regulátoru momentu servomotoru, velikosti požadovaných či měřených hodnot, velikost napětí, proudu a teplotu servomotoru. Po zapnutí zapalování (aktivaci elektroniky servomotoru) otestuje bezpečnostní mikrokontrolér hlavní mikrokontrolér tak, že mu pošle chybná data, která musí hlavní mikrokontrolér detekovat. Žádná, nebo špatná detekce znamená chybnou funkci hlavního mikrokontroléru. V případě, že bezpečnostní mikrokontrolér zjistí nesprávnou funkci hlavního mikrokontroléru, přepne systém EPS do nouzového režimu a odpojí od systému řízení servomotoru. Řízení vozidla se pak koná bez posilovače a obsluha je informována příslušnou signalizací. Současně se do paměti řídicí jednotky uloží data o posledním provozním stavu, sloužící k pozdějšímu diagnostikování poruchy.



Obr. 2.7 – Zařazení monitorovacího obvodu

Monitorovací obvod je tvořen bezpečnostním mikrokontrolérem a obvodem Watchdog. Bezpečnostní mikrokontrolér obsahuje stejný řídicí algoritmus jako hlavní mikrokontrolér, pouze jinak implementovaný. Odchylku výsledků velikosti akčního zásahu vyhodnocuje Monitoring, Watchdog. Ten zároveň kontroluje signály dostupné z externích snímačů, jako je napětí sítě, točivý moment servomotoru atd. V případě poruchy odstaví regulační chod a odpojí výkonovou část servomotoru.

## **2.5 Kladené nároky a požadavky na elektromechanický posilovač řízení**

Na řízení s elektromechanickým posilovačem jsou kladeny stejné nároky jako na řízení bez posilovače. Kromě toho je třeba vzít na zřetel:

- bezpečnost a spolehlivost  
*Musí být zaručena bezpečná a bezchybná funkce celého systému a v případě nesprávné funkce musí dojít k automatickému odpojení.*
- napájecí soustavu  
*Proud tekoucí servomotorem může dosáhnout teoreticky hodnoty až 120 A. Tak velký proud představuje pro napájecí soustavu velké zatížení a může ovlivnit funkci ostatních elektronických součástí. Díky přerušovanému odběru špičkového proudu nesmí docházet k rozpoznatelnému úbytku napětí na elektrických spotřebičích (blikající osvětlení).*
- životnost  
*Důraz je kladen na dlouhou životnost (nízké opotřebení) elektromotoru a řídicí elektroniky.*
- snadná implementace a montáž do různých vozů  
*Musí být zohledněny geometrické rozměry pro umístění v prostoru motoru, teploty okolních součástí, vibrace,...*
- komunikace s asistenčními systémy vozidla  
*Je potřeba zajistit spolupráci se systémem ESP, kdy vozidlo může na smyk autonomně reagovat kontra (proti) momentem řízení.*
- kvalitu řízení  
*Elektromotor snižuje přímost řízení, neboť sám o sobě představuje odpor s momentem setrvačnosti. To lze částečně kompenzovat vhodným regulátorem.*
- zvýšení komfortu ovládání řízení  
*Zajištění snadnějšího a bezpečnějšího řízení vozidla v různých jízdních režimech.*

## ***2.6 Systém elektromechanického posilovače řízení ve vozech Škoda***

S elektromechanickým posilovačem řízení se ve vozech Škoda Auto nesetkáváme dlouho. Jsou jimi vybaveny automobily Octavia II, Škoda Superb II včetně variant kombi a Škoda Yeti. Elektromechanické řízení je použito na stejné platformy v rámci koncernu VW, proto např. mezi posilovačem řízení v Octavii II a VW Golf V není žádný rozdíl. Jelikož se jedná o jakýsi blok řízení s posilovačem, není ze strany výrobce automobilů potřeba znát detailní informace o servořízení, jako jsou například momentové charakteristiky použitého servomotoru nebo informace o jmenovitých otáčkách, počtu pólů či informace o způsobu řízení.

V současné době využívají vozy Škoda systém EPS vybavený asynchronním motorem, který bude v další generaci pravděpodobně nahrazen elektronicky komutovaným (zkratka EC) třífázovým motorem s lepší výkonností hustotou. Dojde tak k úspoře hmotnosti i zástavného prostoru. Motor je k hřebenové tyči připojen přes šnekovou převodovku a pastorek. Jedná se o variantu dvojitého pastorku (Dual Pinion), která je nejrozšířenější ve vozech nižší a vyšší střední třídy (obr. 2.4). Je možné, že varianta Dual Pinion bude později vozech Škoda nahrazena provedením APA (speciální varianta R-EPS), které se v koncernu již také používá. To by mělo za následek další zvýšení účinnosti celého systému. Oproti předešlým generacím je poslední, třetí generace, vybavena optoelektrickým snímačem úhlu natočení, umístěným na vrchní části řízení.

## ***2.7 Porovnání elektromechanického posilovače řízení s ostatními posilovači***

### ***2.7.1 Elektromechanický servomechanismus***

#### **Nevýhody:**

- Nestálý odběr elektrické energie klade vysoké požadavky na napájecí síť.
- Odezva a citlivost řízení se pouze přibližuje vlastnostem s hydraulickým nebo elektrohydraulickým posilovačem.

- S větším množstvím použitých senzorů a elektrických součástí roste šance na vyskytnutí poruchy.
- Složitost systému stěžuje odhalení jeho případné špatné funkce.

#### **Výhody:**

- Posilovací účinek je zcela nezávislý na otáčkách spalovacího motoru. Z toho také plyne, že posilovač nabídne vysoký posilovací účinek např. při parkování.
- Je možné bez potřeby dalších akčních členů nebo dalších součástí pouhým zásahem do řídicí jednotky systému vytvořit různý posilovací účinek pro různé rychlosti vozu („Servotronic<sup>®</sup>“) nebo změnit celkový charakter posilovače (režim Sport vs. Komfort).
- Elektromechanický posilovač řízení poskytuje podporu řízení pouze tehdy, když je skutečně potřeba. To vede až k 90 % úspoře paliva vzhledem k hydraulickému posilovači, čemuž odpovídá přibližně 0,25 litru paliva na 100 km [10].
- Nenajdeme zde žádnou provozní kapalinu, která by v případě nehody mohla ohrozit životní prostředí.
- EPS může spolupracovat s ostatními asistenčními systémy, např. s elektronickým stabilizačním systémem (ESP) nebo parkovacím asistentem. EPS je schopen aktivně zasáhnout do řízení vozidla, čímž může např. eliminovat vliv bočního větru nebo eliminovat kmitání volantu vlivem špatného vyvážení kol.
- Výrobce automobilů má možnost volit ze třech možností umístění servo pohonu (kapitola 2.1.1).
- Akční člen – elektromotor není v případě poruchy složité vyměnit.

### **2.7.2 *Hydraulický servomechanismus***

#### **Nevýhody:**

- Hydraulický posilovač zabírá více místa v prostoru motoru a je těžší, než ostatní posilovače.
- Hydraulické servořízení vyžaduje vyšší nároky na instalaci a případný servis, který je vždy po určité době nutný, minimálně k výměně těsnících kroužků nebo oleje.
- Systém odebírá stálý výkon ze spalovacího motoru a tím se stává i méně hospodárným. V případě havárie hrozí nebezpečí úniku oleje a tím i znečištění životního prostředí.

**Výhody:**

- Hydraulický posilovač je konstrukčně jednoduchý.
- V případě defektu je proti elektromechanickému servořízení jednodušší rozeznat jeho nesprávnou funkci.

**2.7.3 Elektrohydraulický servomechanismus****Nevýhody:**

- Oproti hydraulickému posilovači obsahuje E-HPS vyšší počet součástí.
- Je tak důsledkem použití přídavného elektromotoru a použitím výkonnějšího alternátoru těžší [8].

**Výhody:**

- Ve srovnání s hydraulickým posilovačem je zde úspora paliva přibližně o 0,25l/100 km [10].
- Elektrohydraulický posilovač je stejně tak jako EPS nezávislý na typu spalovacího motoru – odpadá přizpůsobení otáček pumpy.

	<b>Elektromechanický</b>	<b>Hydraulický (Elektrohydraulický)</b>
<b>Nasazení:</b>	Do 1500 kg řídicí nápravy*	Omezeno prostorem a výkonem olejové pumpy
<b>Maximální mechanický výkon:</b>	$\leq 750 \text{ W}^*$	580 – 1000 W
<b>Pracovní médium:</b>	Žádné	olej
<b>Akční veličina:</b>	elektrický proud	hydraulický tlak (elektrický proud → hydraulický tlak)
<b>Závislost na typu spal. motoru:</b>	NE**	ANO (NE)
<b>Varianty:</b>	(P-EPS, R-EPS, C-EPS)	Jedna možnost
<b>Nasazení Steer-By-Wire:</b>	ANO	NE

Tab. 2.1 – Srovnání posilovačů

\* ... při palubním napětí 12 V

\*\* ...nutno zohlednit ve výběru zdroje el. energie (alternátor, baterie)

### 3 Spotřeba paliva v osobních automobilech

Aby bylo možné spotřebu, resp. úsporu paliva se systémem EPS vyjádřit, je nutné nejprve objasnit, jakým způsobem je měřena udávaná spotřeba paliva osobních automobilů. Pro jasnou představu bude uvedeno, kolik energie spotřebovávají různé elektrické, ale i mechanické spotřebiče, běžně dostupné v osobních automobilech, a metody, jak se spotřeba paliva měří. Hořením většiny paliv se uvolňuje oxid uhličitý  $\text{CO}_2$ , často označován jako skleníkový plyn. Spálením jednoho litru benzínu se do vzduchu uvolní 2320 gramů  $\text{CO}_2$ , z litru nafty 2650 g  $\text{CO}_2$  [30]. Vedle spotřeby paliva automobilů je uváděno množství vyprodukovaného oxidu uhličitého za jeden ujetý kilometr (3.1).

$$CO_2 = \frac{Q_K \cdot m_{CO_2}}{100} \left[ \frac{g}{km} = \frac{l}{km} \cdot \frac{g}{l} \right] \quad (3.1)$$

$CO_2$	Množství vyprodukovaného $CO_2$ na 1 km [g/km]
$Q_K$	Spotřeba paliva [l/100km]
$m_{CO_2}$	Hmotnost vyprodukovaného $CO_2$ z paliva [g/l]

Pro vozidlo s benzinovým motorem a průměrnou spotřebou paliva  $Q_K = 7 \frac{l}{100km}$  vychází  $\frac{7 \cdot 2320}{100} = 162 \frac{g}{km} \text{ CO}_2$ .

#### 3.1 Parametry ovlivňující spotřebu paliva

Výslednou spotřebu paliva ovlivňuje zároveň hned několik parametrů. Mezi nejdůležitější vlastnosti ovlivňující spotřebu paliva patří například konstrukce vozidla (tvar), hmotnost vozidla, účinnost hnacího ústrojí, četnost použití elektrických spotřebičů atd.

Vztah (3.2) [5] zahrnuje vliv pasivních odporů a účinnosti hnacího ústrojí na spotřebě paliva při ujetí určité trasy. Vliv elektrických spotřebičů není v tomto vztahu zohledněn, ale bude popsán v další kapitole.

$$B_e = \frac{\int L \cdot \frac{1}{\eta_p} \left[ \left( m \cdot f \cdot g \cdot \cos \beta + \frac{\rho}{2} \cdot c_w \cdot S \cdot v^2 \right) + m(a + g \cdot \sin \beta) + B_r \right] \cdot v \cdot dt}{\int v \cdot dt} \quad (3.2)$$

trasa

Pro lepší pochopení, co vyjadřuje rovnice 3.2, je vhodné udělat analýzu pomocí fyzikálních jednotek. Z ní pak vychází, že tato rovnice byla stanovena empiricky a nemá za základ analytické odvození.

$$\left[ \frac{g}{m} = \frac{\int \frac{kg}{Wh} \cdot \left[ \left( kg \cdot \frac{m}{s^2} + \frac{kg}{m^3} \cdot m^2 \cdot \frac{m^2}{s^2} \right) + kg \left( \frac{m}{s^2} + \frac{m}{s^2} \right) + \frac{kgm}{s^2} \right] \cdot \frac{m}{s} \cdot dt}{\int \frac{m}{s} \cdot dt} \right]$$

$$\left[ \frac{g}{m} = \frac{\int \frac{kg}{kg \cdot m^3} \cdot \frac{kgm^3}{s^3} \cdot dt}{\int \frac{m}{s} \cdot dt} \right]$$

$$\left[ \frac{g}{m} = \frac{\frac{g}{s} \cdot s}{\frac{m}{s} \cdot s} \right]$$

$B_e$  Spotřeba paliva [g/m]

$\beta$  Úhel stoupání [°]

$L$  Měrná spotřeba paliva [g/kWh]

$c_w$  Součinitel odporu vzduchu [-]

$g$  Gravitační zrychlení [ $m/s^2$ ]

$t$  Čas [s]

$\eta_p$  Účinnost hnací jednotky [-]

$\rho$  Hustota vzduchu [ $kg/m^3$ ]

$m$  Hmotnost vozidla [kg]

$a$  Zrychlení [ $m/s^2$ ]

$S$  Čelní plocha vozidla [ $m^2$ ]

$V$  Rychlost vozidla [m/s]

$f$  Součinitel valivého odporu [-]

$B_r$  Brzdný odpor [N]

Veličinami v rovnici 3.2, které přímo ovlivňují spotřebu elektromechanického posilovače, jsou hmotnost a rychlost vozidla. Vyšší hmotnost a nízká rychlost vozidla znamená nutnost vyššího posilovacího účinku serva a tedy i vyšší elektrický příkon posilovače – vyšší spotřebu pohonných hmot.

### 3.1.1 Odběr elektrické energie

V automobilech nalezneme mnoho elektrických spotřebičů, ať už se jedná o systémy povinné výbavy nebo doplňkové asistenční systémy či komfortní elektroniku. Všechny tyto prvky odebírají elektrickou energii, kterou vyrábí alternátor, a která stojí za zvýšenou spotřebou. Hledají se proto takové možnosti, jak minimalizovat odběr elektrických spotřebičů, resp. jak prvky se stálým odběrem nahradit prvky s přerušovaným odběrem. Typickým příkladem je systém elektromechanického posilovače řízení, který je aktivní jen tehdy, pokud obsluha manévruje volantem.

Pro představu bude uveden přehled (tabulka 3.1) s typickou spotřebou vybraných elektrických spotřebičů. Pro srovnání, běžně používaná autobaterie má následující parametry:

Napětí:	12 [V]
Kapacita:	46 [Ah]
Studený start:	450 [A]
Výkon:	5,4 [kW]
Energie:	552 [Wh]

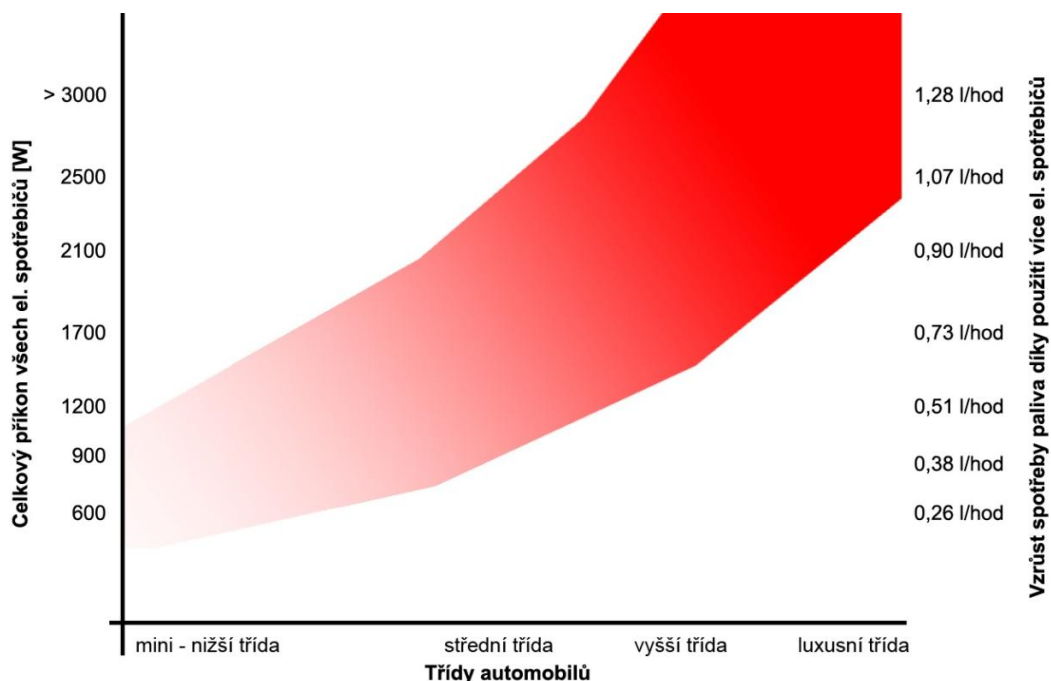
Funkce	Potřebný příkon [kW]	Potřebná energie [Wh]
Start spalovacího motoru	3 ÷ 10	5 ÷ 10
Zvuková aparatura, navigace	< 1	200
Světelné spotřebiče	0,2	100
Předehřívání třicestného katalyzátoru	3	4
Klimatizace	2	700
Motormanagement, zapalování, vstřikování, palivová pumpa	0,3	500

Tab. 3.1 – Přehled spotřeby vybraných spotřebičů [10]



### 3.2 Závislost spotřeby paliva a odběru elektrické energie v osobním automobilu

Obecně platí přímá závislost mezi odebranou elektrickou (mechanickou) energií a spotřebou paliva. O zvýšení, případně snížení spotřeby pohonných hmot rozhoduje míra použití elektrických spotřebičů. Při průměrné rychlosti 32,5 km/hod bylo měřením prokázáno, že odběr elektrické energie 1 kWh zvyšuje spotřebu paliva o 0,55 litru na hod. [10]. V městském cyklu je to až 1,7 litru paliva na každých 100 km [12], což může podle třídy automobilu představovat až 25 % výrobcem udávané spotřeby. Na obrázku 3.1 je graficky znázorněna závislost spotřeby paliva na odběru elektrické energie. Předpokládá se naftový motor s alternátorem o průměrné účinnosti  $\eta_A = 60\%$ .



Obr. 3.1 – Souvislost mezi odebráním elektrickým výkonem a spotřebou paliva

Graf znázorňuje stoupající celkový odběr elektrické energie v závislosti na třídě vozidla. S rostoucí třídou automobilů vzrůstá i jejich elektrická výbava, čímž se zvyšuje spotřeba elektrické energie, kterou uživatel zaplatí zvýšenou spotřebou pohonných hmot.

#### 3.2.1 Výpočet spotřeby paliva pro výrobu 1kWh el. energie

Používají se dvě možnosti, jak stanovit spotřebu paliva pro výrobu 1 kWh elektrického energie. Potřebná data o palivech (hustota) lze najít např. v [13]. Specifická spotřeba paliva je vyjadřována grafem (obr. 3.3), který je znám od výrobce spalovacího motoru. Je to veličina závislá na otáčkách motoru a středním indikovaném tlaku [27] (někdy uváděná

hodnota točivého momentu), a umožňuje určit optimální otáčky motoru s nejnižší měrnou spotřebou. Měrná spotřeba [27] udává množství paliva v gramech, potřebného k vyrobení jednotky výkonu na výstupu motoru (před spojkou) za jednu hodinu provozu. Znázornění měrných spotřeb benzínového a naftového motoru je na (obr. 3.2 a 3.3.)

Pro stanovení spotřeby paliva pro výrobu elektrické energie je nutné znát účinnosti spalovacího motoru a alternátoru. Spalovací motor přeměňuje energii obsaženou v palivu na mechanickou práci, která se v alternátoru mění na elektrickou energii.

Účinnost spalovacího motoru budeme uvažovat 35 % pro benzínový a 45 % pro přeplňovaný naftový motor [5]. Účinnost alternátoru, používaného v osobních automobilech, se pohybuje v rozmezích 50 ÷ 60 % [6]. U spojení motoru s alternátorem se předpokládá 99 % účinnost.

- a) Stanovíme, kolik paliva je zapotřebí k výrobě 1 kWh elektrické energie, zohledníme-li veškeré námi známé ztráty. Pro určení spotřeby paliva spočteme nejprve nutnou práci benzínového (3.3b) a naftového (3.3c) spalovacího motoru.

$$A = \frac{E_{PE}}{\eta_M \cdot \eta_{MA} \cdot \eta_A}; \left[ J = \frac{J}{-} \right] \quad (3.3a)$$

$A$                       *Potřebná práce spal. motoru pro výrobu požadované el. energie [J]*  
 $E_{PE}$                     *Velikost výstupní elektrické energie [J]*  
 $\eta_M, \eta_{MA}, \eta_A$       *Účinnosti (motor, alternátor, spojení motor-alternátor) [-]*

$E_{PE} = 1 kWh$ , převodní vztah pro převod z kWh na Joule:

$$W \cdot s = J$$

$$kWh = 1000W \cdot 3600s = 3600kJ$$

- S uvažováním **účinnosti** alternátoru **50 %**

Benzínový motor:

$$A_B = \frac{3600 \cdot 10^3}{0,35 \cdot 0,50 \cdot 0,99} = 20,779 \cdot 10^6 J = 20,78 MJ \quad (3.3b)$$

Naftový motor:

$$A_N = \frac{E_{PE}}{\eta_M \cdot \eta_{MA} \cdot \eta_A} = \frac{3600 \cdot 10^3}{0,45 \cdot 0,50 \cdot 0,99} = 16,16 \cdot 10^6 J = 16,16 MJ \quad (3.3c)$$

V dalším kroku použijeme vypočtenou nutnou práci spalovacího motoru a známých výhřevností obou paliv pro výpočet spotřeby benzínu (3.4b) a nafty (3.4c).

$$Q = \frac{A}{h}; \left[ l = \frac{MJ}{\frac{MJ}{l}} \right] \quad (3.4a)$$

$Q$  Množství paliva pro výrobu 1 kWh el. energie [l]  
 $A$  Potřebná práce spal. motoru pro výrobu požadované el. energie [J]  
 $h$  Výhřevnost paliva [MJ/l]

spotřeba benzínu:

$$Q_B = \frac{A_B}{h_B} = \frac{20,78}{34,2} = 0,6l \quad (3.4b)$$

spotřeba nafty:

$$Q_N = \frac{A_N}{h_N} = \frac{16,16}{37,3} = 0,42l \quad (3.4c)$$

- S uvažováním **účinnosti** alternátoru **60 %**

Benzínový motor:

$$A_B = 17,316MJ$$

$$Q_B = \frac{3600 \cdot 4,81}{10^3 \cdot 34,2} = 0,5l$$

Naftový motor:

$$A_N = 13,468MJ$$

$$Q_N = \frac{3600 \cdot 3,741}{10^3 \cdot 34,2} = 0,36l$$

Zvýšení účinnosti alternátoru z 50 % na 60 % přináší úsporu paliva přibližně o 17 %.

Hodinová spotřeba za předpokladu konstantního příkonu P:

$$Q_V = \frac{Q \cdot P \cdot t}{E_{PE}}; \left[ l = \frac{l \cdot kW \cdot h}{kWh} \right] \quad (3.5)$$

$Q_V$  Spotřebované palivo odpovídající danému příkonu [l]  
 $Q$  Spotřeba paliva pro výrobu 1kWh [l]  
 $P$  Elektrický příkon spotřebiče [kW]  
 $t$  Celkový čas použití spotřebiče [h]  
 $E_{PE}$  Velikost výstupní elektrické energie [kWh]

- b) Druhou možností je z grafů specifické spotřeby (obr. 3.2, obr. 3.3) přímo odečíst měrnou spotřebu paliva. Měrná spotřeba je znázorněná „mušlovitými“ křivkami - „vrstevnicemi“. Předpokládejme, že spalovací motor pracuje s nejnižší měrnou spotřebou, berme proto nejnižší uvedenou hodnotu pro oba typy motorů. Jelikož měrná spotřeba udává potřebné palivo v gramech pro výrobu 1 kWh mechanické práce na klikové hřídeli, je nutné navíc počítat s účinností alternátoru. Pro výpočet spotřeby použijeme vztahu (3.6).

$$Q = \frac{L \cdot E_{PE}}{\rho \cdot \eta_A}; \quad l = \frac{\frac{g}{kWh} \cdot kWh}{\frac{kg}{m^3}} \quad (3.6a)$$

$Q$	<i>Množství paliva [l]</i>
$L$	<i>Měrná spotřeba spalovacího motoru [g/kWh]</i>
$\rho$	<i>Hustota paliva [kg/m<sup>3</sup>]</i>
$\eta_A$	<i>Účinnost alternátoru [-]</i>
$E_{PE}$	<i>Velikost výstupní elektrické energie [kWh]</i>

**$\eta_A = 50 \%$**

spotřeba benzínu:

$$Q_B = \frac{L_B}{\rho_B \cdot \eta_A} = \frac{240}{725 \cdot 0,5} = 0,66l \quad (3.6b)$$

spotřeba nafty:

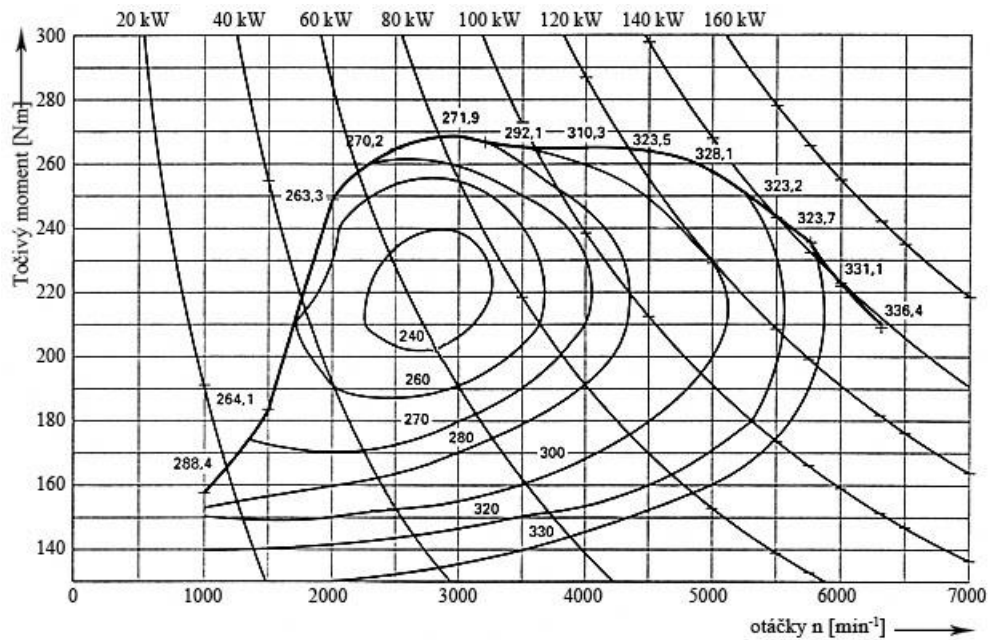
$$Q_N = \frac{L_N}{\rho_V \cdot \eta_A} = \frac{206}{830 \cdot 0,5} = 0,5l \quad (3.6c)$$

**$\eta_A = 60 \%$**

$$Q_B = \frac{L_B}{\rho_B \cdot \eta_A} = \frac{240}{725 \cdot 0,6} = 0,55l$$

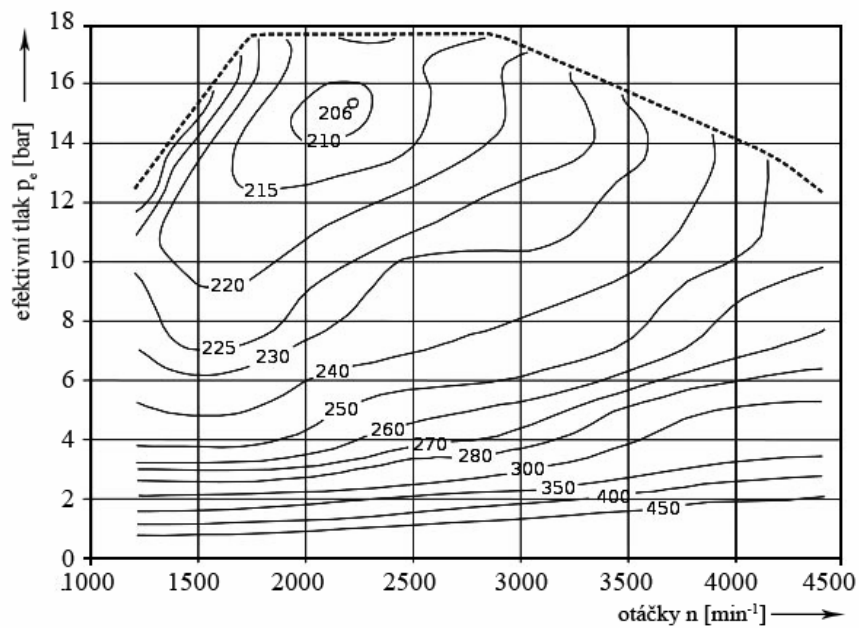
$$Q_N = \frac{L_N}{\rho_V \cdot \eta_A} = \frac{206}{830 \cdot 0,6} = 0,41l$$

Vidíme, že oba způsoby a), b) dávají podobné hodnoty.



Obr. 3.2 – Specifická spotřeba zážehového motoru

Specifická spotřeba paliva vyjadřuje vztah mezi otáčkami spalovacího motoru, jeho točivým momentem a spotřebou v gramech za hodinu. Z charakteristiky je vidět, že pro stejný odevzdaný mechanický výkon může motor spotřebovat různé množství paliva.



Obr. 3.3 – Specifická spotřeba vznětového motoru

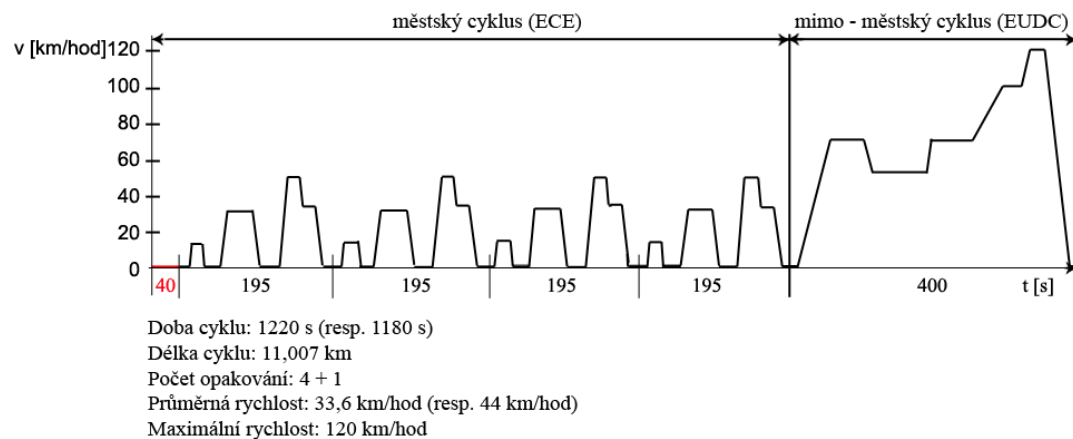
Někdy je na ose Y místo točivého momentu uváděn efektivní tlak motoru. Tato veličina je přímo úměrná točivému momentu. Přepočítání mezi efektivním tlakem a točivým momentem lze najít např. v [15].

### 3.3 Měření spotřeby

Do roku 1996 neexistovala objektivní metoda, jak stanovit spotřebu paliva vozidla. Měření spočívala v tom, že testovací pilot projížděl trať předem definovanou rychlostí. Z toho pak byla stanovena hodnota spotřeby pro městský, případně mimoměstský režim. Od roku 1996 jsou však pro účely měření spotřeby k dispozici laboratoře – válcové zkušební stanice, které zohledňují některé odporové síly vozidla a dovolují přesně simulovat jednotný jízdní režim. To vede k alespoň k relativnímu srovnání spotřeby jednotlivých vozidel. Jak bude později řečeno, tyto testy ve skutečnosti neudávají skutečnou reálnou spotřebu, neboť jejich provedení příliš neodpovídá reálnému provozu. K dispozici jsou tři jízdní cykly. Evropský, USA a Japonský. Omezíme se pouze na Evropský jízdní cyklus. Obecně se jednotlivé jízdní cykly vzájemně dosti liší.

#### 3.3.1 Nový evropský jízdní cyklus (NEDC)

Přívlastek nový znamená, že z testu byla vynechána zahřívací fáze motoru, která trvala 40 sekund. Cyklus se skládá z části pro městský a mimoměstský režim (obr. 3.4). Jedná se o kombinaci střídavých zrychlení, brzdění a krátkého udržování konstantní rychlosti [5].



Obr. 3.4 – Nový evropský jízdní cyklus

Z grafu městského cyklu (obr. 3.4) je patrné, že zrychlení nedosahuje velkých hodnot a průběh rychlosti jen těžko odpovídá reálnému provozu. Dalšími odchylkami od reality je spotřeba elektrických spotřebičů, která není v testu definována, přitom se zejména v městském režimu velice podílí na celkové spotřebě. Převodovka je také z části navržena tak, aby byla výsledná spotřeba v testu co nejnižší. Z hlediska EPS je tento test výhodný, neboť se při něm nemanévruje volantem a tak se spotřeba elektromechanického servořízení v tomto testu prakticky blíží k nule.

### 3.4 Spotřeba paliva posilovačem řízení

Každý z uvedených posilovačů spotřebuje takové množství energie, aby jeho výstupem byl potřebný mechanický výkon – posilovací účinek. U hydraulického posilovače je **mechanický příkon** dodáván na hřídel hydraulického čerpadla, tvořící potřebný tlak oleje, který následně pomáhá pohybu hřebenové tyče. Elektromechanický posilovač potřebuje ke své činnosti **elektrický příkon**. Zdrojem elektrické energie je alternátor, poháněný mechanickým výkonem spalovacího motoru. Dalo by se říci, že k vynaložení stejného posilovacího účinku by měl hydraulický posilovač, z důsledku odpadnutí alternátoru, spotřebovat méně energie. Jak bude v textu dále vysvětleno, hydraulický posilovač je naopak velmi neefektivní při nulového potřebě posilovacího účinku.

#### 3.4.1 Výkon odebíraný hydraulickým posilovačem řízení

Zjednodušená funkce hydraulického posilovače byla popsána v kapitole 1.1. Nejpodstatnějším rozdílem z hlediska spotřeby / využití energie je fakt, že hydraulický posilovač odebírá výkon nepřetržitě. Jedná se o mechanický výkon pro pohon vysokotlaké pumpy (hydrogenerátoru), která vytváří tlak a posilovací účinek. Ztrátový výkon roste s otáčkami motoru a nevyužitá energie se přeměňuje na teplo – tlakový olej se vrací obtokovým ventilem zpět do systému. V našem příkladě bude počítáno s hydraulickým posilovačem od firmy ZF Lenksysteme<sup>©</sup> [16] (tab.3.2), který je použit v osobních automobilech nižší až střední třídy (Škoda Fabia). Z důvodu omezení ztrát zejména ve vyšších otáčkách spalovacího motoru a jízdy v přímém směru je většina hydraulických posilovačů vybavena hydrogenerátorem s proměnným objemem (průtok na otáčku není konstantní).

<b>Maximální tlak p [bar]:</b>	106
<b>Objemový průtok Q [l/min ]:</b>	4 ÷ 10
<b>Průtok / otáčka V0: [cm<sup>3</sup>/ot ]</b>	7 ÷ 8,5
<b>Max. otáčky pumpy n [ot / min]:</b>	8500
<b>Účinnost η:</b>	0,85

Tab. 3.2 – Parametry hydraulického posilovače řízení [16]

Pro zjednodušení uvažujme, že hydrogenerátor je regulován tak, aby tlakový spád dosahoval v provozních otáčkách spalovacího motoru maximální uvedené hodnoty 106 bar. Ze známých hodnot spočítáme maximální a minimální příkon.

## a) Maximální příkon

$$P_{MAX} = \frac{p \cdot Q_{MAX}}{\eta_P}; \left[ \frac{N \cdot m}{s} = \frac{N}{m^2} \cdot \frac{m^3}{s} \right] \quad (3.7)$$

$$P_{MAX} = \frac{106 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 0,85} = \frac{106 \cdot 10^2}{6 \cdot 0,85} = 2078W$$

$P_{MAX}$	Maximální příkon hydraulického posilovače [W]
$p$	Maximální tlak [bar]
$Q_{MAX}$	Maximální objemový průtok [l/min]
$\eta_P$	Účinnost hydraulické pumpy [-]

## b) Minimální příkon

Pro výpočet minimálního mechanického příkonu hydraulického posilovače řízení je nutné znát závislost průtoku tlakového oleje na otáčkách hydrogenerátoru, neboť průtok není konstantní, ale je regulován. Důsledkem tohoto nemusí s rostoucími otáčkami spalovacího motoru lineárně růst také ztrátový výkon hydrogenerátoru. Hodnoty nutné pro teoretický výpočet nejsou od výrobce dostupné. Jsou dostupné jen průměrné hodnoty příkonu posilovače.

U vozů Škoda, vybavených hydraulickým posilovačem od firmy TRW<sup>®</sup> je pro městskou část nového evropského jízdního cyklu udáván průměrný příkon přibližně 500 W a pro jeho mimo-městskou část 900 W [20].

Hydrogenerátor je poháněn přes řemen a kladku přímo ze spalovacího motoru. **Odpadá** tak nutnost **použití alternátoru** pro přeměnu mechanické energie na elektrickou, převod mezi spalovacím motorem a hydrogenerátorem uvažujeme bez ztrát. Za předpokladu stálého příkonu 500 W po dobu jedné hodiny lze z hodnoty  $E_{PE}$  vztahu (3.5) vyloučit účinnost alternátoru a získat tak spotřebu paliva hydrogenerátoru (3.8a).

$$Q_{HPS} = Q_V \cdot \eta_A = \frac{Q \cdot P \cdot t \cdot \eta_A}{E_{PE}}; \left[ l = \frac{l \cdot kW \cdot h}{kWh} \right] \quad (3.8a)$$

$Q_{N\_HPS}$	Hodinová spotřeba paliva hydraulického posilovače [l]
$P$	Průměrný příkon po dobu jedné hodiny [kW]
$\eta_A$	Účinnost alternátoru [-]



spotřeba benzínu:

$$Q_{B\_HPS} = 0,6 \cdot 0,5 \cdot 0,5 = 0,15l \quad (3.8b)$$

spotřeba nafty:

$$Q_{N\_HPS} = 0,42 \cdot 0,5 \cdot 0,5 = 0,11l \quad (3.8c)$$

Obdobně jako (3.8b), (3.8c) dostáváme pro hodinový příkon 900 W spotřebu 270 ml benzínu za hodinu, resp. 190 ml nafty.

### 3.4.2 Výkon odebíraný elektrohydraulickým posilovačem řízení

V kapitole 1.2 byl krátce zmíněn rozdíl mezi hydraulickým a elektrohydraulickým posilovačem. Posilovací účinek vytváří, tak jako u hydraulického posilovače, hydraulický olej. K rychlé reakci posilovače je potřeba určitý stálý tlakový spád, který zaručí rychlé navýšení účinku posilovače. Proto se elektromotor pohánějící hydraulickou pumpu točí neustále a dodává tak potřebný minimální tlak oleje. V technické příručce k posilovači [20] lze vyčíst velikost klidového proudu  $I=2,5A$ , palubní napětí předpokládáme 13,5 V. Odběr elektrické energie pumpy pro vytvoření tohoto pohotovostního tlaku lze pak stanovit dle (3.9).

$$P_{MIN} = U \cdot I = 13,5 \cdot 2,5 = 34W \quad (3.9)$$

Převedením výsledku z (3.9) dle (3.5) dostáváme pro stálý (minimální) příkon 34 W teoretickou spotřebu elektrohydraulického posilovače 17÷20 ml benzínu (12÷14 ml nafty) za hodinu provozu. Nižší hodnota platí pro účinnost alternátoru 60 %, vyšší pro 50 %. Elektrická pojistka, jistící elektromotor proti zkratu, má běžně hodnotu 70 A [20]. Zkratový proud elektromotoru (motor nakrátko) může být až třinásobkem jmenovité hodnoty. Vybavovací charakteristika pojistky není známá, proto pro výpočet maximálního stálého příkonu uvažujme 50 A. Maximální příkon pak dle (3.9) bude 675 W. Výrobce posilovače uvádí v technické příručce [20] průměrný příkon 100 W.

### 3.4.3 Výkon odebíraný elektromechanickým posilovačem řízení

Elektromechanický posilovač by z principu neměl odebírat žádný příkon v klidovém stavu. Odebíraný proud by měl být závislý jen na manipulaci volantem. Pro srovnání vypočtených, teoretických hodnot předpokládejme tedy minimální příkon 0 W. Pro určení maximálního příkonu vyjdeme z maximálních hodnot proudu a napětí udávaných výrobcem [11]:

Maximální proud I: 80 A  
Maximální napětí U: 13,5 V

Stejně tak jako u elektrohydraulického posilovače, ani u elektromechanického posilovače nebudeme ve výpočtu uvažovat maximální hodnotu proudu, ale přibližně o 20 % nižší hodnotu. Pak lze vypočíst:

a) maximální příkon EPS jako

$$P_{MAX} = U_{MAX} \cdot I_{MAX} \quad (3.10)$$

$$P_{MAX} = 13,5 \cdot 65 = 880W$$

$P_{MAX}$	Maximální příkon posilovače [W]
$U_{MAX}$	Maximální napětí napájecí sítě [V]
$I_{MAX}$	Maximální proud na vstupu serva [A]
$\eta$	Účinnost alternátoru [-]

b) minimální **mechanický** příkon je roven  $P_{MIN} = 0W$

Tyto hodnoty jsou pouze relativní, neboť jak bylo zmíněno, spotřeba elektrické energie systému EPS je velmi závislá na jízdním režimu. Průměrná hodnota by byla přibližně jen 10 % z maximální hodnoty.

## 4 Měření na elektromechanickém posilovači řízení

Měření probíhalo ve spolupráci se Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav. K dispozici bylo osobní vozidlo Škoda Octavia II. Technické informace o použitém voze jsou uvedeny v tab. 4.1. Některé hodnoty jsou porovnány s literaturou [18] a hodnotami získanými od výrobce [8], případně naměřenými hodnotami.

	Literatura [18]	Výrobce
<b>Motorizace</b>		1.8 TSI (118 kW)
<b>Pohotovostní hmotnost [kg]</b>	1365 (s řidičem)	1431(1604) *
<b>Převodový poměr řízení (volant x kola) [-]</b>	15,6	15 **
<b>Převodový poměr posilovače [-]</b>	neuveďeno	22
<b>Max. úhel vyrejdování kola [°]</b>	40	40°08' / 32°34' (vnitřní / vnější)
<b>Počet otáček volantu při celkovém rejdu</b>	3,04	2,98
<b>Tlak v pneumatikách (Continental SportContact 225 / 45 R17) [kPa]</b>	pro použitý typ pneumatiky neuveden	220 / 220 (přední / zadní)
<b>Maximální proud servem [A]</b>		80 A
<b>Typ servořízení, označení</b>	1K1 909 144 M, EPS_ZFLS KI.069 H08 1901 (ZF Lenksysteme)	
<b>Rozložení hmotnosti automobilu s posádkou (bez posádky) [kg]</b>	PL	PP
	493 (436)	453(447)
	ZL	ZP
	351 (28)	309(270)
<b>Venkovní teplota [ °C]</b>	16	
<b>Koeficient tření [-]</b>	0,9	

Tab. 4.1 – Vybrané technické parametry Škoda Octavia III 1.8 TSI, s řízením Octavie II

\* ... naměřená hmotnost s měřicí technikou (s posádkou)

\*\* ... střední hodnota

Převodový poměr šnekové převodovky servomotoru  $i$  je 22. Poloměr a stoupání zubů ozubené hřídele volantu v místě styku s pastorkem řízení a hřídele spojovací šnekem poháněné kolo s hřebenovou tyčí je shodný. Jelikož je volant a servomotor pevně fyzicky spojen znamená to, že pootočíme-li volant o  $\alpha = 1^\circ$ , pootočí se hřídel servomotoru o  $22^\circ$ . Obdobně lze učinit přepočít (4.1) úhlové rychlosti volantu ze  $^\circ/\text{sek}$  na otáčky serva v  $\text{min}^{-1}$ . Úhlová rychlost volantu je v technické dokumentaci výrobce řízení, pravděpodobně pro lepší představu, uváděna v jednotkách  $[\circ/\text{sek}]$ .

$$n_{MOTOR} = i \cdot \frac{n_{VOLANT}}{360} \cdot 60 = 22 \cdot \frac{n_{VOLANT}}{6} \quad (4.1)$$

$n_{MOTOR}$  Otáčky elektromotoru [ $\text{min}^{-1}$ ]

$i$  Převodový poměr šnekové převodovky

$n_{VOLANT}$  Úhlová rychlost otáčení volantu [ $^\circ/\text{sek}$ ]

EPS představuje elektrický spotřebič, kde energie pro jeho napájení se získává z energie obsažené v palivu. Platí zde přímá úměra mezi spotřebovanou elektrickou energií a spotřebou paliva. Proto bude počítáno se spotřebovanou elektrickou energií posilovače v závislosti na jízdních parametrech s následným přepočtem na spotřebu paliva.

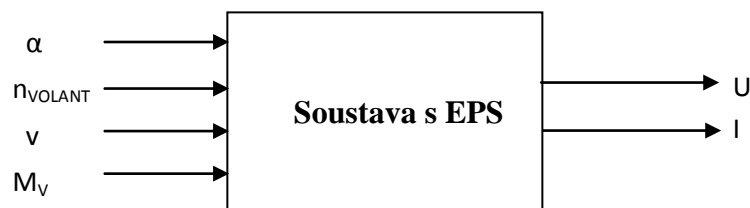
#### 4.1 Příprava měření

Nejprve bylo nutné vhodně zvolit veličiny, které je potřeba měřit pro určení spotřeby elektrické energie v závislosti na veličinách, ovlivňujících provozní stav posilovače. Jejich seznam je na obr. 4.1. Výstupem jsou uvažovány průběhy proudu a napětí na servomotoru. Součinem těchto dvou veličin je elektrický příkon posilovače (4.4). Příkon posilovače je určen jeho mechanickým výkonem (4.2), který závisí na otáčkách  $\omega_S$  a momentu servomotoru  $M_S$ . Moment servomotoru (4.3) je roven rozdílu zátěžného momentu  $M_Z$  a kroutícího momentu, působícího na sloupek řízení (momentu obsluhy na volant)  $M_V$ . Zátěžný moment  $M_Z$  vzniká jako důsledek působení síly od kol vozidla. Tato síla je závislá na úhlu vybočení kol (natočení volantu), adhezních podmínkách mezi pneumatikou a vozovkou, a velikostí boční síly na pneumatiku.

$$P_{MECH} = M_S \cdot \omega_S \quad (4.2)$$

$$M_S = M_Z - M_V \quad (4.3)$$

$$P = U \cdot I \quad (4.4)$$



Obr. 4.1 – Měřené vstupní / výstupní veličiny

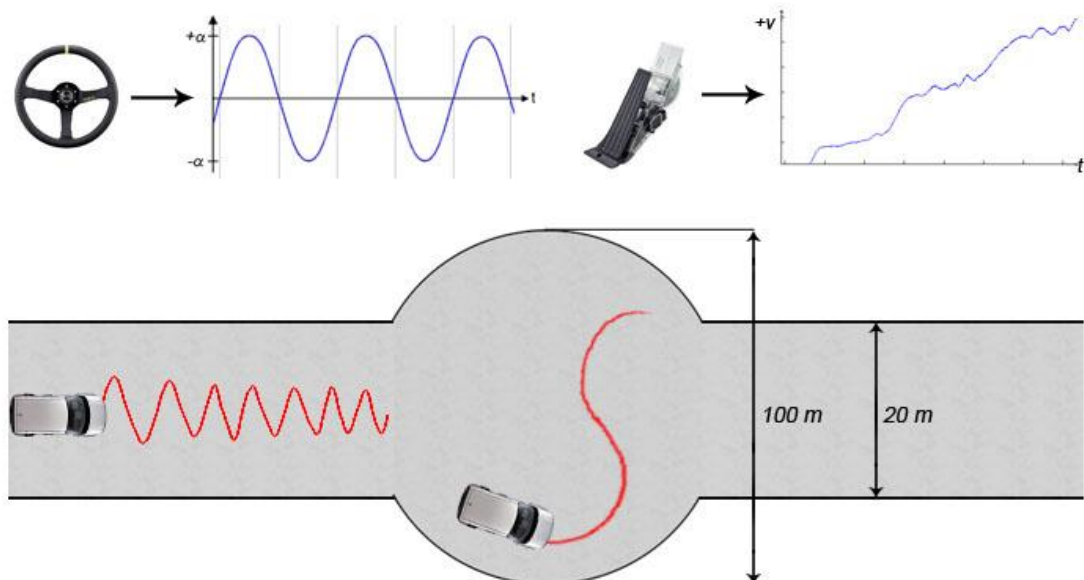
$\alpha$	Úhel natočení volantu [°]	$U$	Síťové napětí [V]
$n_{VOLANT}$	Úhlová rychlost [°/sec]	$M_V$	Moment obsluhy na sloupek řízení [Nm]
$v$	Rychlost vozidla [km/h]	$I$	Proud [A]

Obrázek 4.1 schématicky znázorňuje nejdůležitější měřené vstupní / výstupní veličiny. Z pohledu určení energetických nároků posilovače jsou veličiny napětí a proud uvažovány jako výstup soustavy.

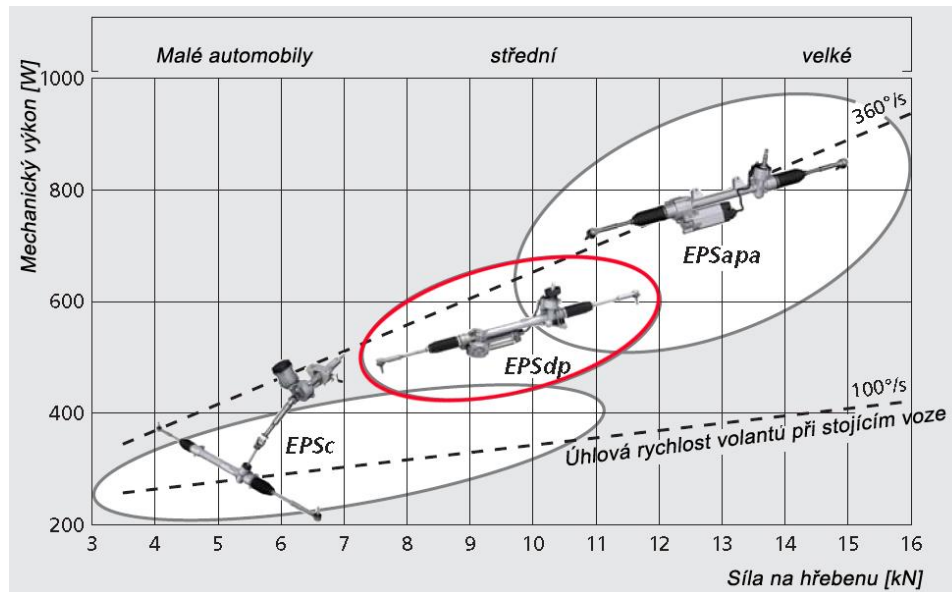
### 4.1.1 Předpoklady a prováděné jízdni manévry

1. Bude hledána pouze statická závislost vyjádření spotřeby elektrické energie (paliva) na základě úhlu natočení volantu a rychlosti vozidla. Parametry vozidla (opotřebení pneumatik a jejich tlak, hmotnost vozidla) zůstanou během celého měření nezměněny. Stejně tak i povětrnostní podmínky.
2. Testovací plocha pro provádění testů má všude stejný povrch (stejný koeficient tření) a stejný sklon.
3. Experimenty budou prováděny v rámci předpokládaných možností servo jednotky (obr. 4.3).

Požadavkům v bodě 2 vyhovuje testovací polygon Škoda Auto v lokalitě Úhelnice. Právě zde je možné provádět různé jízdni manévry bez ohrožení ostatních účastníků silničního provozu. Polygon je dlouhý téměř 3 km a široký 20 m, na trati jsou celkem tři místa pro otáčení, například vozidel s přívěsem. Nejširší místo (kruh) pro otáčení má poloměr 50 m. Obrázek 4.2 zobrazuje část polygonu, která sloužila pro naše účely, o celkové celkové délce přibližně 800 m. Řidič měnil jízdni parametry rychlost vozidla a směr.



Obr. 4.2 – Část testovacího úseku na polygonu v Úhelnici



Obr. 4.3 – Maximální mechanický výkon EPS

Obr. 4.3 znázorňuje závislost maximálního mechanického výkonu servomotoru EPS v závislosti na síle působící na hřeben řízení při stojícím voze. Tato síla je úměrná hmotnosti automobilu ale i jeho rychlosti. Automobily Škoda mají variantu posilovače s dvojitým pastorkem (zvýrazněno). Uvažujme sílu na hřebeni 9 kN. Z grafu pak plyne, že při stojícím voze je posilovač schopen zaručit požadovaný posilovací účinek do úhlové rychlosti otáčení volantu mírně nad 360 °/s. Při těchto podmínkách posilovač odevzdá maximální mechanický výkon ca. 600 W. Pokud není posilovač schopen vyvinout dostatečný mechanický výkon, dochází k degradaci posilovacího účinku, což obsluha pocítí v nutnosti zvýšit sílu působící na volant.

#### 4.1.2 Prováděné jízdní manévry

**Parkovací manévr** (viz. příloha A, str. 77,78) – Při stojícím a pomalu pohybujícím se vozidle docházelo k natáčení kol z jedné koncové polohy do druhé. Opakování testu se konalo pokaždé s jinou úhlovou rychlostí otáčení volantu.

Při tomto testu se očekává nejvyšší posilovací účinek, tudíž i největší příkon EPS. Pokud se automobil nepohybuje, jedná se o speciální případ, kde přenášená boční síla pneumatikou je maximální, neboť brzdná, resp. hnací síla je nulová [11].

**Slalom #1** (viz. příloha A, str. 79) – Řidič mění úhel volantu v rozsahu  $\alpha \in (-120, +120)^\circ$  a snaží se tento průběh udržovat s konstantní úhlovou rychlostí. Auto se tak pohybuje drahou ve tvaru sinusovky. Zároveň za každé dvě periody tohoto manévru je zvýšena rychlost vozidla o 10 km/h postupně až na hodnotu 60 km/h. Rozmezí  $\alpha \in (-120,120)^\circ$  dovoluje manipulaci bez „přehmatu“ volantu.

**Slalom #2** (viz. příloha A, str. 80) – Stejně jako **Slalom #1** s rozdílem, že se dvě periody provádí s jednou úhlovou rychlostí a druhé dvě periody s vyšší.

Měření „slalom“ slouží, kromě určení energetických nároků, také k ověření funkce řídicí jednotky – měnit velikost posilovacího momentu serva s rychlostí vozu („Servotronic<sup>®</sup>“).

**Vyhýbací manévr** (viz. příloha A, str. 81) – Vozidlo se pohybuje rychlostí 60 km/h v přímém směru a náhle je volantem prudce zatočeno (o úhel natočení volantu cca. 140 °) na jednu, a okamžitě na druhou stranu.

Tanto manévr má za úkol prověřit mezní hodnoty serva – maximální dodaný posilovací mechanický výkon, neboť se jedná o nejdynamičtější s námi prováděných jízdních manévrů.

**Vypnutý posilovač** (viz. příloha A, str. 83) – Měření s vypnutým posilovačem se provádělo s cílem zjistit posilovací účinek EPS, nebo určit účinnost. Toto měření představovalo velké nároky na obsluhu automobilu, neboť k vychýlení volantu zejména u stojícího vozidla bylo zapotřebí velmi vysoké síly.

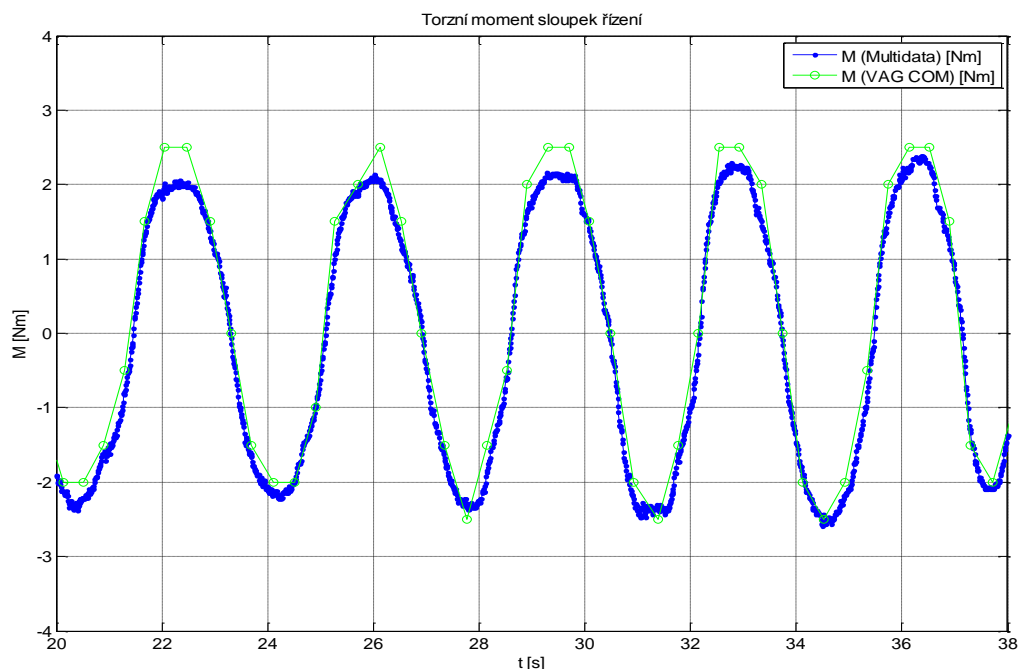
Kromě měření na polygonu se uskutečnilo měření v reálném provozu (viz. příloha A, str. 82), obsahující jízdu po dálnici, ve městě a po vedlejší silnici o celkové délce 14 km.

Všechna naměřená data je možno zobrazit v prostředí Matlab<sup>®</sup>, pomocí skriptu „Zobraz\_data\_priloha.m“ uloženého na CD k této práci.

## 4.2 Použitá měřící zařízení a způsob sběru dat

V každém současném automobilu se nachází stovky senzorů a čidel, které monitorují stav vozidla a okolí. Tyto senzory vzájemně, nebo s nadřazenými řídicími jednotkami komunikují po průmyslových sběrnících. Mezi nejrozšířenější komunikační sběrnice, používané v automobilovém průmyslu, patří CAN-Bus. K většině senzorů lze přistupovat pomocí tzv. auto-diagnostiky. Autodiagnostika obsahuje převodník CAN / USB a příslušný obslužný software. Škoda Auto používá koncernový software VAG COM<sup>®</sup>, který pracuje v prostředí MS Windows<sup>®</sup>. Data dostupná přes diagnostiku mají ale nízkou prioritu, tzn., že požadované hodnoty jsou k dispozici až tehdy, když nadřazené řídicí jednotky ve vozidle dokončí přenos zpráv s vyšší prioritou. Z tohoto důvodu jsou data přijímána v nepravidelném a nízkém taktu.

Druhou možností, jak využít hodnoty ze snímačů umístěných ve voze, je připojením na určitou sekci CAN sběrnice. Naším účelům nejlépe vyhovovala motorová sekce CAN (Antrieb CAN). K přístupu k datům na této sběrnici slouží měřící ústředna (data logger B+S Multidata ME5). Přijímané hodnoty jsou každých 100 ms aktualizovány. Srovnání průběhů naměřených veličin získaných z auto-diagnostiky a připojení na motorovou sekci CAN je na obr. 4.4.



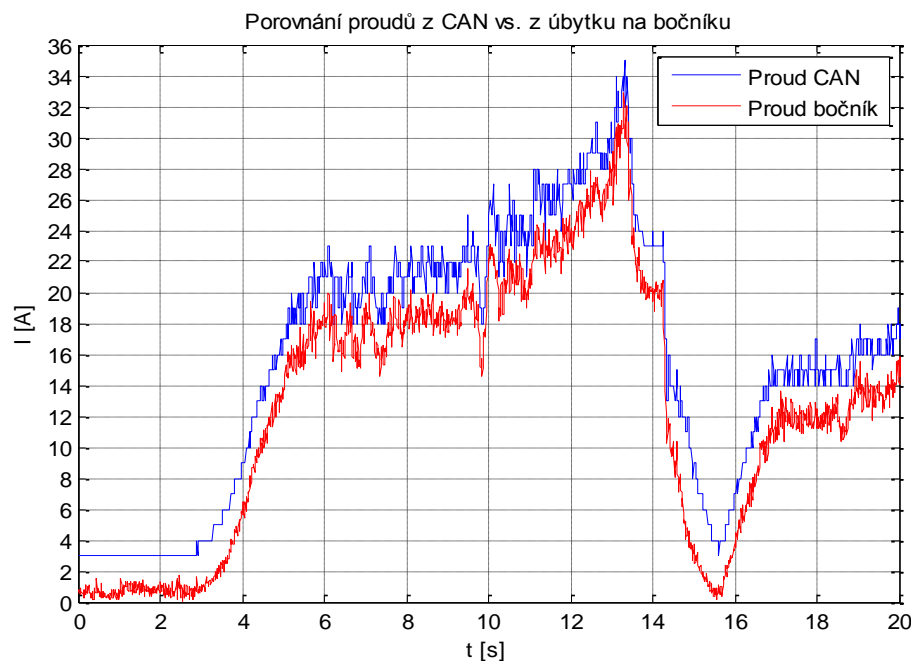
Obr. 4.4 – Data z měřící ústředny a diagnostiky

Porovnání dat získaných z připojení na motorovou sekci CAN (tučně) a získaných z diagnostického software VAG-COM.



Pro validaci přijímaných dat byl použit měřící volant Datron MSW-2, který byl nasazen na místo klasického volantu, a umožňoval měřit veličiny úhlu natočení, úhlové rychlosti a velikosti zkrutného momentu na sloupku řízení.

Důležitý údaj o hodnotě proudu, odebíraného servořízením, je dostupný také z řídicí jednotky EPS. Dle teoretických předpokladů by jeho hodnota v klidovém stavu posilovače (volant v klidu) měla být blízká nule. Po vyhodnocení prvních naměřených dat však průběh proudu těmto předpokladům neodpovídal, neboť by posilovač v klidovém („Stand-By“) režimu odebíral proud přibližně 5 A. Z interní literatury [7] byla nalezena informace o přesnosti údaje proudu  $\pm 5$  A. Pro zvýšení přesnosti měření byl proto do vozidla dodatečně zabudován proudový bočník o hodnotě 100 m $\Omega$ . Úbytek napětí na tomto rezistoru je dle ohmova zákona přímo úměrný velikosti proudu, tekoucího do posilovače. Maximální úroveň vstupního signálu (napětí) do vyhodnocovací ústředny je  $U_{MAX} = 5$  V, citlivost  $U_{MIN} = 1$  mV. Z těchto údajů plyne maximální rozlišení (4.5) 10 mA a maximální měřitelný proud (4.6) 50 A. Průběh proudu byl před prováděním druhého experimentu ověřen síťovým analyzátozem s proudovými kleštěmi. Proud vyšší než 50 A byl získán ze signálu řídicí jednotky. Porovnání obou signálů proudu je na obr. 4.5.



Obr. 4.5 – Porovnání průběhů proudu pro určení přesnosti měření

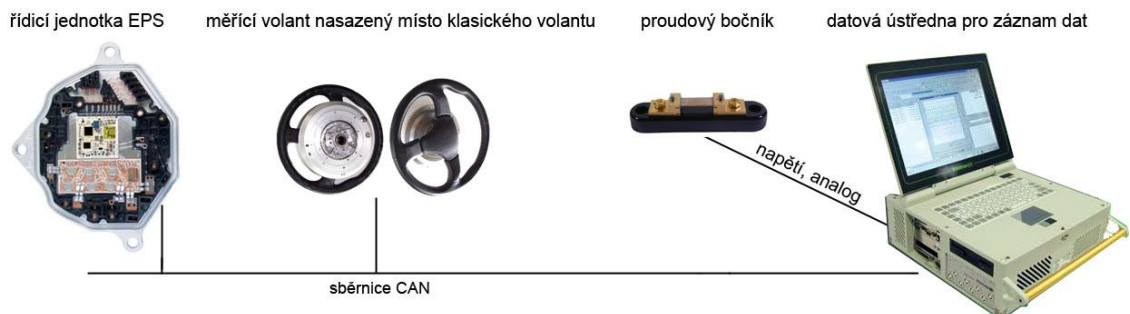
Průběh proudu změřeného s použitím proudového bočníku (v grafu dosahuje menších hodnot) a průběhu získaného z dat od řídicí jednotky EPS.

$$I_{MIN} = \frac{U_{MIN}}{R}; \left[ A = \frac{V}{ohm} \right] \quad (4.5)$$

$$I_{MIN} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 10^{-4} = 10mA$$

$$I_{MAX} = \frac{U_{MAX}}{R} = \frac{5}{100 \cdot 10^{-3}} = 50A \quad (4.6)$$

Data z měřicího volantu i z připojení na motorovou sekci CAN byla pro pozdější analýzu zaznamenávána data loggerem B+S Multidata ME5 (obr. 4.6).



Obr. 4.6 – Data logger B+S Multidata ME5 (vpravo) komunikující s okolím

Naměřené veličiny jsou uvedeny v tab. 4.2. K zobrazení jejich průběhů lze využít skript dodaný na CD k této práci (*Matlab\zobraz\_data.m*).

Měřená veličina	Zdroj dat	Místo	Přítomnost signálu
Vstupní napětí EPS [V]	Ř. jednotka EPS	Přívod EPS	EPS aktivní
Vstupní proud EPS [A]	Ř. jednotka EPS / proudový bočník	Přívod do výkonové el. EPS	EPS aktivní / vždy
Torzní moment (sloupek řízení) [Nm]	Ř. jednotka EPS / proudový bočník	Sloupek řízení	EPS aktivní / vždy
Točivý moment (servomotor) [Nm]	Ř.j. EPS	Servomotor	EPS aktivní
Úhel natočení volantu [°]	Ř.j. EPS / měřící volant	Sloupek řízení	Vždy
Okamžitý / jmenovitý výkon servomotoru [%]	Řídící jednotka EPS	Servomotor	EPS aktivní
Úhlová rychlost volantu [°/s]	Ř.j. EPS / měřící volant	Sloupek řízení	Vždy
Rychlost vozidla [km/h]	Senzory rychlosti od ABS	Kola vozidla	Vždy
Otáčky spalovacího motoru [1/min]	Motorová sekce CAN	Setrvačnick motoru	Vždy

Tab. 4.2 – Přehled naměřených veličin

Tabulka 4.2 udává přehled měřených veličin. S hodnotou točivého momentu servomotoru nebude dále počítáno, neboť její údaj byl získán s nedostatečnou přesností. Sloupec „přítomnost signálu“ říká, zda je signál přítomný i po odpojení napájení posilovače.

### 4.3 Velikost posilovacího účinku servomotoru

Na obr. 4.7 je závislost torzního momentu na sloupku řízení na úhlu natočení volantu při nulové rychlosti vozidla – parkovací manévr. Hodnotu posilovacího účinku ovlivňuje dynamika pohybu volantu (zrychlení) a úhel natočení (poloha). Moment servomotoru je regulován tak, aby velikost působícího torzního momentu obsluhy na volant nepřekročila definovanou, referenční hodnotu torzního momentu uloženou v paměti řídicí jednotky.

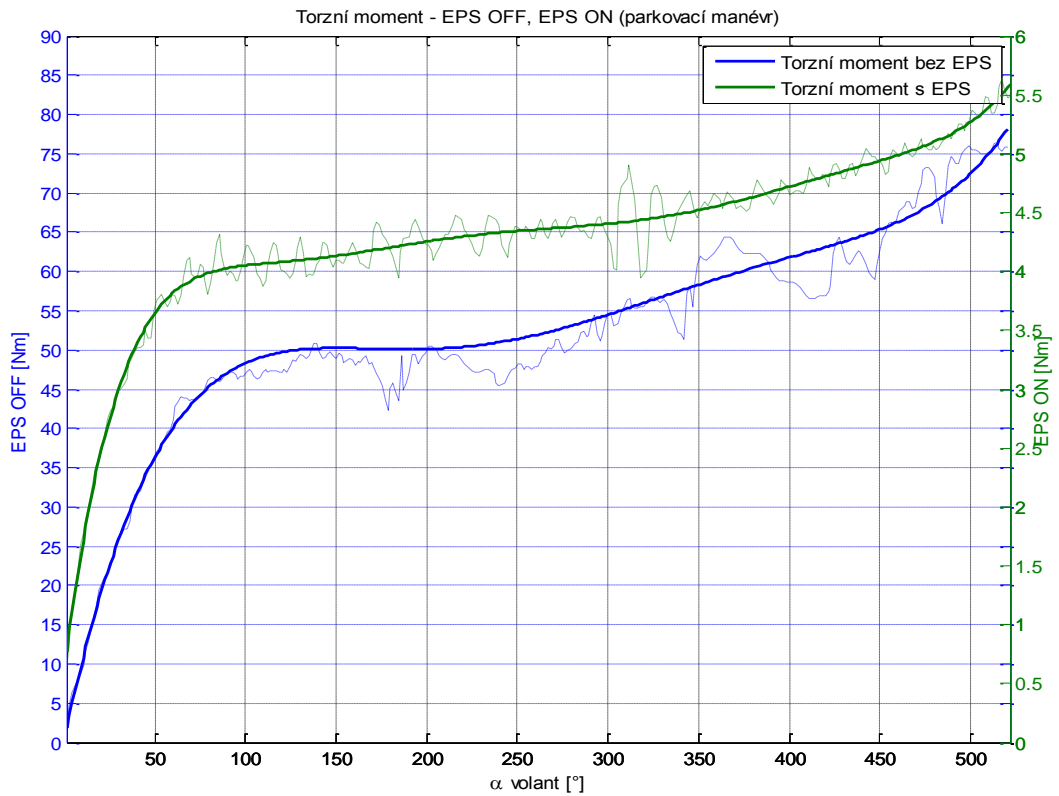
Pro získání charakteristiky průběhu torzního momentu bez posilovače bylo nutné rovnoměrně manipulovat volantem ze středové polohy do koncové (úvrati). Naměřený moment ovlivňuje adheze pneumatiky (tření mezi pneumatikou a vozovkou). To se ze statického (klidového) mění na smykové. Dále výslednou hodnotu ovlivňuje zrychlení pohybu volantu. Naměřený průběh momentu s posilovačem by měl být pro určité rozmezí úhlových rychlostí a zrychlení volantu neměnný. To je cíl regulace točivého momentu serva. Obě naměřené charakteristiky jsou na obrázku 4.7. Jedná se o část průběhu z intervalu  $\alpha \in (0;540)^\circ$  - točení „doleva“. Průběhy jsou proloženy polynomem 6. řádu, originály jsou znázorněny čárkovaně.

Posilovací účinek je bezrozměrné číslo, vyjadřující poměr mezi naměřeným torzním momentem bez posilovače a s posilovačem (4.7). Jeho průběh je na obrázku 4.8. Skutečnost, že posilovací účinek roste s rostoucím úhlem natočení volantu  $\alpha$ , souvisí s kinematikou řídicí (přední) nápravy, neboť s rostoucím vybočením kol dochází ke vzniku vratného momentu [22], který ve směru od středové polohy volantu ke koncovým polohám působí proti točivému momentu serva posilovače.

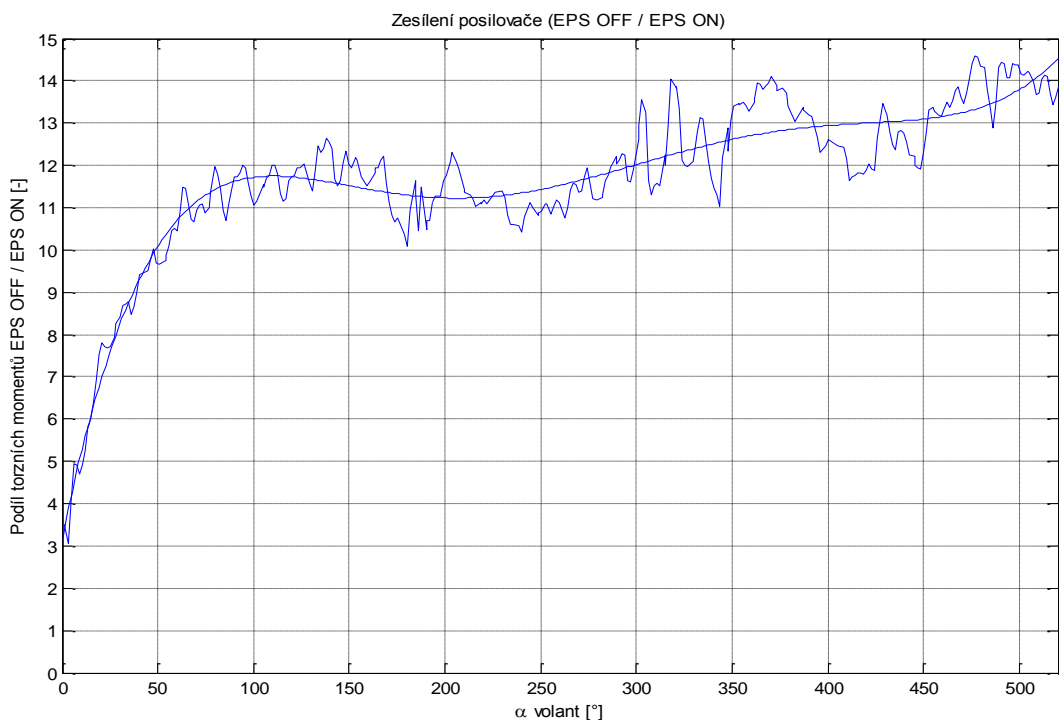
Posilovací účinek servomotoru se v tomto případě pohybuje v rozmezí  $p \in (3;14)$ .

$$p = \frac{M_{EPS\_OFF}}{M_{EPS\_ON}}; \left[ \frac{Nm}{Nm} \right] \quad (4.7)$$

$M_{EPS\_OFF}$  moment na sloupku řízení bez vlivu posilovače[Nm]  
 $M_{EPS\_ON}$  moment na sloupku řízení s aktivním posilovačem[Nm]



Obr. 4.7 – Torzní momenty s vypnutým (EPS\_OFF) / zapnutým (EPS\_ON) posilovačem



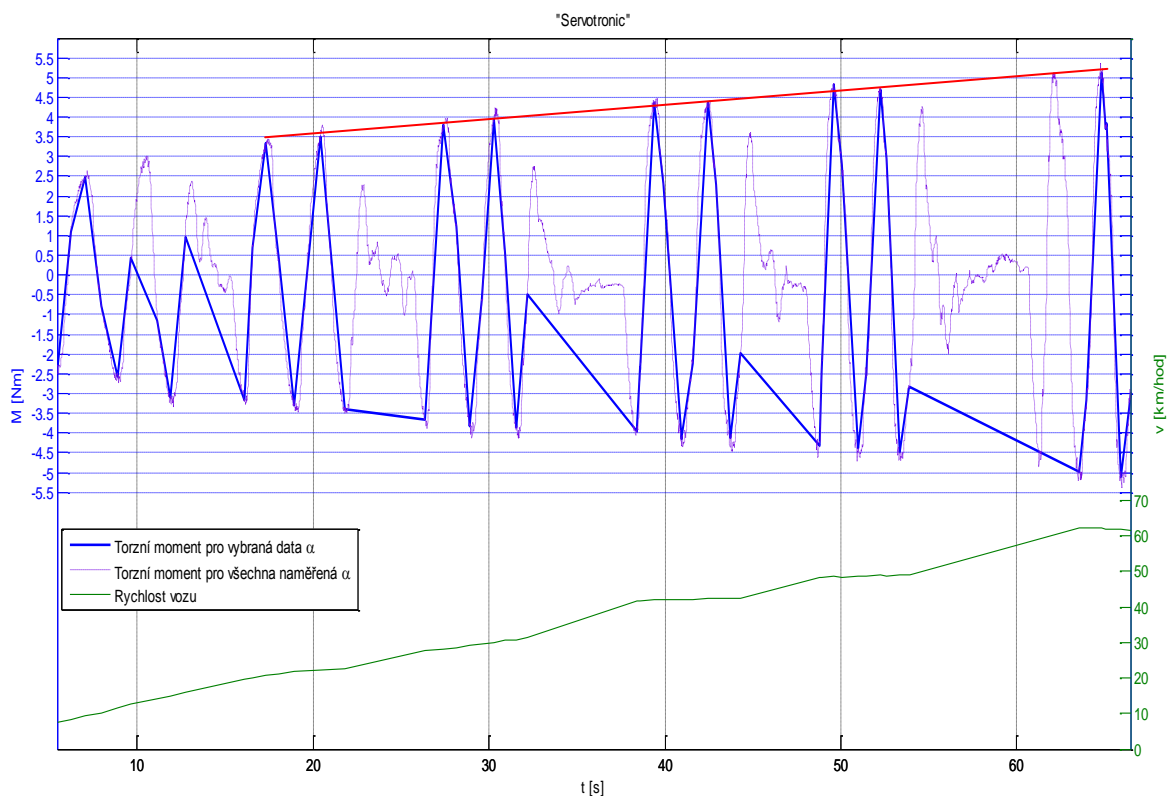
Obr. 4.8 – Průběh posilovacího účinku při pohybu ze středové do koncové polohy volantu

Grafické znázornění průběhu návratu volantu z úvrati zpět do středové polohy (směr „doprava“) je uvedeno v příloze B, str. 83). Posilovací účinek servomotoru je v tomto případě menší než u směru ze středové polohy k úvrati, pohybuje se v rozmezí  $p \in (1; 11)$ .

#### 4.4 Funkce posilovače „Servotronic“

Funkce řídicí jednotky „Servotronic“ zajišťuje, že točivý moment servomotoru je regulován i v závislosti na rychlosti vozidla, což zpětně ovlivňuje i velikost torzního momentu na sloupku řízení (obr. 4.9a), potřebného k pootočení volantu. Pokud by tak nebylo, klesala by s rostoucí rychlostí vozidla síla potřebná k vychýlení volantu a docházelo by ke ztrátě citlivosti řízení.

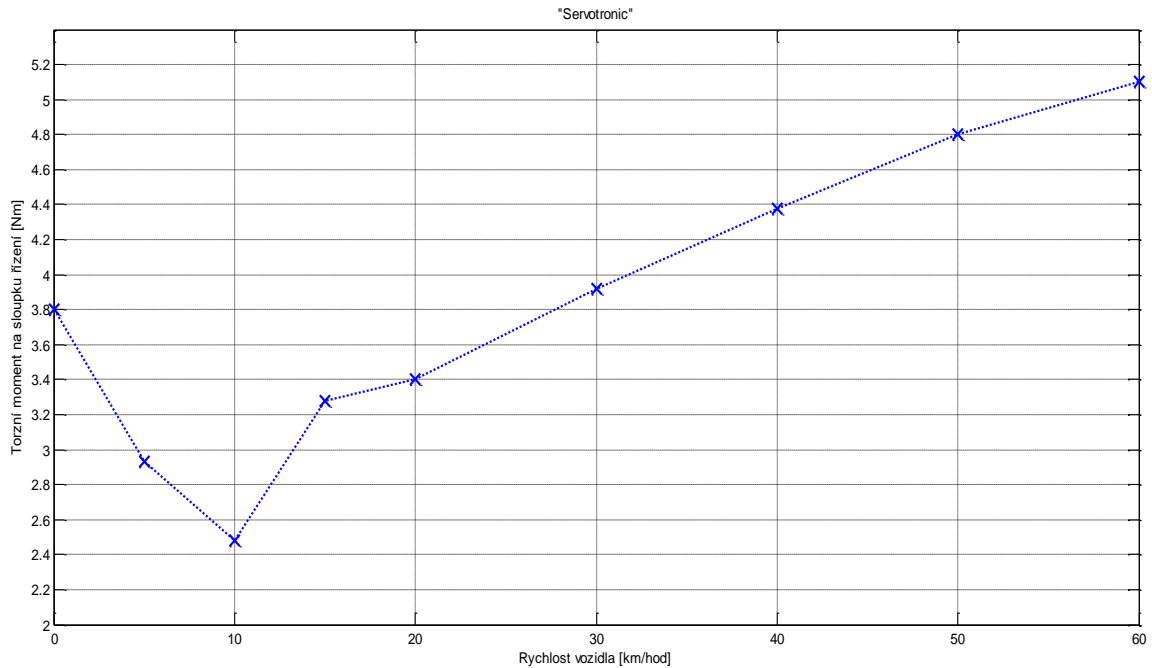
Měření bylo z důvodu bezpečnosti prováděno pro rychlosti vozidla pouze do 60 km/h. Předpokladem bylo udržování konstantní úhlové rychlosti volantu 200 °/sek a amplitudy pohybu volantu v rozmezí  $\alpha \in (-100;100)^\circ$ . Vždy po dvou periodách byla rychlost vozidla zvýšena o 10 km/hod. Uváděné hodnoty torzních momentů na sloupku řízení (obr. 4.9a) a (obr. 4.9b) platí pro úhel natočení volantu  $78 \div 80^\circ$ .



Obr. 4.9a – Charakteristika „Servotronic“

Obr. 4.9 - potřebný torzní moment volantu pro natočení volantu z  $78^\circ$  na  $80^\circ$  v závislosti na rychlosti vozidla. S rostoucí rychlostí vozidla roste i tuhost řízení.

Z charakteristiky na obrázku 4.9b je zřejmé, že se točivý moment **servomotoru** znatelně **snížil** až od rychlosti 15 km/hod. Potřebný **torzní moment na sloupku řízení** do této rychlosti **klesá**. To je způsobeno tím, že s rostoucí rychlostí klesají třecí síly mezi pneumatikou a vozovkou (přilnavost), klesá i velikost přenášené boční síly pneumatiky, zatím co posilovací moment je stejný jako při stojícím voze.



Obr. 4.9b – Charakteristika „Servotronic“

Graf zobrazuje závislost referenční hodnoty zkrutného momentu na sloupku řízení, měnící se s rychlostí vozidla. Z této závislosti lze usoudit, že aby tomu tak bylo, musí se současně snižovat i točivý moment servomotoru.

## 4.5 Účinnost elektromechanického posilovače

Účinnost elektromechanického posilovače ovlivňuje využití vstupní elektrické energie a udává v procentech její přeměnu na mechanickou práci, konanou pohybem hřebenové tyče. Ani sám výrobce kompletního systému řízení (ZF Lenksysteme<sup>©</sup> [16]) nedisponuje zařízeními pro dokonalé měření účinnosti servořízení. V praxi se ve specializovaných laboratořích provádí měření celkové účinnosti EPS přibližně takto:

- Periodicky měníme úhel natočení volantu  $\alpha$  v určitém rozsahu. Typ průběhu může být například sinusový nebo trojúhelníkový (rampa). Vychylování volantu označme jako buzení. Buzení musí být jasně definované a přesně opakovatelné. Těmto požadavkům vyhoví vhodný polohový servomotor.
- Následně zrychlíme otáčení volantu  $n_{VOLANT}$  a měření opakujeme. S rostoucí rychlostí otáčení lze měnit i rozsah úhlu výchylky  $\alpha$ .
- Během celého měření jsou zaznamenávány údaje o úhlu natočení volantu  $\alpha$ , momentu  $M_V$  působícího na sloupek řízení, informace o proudu  $I$  na vstupu serva posilovače, a napětí  $U$  na jeho svorkách. Dalšími důležitými údaji je poloha hřebenové tyče  $s$ , síla  $F$  na ni působící, a účinnost spojení sloupek řízení – hřebenová tyč  $\eta_V$ . Je výhodné sílu  $F$  udržovat konstantní.
- Celková účinnost se spočte z podílu odevzdaného výkonu (4.8) ku příkonu (4.4).

$$P_{MECH} = F \cdot v - M_V \cdot \omega_V \cdot \eta_V; \left[ N \cdot \frac{m}{s} = N \cdot \frac{m}{s} - \frac{N \cdot m}{s} \right] \quad (4.8)$$

$P_{MECH}$	Mechanický výkon posilovače [W]
$F$	Síla, působící na hřeben řízení [N]
$v$	Rychlost pohybu hřebenu řízení [m/s]
$M_V$	Točivý (zkrutný) moment, působící na volant [Nm]
$\omega_V$	Úhlová rychlost otáčení volantu, $\omega_V = \frac{2\pi n_{VOLANT}}{360} = \pi \frac{n_{VOLANT}}{180}$ [rad/s]
$\eta_V$	Účinnost převodu sloupek řízení / hřeben řízení [-]

Pro napájení servomotoru se používá vektorově řízený měnič, který umožňuje optimální využití jeho vlastností [28] a zaručuje tak optimální účinnost v širokém spektru otáček a zatížení.

## 4.6 Energetický rozbor posilovače

Výsledkem energetického rozboru posilovače je statická charakteristika spotřebovaného množství elektrické energie (paliva) v závislosti na úhlu natočení volantu. Jinými slovy, výsledek udává, kolik bylo spotřebováno elektrické energie k pootočení volantu ze středové, resp. koncové polohy o úhel  $\alpha$ .

Obrázek 4.10 zobrazuje naměřená data, potřebná pro stanovení výpočtu. Očekává se, že spotřebovaná energie  $E$  je funkcí  $\alpha$ , neboť s rostoucím  $\alpha$  roste vratný moment, který v jedné fázi pomáhá volant vracet zpět do nulové polohy, ale v druhé fázi působí opačně proti momentu volantu. Tím je vysvětleno, že energie pro pohyb volantu z nulového polohy do úvratí bude vždy vyšší, než pohyb zpět.

Spotřebovaná energie se spočte dle (4.8)

$$E_{t_a, t_b} = \int_{t_b}^{t_a} p(t) \cdot dt = P \cdot [t_a - t_b] ; [J = W \cdot s] \quad (4.8)$$

$E_{t_a, t_b}$	Spotřebovaná elektrická energie posilovače [J]
$t_a, t_b$	Počátek a konec uvažovaného úseku [s]
$p$	Okamžitý příkon
$P$	Průměrný příkon posilovače, uvažovaný v intervalu $t_a - t_b$ [W]

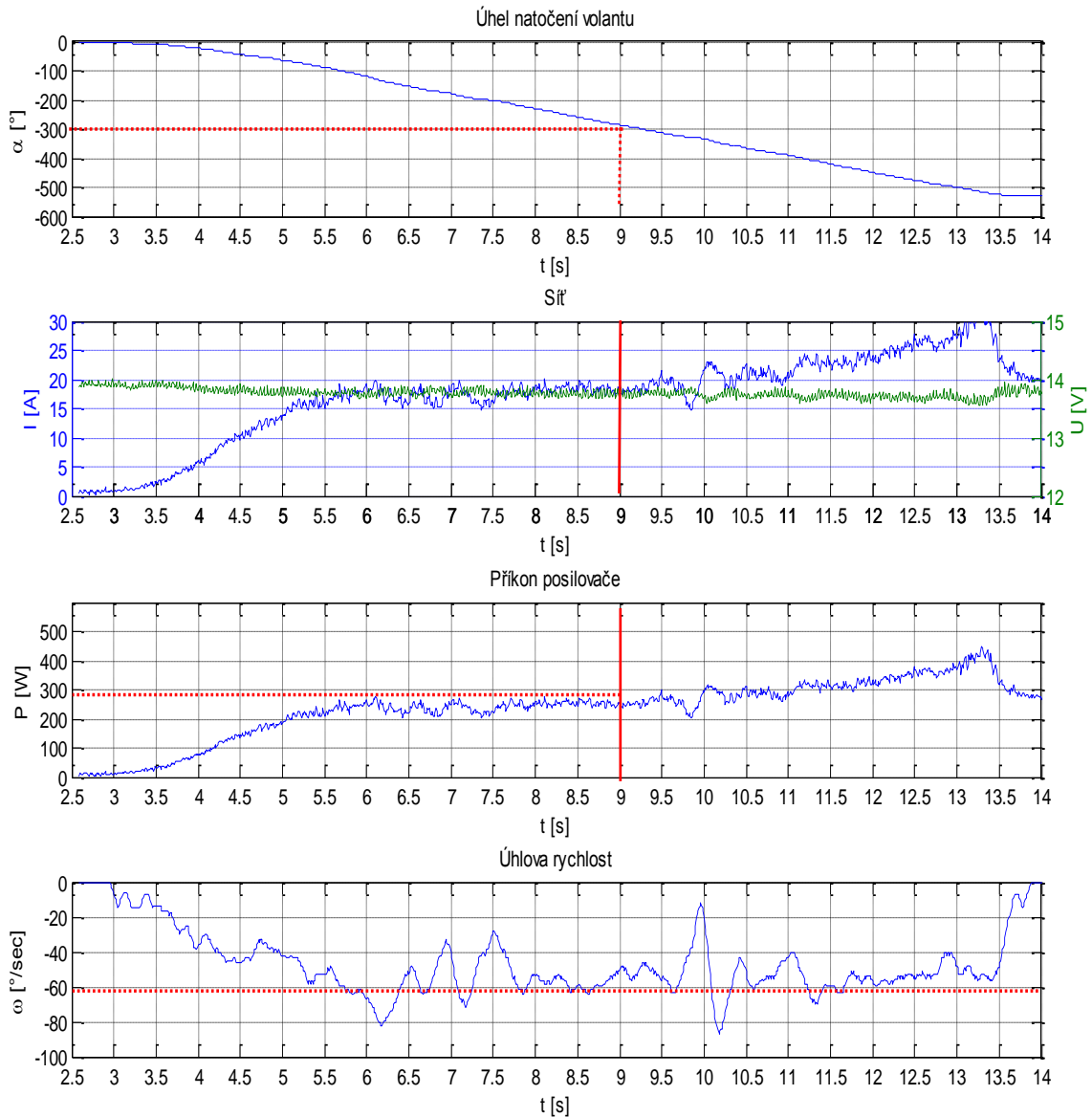
Uvedeme krátký příklad, vztahující se o obrázku 4.10. Spočteme, kolik elektrické energie bylo zapotřebí k pootočení volantu ze středové polohy o  $300^\circ$  (doleva) během parkovacího manévru. Jeho kompletní rozbor je v kap. 4.7.1. Manévr trval  $(9 - 3,3) = 5,7$  sekund s průměrným příkonem 190 W. Dle (4.8) spočteme spotřebovanou elektrickou energii,  $E = 1083J$ .

Přepočet spotřebované elektrické energie na palivo provedeme obdobně jako v kapitole 3.2.1. Opět se předpokládají konstantní parametry (účinnost, měrná spotřeba) vzorového spalovacího motoru (kap. 3). Pro benzínový motor pak dostáváme teoreticky spotřebované palivo 167  $\mu l$  (4.10).



$$Q_B = \frac{A_B}{h_B} = \frac{E}{h_B \cdot \eta_C} = \frac{1083 \cdot 10^{-6}}{34,2 \cdot 0,19} = 166,7 \cdot 10^{-6} l = 166,7 \mu l \quad (4.10)$$

$E$	Spotřebovaná elektrická energie posilovače [J]
$Q_B$	Spotřeba benzínu odpovídající spotřebované el. energii [l]
$h_B$	Výhřevnost paliva (benzín) [MJ / dm <sup>3</sup> ]
$\eta_C$	Celková účinnost (motor, alternátor) benzinového motoru [-]



Obr. 4.10 – Naměřená data sloužící k výpočtu spotřebované el. energie

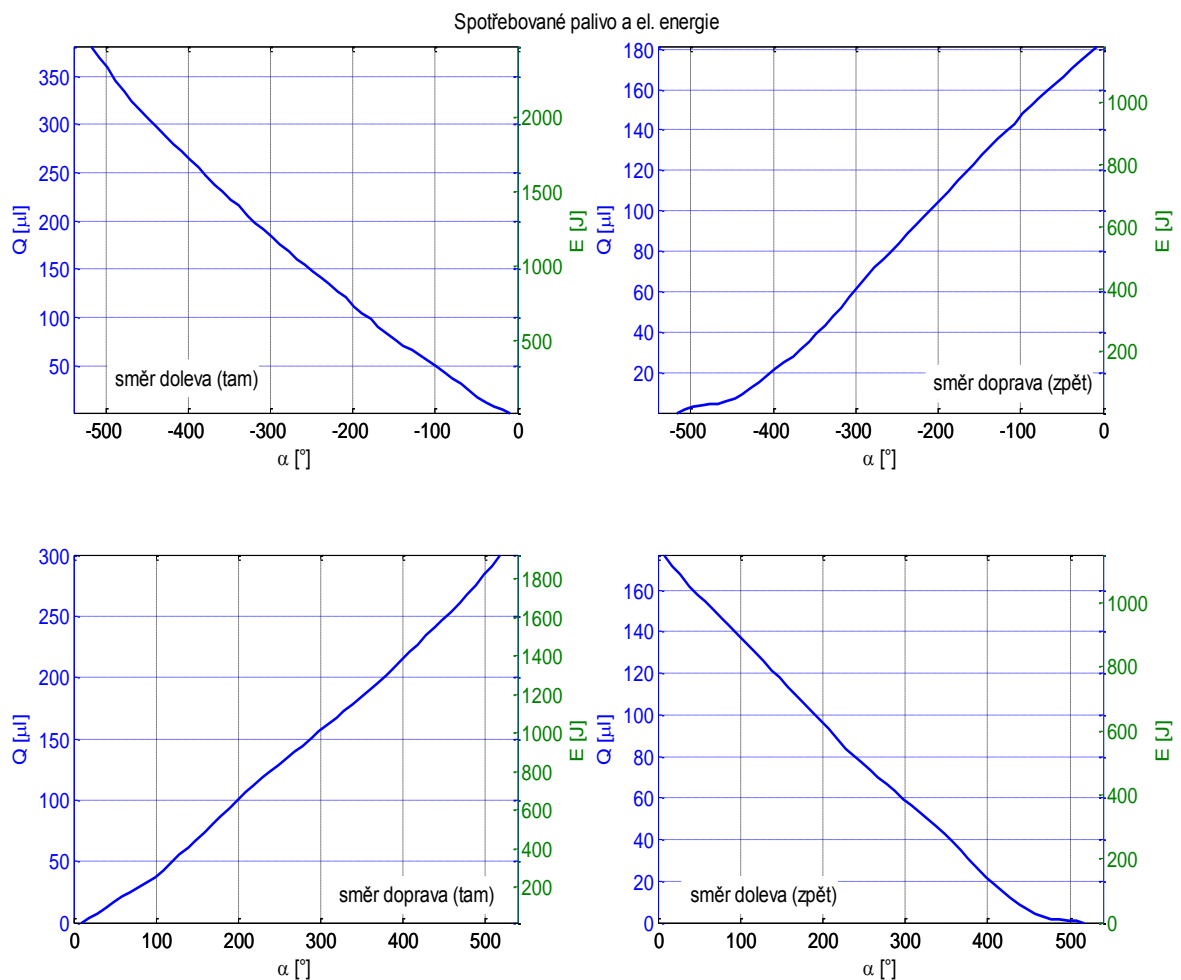
Pro názornější zobrazení budou později naměřené průběhy rozděleny do 4 intervalů:  
 $\alpha \in (0 \div -520)^\circ$ ,  $\alpha \in (-520 \div 0)^\circ$ ,  $\alpha \in (0 \div 520)^\circ$  a  $\alpha \in (520 \div 0)^\circ$ .

### 4.6.1 „Parkovací manévr“

Posilovač nejvíce uplatňuje svou funkci právě u tohoto manévru, kde se vůz pohybuje velmi malou rychlostí, nebo stojí. Posilovač musí dodat velký mechanický výkon, aby na fyzické parametry obsluhy nebyly kladeny vysoké nároky. Rychlost vozidla je dalším vstupním parametrem.

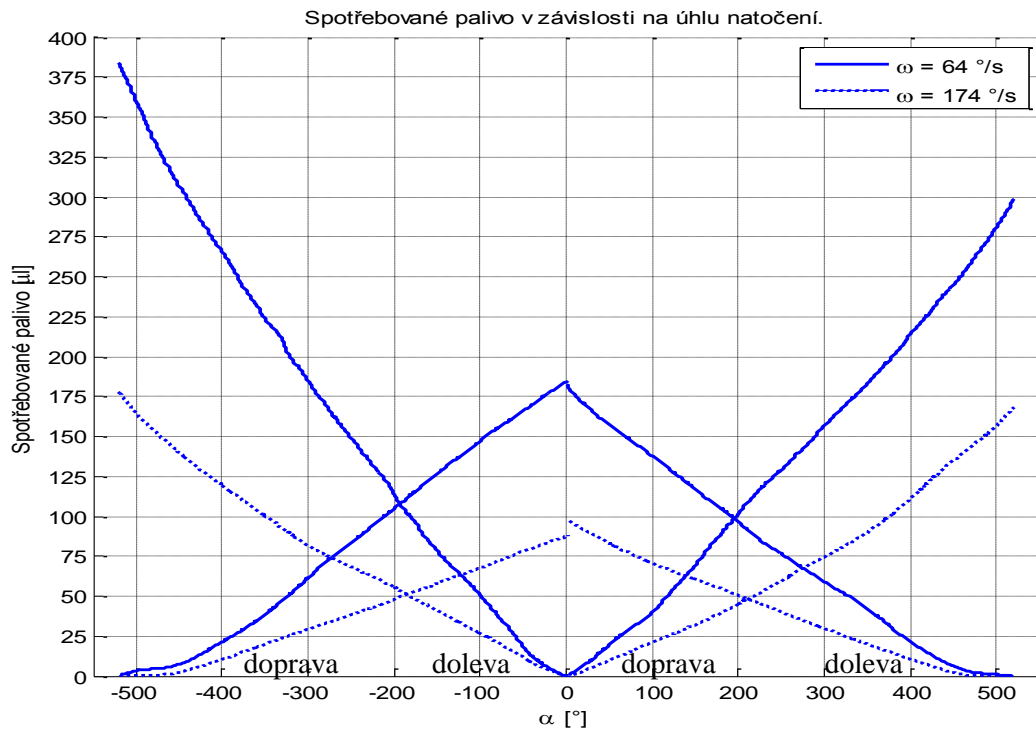
Jednotlivé intervaly směru otáčení byly rozděleny na úseky po 10°. Ke každé hodnotě pozice natočení volantu byla dle příkladu z předchozí kapitoly stanovena hodnota spotřebované energie a jí odpovídající spotřeba paliva. K lepšímu vzájemnému porovnání byla snaha o měření s přibližně stejnou úhlovou rychlostí volantu.

#### 1. Rychlost automobilu $v=0$ km/h



Obr. 4.11 – Spotřeba paliva / energie rozdělena na intervaly  $\alpha$

Graf postihuje závislost spotřebovaného paliva (benzín) a elektrické energie v závislosti na otáčení volantu ze středové do koncové polohy a zpět. Manévr je rozdělen do 4 intervalů. Z prvního grafu je patrné, že vychýlení volantu ze středové polohy do koncové spotřebovuje cca. 2500 J (380  $\mu\text{l}$  paliva). Jelikož vratný moment působí stejným směrem, spotřebovuje zpětný pohyb značně méně energie.

Obr. 4.12 – Spotřeba paliva pro různé  $n_{VOLANT}$ ,  $v=0$  km/hod

Graf 4.12 udává spotřebu paliva pro natočení volantu směrem ze středové do koncové polohy a zpět pro dvě úhlové rychlosti otáčení volantu. U každé z křivek je uveden směr, kterým se pohyb konal. Průměrná úhlová rychlost prvního měření je  $64$  °/s, druhého  $174$  °/s. Zajímavým poznatkem je, že manévry **nižší** úhlovou rychlostí spotřeboval **více** paliva. Obrázek 4.13 zobrazuje část parkovacího manévru z obr. 4.12 pohybu volantu ze středové do levé koncové polohy. Tabulka 4.3 uvádí některé statistiky z těchto dvou průběhů.

Úhlová rychlost volantu	- 50 °/s	-153 °/s
Délka manévru [s]	10,4	3,4
Průměrný el. proud serva [A]	17,42	25,83
Průměrné el. napětí serva [V]	13,76	13,59
Průměrný příkon serva [W]	240	351
Spotřebovaná el. energie serva [J]	2492	1158
Průměrný torzní moment na sloupku řízení [Nm]	3,933	4,01

Tab. 4.3 – Statistika z prováděného parkovacího manévru

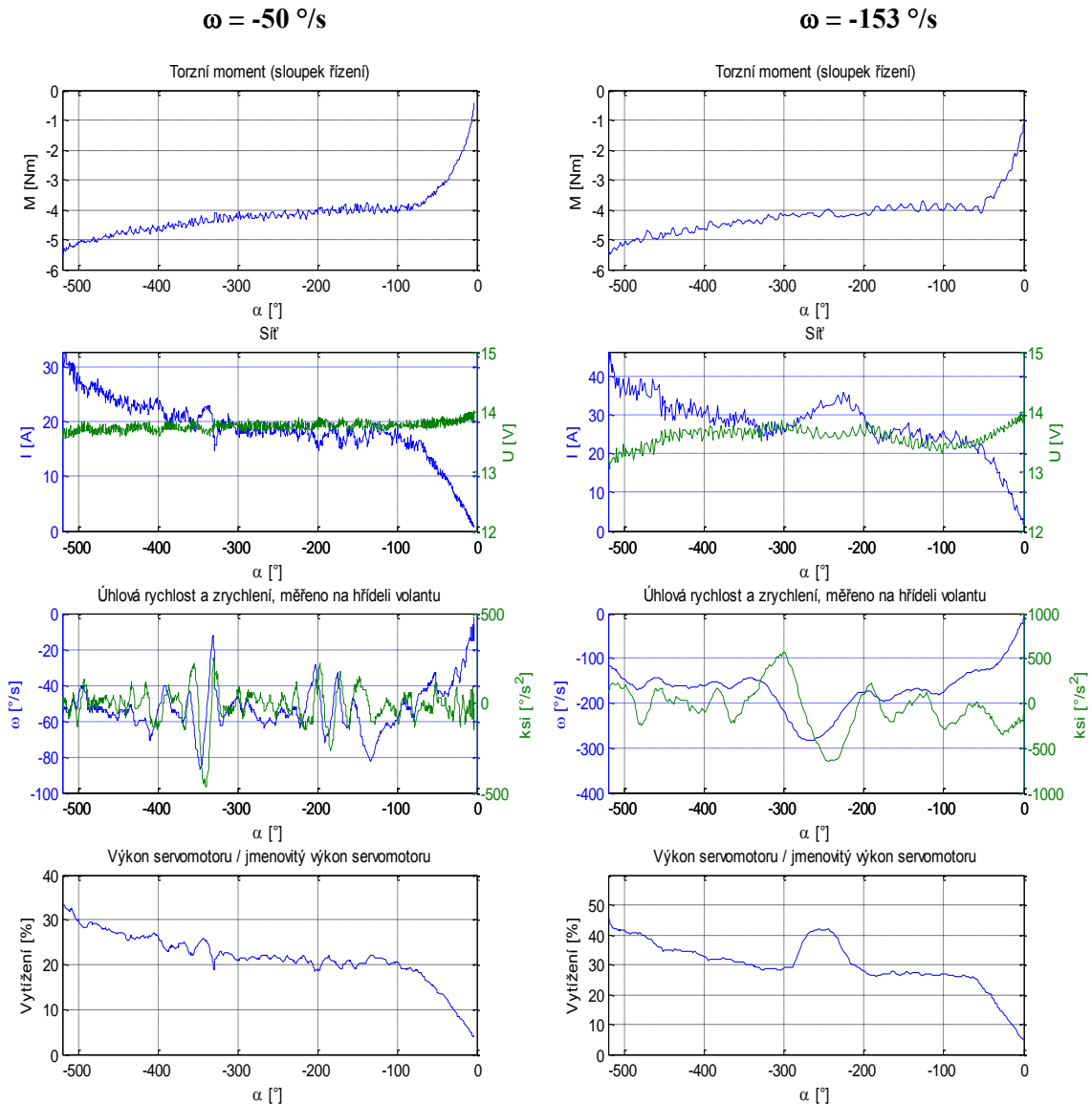
Pokud by moment  $M$  z rovnice (4.11a) a celková účinnost soustavy byly pro všechny  $\omega$  konstantní, platila by lineární závislost mezi úhlovou rychlostí serva a jeho otáčkami. Znamenalo by to, že příkonu  $350$  W pro  $\omega=150$ °/s by odpovídal příkon  $117$  W vztahující se k rychlosti  $50$  °/s. To však neplatí, na nelineárnosti se podílejí např. třecí síly (mezi

pneumatikami a vozovkou, v převodech řízení, čepech atd), jejichž charakter se obecně mění s rychlostí. Dalším faktorem by mohla být účinnost servomechanismu, která je pravděpodobně při malých rychlostech serva menší.

$$P_{SERVO} = M \cdot \omega \tag{4.11a}$$

$$M = \frac{M_d + M_z - M_v}{i} = \frac{J \cdot \xi + M_z}{i} = \frac{J \cdot \frac{d\omega}{dt} + M_z - M_v}{i} \tag{4.11b}$$

- $M$  Točivý moment servomotoru [Nm]
- $M_{D,Z,V}$  Dynamický, zátěžný, vratný moment [Nm]
- $J$  Celkový setrvačný moment přepočtený na hřídel motoru
- $\xi$  Zrychlení servomotoru [ $^{\circ}/s^2$ ]



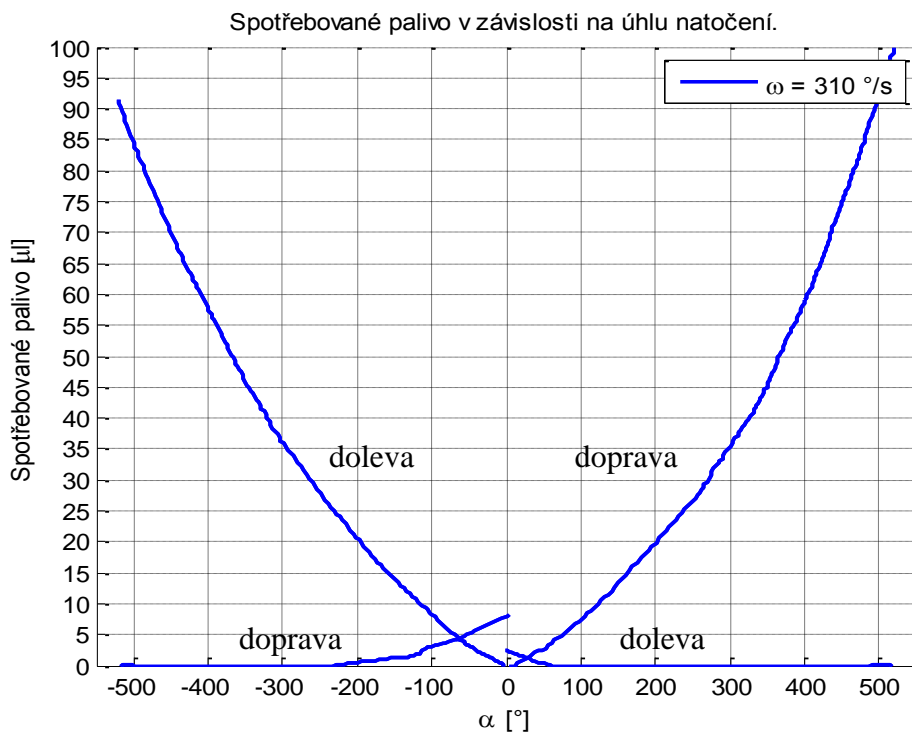
Obr. 4.13 – Průběh torzňího momentu na sloupku řízení během pro dvě úhlové rychlosti volantu

### 2. Rychlost automobilu $v=7$ km/h



Obr. 4.14 – Spotřeba paliva,  $v=7$  km/hod

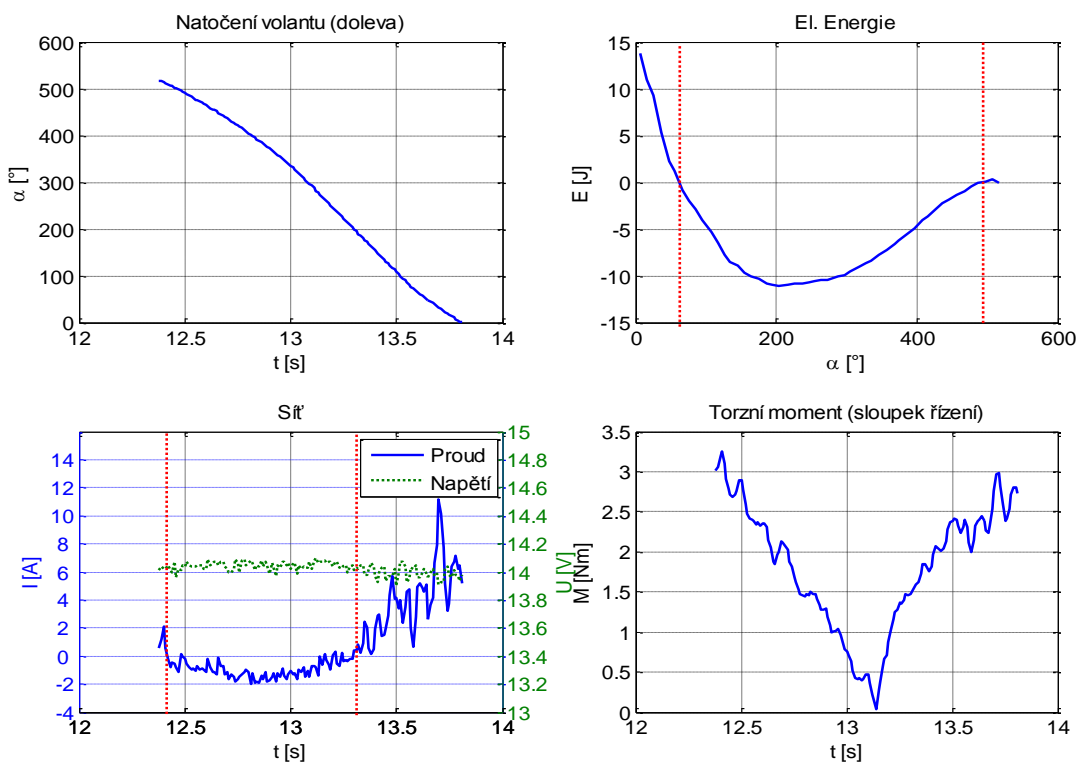
### 3. Rychlost automobilu $v=20$ km/h



Obr. 4.15 – Spotřeba paliva,  $v=20$  km/hod

Spotřebovaná energie se mění v závislosti na úhlu natočení volantu a rychlosti automobilu. Charakteristiky jsou zpravidla souměrné dle osy Y. Dvě protilehlé křivky mají vždy strmější průběh, což ukazuje na vyšší spotřebu pohonných hmot. To je způsobeno tím, že se zvyšující se absolutní hodnotou  $\alpha$  směrem od středové polohy volantu dochází k „nadzvedávání“ automobilu a zvyšování hodnoty vratného momentu. Druhým směrem, od koncové polohy volantu (dorazu), k jeho středové poloze působí vratný moment stejným směrem a výsledná energie je proto nižší. Tento fakt se nejvíce projevil při pohybujícím se vozidle (obr. 4.15), kdy byla dokonce v určitém intervalu  $\alpha$  zaznamenána nulová spotřeba (záporná energie). Elektromechanický posilovač je tak schopen rekuperovat elektrickou energii.

Obrázek 4.16 nabízí pohled na část průběhu, kde byl naměřen záporný proud. Jedná se o měření při rychlosti 20 km/hod. Volant se nachází v pravé koncové poloze a vrací se do výchozí, středové polohy. Při pohledu na průběh proudu je zřejmá jeho záporná hodnota. V této situaci by měl naměřený torzní moment dosahovat nulové hodnoty. Obsluha brzdila vracející se volant do středové polohy momentem uvedeným na obr. 4.16 (torzní moment). Bez vyvinutého brzdného momentu obsluhy se dá očekávat vyšší hodnota záporného proudu.



Obr. 4.16 – Rekuperace systému EPS, měření při  $v=20$  km/hod

Tabulka 4.4 shrnuje výsledky z měření „parkovací manévr“ a uvádí statistické údaje z jednotlivých naměřených úseků celého rozsahu otáčení volantu. Manévr každého z měření probíhal tak, že volant byl nejprve ve středové poloze, následně se rovnoměrným pohybem natočil do **levé** krajní polohy ( $0\div 520$ )°. Po té bylo volantem pootočeno bez zastavení ve středové poloze až k opačné koncové poloze (interval „doprava“), kde se krátce setrvalo. Posledním intervalem byl návrat do výchozí, středové polohy ( $520\div 0$ )°. Spotřebovaná energie je vždy vyšší pro manipulaci ze středové do koncové polohy, neboť proti pohybu volantu / kol, působí navíc tzv. vratný moment.

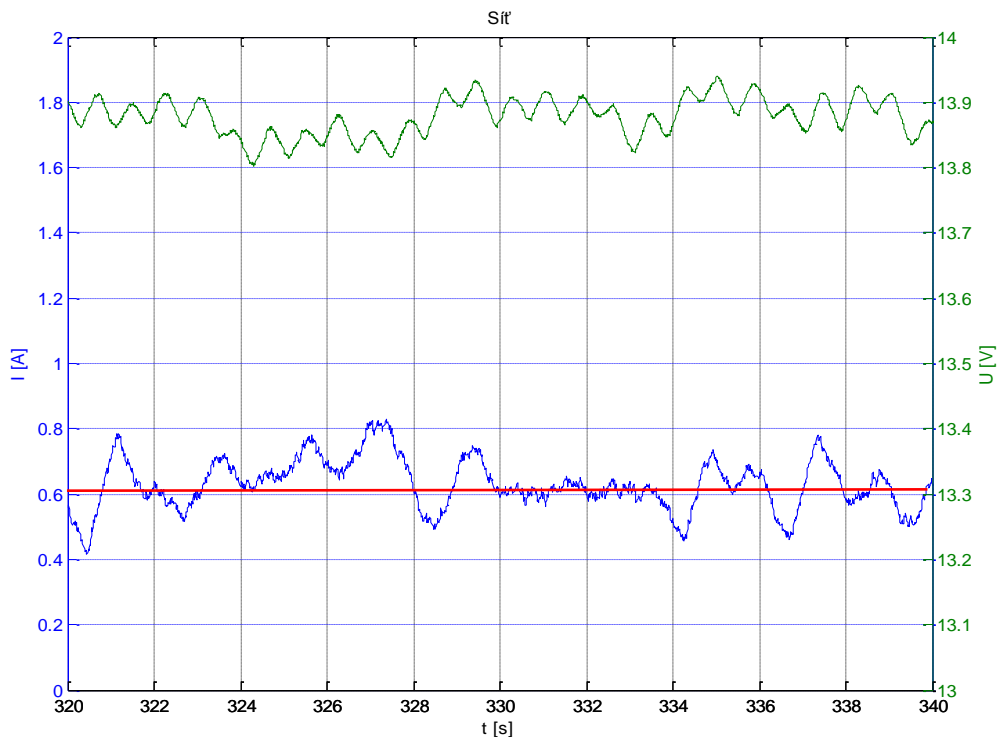
Směr	doleva	doprava	doprava	doleva
Interval [°]	(0÷520)	(520÷0)	(0÷520)	(520:0)
Rychlost vozu	<b>0 km/hod</b>			
$n_{VOLANT}$ [°/s]	-49	65	72	-71
Celk. energie [J]	2492	1198	1943	1183
Celk. spotřeba paliva [μl]	384	184	299	182
$n_{VOLANT}$ [°/s]	-153	185	175	-187
Celk. energie [J]	1158	574	1096	638
Celk. spotřeba paliva [μl]	178	88	169	98
Rychlost vozu	<b>7 km/hod</b>			
$n_{VOLANT}$ [°/s]	-174	336	273	-384
Celk. energie [J]	474	152	424	155
Celk. spotřeba paliva [μl]	73	23	65	24
Rychlost vozu	<b>20 km/hod</b>			
$n_{VOLANT}$ [°/s]	-232	412	258	-350
Celk. energie [J]	594	54	653	16
Celk. spotřeba paliva [μl]	91	8	100	3

Tab. 4.4 – Přehled naměřených údajů spotřeby elektrické energie

Data v tabulce 4.4 vyjadřují spotřebu elektrické energie servomotoru a tím i odpovídající množství spotřebovaného paliva – benzínu. Výsledky platí pro měření „parkovací manévr“ s různými rychlostmi vozu. Uváděné hodnoty úhlové rychlosti volantu jsou uvažovány jako průměrné pro jednotlivé intervaly. Celková energie je spočtena dle (4.8), palivo pak dle (3.3a, 3.4a). Ve výpočtech je zohledněna účinnost alternátoru 55 %.

### 4.6.2 Spotřeba naprázdno

Spotřebou naprázdno se rozumí odběr posilovače řízení bez potřeby jeho posilovacího účinku. V tomto stavu není příkon nulový, jak výrobci servořízení uvádí (kapitola 3.4.3). Klidový proud (obr. 4.17) je 0,6 A, průměrný příkon je 9 W. To znamená, že samotný posilovač, pokud se nepoužívá, spotřebuje teoreticky za každou hodinu provozu 5 ml benzínu, 3,8 ml nafty (3.5).



Obr. 4.17 – Napětí a proud v režimu Stand-By

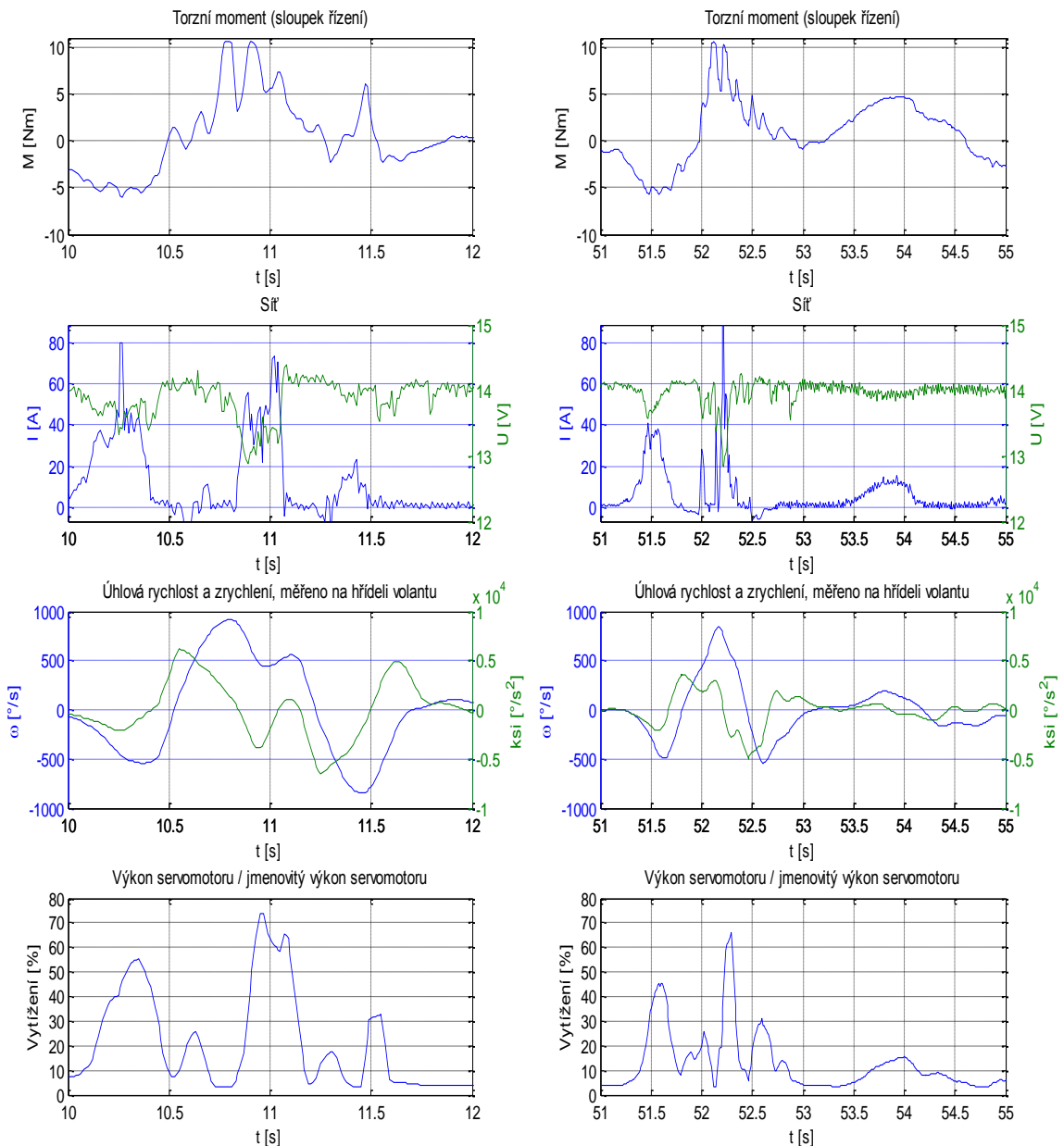
Průběhy napětí a proudu na vstupu posilovače v režimu „Stand-By“, kdy není potřeba žádný posilovací účinek a servomotor je v klidu.

### 4.6.3 Reakce elektromechanického posilovače řízení na extrémní jízdní manévr

Prováděný vyhýbací manévr (losí test), při kterém dochází k prudkému vychýlení volantu na jednu a v zápětí na druhou stranu, je určen ke stanovení mezních hodnot posilovače řízení. Těmi se myslí krátkodobý maximální proud, pokles napájecího napětí z důvodu proudové špičky a vytížení posilovače. Naměřené údaje dokumentuje obrázek 4.18. Špičková hodnota proudu dosahuje téměř 90 A. Jedná se ale o velmi krátký časový úsek, kdy se jističí 80 A pojistka nestihne vybavit. Napětí ve stejnou dobu poklesne ze 14



V na 12.8 V. Torzní moment překročil referenční hodnotu, neboť regulátor servomechanismu nestačí na takto prudkou změnu dynamiky servomotoru zareagovat. V čase 11 sekund došlo k maximálnímu využití mechanického výkonu servomechanismu, přibližně 75 % jmenovitého výkonu. I během vyhýbacího manévru došlo k naměření záporného proudu, tekoucího zpět do autobaterie. Jednalo se o několik impulsů, trvajících přibližně 150 - 200 ms.

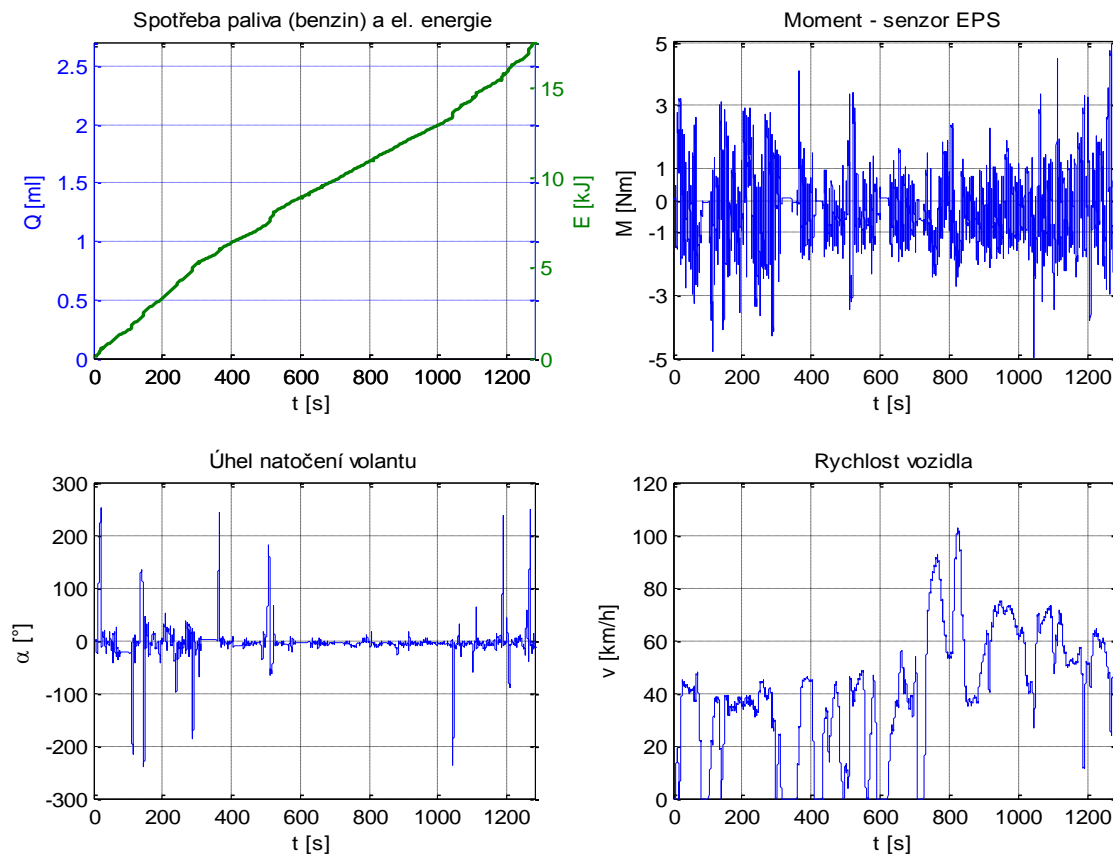


Obr. 4.18 – Vybrané naměřené veličiny při manévru „losí test“

Znáznornění některých veličin týkajících se vyhýbacího manévru. V časech 10,2 a 52,3 sekund jsou patrné největší proudové špičky ze všech prováděných měření. Podíl aktuálního mechanického výkonu servomotoru k jeho jmenovitému výkonu dosahuje v čase 11 sekund přibližně 75 procent.

#### 4.6.4 Kombinovaný cyklus

Kombinovaný cyklus o délce 20 minut byl měřen na trase Mladá Boleslav (vývojové centrum Škoda Auto a.s.) – testovací polygon „Úhelnice“. Trasa je dlouhá přibližně 14 km a je imaginárně rozdělena do tří částí, městský provoz / obce / rychlostní silnice. Úkolem nebylo simulovat evropský jízdní cyklus, ačkoli délka měření tomuto odpovídá. Vývoj spotřebovaného paliva EPS, záznam hodnoty torzního momentu na sloupku řízení, úhel natočení volantu a rychlost vozidla znázorňují grafy na (obr. 4.19). V závislosti na uvažované účinnosti alternátoru (tab. 4.5) spotřeboval elektromechanický posilovač řízení 2,7 (2.5) ml benzínu, což je naprosto zanedbatelná hodnota, která se v celkové spotřebě paliva neprojeví.



Obr. 4.19 – Kombinovaný cyklus, vývoj spotřeby paliva v čase

Při pohledu na graf postihující otáčení volantu (obr. 4.19, úhel natočení volantu) je vidět, že se výchylka volantu pohybovala nejčastěji kolem hodnot  $\alpha < \pm 50^\circ$ , tedy relativně malý rozsah. Právě při malých výchylkách dochází s elektromechanickým posilovačem oproti hydraulickému posilovači k velkým úsporám.

## 5 Zhodnocení

Při porovnání charakteristik torzního momentu na sloupku řízení s vypnutým a zapnutým posilovačem je patrné, že ani při konstantní úhlové rychlosti otáčení volantu není zesílení regulátoru servomotoru pro celý rozsah otáčení volantu konstantní. Těsně před koncovou polohou působí obsluha na volant kroutícím momentem 5,5 Nm (obr. 4.7), zátěžný moment je však 75 Nm. Poměr obou momentů je tedy 13,6. Naopak v oblasti přibližně  $150 \div 200^\circ$  působí obsluha na volant momentem 4,3 Nm, zátěžný moment činí 50 Nm, konstanta zesílení je tedy 11,6. Posilovací účinek pravděpodobně z důvodu zaručení komfortu obsluhy neroste lineárně se změnou zátěžného momentu. EPS je vybaveno absolutním senzorem polohy, aby mimo jiné bylo pevně definováno, kdy má dojít k degradaci posilovacího účinku v blízkosti rejdu kola (koncové polohy).

Data z měření „slalom“ pomohla ověřit správnou funkci proměnného posilovacího účinku „Servotronic“ (obr. 4.9b), kde síla (moment) potřebná k vychýlení volantu lineárně roste s rychlostí vozu. Ze získaných dat je také patrné, že funkce „Servotronic“ není aktivována ihned po uvedení stojícího vozidla do pohybu, ale až od určité rychlosti, mezi  $7 \div 17$  km/h.

Z hlediska vyhodnocení rozboru spotřeby elektrické energie (obr. 4.11 – 4.15) se ukázalo, že kromě rychlosti vozidla závisí také na tom, jakým směrem se volantem pohybuje. Manipulace směrem od středové do koncové polohy s sebou nese i zvýšenou spotřebu. Naměřeny byly i záporné hodnoty proudu (obr. 4.16), posilovač tedy vracel elektrickou energii zpět do sítě. K tomuto jevu dochází tehdy, pokud se volant působením vratného momentu samovolně vrací z vychýlení zpět směrem do středové polohy. Elektronika posilovače musí proto být vybavena 4 kvadrantovým měničem pro zpětnou rekuperaci. Otázkou zůstává, co se získanou energií stane. Proud byl měřen na rezistoru (bočníku) přímo na přívodním vodiči od autobaterie. To znamená, že proud teče směrem do baterie, ale není jisté, zda ji nabije. Baterie totiž k nabíjení potřebuje déle trávající proud, v našem konkrétním případě se však jednalo o délku ca. 800 ms. Průměrný příkon posilovače při nečinnosti je dle měření (obr. 4.17) 9 W.

Množství paliva potřebného pro výrobu elektrické energie pro napájení elektromechanického posilovače se odvíjí také od účinnosti alternátoru. Zvýšení

průměrné účinnosti z 50 % na 60 % snižuje spotřebu paliva o 17 %. Číselné výjádření tohoto vlivu je uvedeno v tab.4.5. Servomotor je navíc k hřebenové tyči připojen přes šnekovou převodovku o účinnosti  $70 \div 80$  %. Některé koncernové (Volkswagen AG) vozy jsou již vybaveny variantou EPS (EPS APA), kde se místo šnekového převodu a pastorku pro připojení serva k hřebenové tyči používá řemen s kuličkovým závitem (KGT). Účinnost tohoto spojení přesahuje 90 %.

Energeticky **nevýhodné** je při stojím voze velmi pomalu manévrovat volantem. Tabulka 4.4 dokazuje, že při vzrůstu úhlové rychlosti z ca. 50 na ca. 160 °/s, tedy třikrát, klesla spotřebovaná energie **u stojícího vozu** ( $v=0$  km/h) přibližně 2x.

Nevýhodou výše uvedených měření je nemožnost dodržení konstantní úhlové rychlosti z jedné koncové polohy do druhé a nazpátek. To zanáší do výsledků jistou nepřesnost, neboť spotřebovaná energie je závislá i na rychlosti otáčení volantu (elektromotoru). Bylo by proto výhodné opatřit věnec volantu nebo sloupek řízení elektromotorem, který by zaručil rovnoměrné otáčení definovaou úhlovou rychlostí.

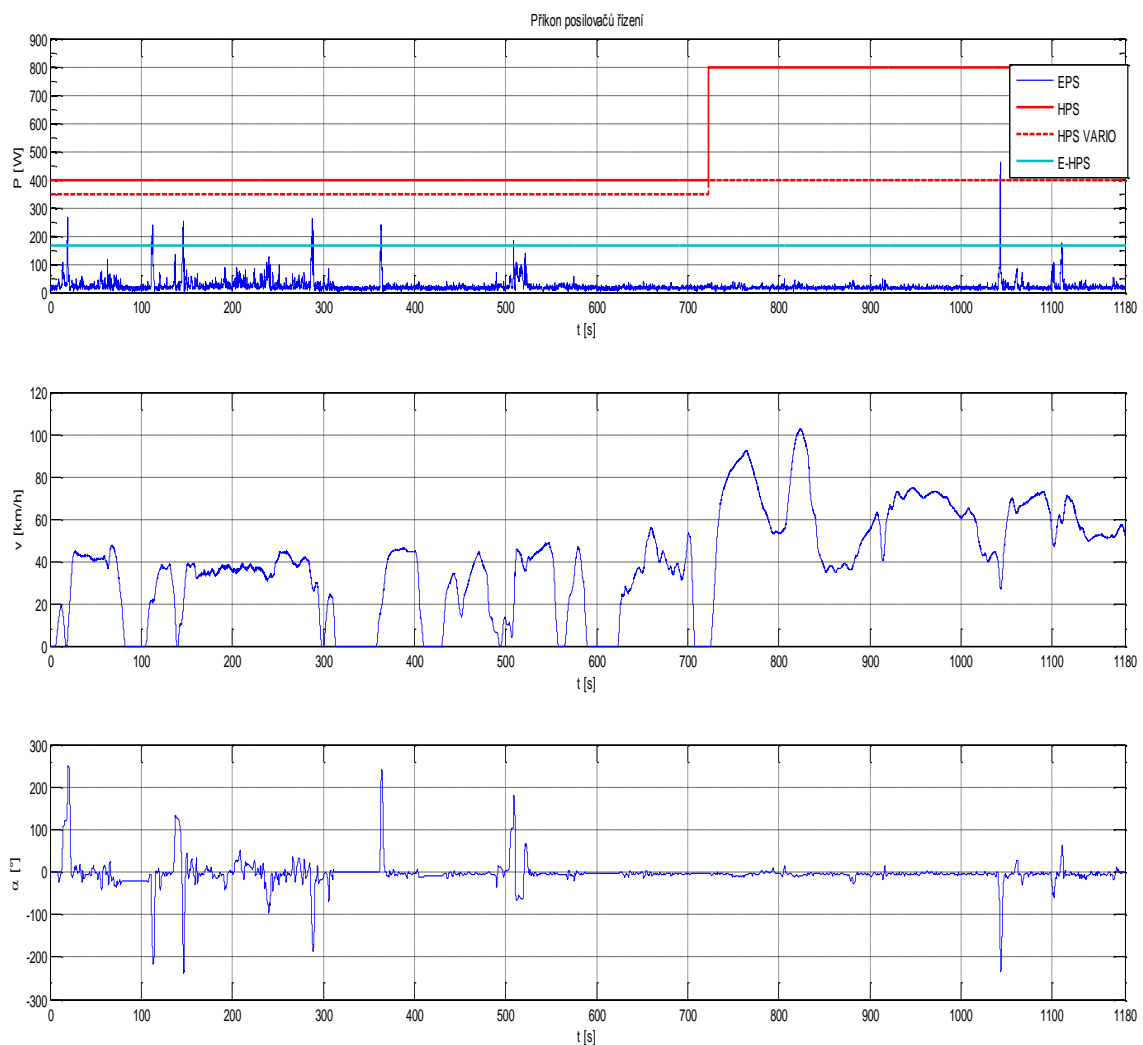
Délka trasy [km] / čas [s]	13,7 / 1280	
Spotřebovaná el. energie (vstup posilovače) [J]	17 877	
Potřebná mech. energie spal. motoru [J]	Alternátor $\eta=50$ %	Alternátor $\eta=60$ %
	35120	29267
Spotřeba - nafta [ml]	2,1	1,75
Spotřeba - benzín [ml]	2,96	2,47
Úspora paliva [%]	17	

Tab. 4.5 – Vliv účinnosti alternátoru na celkové spotřebě p. h.

Tabulka vyjadřuje vliv alternátoru na výslednou spotřebu paliva. Zdrojovými daty pro výpočet je naměřený průběh „kombinovaný cyklus“ popsany v kap. 4.6.4. Pohled na naměřená data přináší obr. 4.19, obr. 4.20 a příloha A, str. 82. Pro výpočet spotřeb byly použity vzorce (3.3b, 3.3c), (3.4b,3.4c).

## 5.1 Posouzení vhodnosti posilovače

Obrázek 4.20 (nahore) zobrazuje příkony hydraulického (HPS), elektrohydraulického (E-HPS) a elektromechanického (EPS) posilovače řízení. Příkony HPS a E-HPS jsou získány z [16, Lenkungspumpen für Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge], [29]. Průběh okamžitého příkonu elektromechanického posilovače byl naměřen. Jelikož výrobce HPS v katalogích uvádí **mechanický** příkon posilovače (příkon odebíraný přímo ze spalovacího motoru), je nutné přepočíst také příkon EPS a E-HPS na stranu spalovacího motoru pomocí zohlednění účinnosti alternátoru. Na obr. 20 je ve znázornění průběhů EPS a E-HPS uvažována účinnost alternátoru 60 %. Výrobce hydraulického posilovače uvádí dva různé příkony v závislosti na jízdním režimu – městský, mimo městský. Pro městský cyklus jsou uvažovány rychlosti vozidla do 50 km/h. Tomu odpovídá průběh na obr. 20 přibližně do času 730 sek.



Obr. 4.20 – Kombinovaný cyklus, vývoj spotřeby paliva v čase

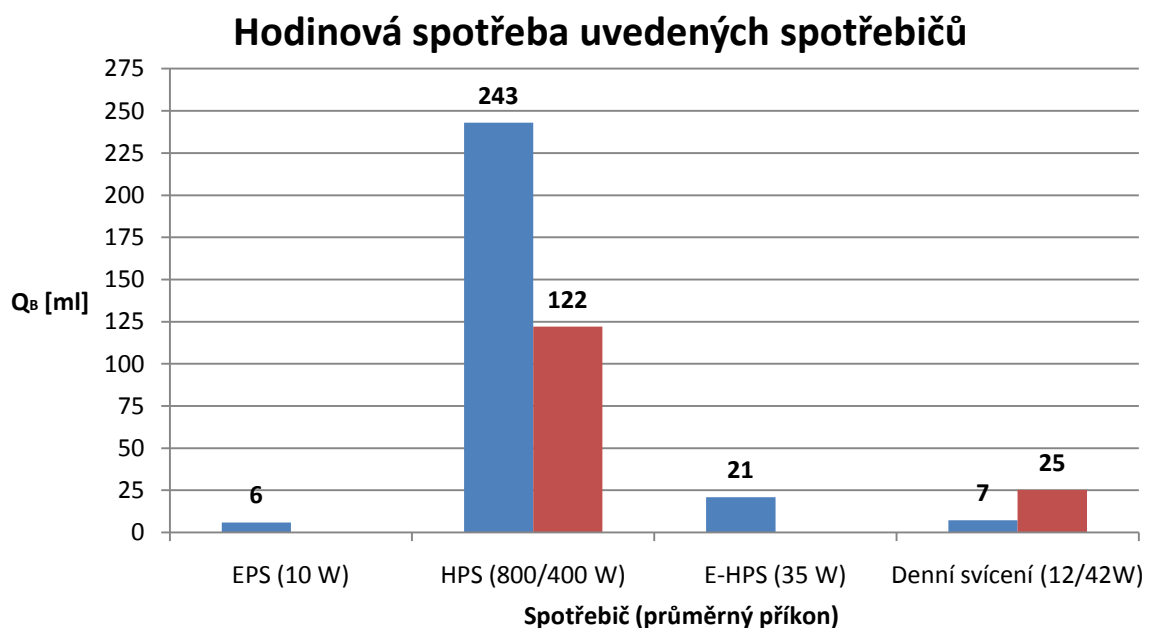
Tabulka 4.6 obsahuje zpracovaná data z průběhu na obr. 4.20 a jejich přepočtení na teoretickou spotřebu paliva posilovačů.

Délka trasy [km] / čas [s]	13,7 / 1280				
Průměrná rychlost [km/h]	40				
Typ posilovače	Elektromechanický		Hydraulický / Hydraulický Vario®	E-Hydraulický	
Průměrný příkon [W]	14,5		575 / 372	100	
Potřebná mech. práce spal. motoru [kJ]	$\eta_A=50\%$	$\eta_A=60\%$	740,4 / 478,65	$\eta_A=50\%$	$\eta_A=60\%$
	35,12	29,27		257,4	214,5
Spotřebovaná nafta [ml]	<b>2,11</b>	<b>1,76</b>	<b>44,4 / 28,8</b>	<b>15,5</b>	<b>12,9</b>
Spotřebovaný benzin [ml]	<b>2,96</b>	<b>2,47</b>	<b>62,3 / 40,4</b>	<b>21,6</b>	<b>18</b>

Tab. 4.6 – EPS vs. HPS v testu

Z provedené analýzy kombinovaného jízdního cyklu je patrné, jak velkým způsobem dochází k úsporám nasazením elektromechanického posilovače řízení ve srovnání s ostatními posilovači. Kromě úspory paliva přináší systém EPS mnoho dalších výhod, které byly zmíněny v teoretické části této práce.

Na obrázku 4.21 je uvedena hodinová spotřeba benzínu spotřebičů, u kterých jsou průměrné příkony vztaženy pro jízdu po dálnici, tj. zatáčky s velkým radiusem a rychlost kolem 100 km/h. Nižší spotřeba hydraulického posilovače platí pro hydrogenerátor s proměnnou geometrií (ZF Vario®) [16]. Graf je k porovnání rozšířen o spotřebu denního svícení (LED, halogen). Jak je patrné, EPS spotřebuje minimum paliva.



Obr. 4.21 – Hodinové spotřeby posilovačů řízení a denního svícení,  $\eta_A=60\%$

## 6 Závěr

Byla popsána funkce elektromechanického posilovače řízení, uveden popis jeho nejdůležitějších bloků a porovnání s hydraulickým a elektrohydraulickým posilovačem řízení z technického hlediska, i s ohledem na energetickou náročnost. Práce zmiňuje opatření a požadavky při zavádění elektromechanického servořízení do vozidla a uvádí parametry posilovače aktuálně používaného ve vybraných vozech Škoda.

Praktická část prokázala několikanásobnou úsporu paliva elektromechanického posilovače řízení v porovnání s ostatními posilovači. Byl uveden rozbor několika jízdních manévřů s vyjádřením závislosti spotřeby elektrické energie / paliva na pootočení volantu. Jeden z experimentů zároveň dokázal, že je posilovač za určitých podmínek schopen vracet elektrickou energii zpět do sítě. Tento jev nastává tehdy, když se volant vrací bez působení obsluhy zpět do výchozí, středové polohy. Jelikož se ale jedná o krátký časový úsek, je takto získaná energie relativně malá a v autobaterii pravděpodobně ani nedojde k jejímu uložení. K jejímu využití by bylo nutné doplnit výkonovou elektroniku posilovače řízení o akumulativní prvek – superkondenzátor, do kterého by se v případě rekuperace energie uložila. Později by pak mohla být použita na pokrytí náhlé zvýšené potřeby elektrické energie, například při startování motoru. Význam uchovávání rekuperované energie je ale u elektromechanického posilovače řízení, na rozdíl například od rekuperace brzděné energie, velmi malý. Výsledky z měření spotřeby elektrické energie zároveň obsahují údaje o okamžitém příkonu serva během prováděných experimentů, čehož lze využít při dimenzování elektrické soustavy vozu.

Během dvacetiminutového kombinovaného jízdního cyklu navýšil elektromechanický posilovač spotřebu paliva vozu nevýznamným způsobem. Jeho průměrný příkon odpovídal příkonu obyčejného autorádia.

Kromě rozboru energetické náročnosti EPS během několika vybraných jízdních manévřů byla ověřena funkce řídicí jednotky posilovače – „Servotronic“, která přizpůsobuje posilovací účinek servomotoru v závislosti na rychlosti vozidla. Vyjádření charakteristiky „Servotronic“ by bylo možné získat přesněji i jiným způsobem a sice tím, že by se řídicí jednotce EPS při stojícím voze posílala po sběrnici CAN nepravdivá data

o rychlosti vozidla, a pro každou rychlost bychom snímali působící torzní moment obsluhy na volant.

Celková účinnost systému elektromechanického posilovače je cílem dalšího vývoje. Již nyní jsou dostupné varianty EPS-APA (Rack-EPS), které oproti variantě P-EPS používané ve vozech Škoda, nabízí vyšší účinnost z důvodu nahrazení šnekového převodu.

Stejně jako u ostatních elektrických spotřebičů, tak i u elektromechanického posilovače ovlivňuje spotřebu paliva účinnost alternátoru, která je cílem dalšího zlepšování. V brzké době budou k nasazení připraveny alternátory s průměrnou účinností 75 %, které umožní velkým podílem snížit vliv elektrických spotřebičů na celkovou spotřebu pohonných hmot.

Elektromechanickému servořízení patří budoucnost. Minimálně v kategorii osobních automobilů zcela nahradí doposud používané posilovače. Se zvýšením síťového napětí z 12 V na 42 V dojde i ke zmenšení servomotorů a tím ke snížení hmotnosti. EPS je poslední mezikrok k Steer-By-Wire, u kterého nebude existovat mechanické spojení volantu s koly vozidla. Legislativa zatím ale zakazuje řízení automobilu bez pevného fyzického spojení volantu a kol, a upozorňuje na problém se zabezpečením v případě selhání jeho funkce. Někteří výrobci budou systém Steer-By-Wire používat v horizontu několika málo let. Podmínka pevného fyzického spojení volantu a kol bude řešeno ventilem, který v případě poruchy spojí sloupek řízení s hřebenovou tyčí. Steer-By-Wire by přinesl daleko vyšší variabilitu a bezpečnost.



## Literatura

- [1] *Vyhláška č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.*
- [2] **KLIER, W., REIMANN, G., REINELT, W.,** *Concept and Functionality of the Active Front Steering System*, ZF Lenksysteme GmbH
- [3] **VACULÍKOVÁ, P., VACULÍK, E.** *Elektromagnetická kompatibilita elektrotechnických systémů*, Grada 1998.
- [4] **HERTL, J.** *Trolejbusy v ulicích Děčína Společnost pro veřejnou dopravu.* [Online] leden 2010, [http://www.spvd.cz/?p=cz/decin/trolejbusy.html&m=cz/decin/menu\\_decin.html](http://www.spvd.cz/?p=cz/decin/trolejbusy.html&m=cz/decin/menu_decin.html).
- [5] **BRAESS, SEIFFERT.** *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 5. Auflage*, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH. ISBN 978-3-8348-0222-4.
- [6] **Kfz-Tech.de.** [Online] <http://www.Kfz-Tech.de>.
- [7] **Škoda Auto a.s.,** *Interní literatura*
- [8] **Rolf Gscheidle a kol.** *Příručka automechanika*, Sobotáles.
- [9] **TRW.** [Online] <http://www.trw.com>.
- [10] **Forum Bordnetz.** *Prof. Ehlers*, Braunschweig, 2009.
- [11] **Continental Reifen.** *Continental.* [Online] leden 2010. <http://www.continental-reifen.de>.
- [12] **Robert Bosch.** *Electric Power Steering (EPS).* *Bosch.* [Online] <http://rb-kwin.bosch.com/br/en/powerconsumptionemissions/gasolinesystems/eps.html>.
- [13] **ČMELÍK, M., MACHONSKÝ, L., ŠÍMA, Z.** *Fyzikální tabulky.* Liberec 2001.
- [14] **Servolenkung.** [online] červen 2010, <http://de.wikipedia.org/wiki/Servolenkung>
- [15] **Beroun, S...:** *Vozidlové motory*, strana 23, TUL Liberec
- [16] **ZF Lenksysteme.** [Online] únor 2010. <http://www.zf-lenksysteme.com>.
- [17] **HENRICHFREISE, H.** *Prototyping of a LQG Compensator for a Compliant Positioning System with Friction.* Paderborn : autor neznámý, 1997.
- [18] **KOUCKÝ, P.** *Automobily Škoda - Technické a seřizovací hodnoty.* 80-247-1354-3.
- [19] **CERHA, J.** *Hydraulické a pneumatické mechanismy I.* Liberec 2006.
- [20] **Škoda Auto, a.s..** *Elektrohydraulické servořízení - Interní literatura.*
- [21] **MTS SENSORS GROUP,** *Magnetostriction – Basic Physical Elements.*, 2001
- [22] **NĚMEČEK, P.** *Geometrie řízeného kola*, TU v Liberci – Fakulta strojní, 2009
- [23] **BRENNER, P.** *Die elektrischen Komponenten der Aktivlenkung von ZF Lenksysteme GmbH.* Essen : Haus der Technik e.V., 2003.
- [24] **Elektromechanische Servolenkung – EPS** [Online], srpen 2010, <http://www.kfztech.de/kfztechnik/fahrwerk/lenkung/eps.htm>
- [25] **PROF. BEYER,** *Elektrische Antriebe im Kfz*, 2006.

- [26] **HAVLENA, V., ŠTĚCHA, J.**, *Moderní teorie řízení.* , ČVUT 2007
- [27] **BEROUN, S., SCHOLZ, C.:** *Základy teorie vozidel a pístových spalovacích motorů*, TUL Liberec, 2001
- [28] **Rydlo, P.:** *Řízení elektrických střídavých pohonů*, TUL Liberec, 2006
- [29] **Volkswagen AG.:** *Die elektro-mechanische Servolenkung - interní literatura*
- [30] **Information zum Thema CO<sub>2</sub>** [Online], listopad 2011, <http://www.dekra-online.de/co2/>

## ***Seznam obrázků***

- Obr. 1.1 – Znázornění systému řízení vozidla
- Obr. 1.2 – Hydraulický posilovač, princip činnosti
- Obr. 1.3 – Servotronic, elektromechanický posilovač
- Obr. 2.1a – Elektromechanický posilovač řízení, varianta R-EPS
- Obr. 2.1b – Elektromechanické posilovače řízení, varianta C-EPS
- Obr. 2.1c – Elektromechanické posilovače řízení, varianta P-EPS
- Obr. 2.2 – Senzor zkrutného momentu
- Obr. 2.3 – Kombinovaný senzor zkrutného momentu a úhlu natočení
- Obr. 2.4 – Umístění elektromotoru v závislosti na max. výstupní síle
- Obr. 2.5 – Integrace systému EPS do vozidla
- Obr. 2.6 – Žádaná veličina posilovacího účinku na základě nastavení jízdního režimu
- Obr. 2.7 – Zařazení monitorovacího obvodu
- Obr. 2.8 – Ozubená hřídel převodovky servomotoru a volant
- Obr. 3.1 – Souvislost mezi odebraným elektrickým výkonem a spotřebou paliva
- Obr. 3.2 – Specifická spotřeba zážehového motoru
- Obr. 3.3 – Specifická spotřeba vznětového motoru
- Obr. 3.4 – Nový evropský jízdní cyklus
- Obr. 4.1 – Měřené vstupní / výstupní veličiny
- Obr. 4.2 – Část testovacího úseku na polygonu v Úhelnici
- Obr. 4.3 – Maximální mechanický výkon EPS
- Obr. 4.4 – Data z měřicí ústředny a diagnostiky
- Obr. 4.5 – Porovnání průběhů proudu pro určení přesnosti měření
- Obr. 4.6 – Data logger B+S Multidata ME5 (vpravo) komunikující s okolím
- Obr. 4.7 – Torzní momenty s vypnutým (EPS\_OFF) / zapnutým (EPS\_ON) posilovačem
- Obr. 4.8 – Průběh posilovacího účinku při pohybu ze středové do koncové polohy volantu
- Obr. 4.9a – Charakteristika „Servotronic“
- Obr. 4.9b – Charakteristika „Servotronic“
- Obr. 4.10 – Naměřená data sloužící k výpočtu spotřebované el. energie
- Obr. 4.11 – Spotřeba paliva / energie rozdělena na intervaly  $\alpha$
- Obr. 4.12 – Spotřeba paliva pro různé  $n_{VOLANT}$ ,  $v=0$  km/hod
- Obr. 4.13 – Průběh torzního momentu na sloupku řízení během opakovaného měření s jinou úhlovou rychlostí otáčení volantu
- Obr. 4.14 – Spotřeba paliva pro různé  $n_{VOLANT}$ ,  $v=7$  km/hod
- Obr. 4.15 – Spotřeba paliva pro různé  $n_{VOLANT}$ ,  $v=20$  km/hod
- Obr. 4.16 – Rekuperace systému EPS, měření při  $v=20$  km/hod
- Obr. 4.17 – Napětí a proud v režimu Stand-By
- Obr. 4.18 – Vybrané naměřené veličiny při manévru „losí test“
- Obr. 4.19 – Kombinovaný cyklus, vývoj spotřeby paliva v čase
- Obr. 4.20 – Kombinovaný cyklus, vývoj spotřeby paliva v čase
- Obr. 4.21 – Hodinové spotřeby posilovačů řízení a denního svícení

## ***Seznam tabulek***

Tab. 2.1 – Srovnání posilovačů

Tab. 3.1 – Přehled spotřeby vybraných spotřebičů

Tab. 3.3 – Parametry hydraulického posilovače řízení

Tab. 4.1 – Vybrané technické parametry Škoda Octavia III 1.8 TSI, s řízením Octavie II

Tab. 4.2 – Přehled naměřených veličin

Tab. 4.3 – Statistika z prováděného parkovacího manévru

Tab. 4.4 – Přehled naměřených údajů spotřeby elektrické energie

Tab. 4.5 – EPS vs. HPS v testu

Tab. 4.6 – Vliv účinnosti alternátoru na celkové spotřebě p. h.

Tab. 4.7 – EPS vs. HPS v testu

## ***Obsah přiloženého CD***

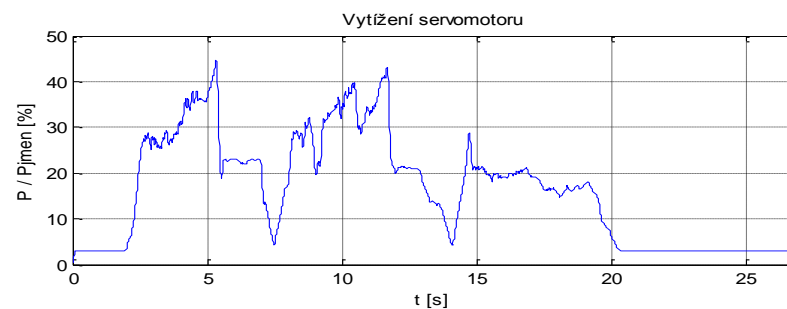
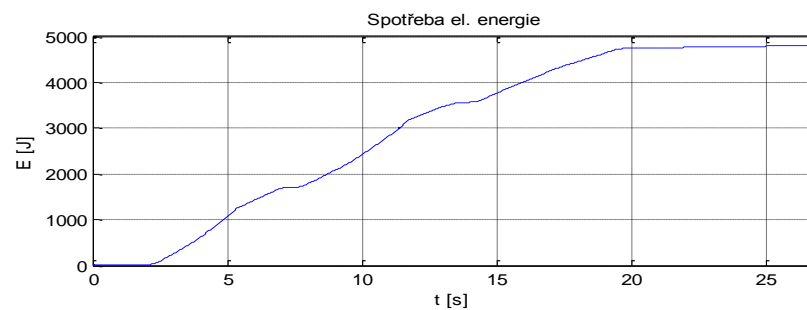
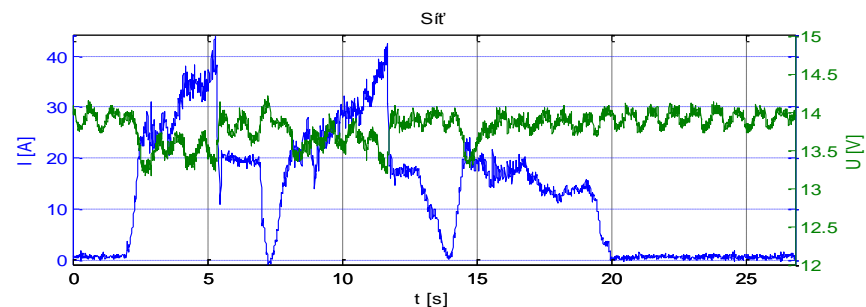
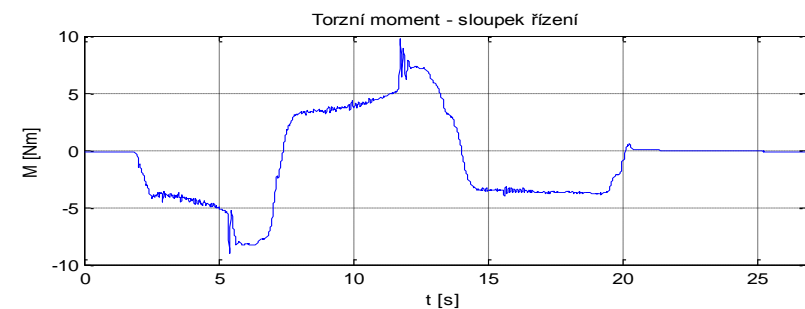
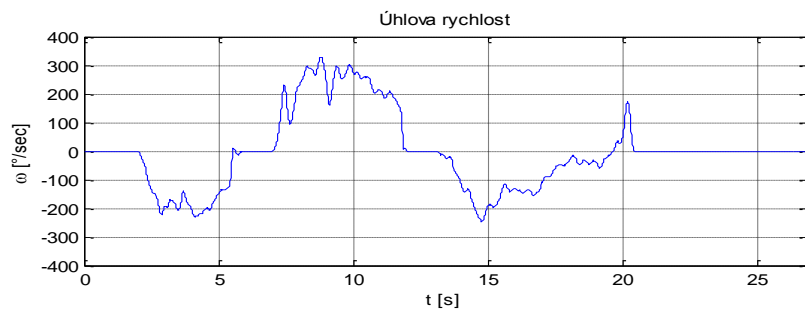
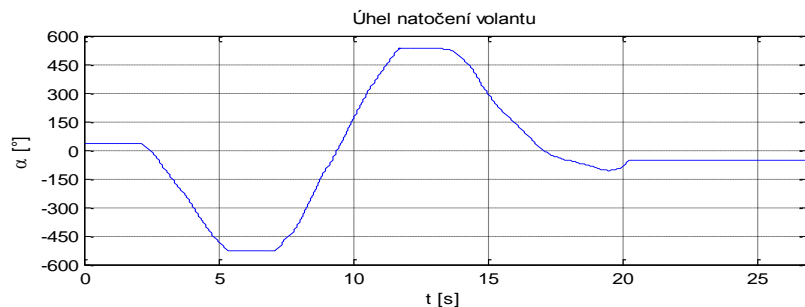
- Text diplomové práce ve formátech DOC a PDF
- Použité grafy ve formátu .FIG a .EMF
- Použitá literatura a texty v elektronické podobě
- Naměřená data
- Program pro zpracování naměřených dat v prostředí Matlab

## Příloha A – Zobrazení průběhů některých prováděných jízdních manévřů

Manévř: Parkovací manévř;

Rychlost vozu=0km/h;

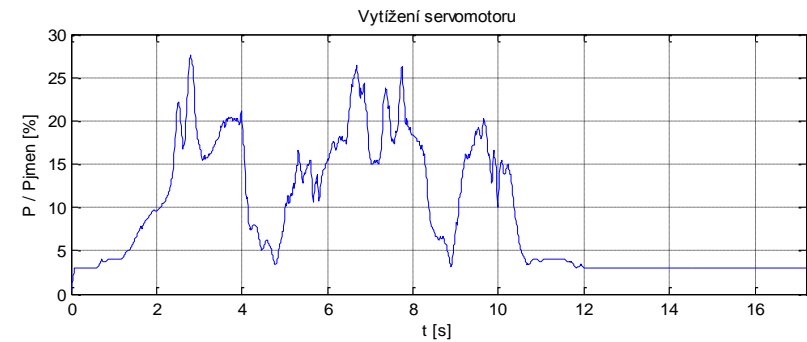
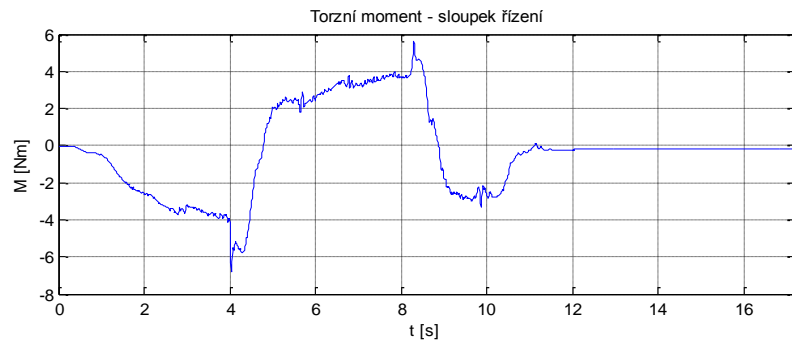
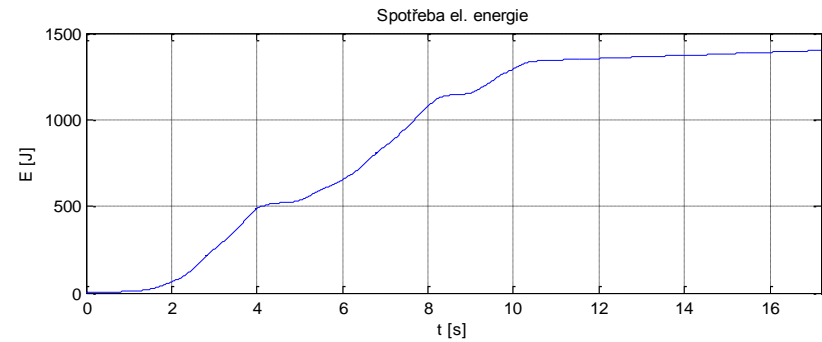
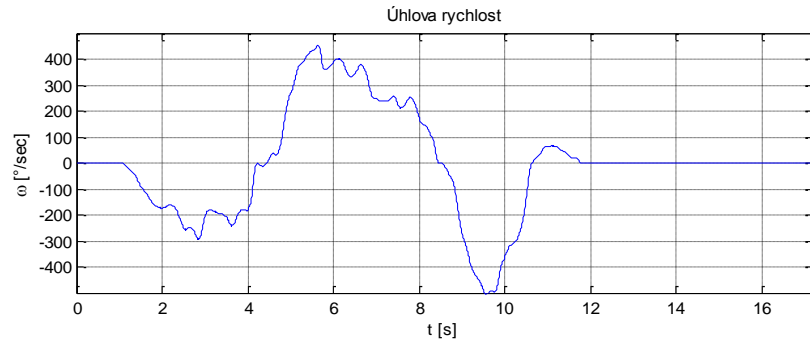
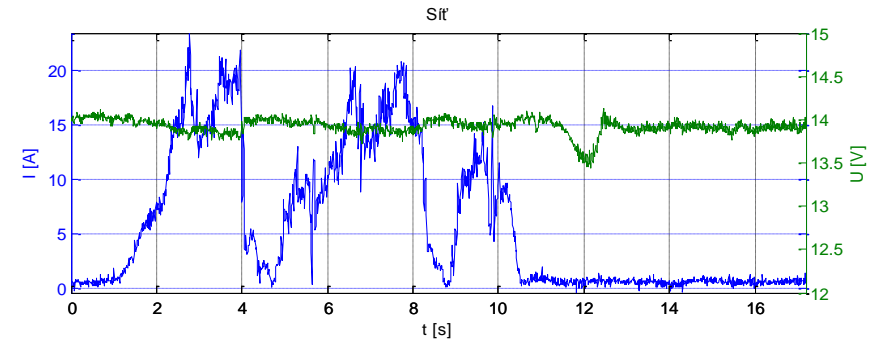
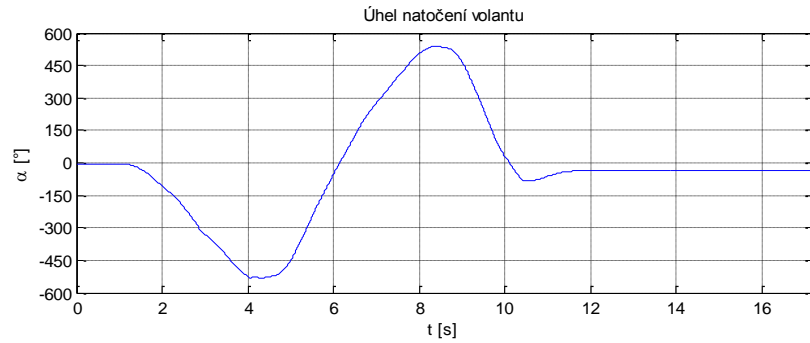
Název souboru: osmicka\_v0\_2ms.csv



**Manévr: Parkovací manévr:**

**Rychlost vozu=7km/h:**

**Název souboru: osmicka\_v7\_1.csv**

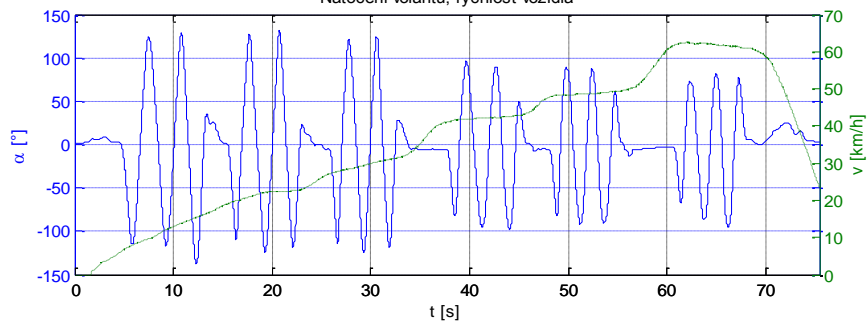


**Manévr: Slalom #1:**

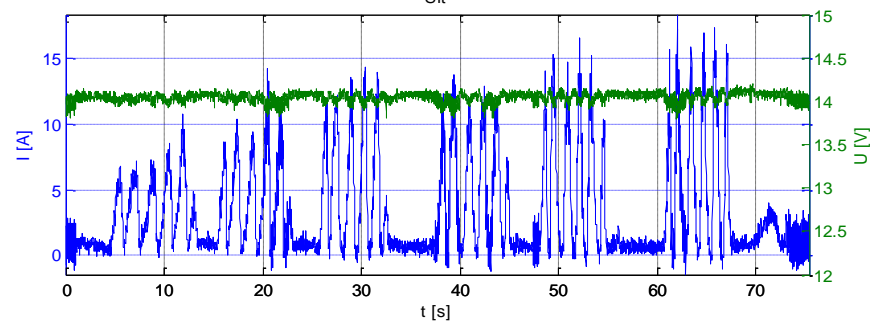
**Rychlost vozu=proměnná:**

**Název souboru: sinus konst.csv**

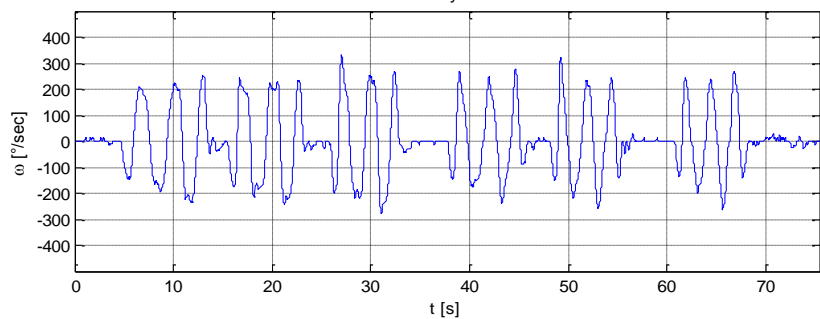
Natočení volantu, rychlost vozidla



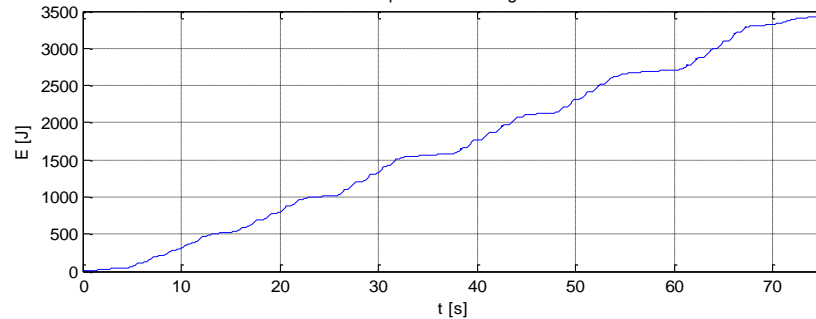
Síť



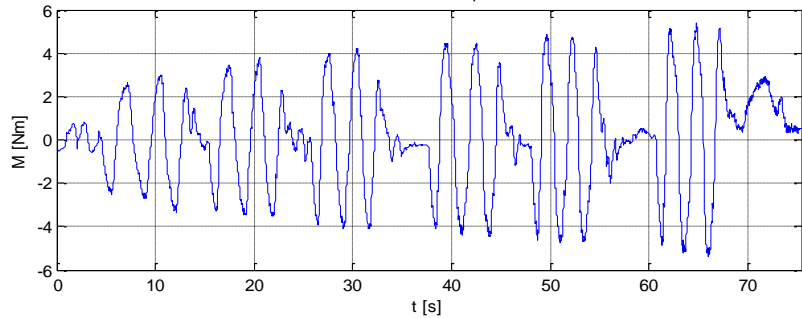
Úhlová rychlost



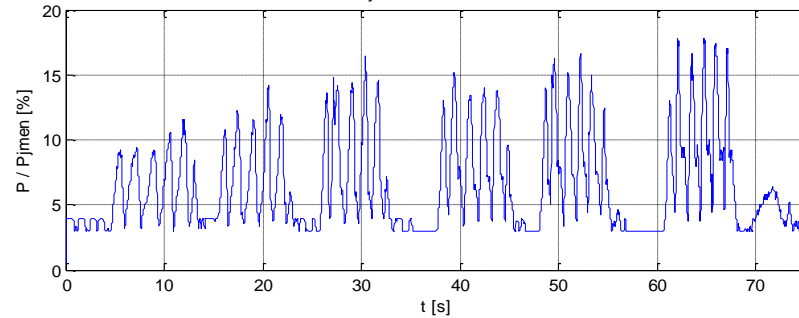
Spotřeba el. energie



Torzní moment - sloupek řízení



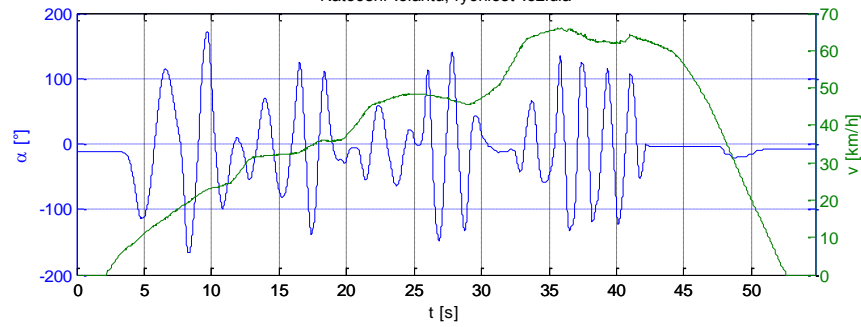
Vytížení servomotoru



**Manévr: Slalom #2:**

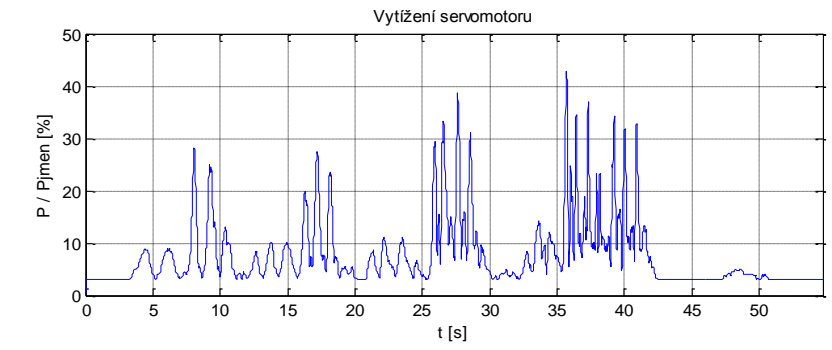
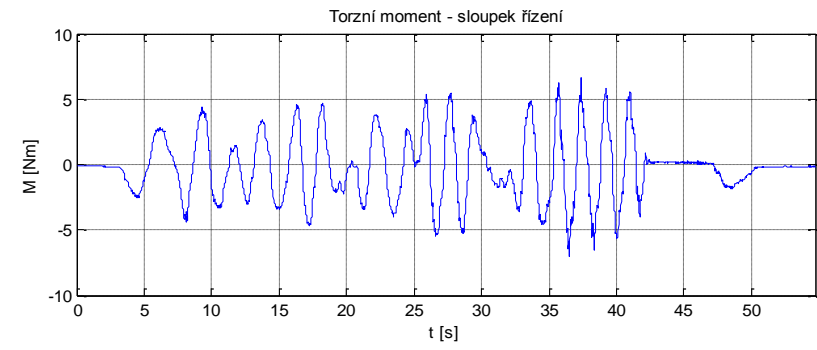
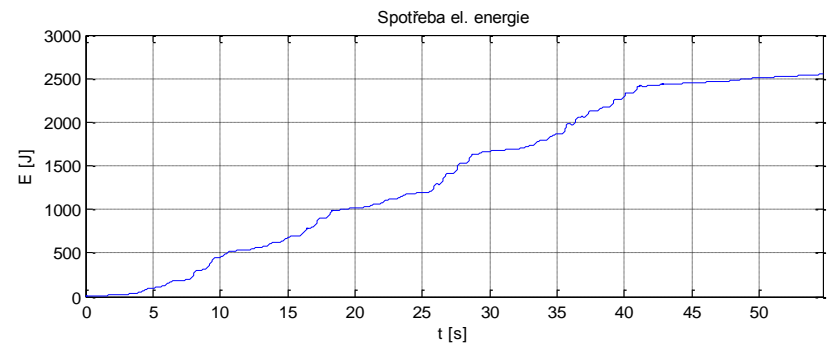
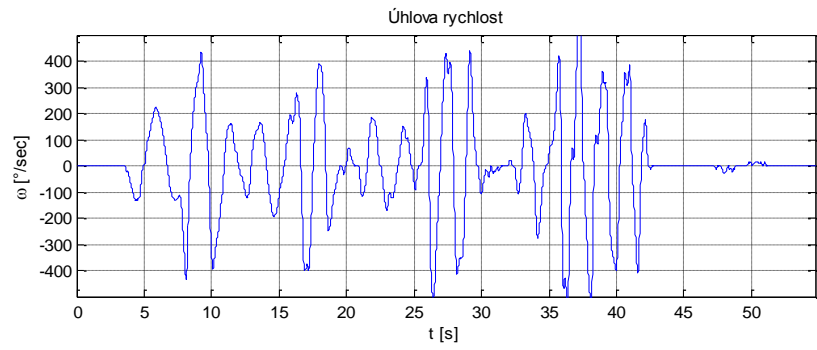
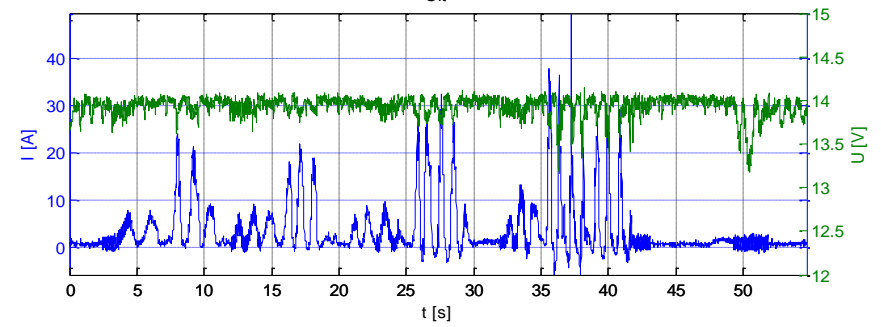
**Rychlost vozu=proměnná:**

Natočení volantu, rychlost vozidla



**Název souboru: sinus\_omega\_varms.csv**

Slit

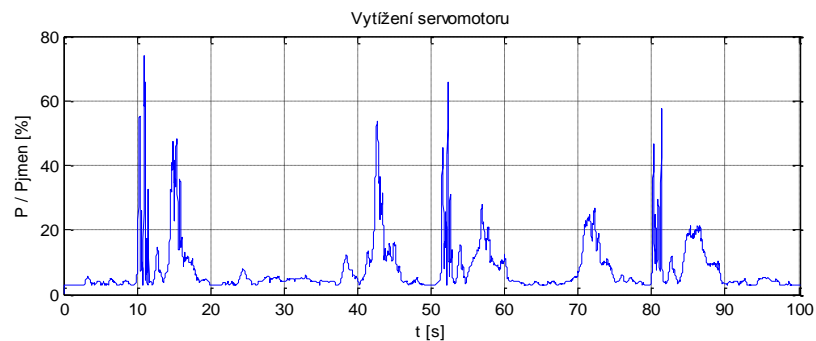
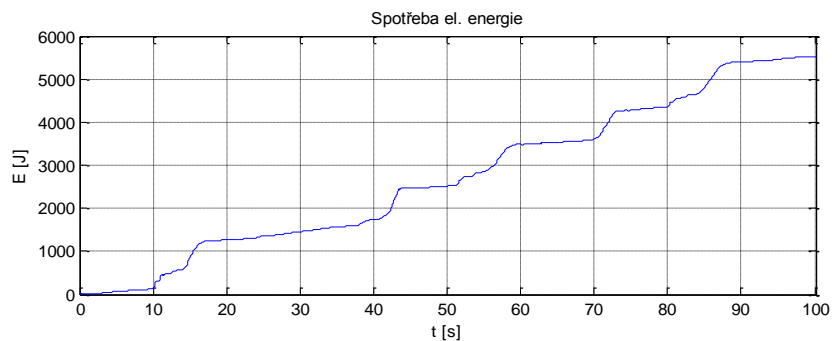
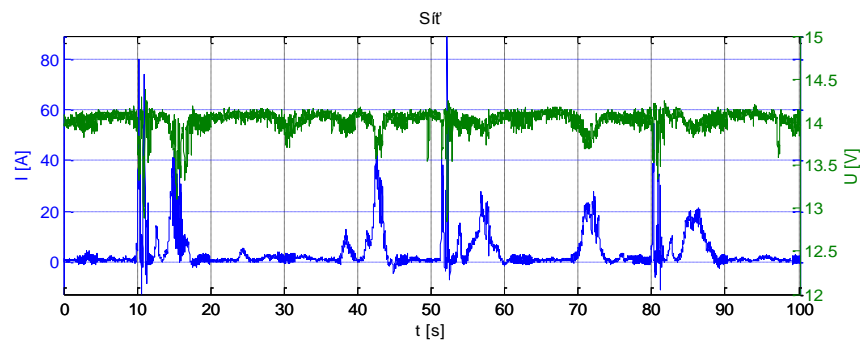
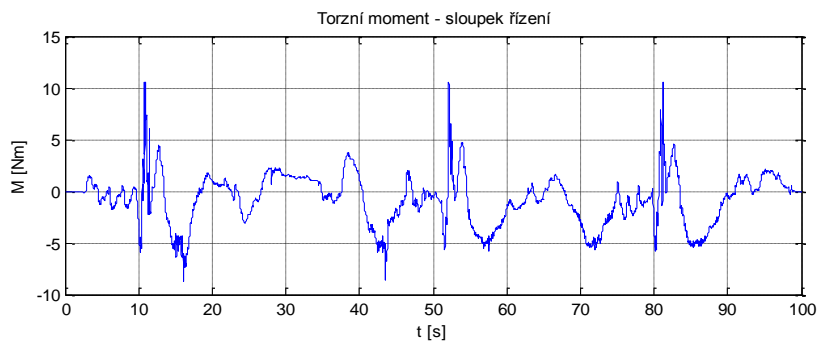
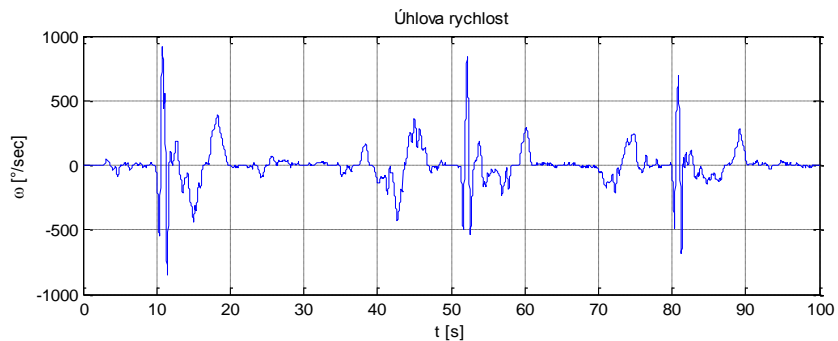
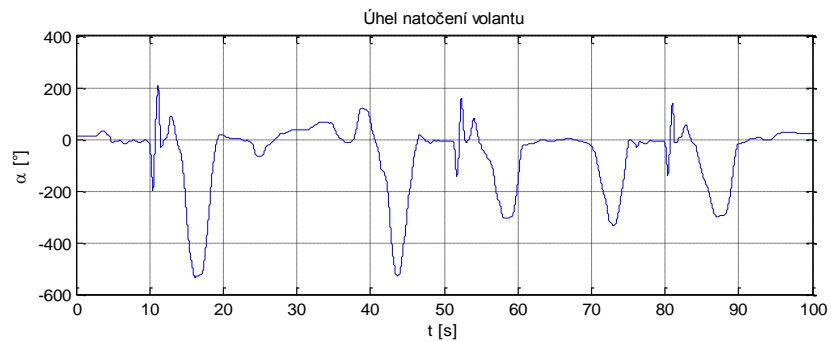




**Manévr:** Vyhýbací manévr;

**Rychlost vozu=**proměnná;

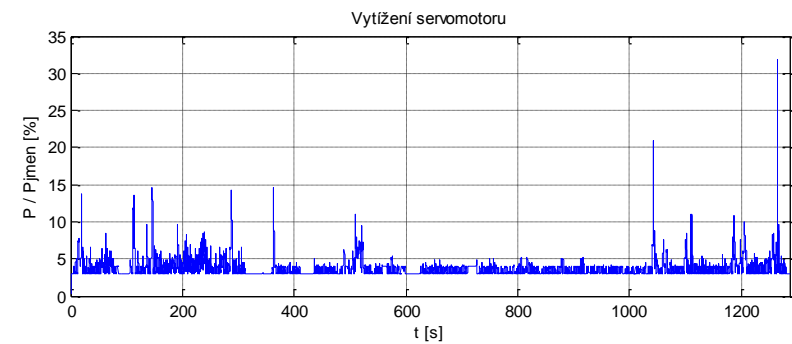
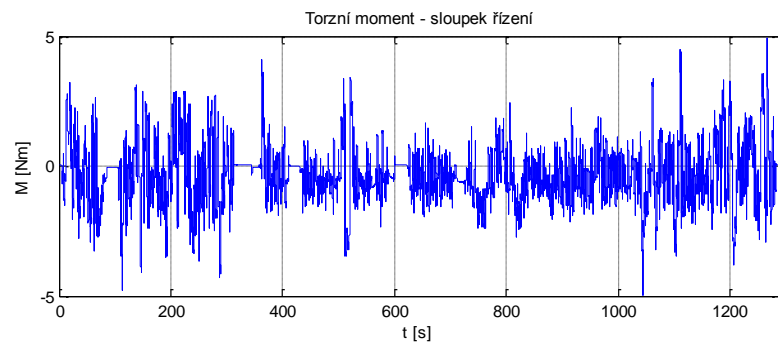
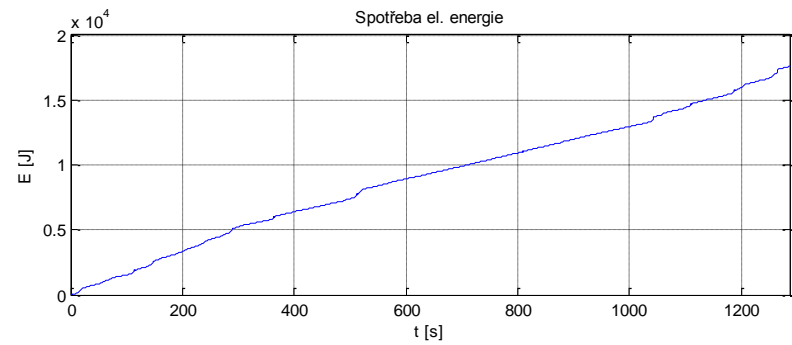
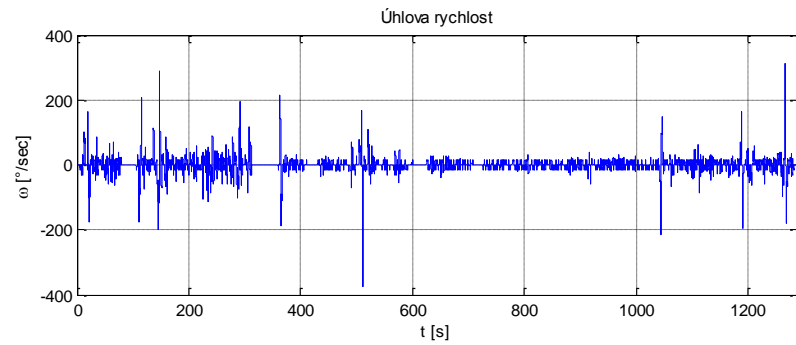
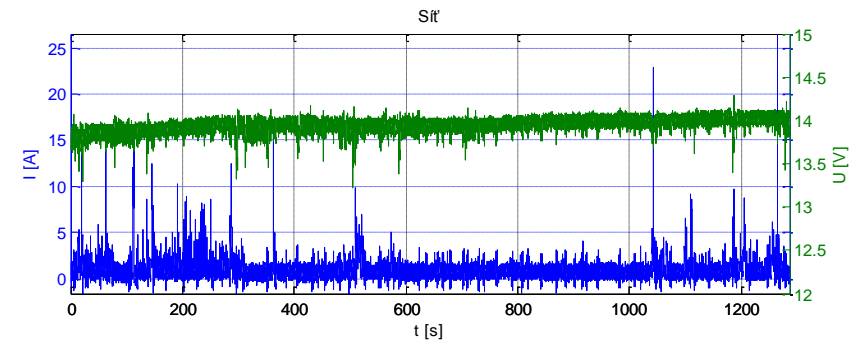
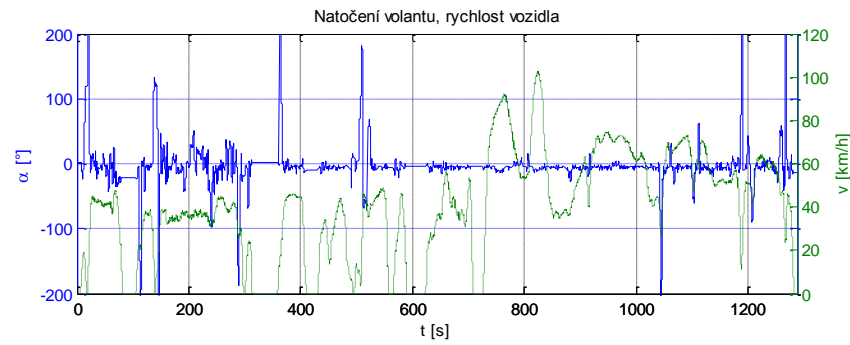
**Název souboru:** los\_test.csv

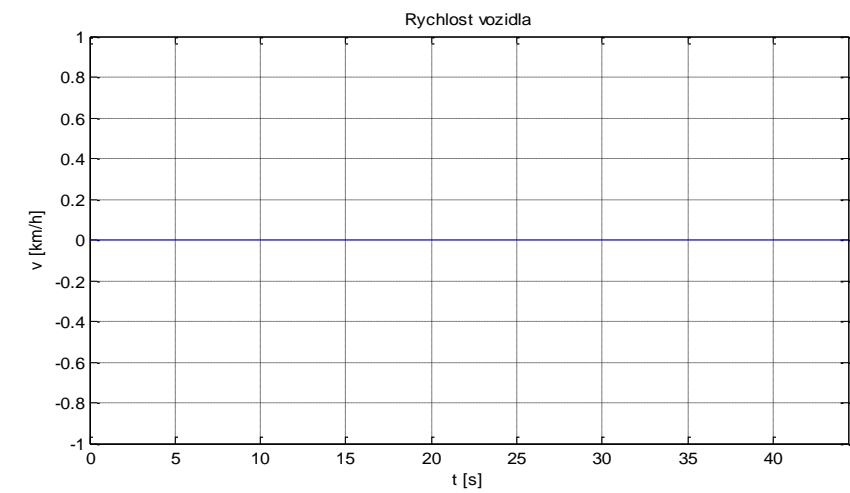
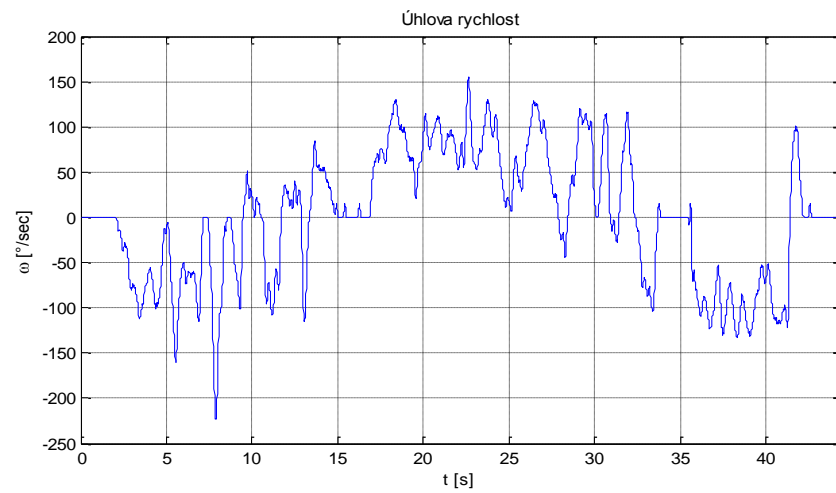
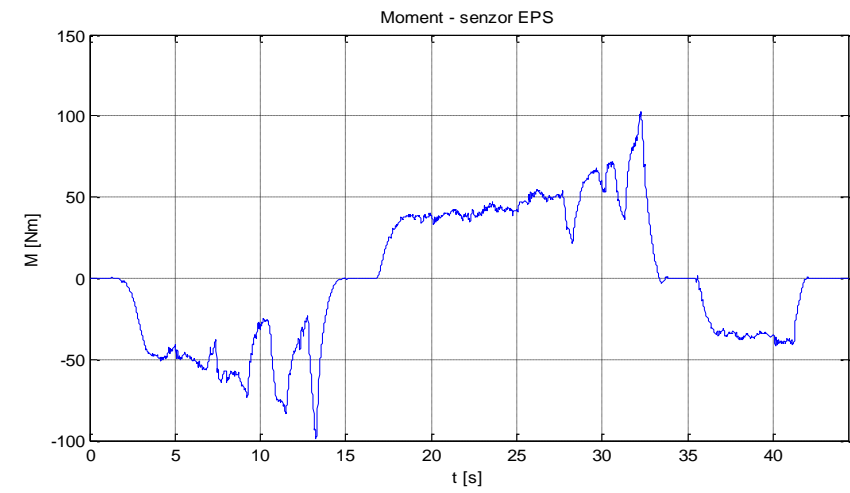
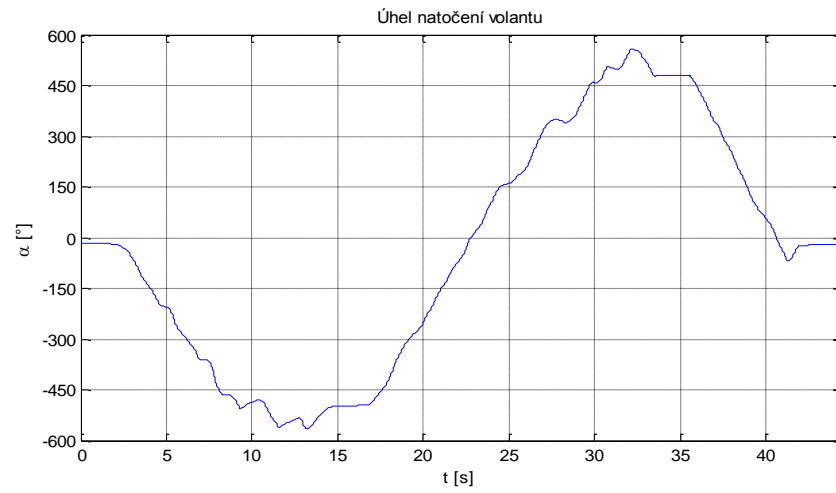


**Manévr: Reálný provoz;**

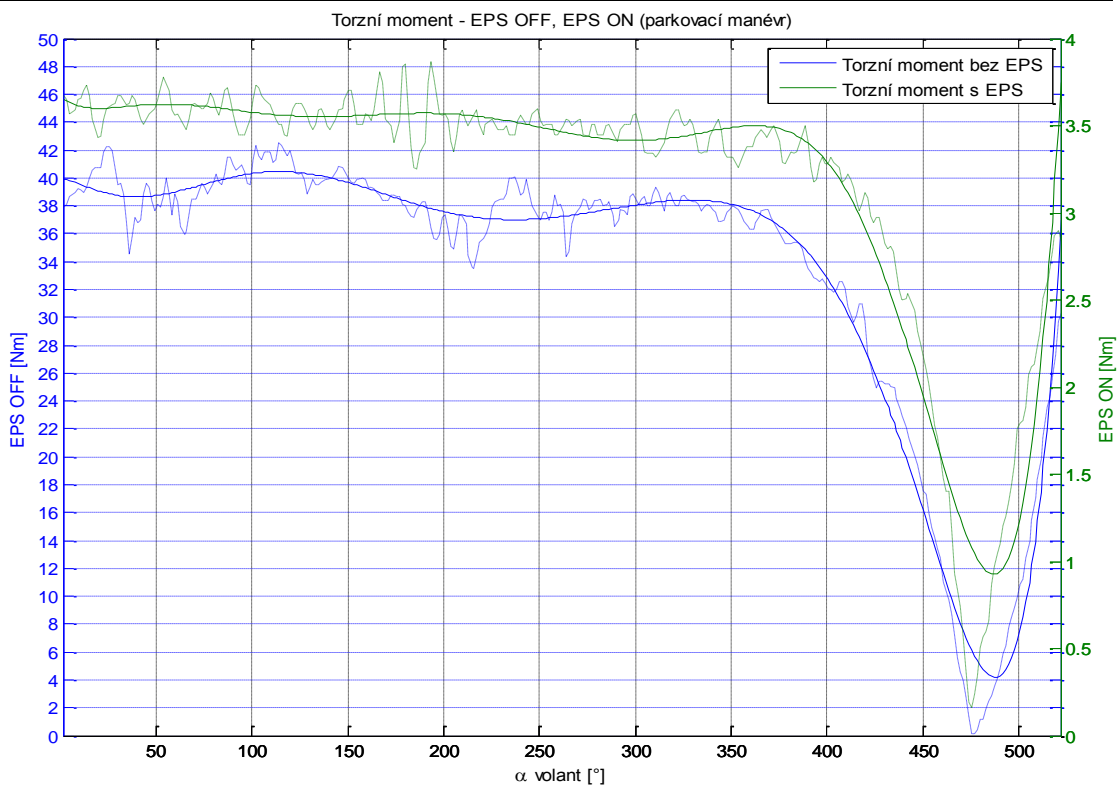
**Rychlost vozu=proměnná;**

**Název souboru: realna\_tam.csv**

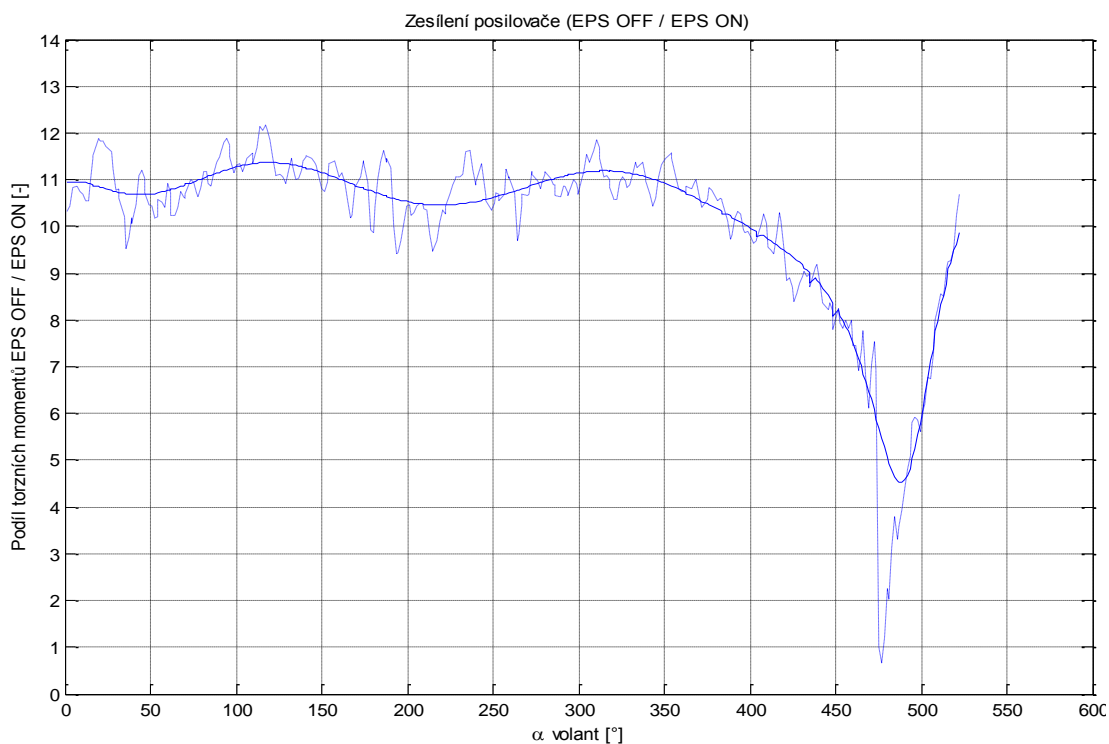


**Manévr: Vypnutý posilovač;****Rychlost vozu=0 km/h;****Název souboru: osmicka\_v0\_1\_i.csv**

**Příloha B – Parkovací manévr, interval  $\alpha \in (520;0)^\circ$ , směr „doprava“**



Pozn.: Torzním momentem je myšlen torzní moment, měřený na sloupku volantu.

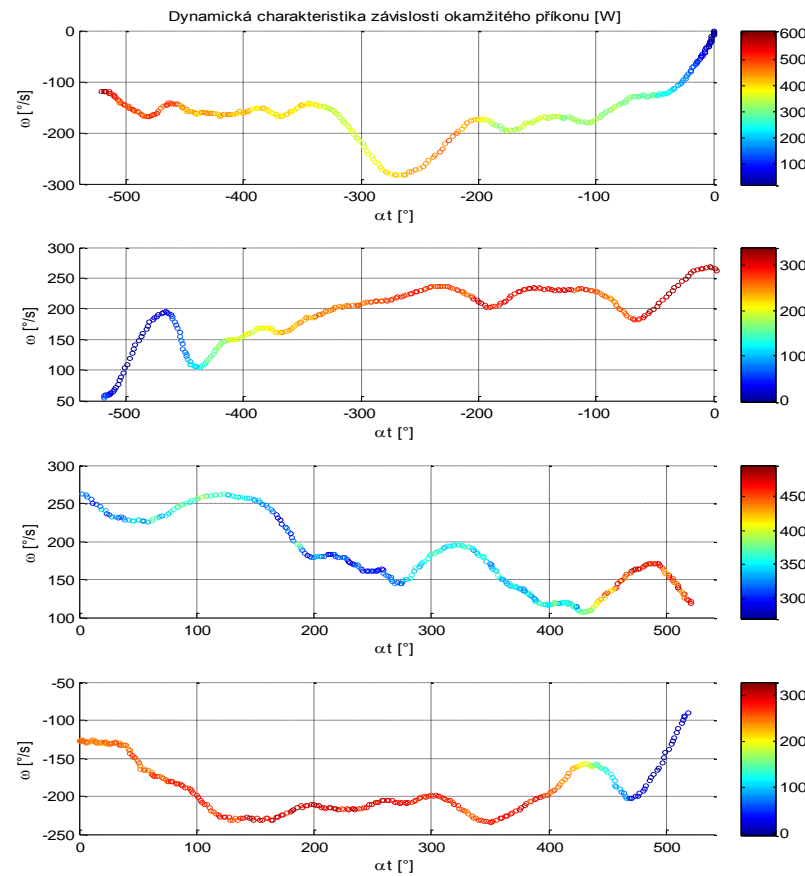
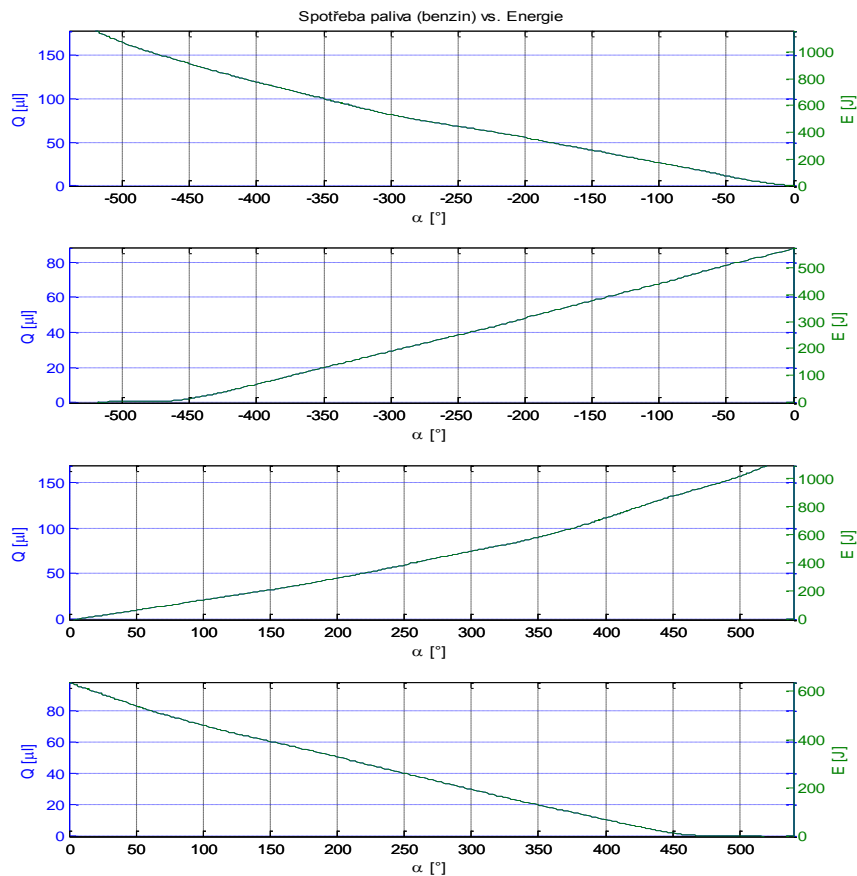


**Příloha C – Energetická bilance měření „parkovací manévr“**

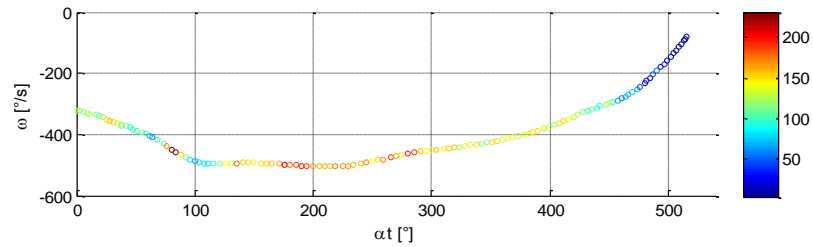
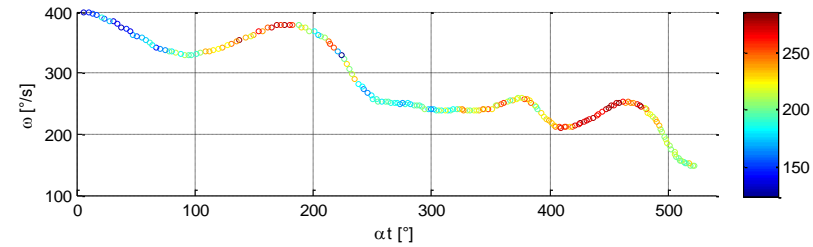
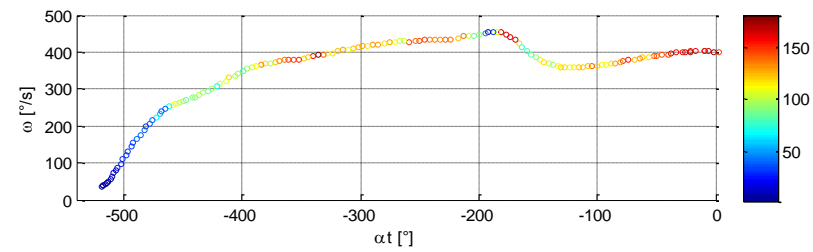
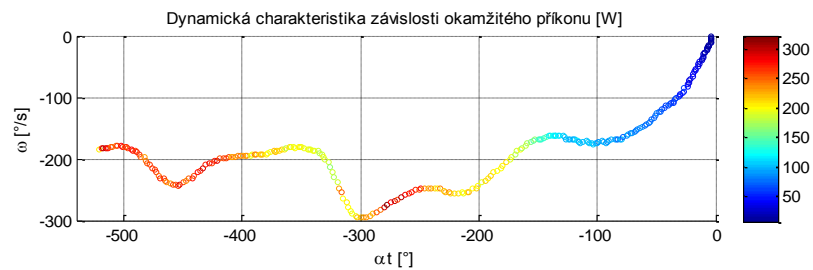
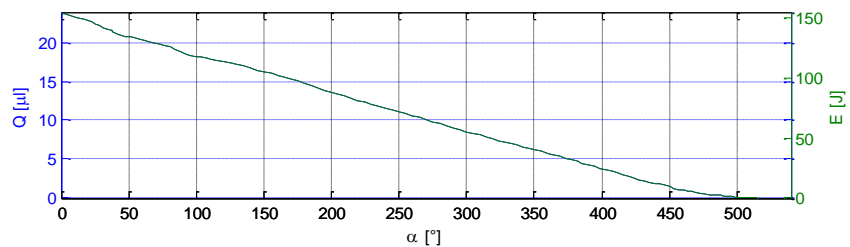
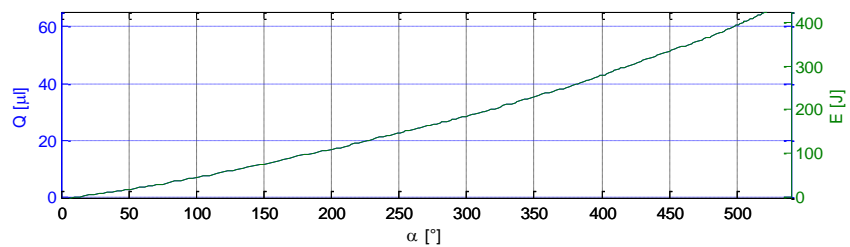
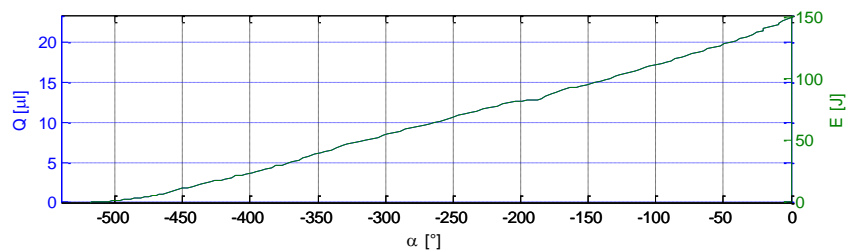
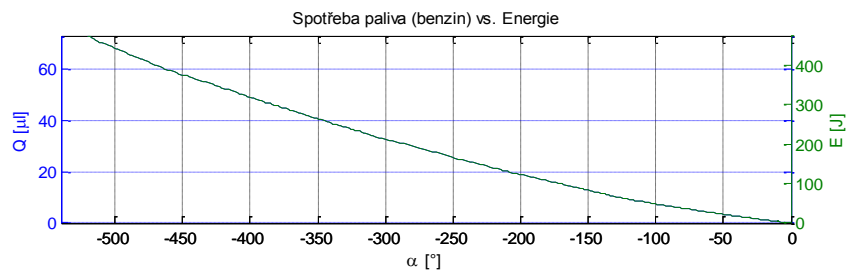
- rychlost 0 km/h

Vlevo – statická charakteristika, kde je spotřeba vyjádřena jako funkce úhlu natočení kol při pevně definované rychlosti vozidla. Druhá osa vyjadřuje množství spotřebovaného benzínu v  $\mu\text{l}$ .

Vpravo – vyjádření dynamické charakteristiky závislosti okamžitého příkonu.



- rychlost 7 km/h



- rychlost 20 km/h

