

Řízení zážehového motoru

Pavel Píša (pisa@cmp.felk.cvut.cz)

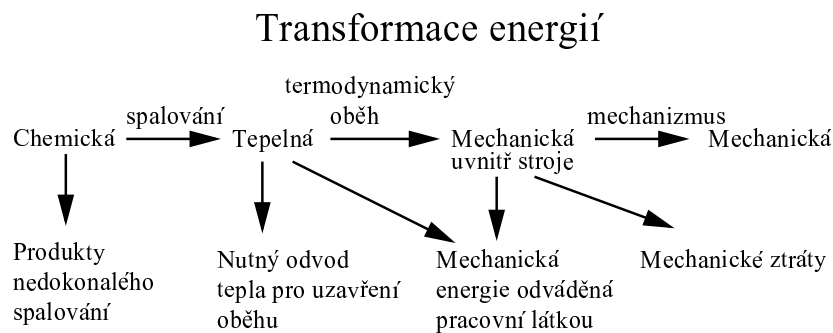
27. září 1999

Abstrakt

Práce se zabývá popisem, měřením a řízením zážehového motoru a předkládá možná řešení pro měření a následnou optimalizaci činnosti motoru. Práce navazuje na předchozí projekt, v jehož rámci byla vyvinuta řídicí jednotka zapalovacího systému určená především k řízení vznětových motorů upravených na plynné palivo. Přestavba na zemní plyn je jedním z možných řešení ekologického provozu hromadné dopravy. Řídicí jednotka je v současné době vyráběna společností Magneton Kroměříž. Pro účely měření byl vyvinut systém sběru dat za provozu a systém pro záznam vnitřního tlaku ve válci. Posledně jmenovaný systém je v současné době ve stadiu prvních testů.

Obsah

1	Popis spalovacího motoru	2
1.1	Přeměny energií	2
1.2	Druhy spalovacích motorů	2
1.3	Tvorba a průběh spalování směsi	3
1.4	Termodynamický popis pracovního oběhu	4
2	Zapalovací systém	7
2.1	Funkce zapalovacího systému	7
2.2	Vliv předstihu na emise a moment motoru	7
2.3	Stručný popis navržené řídicí jednotky	7
2.4	Časová posloupnost činnosti jednotky	10
3	Vyhodnocení vysokotlaké části oběhu	11
3.1	Možnosti měření skutečného výkonu	11
3.2	Tlakové čidlo	12
3.3	Naměřené průběhy	14
3.4	Výpočet dodaného tepla	17
3.5	Možnosti online optimalizace	19
4	Statistika režimů motoru	22
4.1	Možné využití	22
4.2	Měřené údaje	22
4.3	Vyhodnocení záznamů	23
5	Závěr	24



Obrázek 1: Schéma transformace energie ve spalovacích motorech

1 Popis spalovacího motoru

1.1 Přeměny energií

V [15] je uvedena následující definice spalovacího motoru :

Spalovací motor je tepelný motor, rozšířený o zdroj tepelné energie, uvolňované spalováním.

Na obrázku 1 jsou zobrazeny postupné přeměny chemické energie uložené v palivu na výslednou užitečnou mechanickou práci. Jednotlivé boční větve odpovídají ztrátám způsobeným nedokonalou přeměnou energií. Jedná se o ztráty způsobené :

- nedokonalým průběhem chemických reakcí
- nutným odvodem tepla ze stroje (v nejlepší případě při teplotě okolí) vyplývajícím z 2. věty termodynamické
- tepelné ztráty neúmyslným nebo úmyslným (chlazení) odvodem tepla ze stroje
- ztrátami ve formě nevyužití mechanické energie, odváděné s pracovní látkou (např. kinetická energie neuspořádaných pohybů turbulence)
- mechanickými ztrátami (např. třením) při přeměně uvnitř stroje vyvinuté mechanické energie (např. práce tlaku na píst) na obecně nevyužitelnou mechanickou práci vně stroje (např. na spojce hřídele motoru)

Hlavním úkolem konstrukce a řízení motoru je nalezení takového uspořádání a pravidel řízení aby účinnost převodu chemické energie na užitečnou mechanickou práci byla co největší.

1.2 Druhy spalovacích motorů

Spalovací motory je možné klasifikovat podle velkého množství kritérií. Protože se tato práce bude dále zabývat jen velmi úzkou třídou motorů, bude uveden jen stručný přehled druhů motorů. Podrobný rozbor nalezne čtenář v [6] nebo [15].

Podle odvodu tepla z pracovní látky do okolí jsou definovány motory s **otevřeným** a **uzavřeným oběhem**. U motorů s uzavřeným oběhem (pracovním cyklem látky) musí být tepelná energie přiváděna a odváděna pomocí výměníků (např. Stirlingův motor). Otevřený

oběh umožňuje odvod tepla s výměnou pracovní látky a využití pracovního prostoru pro spalování paliva, pak se jedná o **motory s vnitřním spalováním**.

Podle způsobu přeměny tepla na mechanickou práci je možno definovat stroje

pístové, s přímým působením tlaku

lopatkové, u nichž vzniká moment na otáčivě upevněné lopatce ze změny hybnosti v důsledku změny velikosti a směru rychlosti proudu pracovní látky

proudové, u nichž v důsledku změny hybnosti proudu tekutiny při průchodu strojem vzniká síla působící na rám stroje, jehož pohybem se pak koná práce (reaktivní motory)

Princip činnosti lopatkových a proudových motorů se často kombinuje.

Podle místní a časové posloupnosti jednotlivých dějů při realizaci oběhu se stroje dělí na stroje s

nestacionárními ději, u kterých dochází k periodickému opakování pracovních cyklů v prostoru, který je po určitou část doby uzavřen od okolí

stacionárními ději, využívají změn, probíhajících v čase při průchodu pracovní látky jednotlivými částmi stroje

Další rozbor již bude omezen pouze na pístové spalovací motory s otevřeným oběhem, vnitřním spalováním a nestacionárními ději.

Tato kategorie motorů se dále dělí podle způsobu tvorby pracovní látky (směsi paliva a vzduchu), která slouží jak k dodání chemické energie do motoru, tak k termodynamické přeměně hořením získaného tepla na energii mechanickou. Dalšími kritérii je způsob spuštění chemické reakce hoření, průběh hoření směsi a mechanismus výměny pracovní látky ve válci.

1.3 Tvorba a průběh spalování směsi

Děje při spalování jsou spojeny s přenosem látek (např. difuzí), sdílením tepla za vysokých gradientů teploty, přičemž přenosové jevy mohou být o několik řádů urychleny turbulencí, která překryje molekulární přenos řídicí se kinetickou teorií plynů. Vlastní spalování pak představuje složité návazné chemické reakce. V pístovém motoru hoří často směsi složitých chemických látek za nestacionárních podmínek. Z předchozího vyplývá, že úplný model hoření je velice složitý a ovlivněný takovým množstvím parametrů, že nelze najít jeho přesný model.

Časovou posloupnost dějů vedoucích ke spálení paliva a vzniku tepla lze rozdělit do několika etap, které se však mohou překrývat nebo probíhat paralelně v různých částech spalovacího prostoru.

Před vlastním hořením paliva musí dojít k jeho fyzikální a chemické přípravě. Palivo je třeba nejdříve ohřát a vytvořit dostatečnou kontaktní plochu mezi jeho částicemi a okysličovadlem (většinou vzduchem). Toho se docílí rozprášením paliva do vzduchu nebo vytvořením palivového filmu na stěně válce. Poté dojde k odpaření paliva, smíšení par s kyslíkem a ohřátí směsi na teplotu nutnou k proběhnutí předplamenných reakcí.

Po chemické přípravě, kdy dojde k proběhnutí endotermických předplamenných reakcí, nastává vlastní etapa hoření, při které proběhnou exotermické chemické reakce spalování a při kterých se tvoří také nežádoucí oxidy dusíku.

V poslední etapě dochází k dohořívání směsi. Proběhnou pomalejší reakce a dojde k dosažení rovnovážného stavu při poklesu teploty během expanze. V této etapě dochází k tvorbě většiny nežádoucích škodlivin způsobených nedokonalým spalováním za nižších teplot.

Podle způsobu tvorby směsi a způsobu dodání tepla pro předplamenné reakce lze pístové motory dále dělit do několika kategorií.

1. Vznětové motory se vyznačují samovznícením paliva, které je v převážné většině případů vstřikováno pod vysokým tlakem přímo do válce. Zvýšení teploty ve válci je docíleno při kompresi. K chemické přípravě a hoření dochází na počátku vstřiku paliva v připravované lokálně homogenní směsi s koncentračními gradienty, poté dochází k hoření v tvořící se směsi paliva, vzduchu a spalin. Pro dobré hoření je nutné aby bylo palivo dodáváno jako jemný aerosol.
2. Zážehové motory
 - (a) s vnějším tvořením směsi využívají přípravy homogenní směsi před vstupem do válce. Při kompresi ve válci dochází k odpaření paliva a ohřátí směsi. Zvýšení teploty a dodání energie pro počáteční endotermické chemické reakce se nejčastěji lokálně docílují elektrickou jiskrou. Dále dochází k zapalování směsi od již hořícího plamene.
 - (b) s vnitřním tvořením směsi nebo také s přímým vstřikováním se od předchozí kategorie odlišují přípravou směsi přímo ve válci, avšak zvýšení teploty při kompresi a druh paliva u těchto motorů neumožňuje samovznícení směsi. Směs je opět ve většině případů zapalována elektrickou jiskrou. K hoření dochází v připravované lokálně homogenní směsi a tvořící se směsi, v případě pokračování vstřikování i po zážehu.

Tato práce se bude dále zabývat především benzínovými zážehovými motory, které jsou nejčastěji používány v osobních automobilech, a motory vznětovými přestavěnými na plynné palivo, které je ovšem nutno zapalovat elektrickou jiskrou.

1.4 Termodynamický popis pracovního oběhu

Pracovní oběh pístových motorů se skládá z několika dějů. Nejdříve musí dojít k naplnění válce připravenou směsí nebo jen vzduchem při vnitřní tvorbě směsi. Po uzavření sacího ventilu dochází ke kompresi náplně pístem a tím ke zvýšení tlaku a teploty. Při vnitřním tvoření směsi se přidává palivo. Dále dochází k zapálení směsi elektrickou jiskrou nebo samovznícením. Při spalování směsi roste dále tlak a teplota ve válci. Při expanzi tlačí směs obsažená ve válci na ustupující píst a tím dojde k předání energie do mechanické soustavy a k ochlazení. Cyklus končí otevřením výfukového ventilu a vyprázdněním obsahu válce.

Pro termodynamický popis je nejdůležitější vysokotlaká část pracovního oběhu začínající po uzavření sacího ventilu a končící otevřením výfukového ventilu. Po tuto část oběhu se jedná o soustavu, ve které platí zákon zachování hmotnosti a množství atomů jednotlivých prvků. K výměně energie s okolím dochází pouze mechanickou prací konanou tlakem a pohybem pístu a tepelnou výměnou se stěnami uzavřeného prostoru. V tabulce 1 jsou definovány symboly a jednotky pro jednotlivé uvažované veličiny.

Veličina	Značka	Jednotky
Tlak	p	Pa
Parciální tlak složky x	p_x	Pa
Objem	V	m^3 , často uváděný v cm^3
Kompresní objem (nad pístem v horní úvrati)	V_k	m^3, cm^3
Zdvihový objem (pohybu pístu)	V_{Z1}	m^3, cm^3
Hmotnost látky	m	kg, g
Molární hmotnost	M	$kg \cdot mol^{-1}$
Látkové množství	N	mol
Měrná plynová konstanta	r	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Izobarická měrná tepelná konstanta	c_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Izochorická měrná tepelná konstanta	c_v	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Poissonova (adiabatická) konstanta	$\kappa = c_p/c_v$	
Předávané teplo	Q	J
Mechanická práce	W	J
Vnitřní energie látky	U	J
Absolutní teplota	T	K
Entropie	S	$J \cdot K^{-1}$
Boltzmanova konstanta	k	$8.314 \cdot J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$
Avogadrova konstanta	N_A	$6.023 \cdot 10^{23} \cdot mol^{-1}$

Tabulka 1: Veličiny použité pro termodynamický popis

V [8] je zaveden pojem dokonalý plyn, který je dokonale stlačitelný, homogenní, izotropní a neviskózní. Z hlediska kinetické teorie by takovýto plyn musel mít zanedbatelné rozměry molekul vůči jejich vzájemným vzdálenostem, mezi molekulami by nebylo žádné silové působení a srážky by byly dokonale pružné. Dále se neuvažuje působení gravitačního pole na molekuly. Pro takový plyn platí bez výhrad stavová rovnice 2 a jeho vnitřní energie závisí jen na jeho teplotě.

Podle prvního termodynamického zákona platí pro teplo, vnitřní energii a konanou práci zákon zachování energie

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (1)$$

mechanickou práci lze vyjádřit

$$dW = p \cdot dV$$

pro dokonalý plyn dále platí stavová rovnice, kterou lze zapsat v následujících tvarech

$$p \cdot V = N \cdot k \cdot T \quad (2)$$

$$p \cdot V = r \cdot m \cdot T \quad (3)$$

měrná plynová konstanta je pro daný plyn přímo svázaná s Boltzmanovou konstantou

$$r = k \cdot M$$

změnu vnitřní energie plynu lze vyjádřit pouze v závislosti na změně teploty

$$dU = c_v \cdot m \cdot dT = \frac{r}{\kappa - 1} \cdot m \cdot dT \quad (4)$$

a mezi měrnými tepelnými konstantami při konstantním tlaku a objemu platí následující rovnice

$$c_p = c_v + r$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1 + \frac{r}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - r}$$

Protože množství přijatého tepla není na rozdíl od změny vnitřní energie totálně diferencovatelné zavádí se pojem entropie, který splňuje tuto výhodnou vlastnost

$$dS = \frac{\delta Q}{T} \quad (5)$$

$$dS = \frac{dU}{T} + \frac{p}{T} \cdot dV = c_v \cdot m \cdot \frac{dT}{T} + r \cdot m \cdot \frac{dV}{V}$$

Energii získanou z jednoho pracovního cyklu lze jednoduše spočítat z plochy uzavřené křivkou v P-V diagramu podle vzorce

$$E_{cyk} = \oint p \cdot dV \quad (6)$$

S využitím výše uvedených rovnic 3 a 4 lze provést numerický výpočet průběhu tlaku, teploty a odevzdané práce při znalosti změn objemu a průběhu hoření směsi. Objem je geometrickým vztahem svázaný s úhlem otočení klikového hřídele, proto je při zadaných otáčkách motoru známý. Průběh hoření směsi závisí na okamžiku a způsobu spuštění oxidačních reakcí a je závislý na okamžitém tlaku, teplotě a rozložení směsi ve válci. Pro reálné plyny je dále třeba uvažovat změny plynové konstanty a měrné tepelné konstanty s teplotou a tlakem. Zároveň se během hoření mění chemické složení ve válci a pro přesné výpočty by bylo nutné i tyto změny do výpočtu zahrnout. Tyto výpočty jsou velice složité a sestavení přesného modelu je nerealizovatelné. Jedním z několika systémů, které se mohou numerickými metodami reálnému modelu přiblížit, je objemový simulační program CFD viz [36]. Tento program je schopen provést simulaci termodynamických dějů v prostoru a odsimulovat i složité dynamické děje při nasávání a výfuku směsi. Speciálně pro simulaci činnosti motorů je navržen program Dynomation viz [23], který nahrazuje prostorové výpočty jejich teoretickou aproximací.

Pro orientační účely lze předpokládat, že se vlastnosti směsi blíží vlastnostem vzduchu, který představuje většinu objemu i hmotnosti směsi. Dále lze zanedbat proměnné hodnoty plynových a tepelných konstant. Po dalších zjednodušeních lze provést výpočet ideálního P-V diagramu a jeho srovnání se skutečným průběhem viz [15].

Pro zhodnocení činnosti reálného motoru je jediným vyhovujícím řešením provést měření reálných průběhů. Ty pak lze použít pro výpočet konstant umožňujících provést jeho srovnání s ideálním P-V diagramem a pro tvorbu dostatečně vyhovujícího modelu. Po ověření a vyhodnocení experimentálních měření se předpokládají další práce v této oblasti.

2 Zapalovací systém

2.1 Funkce zapalovacího systému

Pro správnou funkci motoru je třeba přesně určit okamžik, kdy dojde k zapálení směsi. Při určení okamžiku působí dvě protikladná kritéria. Dojde-li k zážehu příliš brzy, působí hoření zvýšení tlaku proti pohybu pístu nahoru a tím dochází ke snížení kinetické energie motoru a ztrátám. Je-li však směs zapálena příliš pozdě, je v počáteční fázi pohybu pístu dolu tlak ve válci nízký a není využita veškerá energie dodaná v palivu. V krajním případě může dojít k vyfouknutí neúplně spálené směsi do výfuku. Pro určení okamžiku zážehu je nutné znát polohu pístu ve válci. Tato poloha je svázána s polohou klikového hřídele motoru a měří se v úhlu otočení hřídele od horní úvratě pístu. Pro správnou funkci motoru je nutné pro všechny režimy motoru nalézt optimální úhel, při kterém se provede zažehnutí nasáté směsi. Protože obecně platí, že se zážeh směsi inicializuje před dosažením horní úvratě pístu, označuje se úhlový rozdíl mezi polohou zážehu a horní úvratí za úhlový předstih zážehu, zkráceně předstih. Režimem motoru je nazýván vektor hodnot některých podstatných stavových veličin motoru. Jedná se především o frekvenci otáčení motoru, tlak nasávané směsi a teplotu motoru. Kritérií pro určení optimální polohy lze nalézt mnoho a dále jsou uvedena jen nejčastěji uvažovaná kritéria. Optimalizovat lze například kritérium minimální spotřeby paliva při konstantním odebíraném výkonu, nebo maximálního výkonu při konstantním množství palivové směsi. Pro ekologii provozu je podstatné minimalizovat koncentraci oxidů dusíku NO_x , oxidu uhelnatého CO a nespálených uhlovodíkových zbytků. V praxi se volí kombinace těchto kritérií.

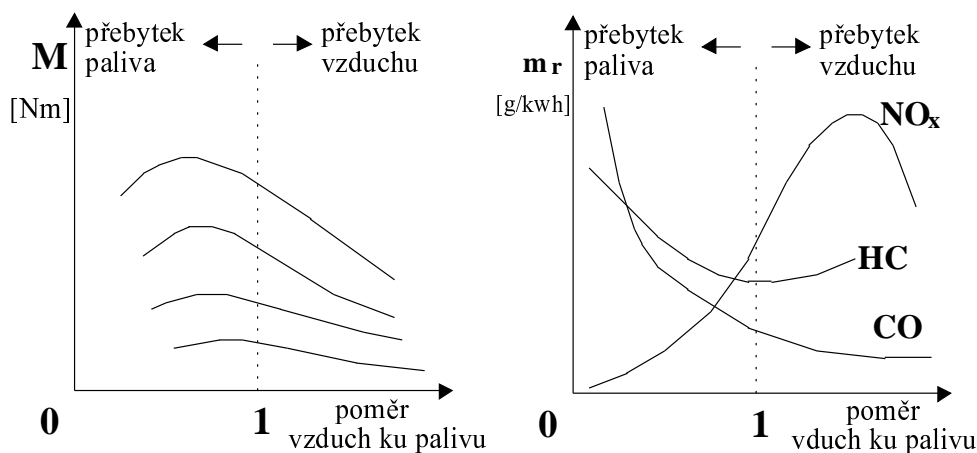
2.2 Vliv předstihu na emise a moment motoru

V současné době je jedním z nejdůležitějších kritérií množství zplodin vzniklých při ujetí referenční vzdálenosti. Jedná se především o koncentrace CO , NO_x a nespálených uhlovodíkových zbytků HC ve výfukových plynech. Množství zplodin ve výfukových plynech je možné ovlivňovat směšovací poměrem λ a předstihem zážehu. Směšovací poměr λ odpovídá relativnímu poměru množství vzduchu k množství paliva v palivové směsi. Poměr $\lambda = 1$ odpovídá ideálnímu stechiometrickému slučování uhlovodíků paliva s kyslíkem za vzniku H_2O a CO_2 .

Směšovací poměr λ a předstih ovlivňují také moment motoru při konstantních otáčkách a množství palivové směsi. Tím je také ovlivněna účinnost motoru, množství paliva a množství zplodin vzniklých po ujetí referenční vzdálenosti. Proto je výběr kritéria minimalizujícího množství zplodin značně komplikovaný. Jako příklad jsou na obrázku 2 uvedeny grafy typických závislostí momentu a množství zplodin na směšovacím poměru a předstihu zážehu. Z grafů je patrné, že pro snížení množství zplodin vznikajících při spalování směsi, je potřeba dodržet velmi přesně jak směšovací poměr paliva a vzduchu, tak i předstih zážehu. Protože množství NO_x ve výfukových plynech velmi prudce roste v okolí optimální účinnosti motoru, volí se v praxi obvykle předstih mírně menší, než by byl předstih optimální pro využití paliva na maximální moment a tím i účinnost.

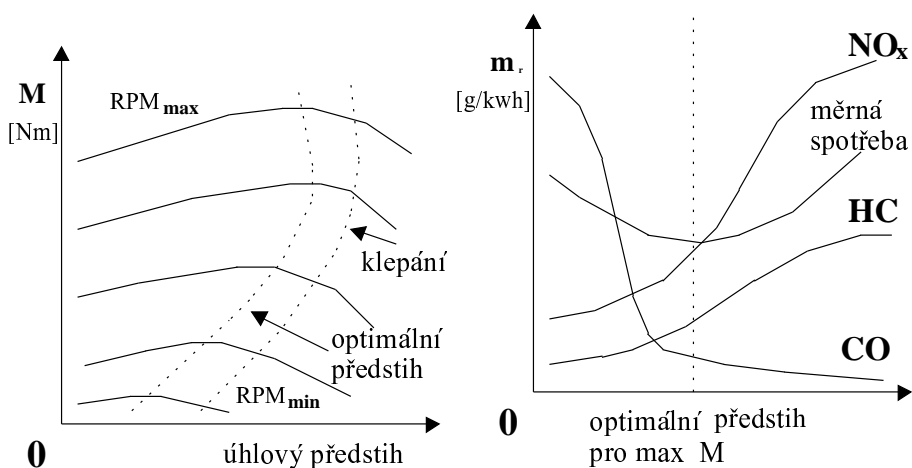
2.3 Stručný popis navržené řídicí jednotky

Pro přesné řízení okamžiku zážehu v závislosti na otáčkách motoru, podtlaku v sacím potrubí a teplotě motoru byla navržena dále popsaná řídicí jednotka. Jednotka je určena především pro motory, ke kterým není k dispozici velkosériově dodávaná řídicí jednotka. Jedná se především



(a) Závislost momentu na směšovací poměru

(b) Závislost zplodin na směšovací poměru



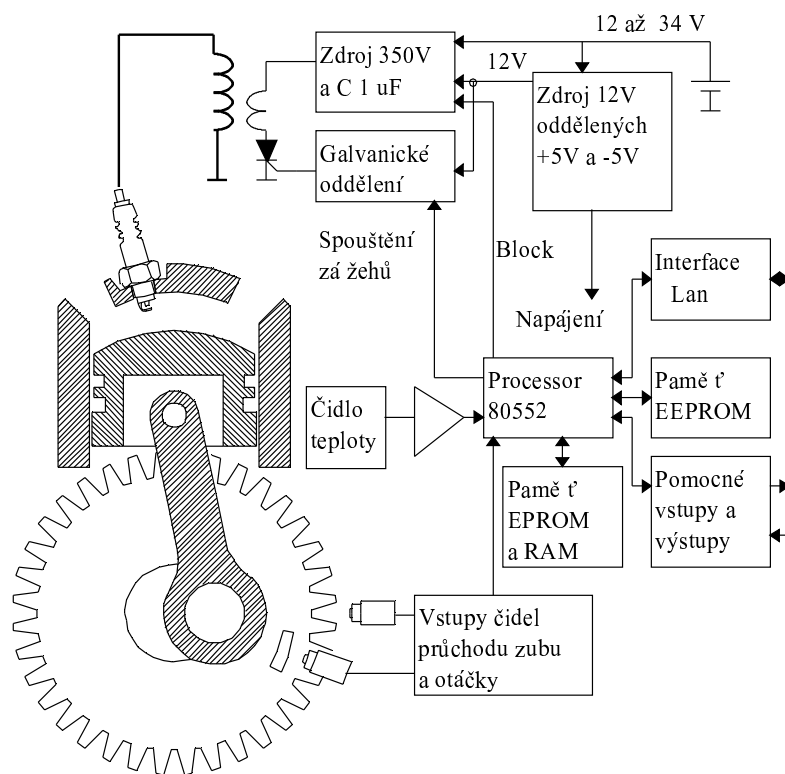
(c) Závislost momentu na předstihu zážehu

(d) Závislost množství zplodin a měrné spotřeby na předstihu zážehu

Obrázek 2: Charakteristiky motoru

o vznětové motory přestavěné na plyn a o motory užívané v generátorech a kogenerátorech. Protože byla předpokládána nutnost naladění jednotky pro každou aplikaci, jsou všechny parametry konfigurovatelné a jednotka je doplněna o možnost komunikace s počítačem. Při návrhu bylo zohledněno i předpokládané využití jednotky pro experimentální a vývojové účely.

Obrázek 3 ukazuje schematický náčrtek zážehového motoru a propojení částí navrženého mikroprocesorového systému. Informaci o poloze klikového hřídele lze získat jedním snímačem, který vyšle jeden impuls za otáčku při průchodu značky. Poloha je potom při rovnoměrném otáčení pevně svázána s časem. Toto řešení vykazuje velké chyby pro nerovnoměrné otáčení klikového hřídele. Proto je výhodnější přidat druhý snímač, který vysílá impulsy po řádově menším úhlu než je celá otáčka. Jako optimální zdroj těchto impulsů se jeví zuby na se-



Obrázek 3: Navržená jednotka řízení zapalování

trvačnicku motoru, které jsou využívány pro pastorek startéru při roztáčení motoru. Těchto zubů bývá od 80 do 380, což postačuje ke sledování polohy i při nerovnoměrném otáčení. Jako snímačů lze použít aktivních prvků s halovou sondou nebo levnějšího řešení s indukčními snímači. V návrhu bylo počítáno s oběma možnostmi s důrazem na využití indukčních snímačů z Brisku Tábor. Signály ze snímačů jsou přes konektor přivedeny do řídicí jednotky, kde jsou zpracovány komparátory. Nevýhodou indukčních snímačů je závislost velikosti výstupního signálu na rychlosti průchodu značky. Pro zaručení funkce snímače otáčky bylo navrženo řešení s komparátorem se řízenou hysterezí. Výsledné číslicové signály jsou zpracovány jednotkou záchytů v procesoru.

Pro měření teploty se počítá s využitím signálu z termistoru používaného k indikaci teploty motoru na palubní desce. Signál je upraven a přiveden na vstup AD převodníku. Informace o tlaku v sání motoru je měřena tenzometrickým snímačem firmy Honeywell, který je osazen přímo do plošného spoje řídicího systému. Signál z můstkového snímače je zesílen zesilovačem v rozdílovém zapojení a přiveden na AD převodník procesoru.

Procesor využívá pro svojí činnost paměť RAM a EPROM, které jsou připojeny přes paralelní sběrnici. Sériově vyráběnou verzi systému lze realizovat i s procesorem 87C552, který obsahuje 8 kB paměti OTP EPROM na čipu. Tato minimalizovaná verze nemusí obsahovat vývojové funkce a funkce pro sběr dat. Nemusí mít možnost nahrávání software a řídicích map předstihu přes síť μ Lan. Potom nemusí být paměť RAM ani EPROM osazena. Přes sériovou sběrnici I²C je k procesoru připojena paměť EEPROM sloužící k uložení kalibračních čidel a úhlového posunu předstihu. Procesor podle mapy předstihu, režimu motoru a přednastavených hodnot vypočítá předstih zážehu. Podle informací z čidel polohy určí

okamžik, ve kterém je potřeba vyslat signály do výstupů. Signály jsou vedeny přes galvanické oddělení na výstupní konektor. Vlastního zážehu se docílí jiskrovým výbojem. Průrazné napětí je ve stlačené směsi velmi vysoké (15 a 30 kV). Pro získání takto vysokého napětí se používá dvou principů. První induktivní spočívá v akumulaci energie v cívce při průchodu proudem. Po rychlém rozpojení dochází k velkému nárůstu napětí a tím k výboji. Nevýhodou tohoto principu je velké napěťové namáhání spínacího prvku.

Pro navrhovaný systém řízení byl zvolen druhý postup. Ten získává vysoké napětí dvojstupňově. Nejdříve je impulzním měničem nabit kondenzátor na napětí okolo 400V. Při požadavku na zapálení směsi je tento kondenzátor vybit přes primární vinutí transformátoru. Na sekundární straně se indukuje vysoké napětí a to způsobí vznik jiskrového výboje na svíče a tím i zapálení směsi. Proud je na primární straně transformátoru spínán tyristorovým spínačem, který je umístěn v bloku cívek. Zdroj napětí 350V je umístěn v řídicí jednotce zapalování. Protože je proud spínán tyristorem, dochází k vypnutí tyristoru až při nulovém proudu jeho anodou. Tento okamžik nastane až po vybití veškeré energie z kondenzátoru. Pro zaručení jistého vypnutí tyristoru i po jeho zahřátí je vhodné, aby nebyla po tuto dobu dodávána energie do kondenzátoru zdrojem vysokého napětí a proud tyristorem klesl na nulu. Proto je po dobu přesahující spínání výboje blokována činnost VN zdroje.

Veškeré řídicí obvody jsou řešeny pro napájení ± 5 V a jsou od výkonové části galvanicky odděleny. Vysokonapěťový zdroj vyžaduje ke svojí činnosti +12 V. Konstantní napětí je též potřeba pro výstupy řídicí tyristory. Všechna tato napětí jsou generována DC/DC měničem.

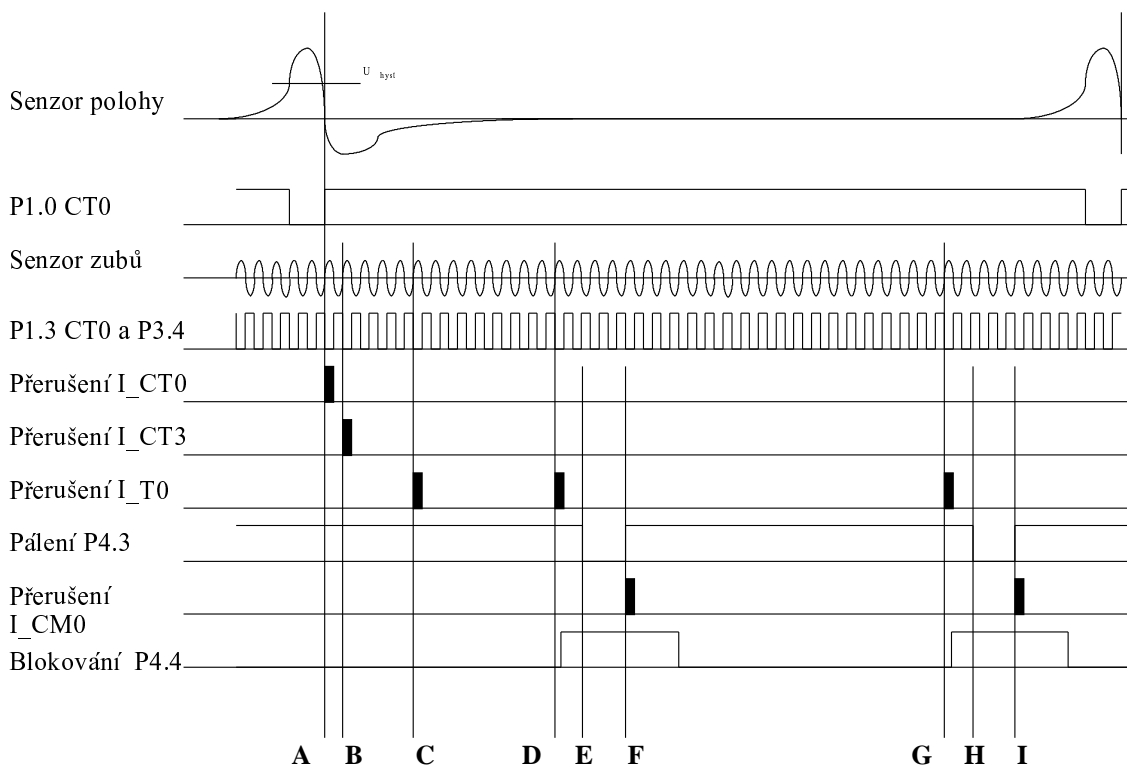
Podrobný popis lze nalézt v [13] a [14].

2.4 Časová posloupnost činnosti jednotky

Popis se bude opírat o obrázek 4 zobrazující průběhy signálů a činnosti jednotky během jedné otáčky. Vstupem informace o poloze a rychlosti otáčení je senzor polohy informující o počátku otáčky a senzor průchodu zubu setrvačníku. Signál ze senzoru polohy má proměnnou amplitudu závislou na frekvenci otáčení, proto je prahován zesilovačem s proměnou hysterezí. Signál ze senzoru průchodu zubu je symetrický a dostatečně rychlý, proto může být komparován bez hystereze.

Průchod signálu ze senzoru polohy nulou po dostatečně velkém kladném impulzu informuje o počátku otáčky (viz bod A). Protože se však jeho poloha může mírně měnit proti signálu od zubů, je pro zpřesnění považován za začátek otáčky příchod prvního zubu (Bod B). Od bodu B je přesně změřen čas prvních několika zubů (do bodu C), který je použit k výpočtu frekvence otáčení a doby průchodu jednoho zubu. Nyní je třeba odměřit počet zubů do vybuzení první jiskry, který určuje předstih prvního zážehu. Protože navržené řešení umožňuje pracovat i s necelým počtem zubů, je nejdříve odpočítán celý počet zubů (do bodu D) a poté je vlastní spuštění jiskry zpožděno o dobu odpovídající zlomkové části počtu zubů do sepnutí tyristoru (bod E). Konec impulzu je určen časovou prodlevou mezi body E a F. Další prodlevou je určen okamžik konce blokování zdroje vysokého napětí. Další jiskra bude následovat po odpočítání známého konstantního počtu zubů určeného úhlovým posunem úvratí jednotlivých pístů. Tento počet se počítá od bodu D do bodu G. Další průběh zpoždění vybuzení jiskry je shodný s prvním válcem.

Protože k přerušení a přípravě jiskry nedojde okamžitě, ale s určitým zpožděním, které procesor potřebuje na zpracování přerušení a provedení obslužné rutiny, musí být požadovaná doba mezi vyvoláním přerušení (bod D) a sepnutím tyristoru (bod E) delší než toto zpoždění. V navržené jednotce se proto pracuje se zpožděním v časovém intervalu odpovídá-



Obrázek 4: Časování akcí v řídicí jednotce podle snímačů průchodu zubu a značky otáčky

jícímu průchodu jednoho až dvou zubů.

3 Vyhodnocení vysokotlaké části oběhu

3.1 Možnosti měření skutečného výkonu

Pro vyhodnocení účinnosti motoru a kvality řízení je potřeba kromě znalosti režimu motoru znát i motorem odevzdaný výkon. Pro motor popsany přesným modelem by bylo možné z režimu motoru, nastaveného předstihu zážehu a složení směsi odevzdaný výkon spočítat. Jak však bylo uvedeno dříve, přesný model se zahrnutím všech vlivů sestavit nelze. Proto je potřeba měřit skutečný výkon motoru.

Nejvhodnějším způsobem je měřit přímo odevzdanou práci dynamometrem nebo moment na výstupním hřídeli motoru. Protože naším cílem bylo měření za normálního provozu po silnici, bylo by nutné vyřešit měření momentu zkrutu hřídele nebo spojky na výstupu motoru. Takové měřidlo lze realizovat zbrúšením hřídele a přidáním tenzometrického snímače na rotující hřídel. energii zesilovači a modulátoru měřeného signálu rotujícímu s hřídelem lze pak dodávat přes soustředná vinutí. Jedno rotuje s hřídelem, druhé je spojeno s některou ze stojících součástí. energii lze pak přenést ve formě střídavého elektromagnetického pole buzeného střídavým proudem. Měřený signál z tenzometru lze přenést z rotujícího vysílače namodulovaný na nosnou frekvenci.

Výše uvedený postup je pravděpodobně nejpřesnější způsob měření motorem generovaného výkonu, avšak neumožňuje provést rekonstrukci dějů ve vysokotlaké části oběhu a rozhodnout

přímo o směru ve kterém je potřeba provést korekci řízení motoru. Zároveň realizace tohoto měřidla by byla velmi obtížná.

Proto byl zvolen postup, kdy je výkon motoru vypočítán z průběhu objemu a tlaku ve válci po dobu pracovního cyklu motoru. Takto vypočítaný výkon sice nebere v úvahu mechanické ztráty způsobené třením v motoru, ovšem tyto ztráty nelze řízením příliš ovlivňovat, a proto jejich zanedbání není na závadu. Zároveň z průběhu tlaku a objemu lze vyhodnotit po určitém zjednodušení teplotu a rychlost hoření směsi. Z těchto údajů lze přímo určit, ve kterém směru je potřeba měnit parametry pro daný režim motoru, aby výkonová účinnost motoru vzrostla.

3.2 Tlakové čidlo

Pro provedení měření bylo potřeba motor vybavit senzorem tlaku ve válci a ukládat naměřená data s informací o poloze klikového hřídele tak, aby bylo z geometrie motoru možné vypočítat objem prostoru ve válci nad pístem. Poloha klikového hřídele je výše popsanou řídicí jednotkou již měřena pro určení okamžiku generování jiskry. Jednotka obsahuje i volné vstupy pro přidání měření dalších analogových veličin k měření podtlaku v sání a teploty motoru. Pro měření tlaku ve válci byl využit převodník ADC4. K vlastnímu měření tedy zbývalo pouze získat tlakové čidlo, které by bylo dostatečně rychlé (časová konstanta $\ll 1$ ms), pracovalo v rozsahu tlaků minimálně do 4 MPa (40 atmosfér) a bylo dostatečně necitlivé k nečistotám a agresivnímu prostředí.

V době zvažování možností realizace informace nasvědčovaly tomu, že čidlo požadovaných vlastností lze koupit pouze v cenové relaci přes 100,000 Kč a elektronika zesilovače k čidlu obnáší částku ještě o něco vyšší. Proto bylo rozhodnuto pokusit se vyvinout a vyrobit čidlo vlastní. Je možné že lze v současné době získat i komerční čidlo levněji například od firmy PCB Piezotronics, Inc. viz [35].

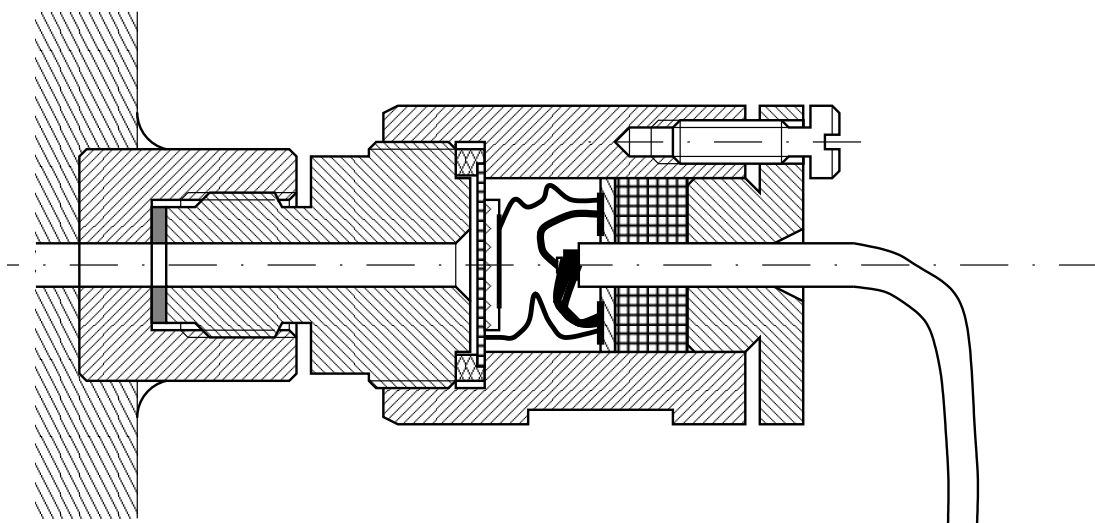
Pro rychlá měření velkých tlaků se většinou využívá piezoelektrických nebo piezorezistivních vlastností krystalických nebo polykrystalických materiálů. Tyto materiály mohou při stlačení generovat elektrický náboj nebo se mění jejich elektrický odpor.

Piezorezistivní snímače mají výhodu že umožňují měřit absolutní hodnotu tlaku, jsou ovšem více ovlivňovány změnami teploty a výsledné systémy jsou většinou méně vhodné pro měření rychlých dějů.

Piezoelektrické snímače tlaku jsou velmi rychlé, vyžadují však velmi kvalitní zesilovač převádějící nepatrný náboj generovaný stlačením na napětí nebo proud a neumožňují měřit absolutní nebo statickou hodnotu tlaku. Jejich výhodou je i vysoká tepelná stabilita a možnost pracovat i ve vysokých teplotách. Protože pro hodnocení činnosti motoru je důležitá především plocha oběhu v P-V diagramu, která není na absolutní hodnotě závislá, není dynamické měření tlaku příliš na závadu. Navíc tlak po naplnění válce, který rozhoduje o množství nasáté směsi nebo vzduchu, je možné přibližně určit z tlaku měřeného v sacím potrubí motoru senzorem s vhodnějším rozsahem pro měření malých tlaků. Proto byl zvolen snímač založený na piezoelektrickém principu.

Piezoelektrické materiály lze rozdělit na krystaly (většinou křemenné) a polykrystalické keramiky.

Křemenný krystal, jedná se o přírodně piezoelektrický materiál s vysokou napěťovou citlivostí na stlačení, s tuhostí odpovídající oceli, s výbornou dlouhodobou tepelnou stabilitou, není pyroelektrický a má nízký teplotní koeficient.



Obrázek 5: Nákres smontovaného čidla tlaku ve válci

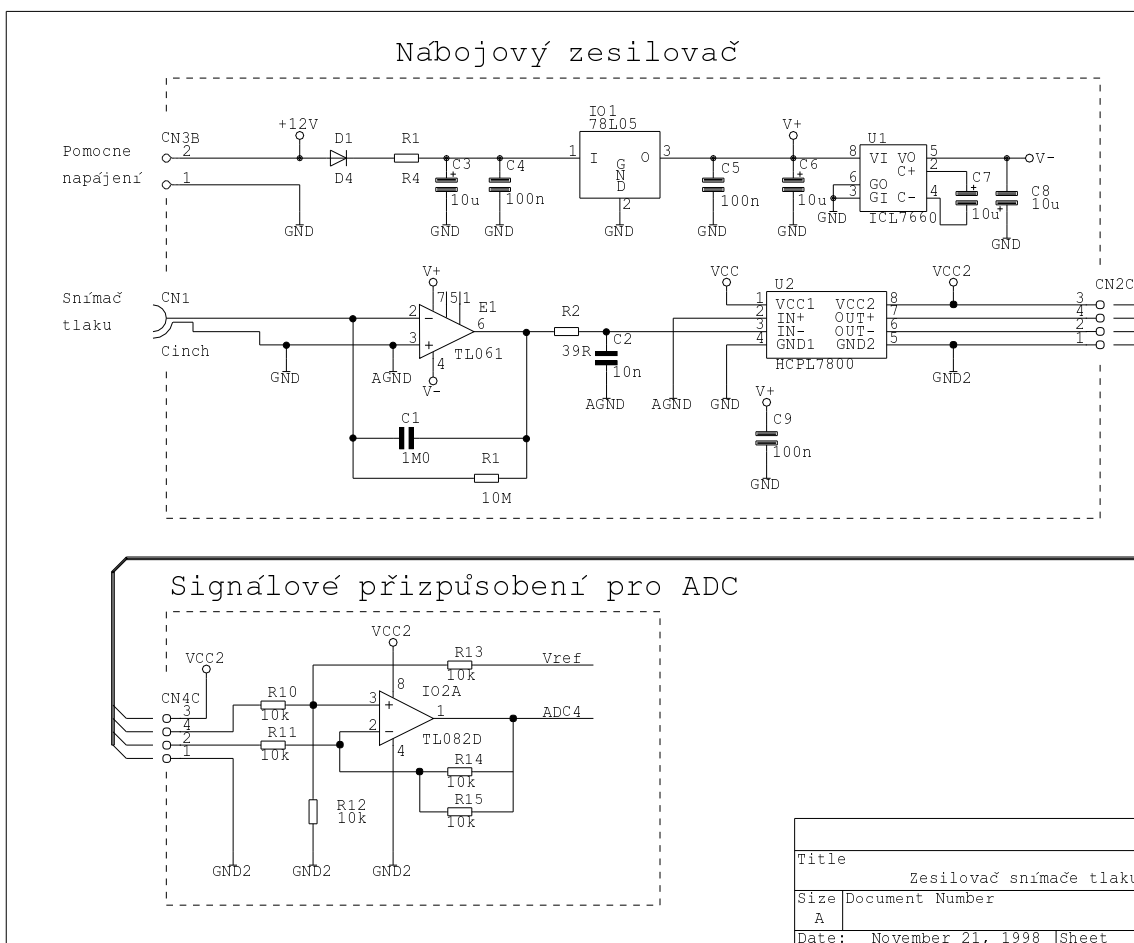
Polykrystalické keramiky, uměle polarizované a vyráběné materiály s vysokou nábojovou citlivostí na stlačení, neomezenou možností volby tvarů a velikostí, s možností pracovat až do 540 °C, vykazují však změny výstupu při velkých gradientech teploty (pyroelektrické) a jejich charakteristika je poněkud ovlivněna teplotou.

Vlastní piezoelektrická čidla mohou být citlivá na tlak, ohyb a smyk. Po vhodném upevnění lze z čidla vytvořit senzor tlaku, síly, zvuku nebo zrychlení.

Z dostupných piezoelektrických předmětů byla vybrána piezoelektrická membrána citlivá na ohyb. Protože citlivost membrány by byla příliš vysoká a chemická odolnost nízká byla membrána přitlačena k ocelové kalené membráně. Tloušťka ocelové membrány určuje měřicí rozsah tlakového čidla a zároveň slouží k oddělení prostoru čidla od chemicky agresivních látek v prostoru válce.

Na obrázku 5 je sestava navrženého a později realizovaného čidla tlaku. Do hlavy válce byl navrtán otvor a do vnější stěny byl zavařen díl se závitem M10×1. Do tohoto dílu lze po dobu měření zašroubovat vlastní čidlo. To se skládá z mosazného tělesa a do něho zašroubovaného ocelového vstupního dílu. Mezi tělesem a vstupním dílem je přes osazený hliníkový kroužek pevně stažena ocelová membrána. K ocelové membráně je přímo přitisknuta piezoelektrická membrána. Piezoelektrická membrána je přitisknuta z prostoru tělesa výplní ze silikonové pružné gumy, do které jsou zality i výstupní vodiče.

Výstupní nábojový signál musí být v blízkosti čidla zesílen. Toho bylo docíleno zapojením podle obrázku 6. Nábojový zesilovač převádí slabý nábojový signál na napěťový. Ten je dále galvanicky oddělen analogovým optočlenem se sigma-delta modulací z důvodů rozdílů potenciálů na kostře vozidla. Rozdíly mezi jednotlivými částmi kostry a bloku motoru jsou způsobeny přenosy velkých proudů mezi alternátorem, jednotkou cívek a dalšími spotřebiči. Do řídicí jednotky je signál veden diferenčně pro potlačení indukce rušivých signálů. Ve vlastní řídicí jednotce je tlakový signál upraven a přiveden na vstup AD převodníku řídicího mikrokontroléru. Protože čidlo slouží pouze pro měření dynamických změn tlaku a protože by vlivem svodů a rušení v integračním členu (operační zesilovač E1 a kondenzátor C1) docházelo k nekontrolovatelným posunům stejnosměrné složky, musí být kondenzátor C1 pomalu nulován odporem R1. Časová konstanta tohoto členu je natolik velká, že ovlivnění dynamických



Obrázek 6: Nábojový zesilovač signálu z tlakového čidla

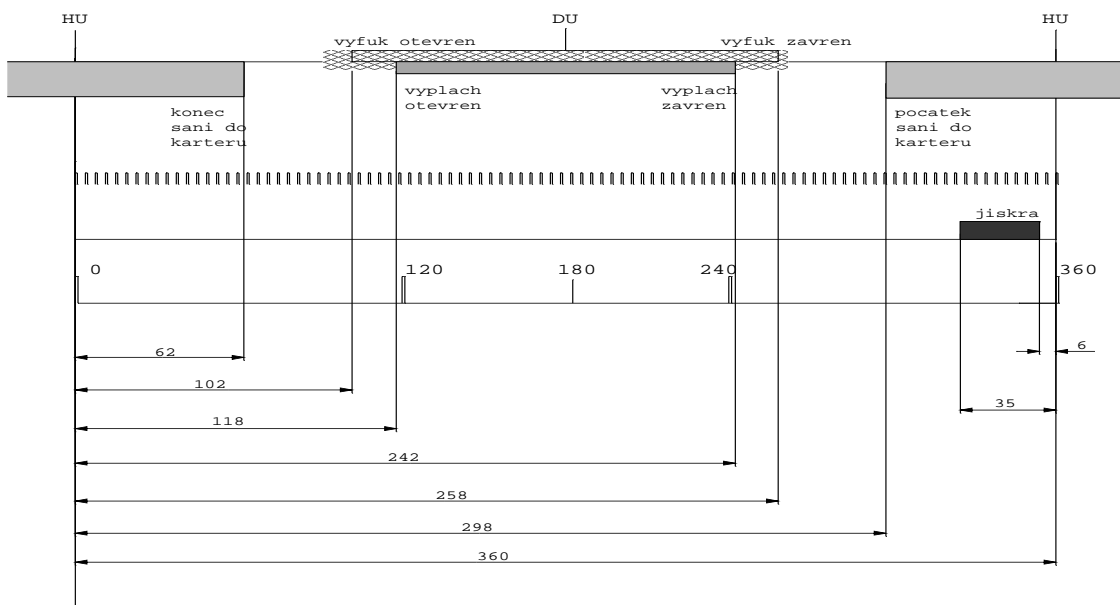
měření od 10 Hz výše je zanedbatelné.

Výše popsany snímač tlaku byl realizován a úspěšně odzkoušen na vozidle. Po delší době však došlo k destrukci ocelové membrány a bude nutné provést jeho opravu. Linearita snímače byla kontrolována kvazistaticky po odpojení odporu R1 tlakováním snímače kapalinou z vysokotlakého čerpadla v rozsahu 0 až 3 MPa a byla shledána vyhovující.

3.3 Naměřené průběhy

Navržené tlakové čidlo bylo zkušebně namontováno na vozidlo WARTBURG 353, jehož hlava byla upravena pro měření tlaku ve válci. Výhodou hlavy motoru vozidla WARTBURG je, že neobsahuje ventily ani rozvodový mechanismus a proto nebyly úpravy příliš nákladné. Dvoutaktní motor je ovšem z jiných hledisek nevýhodný, protože uzavírání sacího kanálu je pomalejší než zavírání ventilů a výfukový kanál se zavírá až po uzavření sacího kanálu, viz obrázek 7. Proto je mnohem problematictější určit absolutní tlak ve válci po uzavření směsi v prostoru válce. Obecně není dvoutaktní motor se sáním přes karter moderní a produkuje velké množství škodlivých zplodin. Přesto vozidlo velmi dobře posloužilo pro otestování funkčnosti navrženého systému.

Do programu řídicí jednotky byly přidány funkce umožňující uložení měřené hodnoty

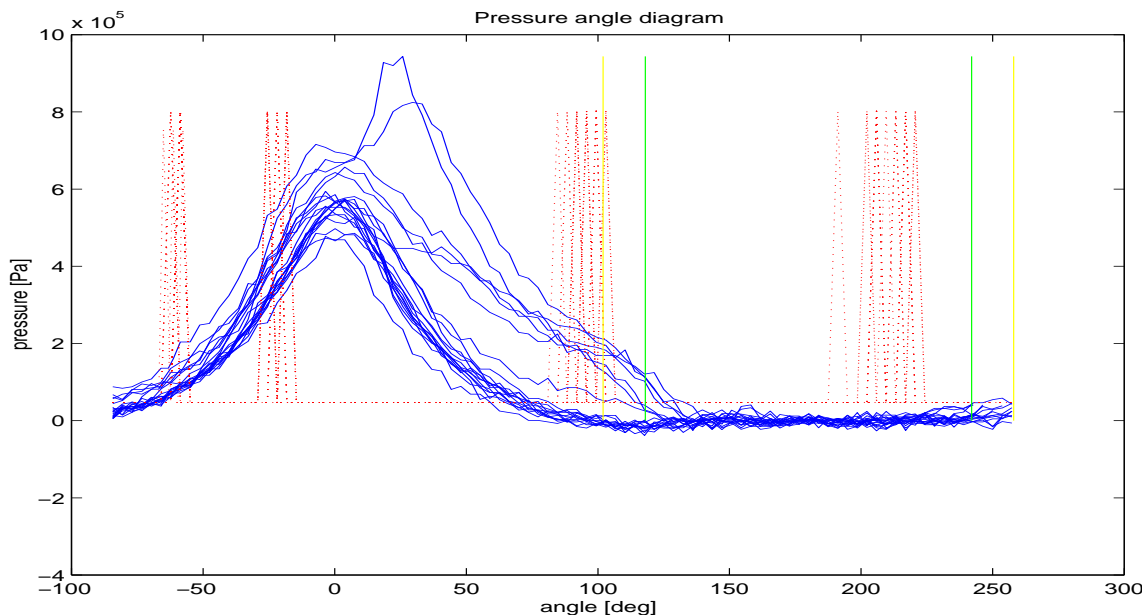


Obrázek 7: Časování sacího a výfukového kanálu jednoho válce na motoru W353

tlaku ve válci po dobu několika po sobě jdoucích pracovních cyklů motoru. Systém vždy po odstartování uloží 2048 hodnot měřeného tlaku ve válci spolu s počtem zubů setrvačnicku, které prošly od posledního měření tlaku. Zároveň je s každým vzorkem uložena informace zda bylo dokončeno měření rychlosti nebo provedeno generování jiskry. Při průchodu značky otáčky motoru se nuluje čítač zubů a při příštím ukládání informace o tlaku se uloží počet prošlých zubů od značky otáčky a příznak průchodu značky otáčky. Existují dva režimy měření, v prvním proběhne všech 2048 měření tlaku s nejvyšší možnou rychlostí po sobě. Ve druhém se po odstartování měření spustí vlastní měření až po následujícím průchodu značky otáčky motoru. Tlak se měří stále s maximální možnou rychlostí, ale změřená data jsou uložena pouze po změně hodnoty čítače prošlých zubů setrvačnicku. Tím je ve druhém režimu dosaženo měření tlaku po shodný počet otáček při různých rychlostech otáčení motoru. Současná implementace umožňuje měření tlaku s maximální vzorkovací frekvencí 4 kHz. Dále byl připraven program pro přenosný počítač umožňující spuštění jednoho z režimů měření tlaku a načtení dat z paměti řídicí jednotky.

Po namontování čidla bylo provedeno několik testovacích měření. Další měření byla prováděna za běžné jízdy. Uložená data byla dále zpracována v prostředí programu Matlab. Pro uložená data je potřeba spočítat z přírůstků polohy a značek počátku otáčky absolutní úhlovou polohu α . Jako referenční nulová poloha byl zvolen úhel odpovídající horní úvrati pohybu pístu. Data jednoho z naměřených průběhů tlaku ještě před přepočtem polohy z počtu zubů na úhel od horní úvrati jsou zobrazena v horním grafu na obrázku 10. Průběhy tlaku po přepočtu polohy na úhel ve stupních od horní úvrati jsou vyneseny v grafu na obrázku 8. V grafu jsou dále přerušovanou čarou vyneseny polohy měření rychlosti otáčení motoru a generování jiskry pro první, druhý a třetí válec. Dále jsou světlými čarami vyneseny úhly zavření sacího kanálu a otevření sacího a výfukového kanálu.

Z naměřených průběhů byl jako příklad uveden relativně zajímavý průběh tlaku, ve kterém během prvních sedmi cyklů dochází k nárůstu generovaného výkonu motoru a po té prudce



Obrázek 8: Průběh tlaku ve válci během několika otáček motoru

výkon klesá při přechodu do volnoběžného stavu. Při pohledu na průběhy jednotlivých cyklů vynesené do grafu podle úhlu je možné pozorovat rozdíly jednotlivých přes sebe vykreslených průběhů. Nejnižší jsou vykresleny průběhy cyklů odpovídajících zpomalení motoru. Při těchto cyklech nedocházelo k téměř žádnému generování tepla a proto průběh odpovídá pouze adiabatické kompresi a expanzi. Cykly s hořením chudé směsi v začátku zrychlování jsou specifické pomalým hořením a pozdním nárůstem tlaku. V cyklech odpovídajících velkému výkonu při bohatší směsi dochází k rychlému až téměř detonačnímu hoření s maximem tlaku nedlouho po horní úvratí pístu.

Při první sérii měření se projevila chyba v programu řídicí jednotky, která způsobovala v některých případech uložení přírůstků prošlých zubů sníženého o jedničku. Tato chyba je již v současné verzi software opravena. Tato chyba se na obrázku 8 projevuje rozptylem záznamu pomocných informací.

Pro další výpočty je nutné vypočítat z geometrie motoru objem nad pístem ve válci odpovídající naměřené úhlové poloze. Pro výpočet objemu ve válci je nutné znát reziduální nebo také kompresní objem V_K válce pro píst v horní úvratí, celkový zdvihový objem V_{Z1} odpovídající pohybu pístu z dolní úvratí do horní a poměr k_{oe} délky ojnice d ku velikosti excentricity klikového hřídele e . Pro mezivýpočty je vhodné zavést vzdálenost mezi osou otáčení klikového hřídele a polohou čepu pístu l pro kterou platí po použití cosinové věty následující vzorec

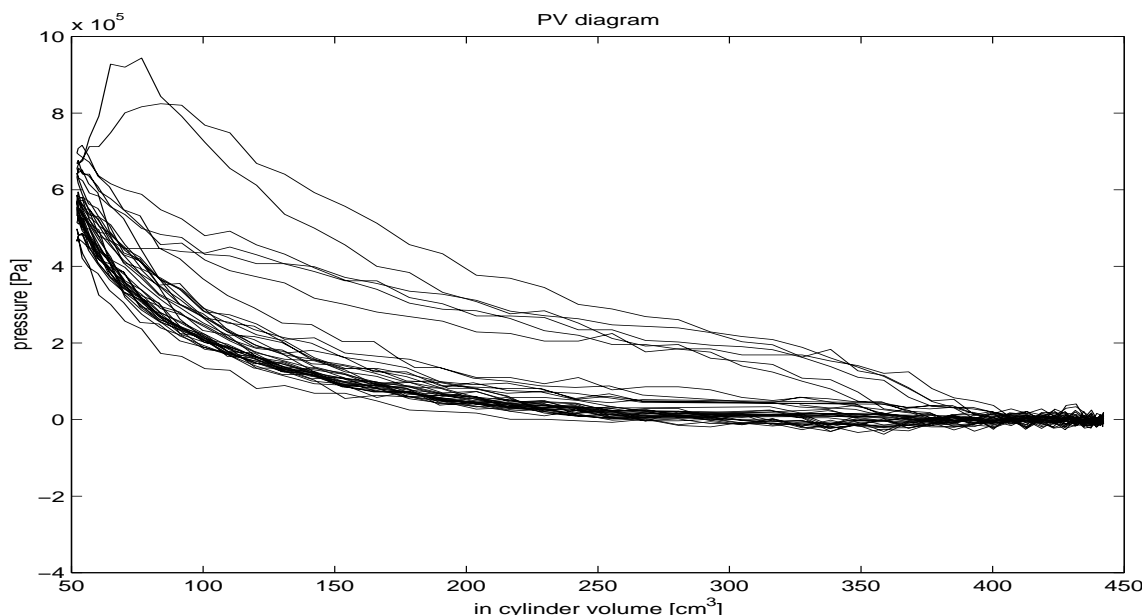
$$d^2 = e^2 + l^2 - 2 \cdot e \cdot l \cdot \cos \alpha \quad (7)$$

Z kvadratické rovnice lze vyjádřit l

$$l = e \cdot \cos \alpha \pm \sqrt{e^2 \cdot \cos^2 \alpha - (e^2 - d^2)} \quad (8)$$

Kořen se záporným znaménkem odpovídá převrácené konfiguraci ojnice a proto nebude dále uvažován, rovnici lze tedy zjednodušit

$$l = e \cdot \cos \alpha + \sqrt{d^2 - e^2 \cdot \sin^2 \alpha} \quad (9)$$



Obrázek 9: Vynesený P-V diagram k průběhu tlaku na obrázku 8

Pro zdvihový objem V_{Z1} a kompresní objem V_K lze pro objem ve válci psát

$$V = \frac{(l_{max} - l)}{(l_{max} - l_{min})} \cdot V_{Z1} + V_K \quad (10)$$

Po vydělení rovnice 9 konstantou e a zjednodušení lze pro libovolný úhel α vyjádřit objem V z následující rovnice

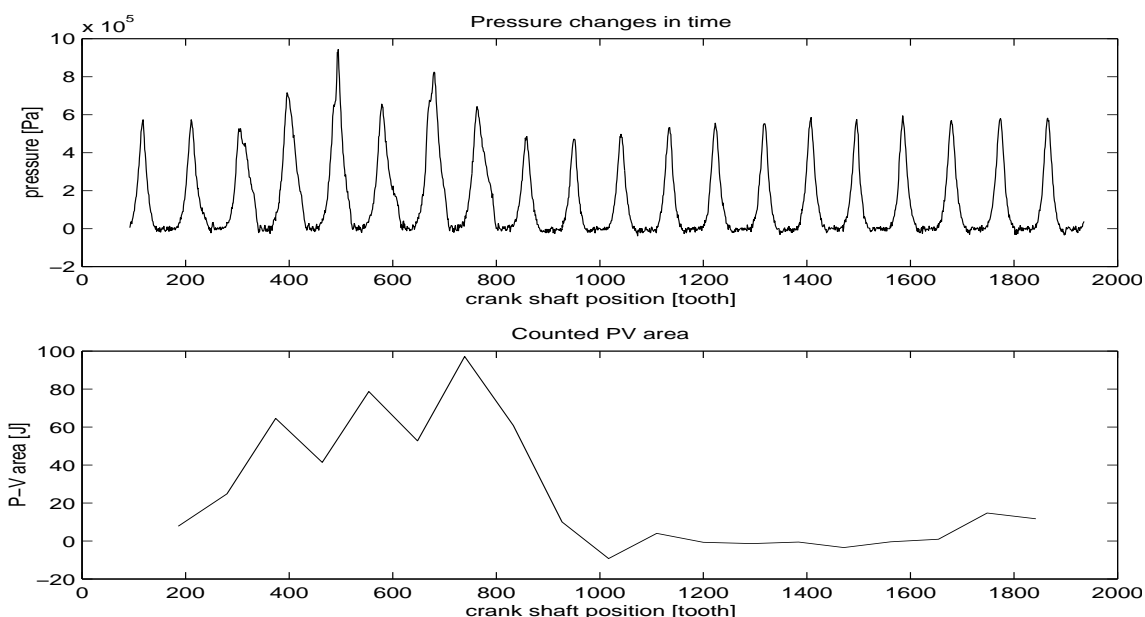
$$V = \frac{1}{2} \cdot (1 + k_{oe} - \cos \alpha - \sqrt{k_{oe}^2 - \sin^2 \alpha}) \cdot V_{Z1} + V_K \quad (11)$$

Po přepočtu úhlové polohy na objem prostoru ve válci je možné vynést P-V diagramy pro naměřená data. Pro již výše uvažovaná data je výsledný P-V diagram na obrázku 9. Z vypočtené plochy jednotlivých cyklů lze podle vztahu 6 vypočítat i množství mechanické energie generované motorem v jednotlivých cyklech. Vypočítané hodnoty mechanické práce jednotlivých cyklů jsou vyneseny ve spodním grafu v obrázku 10.

3.4 Výpočet dodaného tepla

Pro výpočet množství generovaného tepla a teploty ve válci je potřeba znát vlastnosti plyné směsi. Protože množství paliva je mnohem menší než množství vzduchu ve směsi, lze pro zjednodušení uvažovat, že vlastnosti směsi se shodují s vlastnostmi vzduchu. Konstanty pro suchý vzduch při teplotě 27°C a tlaku $100 \cdot \text{kPa}$ jsou uvedeny v následující tabulce.

$$\begin{aligned} M_A &= 28.98 \text{ kg} \cdot \text{kmol}^{-1} \\ \rho &= 1.161 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \\ r &= 286.90 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ c_p &= 1004.8 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$



Obrázek 10: Průběh tlaku ve válci v závislosti na měřené poloze klikového hřídele a vypočtené plochy jednotlivých cyklů P-V diagramu

Měrná plynová konstanta a měrná tepelná kapacita při stálém tlaku se však mírně mění s tlakem plynu. Tyto změny však nejsou natolik velké aby příliš ovlivnily následující orientační výpočty. Větším problémem je ovšem závislost měrných tepelných kapacit na teplotě, která by pro zkvalitnění numerických výpočtů měla být alespoň aproximována z tabulky. Dále jsou uvedeny potřebné vzorce pro výpočet teploty a dodaného tepla

$$\begin{aligned}
 p \cdot V &= r \cdot m \cdot T \\
 \kappa &= \frac{c_p}{c_v} = 1 + \frac{r}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - r} \\
 \delta Q &= dU + \delta W \\
 dS &= \frac{dU}{T} + \frac{p}{T} \cdot dV
 \end{aligned} \tag{12}$$

Pro dokonalé plyny dále platí

$$dU = m \cdot c_v \cdot dT = m \cdot \frac{r}{\kappa - 1} \cdot dT$$

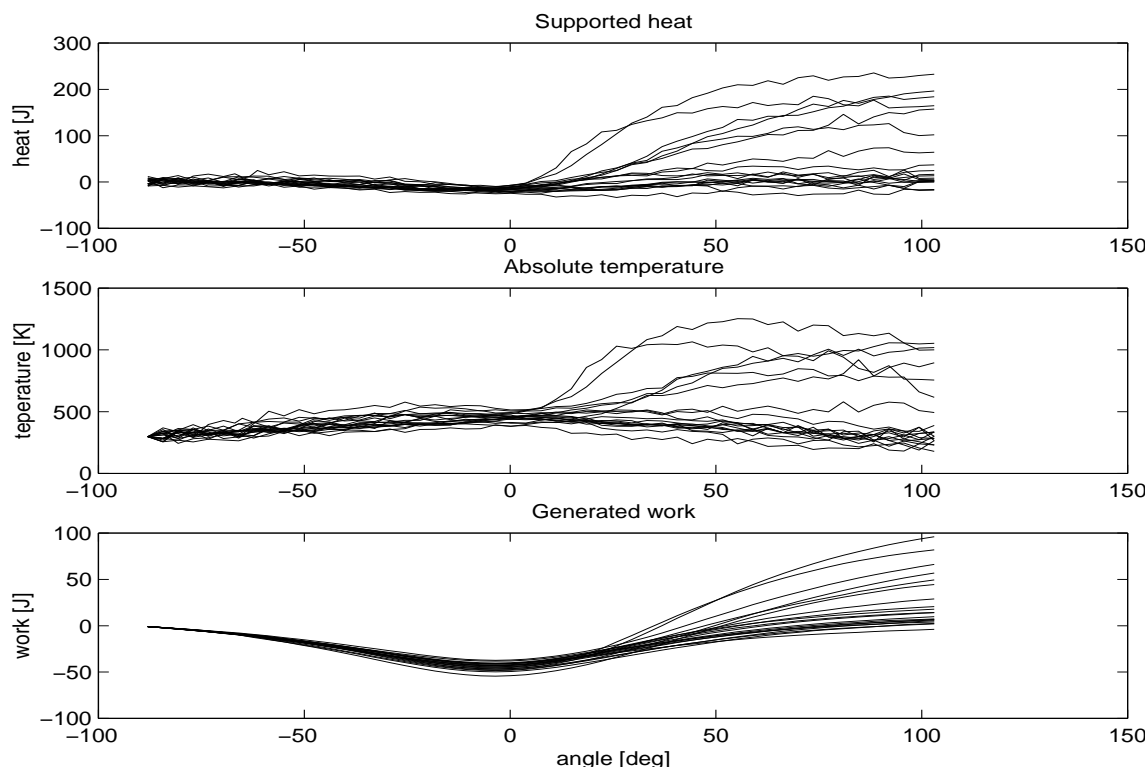
Z uvedených rovnic lze vyjádřit teplotu a změnu vnitřní energie jako

$$T = \frac{p \cdot V}{r \cdot m} \tag{13}$$

$$dU = \frac{c_v}{r} \cdot d(p \cdot V) \tag{14}$$

Hodnotu U lze pak určit až na neznámou aditivní konstantu numerickou integrací dU .

Pro výpočet je nutné dále určit množství (hmotnost) směsi v okamžiku uzavírání sacího ventilu. To je možné při znalosti absolutního tlaku a teploty směsi ve válci po proběhnutí sání.



Obrázek 11: Vypočtené průběhy dodaného tepla, teploty ve válci a odevzdané práce

Při zanedbání dynamiky proudění směsi v sacím ventilu lze předpokládat, že absolutní tlak bude přibližně odpovídat tlaku v sacím potrubí motoru, a že sání proběhne dostatečně rychle a nestačí před uzavřením sacího ventilu dojít k většímu ohřátí směsi. Tyto předpoklady jsou v dostačující míře splněny. Absolutní tlak v sání lze určit z měřeného podtlaku v sání po jeho odečtení od atmosferického tlaku.

Vypočtené průběhy teploty, generovaného tepla a práce jsou vyneseny v grafech na obrázku 11. Protože u dvoutaktního motoru bez ventilů dochází k zavření sacího kanálu před zavřením výfukového kanálu je výpočet možno považovat za odpovídající realitě pouze po dobu od uzavření výfukového kanálu do jeho opětovného otevření. V případě měřeného motoru dochází k zavření i otevření výfukového kanálu $\pm 102^\circ$ od horní úvrati. Proto pokračování grafů za tuto hodnotu úhlu je již zkrácené a není do grafů vykresleno. Další chyby se přidávají únikem části směsi kolem pístních kroužků do karteru. Tyto chyby sice ovlivňují orientační výpočty tepelné bilance a dodaného tepla, ale v žádném případě nemohou vnést chybu do vyhodnocení tvaru a plochy P-V diagramů, takže celkový odhad generované práce není těmito chybami ovlivněn.

3.5 Možnosti online optimalizace

V předchozích kapitolách byla popsána činnost motoru a možnosti sledování a měření výkonu a pracovních cyklů motoru. Tyto informace mohou být použity k zlepšení vlastností a účinnosti motoru.

Pro optimalizaci je nutné rozhodnout, která kritéria budou sledována. Požadavkem může být

- minimalizace spotřeby (maximalizace účinnosti)
- maximalizace kroutícího momentu
- maximalizace úhlové rychlosti
- maximalizace výkonu
- maximalizace říditelnosti a zrychlení motoru
- minimalizace množství škodlivých zplodin
- zvýšení životnosti motoru

Většinou se nevolí pouze jedno z uvedených kritérií, ale určitá jejich kombinace. Vlastnosti motoru lze zlepšovat konstrukčními a mechanickými úpravami, jako jsou

- optimalizace kompresního poměru
- ladění sacího a výfukového potrubí
- zlepšení tvorby palivové směsi, karburátoru nebo jeho náhrada nízkotlakým nebo přímým vstřikováním
- optimalizace prostoru válce, kde dochází k zážehu nebo vznětu paliva
- u zážehových motorů zvětšení energie jiskrového výboje nebo vícenásobná jiskra
- zkvalitnění zážehu (například použitím předkomůrky)
- optimalizace otvírání a zavírání ventilů
- vyvážení rotačních částí motoru

Tyto úpravy jsou většinou nákladné, je nutné je provádět na specializovaných pracovištích a jsou především důležité pro vývoj a konstrukci nových motorů.

Pro další zlepšení vlastností motoru je potřeba dosáhnout optimálního seřízení a řízení již vyrobeného motoru ve všech režimech, ve kterých bude provozován. Pro zážehové motory se především jedná o optimalizaci časování zážehu a bohatosti palivové směsi. Bohatost směsi lze ovlivňovat buď mechanickým seřízením karburátoru nebo směšovacího zařízení u plynových motorů, případně doplněním karburátoru o elektricky ovládané prvky. Dalším výrazným zlepšením je náhrada karburátoru vstřikováním, které umožňuje nezávislou optimalizaci bohatosti směsi pro všechny režimy motoru.

Dále budou popsány možnosti provádění online optimalizací za provozu motoru (vozidla). Při provozu vozidla v reálných podmínkách je možné motor vybavit pouze omezeným množstvím senzorů, dále nelze předpokládat, že motor bude po delší dobu setrvávat v ustáleném režimu. Také zatížení motoru bude proměnlivé a nelze ho dopředu odhadnout.

Parametrem, který nejvíce mění vlastnosti zážehových motorů a je snadno ovlivňovatelný, je časování (úhlový předstih před horní úvratí) okamžiku zážehu. Jedním z prvních systémů zpětnovazebního řízení předstihu je postup popsáný v [4]. Tento systém se snaží maximalizovat otáčky motoru řízením předstihu zážehu. Systém musí nejdříve určit směr změny předstihu, který povede ke zvýšení otáček. Toho se docílí periodickými změnami předstihu mezi dvěma

blízkými hodnotami. Po vyhodnocení směru, ve kterém došlo ke zlepšení, je provedena změna předstihu o jeden krok. Tento systém nebere do úvahy potřebu rychlé změny předstihu při změně režimu motoru. Zároveň je systém ovlivňován zpětnou vazbou způsobenou řidičem vozidla. Systém může dobře pracovat pouze při zkouškách motoru ve zkušebně.

V dnešní době je velmi často používaná zpětnovazební korekce předstihu a vstříkávání podle množství nespáleného kyslíku ve výfukových plynech (většinou měřeným λ -sondou). Tento systém je výhodný v kombinaci s katalyzátorem pro minimalizaci množství škodlivin vypouštěných do prostředí. Základní hodnota předstihu a časování vstříkávání pro každý režim motoru je uložena v tabulce (mapě) zapsané do řídicí jednotky výrobcem motoru. Tato tabulka se většinou získává měřením a optimalizací motoru ve zkušebně.

S využitím výše popsané možnosti měřit průběh P-V diagramu při různých režimech motoru je možné výrazně urychlit a zkvalitnit seřizování motoru. Již při pouhé vizualizaci P-V diagramů je technik schopný odhadnout, nedochází-li v daném režimu ke špatnému využití nárůstu tlaku. Je-li příliš velké množství směsi spáleno před horní úvratí pístu, dochází k působení tlaku proti směru otáčení klikového hřídele motoru. Pozdní zážeh nebo příliš chudá směs vedou ke špatnému využití získaného nárůstu tlaku a k velkému úniku energie do výfuku.

Názornost informací získaných měření tlaku se ještě zvýší provedením výpočtu tepelné bilance pracovního cyklu motoru. Zároveň je vypočítán průběh palivem dodávaného tepla a tím i rychlosti hoření směsi. Bude-li uvažovaná korekce časování zážehu prováděna opakovaně po malých krocích, lze předpokládat, že se celý průběh hoření směsi přibližně posune ve shodě se změnou předstihu zážehu. (Rozdíly budou způsobeny zapálením a hořením směsi při jiném tlaku a objemu, tyto rozdíly budou pro malou změnu předstihu zanedbatelné) Za předpokladu známého průběhu hoření směsi lze z rovnic 12, 13 a 14 vypočítat průběh tlaku a objemu v cyklech s posunutým okamžikem zážehu

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (15)$$

$$dT = \frac{dU}{c_v \cdot m} \quad (16)$$

$$p = \frac{T \cdot r \cdot m}{V} \quad (17)$$

Numerickým výpočtem pro známý průběh velikosti objemu nad pístem a za předpokladu dostatečné setrvačnosti rychlosti otáčení motoru lze určit odevzdanou práci modifikovaného pracovního cyklu. Provedením výpočtu pro předstih zážehu snížený a zvýšený o jeden krok lze rozhodnout, kterým směrem by měl být předstih pro zvýšení výkonu a účinnosti změněn. Velikost kroku může být konstantní, nebo lze využít sofistikovanějších pravidel pro hledání maxima. Důležité je, aby funkce výkonu v závislosti na předstihu měla pouze jedno (globální) maximum. Pak po určitém počtu kroků dojde k optimálnímu naladění předstihu.

Tento systém na rozdíl od jiných (např. [4]) nemá žádné nároky na délku setrvání motoru v jednom režimu. Stačí pouze uložit informaci o režimu (otáčkách, podtlaku v sání a popřípadě i teplotě a požadavku na výkon motoru), při kterém byl změřen průběh tlaku. Pak při použití obvyklé mapy předstihu zážehu v závislosti na režimu motoru stačí upravit hodnotu buňky odpovídající režimu při kterém byl průběh změřen. Mapa se poté použije pro další řízení předstihu a cyklus měření a korekce se může opakovat. Tento systém bude pracovat i při rychlých změnách režimu motoru a i při relativně pomalém zpracování dat. Ideální by bylo provádět výpočet pro každý pracovní cyklus motoru, ale i při zpracování jen některých cyklů (například uvažovaná řídicí jednotka ve spojení s počítačem je dostatečně

rychlá asi pro 1 měření za 5 s) nedojde ke změně průběhu výsledné optimální mapy, pouze doba adaptace se prodlouží. K optimálnímu vyladění celé mapy je potřeba, aby motor procházel všemi uvažovanými režimy. To nemusí být splněno. Pak je nutné pro režimy s malou četností výskytu provést interpolaci mapy z okolních více pravděpodobných buněk mapy. Tento nedostatek však není natolik závažný, protože optimalizace může probíhat za reálného provozu vozidla po dlouhou dobu. Nedokonalá optimalizace činnosti motoru pro velmi málo pravděpodobné režimy pak ve výsledku příliš celkovou účinnost a výkon neovlivní. Četností výskytu motoru v jednotlivých režimech se zabývá kapitola 4.

Seřízení motoru provedené výše uvažovaným způsobem bude nutné zkontrolovat na zkušebně, kde mohou být provedeny korekce z pohledu jiných kritérií, například množství emisí škodlivých látek.

4 Statistika režimů motoru

4.1 Možné využití

Seřízení motoru pro optimální činnost ve všech možných režimech činnosti je velice nákladné a většinou i nemožné. V současnosti se nejedná pouze o seřízení motoru pro optimální výkon, ale i o dodržení limitů a minimalizaci množství škodlivých emisí. Protože je reálné optimalizovat vlastnosti motoru pouze pro konečné množství režimů, je nutné znát četnosti výskytů jednotlivých režimů. Tyto statistiky jsou potřeba jak pro výrobce automobilů, tak pro zkušebny a instituce rozhodující o způsobech měření a limitech škodlivých emisí.

V současné době existuje několik standardních testů množství emisí, které se snaží podchytit typický provoz vozidla ve městech, na silnicích a na dálnicích. Tyto testy se již neskládají jen z informace o režimu motoru a době po kterou má být v tomto režimu provozován, ale obsahují předepsaný průběh zkušební jízdy odpovídající určité kombinaci provozů vozidla.

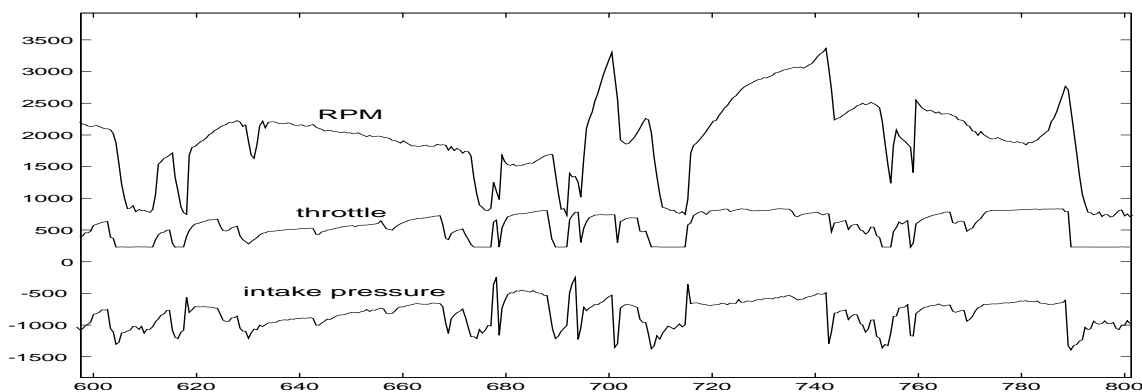
Z těchto důvodů byl navržen systém sběru údajů za provozu vozidla, ze kterého byly vypočítány četnosti provozu motoru v jednotlivých režimech. V budoucnosti se uvažuje i o vyhodnocení pravděpodobností přechodů mezi jednotlivými režimy.

4.2 Měřené údaje

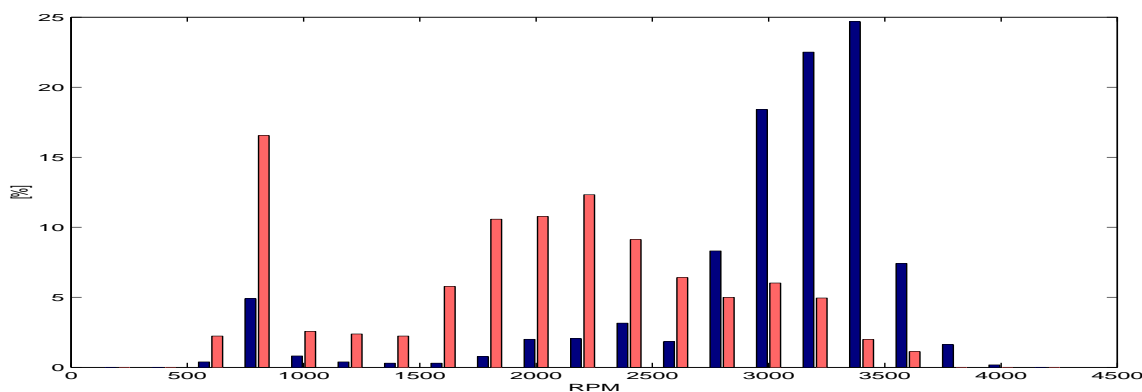
Pro určení režimu motoru jsou nejdůležitějšími informacemi otáčky motoru a podtlak v sacím potrubí. Dále je vhodné ukládat informace o nastaveném předstihu, požadavku řidiče na výkon motoru a teplotě motoru. Toto množství informací již může posloužit i k hrubému odhadu dynamických vlastností motoru.

Navržená řídicí jednotka je schopná všechny výše uvedené informace měřit a s využitím přenosného počítače i zaznamenávat pro budoucí vyhodnocení. Podle požadovaného časového rozlišení lze ukládat až 3 datové záznamy za sekundu.

Na obrázku 12 je zobrazen asi 3 minuty dlouhý úsek z půlhodinového záznamu. Zobrazeny jsou otáčky motoru, poloha plynového pedálu (škrtkovací klapky) a podtlak v sacím potrubí. K dokonalému obrazu o pohybu automobilu by bylo třeba ještě přidat zařazený rychlostní stupeň a zátěžový moment motoru. Výkon motoru a tím i moment by bylo možné vypočítat z průběžně měřených P-V diagramů, jak bylo ukázáno v odstavci 3.1 .



Obrázek 12: Ukázka dat snímaných z motoru za jízdy v úseku 600 až 800 sekund



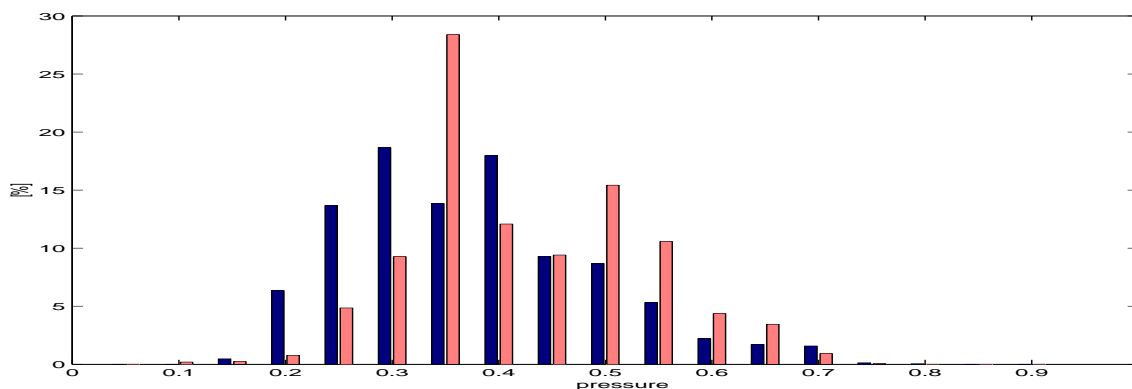
Obrázek 13: Srovnání histogramu otáček motoru naměřeného na dálnici (tmavě) a na okresní silnici (světle)

4.3 Vyhodnocení záznamů

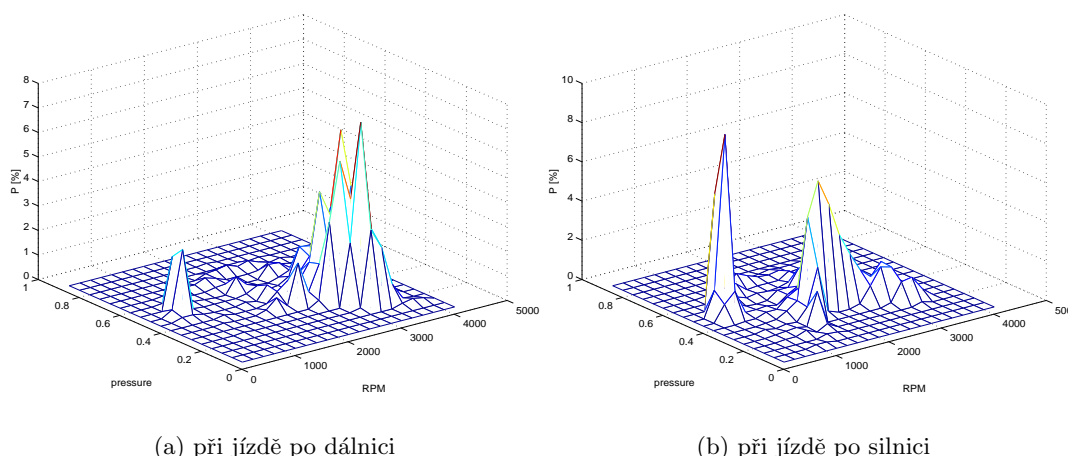
Během provozu vozidla a testování navrženého systému bylo nasbíráno velké množství dat. Z těchto dat bylo možné vyhodnotit četnosti jednotlivých režimů motoru potřebné pro určení nejdůležitějších oblastí optimalizace motoru. Z dat získaných za různých druhů provozu je také možno získat porovnání četností režimů motoru v závislosti na druhu provozu.

Jako demonstrační příklad bylo provedeno porovnání statistik získaných při jízdě na dálnici a na okresní silnici. Srovnání histogramů otáček je vyneseno v grafu na obrázku 13. Ze srovnání je patrné, že na dálnici docházelo pouze k malým změnám otáček motoru a i stavy odpovídající vyřazení rychlostního stupně a volnoběžným otáčkám byly málo pravděpodobné. Na silnici dochází k častějšímu výskytu volnoběžných otáček a celkově dochází k posunu histogramu do oblastí nižších otáček. Na histogramech v obrázku 14 je provedeno obdobné srovnání pro velikost podtlaku v sacím potrubí motoru. Zde je opět možné pozorovat nárůst četnosti volnoběžného režimu na silnici odpovídající podtlaku 0.5 atmosféry. Zároveň je vidět, že odebraný výkon z motoru na silnici mírně poklesl, protože se celý histogram posunul do oblasti vyššího podtlaku (menšího plnění).

Protože histogramy podle jednotlivých měřených parametrů nedávají ucelenou představu o četnosti jednotlivých režimů motoru definovaných současnými hodnotami více parametrů bylo provedeno i vyhodnocení vícerozměrných histogramů. Konkrétně se jedná o vyhodno-



Obrázek 14: Srovnání histogramu podtlaku v sání motoru naměřeného na dálnici (tmavě) a na okresní silnici (světle)



(a) při jízdě po dálnici

(b) při jízdě po silnici

Obrázek 15: Vzájemný histogram otáček motoru a podtlaku

cení četností režimů definovaných otáčkami motoru podtlakem v sání. Tyto histogramy jsou vyneseny jako 3-D plochy pro jízdu na dálnici a na silnici v grafech na obrázku 15.

Vynesení těchto vzájemných histogramů je již velmi dobrou pomůckou pro vyhledávání nejdůležitějších oblastí pro optimalizaci motoru, protože nejčastěji užívaná mapa předstihu hodnotí režim motoru také podle otáček a velikosti podtlaku. Potom četnosti jednotlivých režimů motoru mohou přímo odpovídat důležitosti jednotlivých buněk mapy předstihu zážehu.

5 Závěr

V předchozích kapitolách byly předvedeny teoreticky i prakticky možnosti měření činnosti zážehového motoru. Jak bylo ukázáno mohou získané informace sloužit jak k manuální optimalizaci činnosti motoru tak k automatickému provádění optimalizace na zkušební nebo i přímo za jízdy vozidla.

Námi navržená a používaná řídicí jednotka je schopná sledovat a měřit činnost motoru za provozu. Výkon použitého hardware však neumožňuje automatickou optimalizaci P-V diag-

ramu přímo v jednotce. Jednotka je však vybavena komunikací a ve spojení s přenosným počítačem bude možné dosáhnout automatické optimalizace mapy předstihu z průběžně měřených P-V diagramů a dalších měřených údajů. Dále by bylo možné uvažovat o měření informace z λ -sondy a korekci předstihu provádět přímo v jednotce. Do budoucna by systém měl být doplněn i o možnost řízení vstřikování nebo korekci nastavení směšovacího ventilu pro plynové motory.

Ze statistiky provozních režimů motoru lze určit oblasti map předstihu, jejichž optimalizace je pro reálný provoz vozidla nejdůležitější. Pro tyto režimy je pak možné provést důkladnou analýzu a minimalizaci množství produkovaných škodlivin ve zkušebně.

Do budoucna lze uvažovat o použití měřicího systému pro optimalizaci řízení přestavěných autobusových motorů ve zkušebně motorů v Liberci.

Kdyby byl o projekt vážný zájem a bylo by vyřešeno jeho financování, bylo by možné navrhnout výkonnější řídicí systém například s mikrokontrolérem 68332 používaným pro řízení motorů v projektu EFI332 viz [21] nebo použít modernější varianty 68376 viz [16]. Pro ještě náročnější aplikace by bylo možné uvažovat o mikrokontrolérech založených na architektuře PowerPC nebo o použití signálového procesoru.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomohli při návrhu a realizaci experimentů a vývoji řídicí jednotky. Zvláště bych chtěl poděkovat

- Doc. Ing. Ondřejovi Vysokému za odborné vedení práce a za zapůjčení již druhého vozidla k provedení měření a experimentů.

Děkuji mu také za jeho odvalu a pomoc při úpravě hlavy motoru, přípravě a osazování řídicí jednotky a čidel na vozidlo a při vlastním provádění experimentů a měření.

- Svému otci za pomoc s návrhem a realizací tlakového čidla
- Ing. Petrovi Porazilovi za pomoc s návrhem a realizací hardware
- Firmě PiKRON s.r.o. za sponzorování projektu finančními prostředky, součástkami a technickým vybavením

Reference

- [1] Kalčík J. : Technická Termodynamika, Nakladatelství ČSAV, Praha 1960
- [2] Howard B. Palmer, J. M. Beér : Combustion Technology, Some Modern Developments, ACADEMIC PRESS, New York and London 1974
- [3] John F. Cassidy : A Computerized On-Line Approach to Calculating Optimum Engine Calibrations, Society of Automotive Engineers, Detroit 1977
- [4] Paul H. Schweitzer and Thomas W. Collins : Electronic Spark Timing Control for Motor Vehicles, Society of Automotive Engineers, Passenger Car Meeting, Troy, MI 1978
- [5] Thomas Trella : Spark Ignition Engine Fuel Economy Control Optimization-Techniques and Procedures, Society of Automotive Engineers, Detroit 1979
- [6] Štoss M. : Spalovací motory I, VUT, Brno 1987
- [7] Valášek P. : Monolitické mikroprocesory a mikropočítače, SNTL, Praha 1989
- [8] Šanderová V., Kracík J. : Fyzika, SNTL, Praha 1989
- [9] Vysoký O. : Habilitační práce, ČVUT, Praha 1990
- [10] Vrátil Z. : Architektura PC'386 a '486, GETHEON audio and computers, Praha 1993
- [11] Katalog : 80C51-Based 8-Bit Microcontrollers, DATA BOOK, Philips 1994
- [12] User's Manual : M68300 Family - MC68332, MOTOROLA, INC. 1995
- [13] Vysoký O., Píša P. : Mikroprocesorový řídicí systém zapalování pro plynové motory, výzkumná zpráva ČVUT pro Magnetron a. s., Praha 1995
- [14] Píša P. : Diplomová práce, ČVUT, Praha 1996
- [15] Macek J., Suk B. : Spalovací motory I, ČVUT, Praha 1996
- [16] User's Manual : MC68376, MOTOROLA, INC. 1998
- [17] Expectation's Automotive Links www.expectation.com/software/links.html
- [18] Vehicle Dynamics and Control Lab <http://vehicle.me.berkeley.edu/>
- [19] Society of Automotive Engineers (SAE) <http://www.sae.org/>
- [20] Internal Combustion Engines - VUTBR <http://www-dt.fme.vutbr.cz/~ice/>
- [21] efi332 Project <http://efi332.eng.ohio-state.edu/efi332/>
- [22] EFI DIRECT <http://www.efidirect.com.au/>
- [23] Robert Boehne's Homepage - Dynomation <http://www.public.iastate.edu/~punk/>
- [24] Automotive Programs By Bowling <http://sura1.jlab.org/~grippio/auto.html>

-
- [25] Natural Gas Engine Gives Safe School Bus a Boost
<http://www.swri.org/3pubs/ttoday/summer/tecfiles.htm>
- [26] (10-22-96) Final Regulations for Revisions to the Federal Test Procedure
<http://www.epa.gov/docs/fedrgstr/EPA-AIR/1996/October/Day-22/pr-23769.txt.html>
- [27] Engine Research Center of West Virginia University
<http://www.cemr.wvu.edu/~englab/#Publications>
- [28] Dual-Fuel Engine Performance Optimization <http://www.cemr.wvu.edu/~wwwatf/dualfuel.html>
- [29] The U.S. Department of Energy's (DOE's) Alternative Fuels Data Center
<http://www.afdc.doe.gov/>
- [30] Hybrid Vehicle Propulsion Program <http://www.hev.doe.gov/>
- [31] Natural Gas Vehicle Coalition <http://www.ngvc.org/home.html>
- [32] Free-Piston Engine-Generator Technology <http://www.galileo-research.com/free-pis.htm>
- [33] Harris Semiconductor Engine Performance and Management Circuits
<http://www.nt.semi.harris.com/auto/engine.htm#ELECTRONIC>
- [34] Orbital Engine Corp <http://www.orbeng.com.au/>
- [35] PCB Piezotronics, Inc. <http://www.pcb.com/pressure.htm>
- [36] CFD Research Corporation <http://www.cfdrc.com/>