

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ**  
**AGRONOMICKÁ FAKULTA**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**BRNO 2016**

**ING. ONDŘEJ KOŠTÁL**

**Mendelova univerzita v Brně**  
**Agronomická fakulta**  
**Ústav techniky a automobilové dopravy**



**Úplná charakteristika spalovacího motoru provozovaného  
na palivo E85**  
Diplomová práce

*Vedoucí práce:*

Ing. Marek Žák, Ph.D

*Vypracoval:*

Ing. Ondřej Košťál

Brno 2016

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem práci na téma Úplná charakteristika spalovacího motoru provozovaného na palivo E85 vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací.

Jsem si vědom, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

dne.....

podpis .....

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto děkuji zejména vedoucímu práce Ing. Marku Žákovi, Ph.D za pomoc při vypracování této diplomové práce, za jeho cenné rady a čas strávený nad touto prací a především za realizaci potřebného laboratorního měření, bez kterého by tato práce nevznikla. Další poděkování patří doc. Pavlu Sedlákovvi, CSc. za dozor a důležité připomínky k mé práci a také Ing. Vítu Podlipnému za asistenci při laboratorním měření. Dále chci poděkovat rodičům za podporu při studiu.

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce na téma „Úplná charakteristika spalovacího motoru provozovaného na palivo E85“ se zabývá problematikou měření charakteristik a základních parametrů pístových spalovacích zážehových motorů. Hlavní náplní práce je naměření stanovených parametrů na zážehovém motoru v motorové zkušebně a následné vyhodnocení tepelných toků a sestavení úplných charakteristik se zaměřením na celkovou tepelné bilance motoru.

Klíčová slova: zážehový motor, úplná charakteristika, tepelná bilance, bioetanol

## **ABSTRACT**

This diploma thesis titled „Full characteristics of internal combustion engine operating with E85 fuel“ deals with measurement of characteristics and basic parameters of piston internal combustion petrol engines. Main part of thesis is measurement of defined parameters on petrol engine in motor testing laboratory and evaluation of heat flows and compilation of full characteristics focused on the overall heat balance of the engine.

Keywords: petrol engine, full characteristics, heat balance, bioethanol

## OBSAH

1	ÚVOD .....	8
2	CÍL PRÁCE .....	8
3	VOZIDLOVÉ SPALOVACÍ MOTORY .....	9
3.1	Princip spalovacího motoru .....	9
3.2	Ideální a skutečné oběhy spalovacích motorů .....	12
3.2.1	Teoretický izochorický oběh zážehového atmosférického motoru ...	12
3.2.2	Skutečný tepelný oběh zážehového nepřepřlňovaného motoru.....	13
3.3	Charakteristiky spalovacích motorů .....	15
4	ALTERNATIVNÍ PALIVA.....	16
4.1	Biopaliva.....	17
4.2	Bioetanol a jeho specifika.....	20
5	METODIKA LABORATORNÍHO MĚŘENÍ.....	23
5.1	Metodika měření .....	23
5.2	Metodika vyhodnocování dat.....	24
5.3	Výpočtové vztahy .....	24
5.4	Vybavení motorové zkušebny .....	27
5.4.1	Elektrický vířivý dynamometr AVL DP 240 .....	30
5.4.2	Zážehový motor Škoda 1,4 16V 74 kW .....	32
5.4.3	Řídící jednotka Magneti Marelli SRA-E.....	34
6	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ.....	35
6.1	Úplná charakteristika s měrnou spotřebou paliva.....	36
6.2	Úplná charakteristika s tepelným tokem přivedeným v palivu.....	37
6.3	Úplná charakteristika s efektivním tepelným tokem .....	38
6.4	Úplná charakteristika s tepelným tokem odvedeným chlazením.....	39
6.5	Úplná charakteristika s tepelným tokem odvedeným výfukem.....	40
6.6	Úplná charakteristika s ostatním odvedeným tepelným tokem .....	42
6.7	Vyhodnocení tepelné bilance při 100 % otevření škrticí klapky .....	43
6.8	Vyhodnocení tepelné bilance při 50 % otevření škrticí klapky .....	44
6.9	Vyhodnocení tepelné bilance při 25 % otevření škrticí klapky .....	45
7	DISKUSE.....	47
8	ZÁVĚR .....	49
	POUŽITÉ ZDROJE .....	50

SEZNAM OBRÁZKŮ .....	53
SEZNAM TABULEK.....	54

## **1 ÚVOD**

V současné době je kladen velký důraz na ochranu životního prostředí a ekologii obecně. Tento fakt se samozřejmě dotýká velkou měrou také automobilového průmyslu a výrobci motorových vozidel, potažmo vozidlových motorů, jsou nuceni podstatným způsobem snižovat škodliviny ve výfukových plynech oproti normám, které platily před několika lety. Emisní normy se stále zpřísňují, což s sebou nese potřebu čím dál sofistikovanějších systémů v oblasti přípravy paliva a jeho spalování. Na výsledné emise škodlivin ve výfukových plynech má vliv především použité palivo, které v sobě nese chemické složky, které složení výfukových plynů ovlivňují. Přísnější emisní normy teda kladou důraz na vyšší kvalitu paliva, přičemž je snaha o rozšíření alternativních paliv z obnovitelných zdrojů, které mají zlepšovat jak výkonnostní parametry motoru, tak také spotřebu paliva a s tím související produkci škodlivin. Tímhle směrem je zaměřena i tato diplomová práce, která přináší výsledky úplné charakteristiky zážehového motoru se zaměřením na jeho tepelnou bilanci při provozu na palivo E85.

## **2 CÍL PRÁCE**

Cílem práce je srovnat nynější stav v problematice měření charakteristik pístových spalovacích motorů se zaměřením na základní parametry zážehových motorů. Základním pramenem práce je laboratorní měření na motorové zkušebně Mendelovy univerzity v Brně, při kterém bylo provedeno měření různých parametrů zážehového motoru a z vyhodnocení měření vznikla úplná charakteristika motoru se zaměřením na tepelné toky a celkovou tepelnou bilanci motoru.



### **3 VOZIDLOVÉ SPALOVACÍ MOTORY**

Spalovací motor je tepelný stroj poskytující mechanickou energii transformací z energie chemické obsažené v palivu. Tato transformace probíhá prostřednictvím její přeměny na tepelnou energii během spalování. Spalovací motor představuje nejrozšířenější typ pohonu různých druhů dopravních prostředků, motorových vozidel, pracovních strojů, pohonných agregátů a dalších. Využití spalovacích motorů v praxi s sebou nese i negativní dopad, který se podepisuje především na životním prostředí a je dlouhodobým cílem společnosti tento dopad eliminovat (Macek, 2007).

V praxi je využíváno více typů spalovacích motorů dle požadavků a podmínek, v kterých jsou provozovány. Princip funkce spalovacího motoru je dlouhá desetiletí takřka totožný, ale použité technologie prochází značným vývojem, aby motory mohly splňovat současné trendy a legislativní požadavky. V práci je popsána problematika především pístových spalovacích motorů s vnitřním spalováním, u kterých je pracovní látkou přímo produkt spalování. Pístový spalovací motor s vnitřním spalováním může mít přímočarý vratný, nebo rotační pohyb pístu, přičemž se v této práci zaměřuji na nejrozšířenější motory s přímočarým vratným pohybem pístu.

Z hlediska počtu dob spalovacího motoru jsou v současných motorových vozidlech použity výhradně čtyřdobé spalovací motory, jejichž princip je vysvětlen v následující kapitole.

Mechanická energie se tedy u pístového spalovacího motoru s vnitřním spalováním produkuje na základě periodicky se opakujících otevřených pracovních oběhů, které probíhají v objemu uzavíraném pístem motoru. Všechny typy spalovacích motorů nejsou v této práci rozebírány a zaměřuji se zde na nejrozšířenější typ, který je také předmětem laboratorního měření (Vlk, 2003).

#### **3.1 Princip spalovacího motoru**

Pracovní oběh je proces, při kterém probíhá v motoru přeměna energie přivedené v palivu na mechanickou práci. Rozlišujeme dva pracovní oběhy:

- Dvoudobý.
- Čtyřdobý.

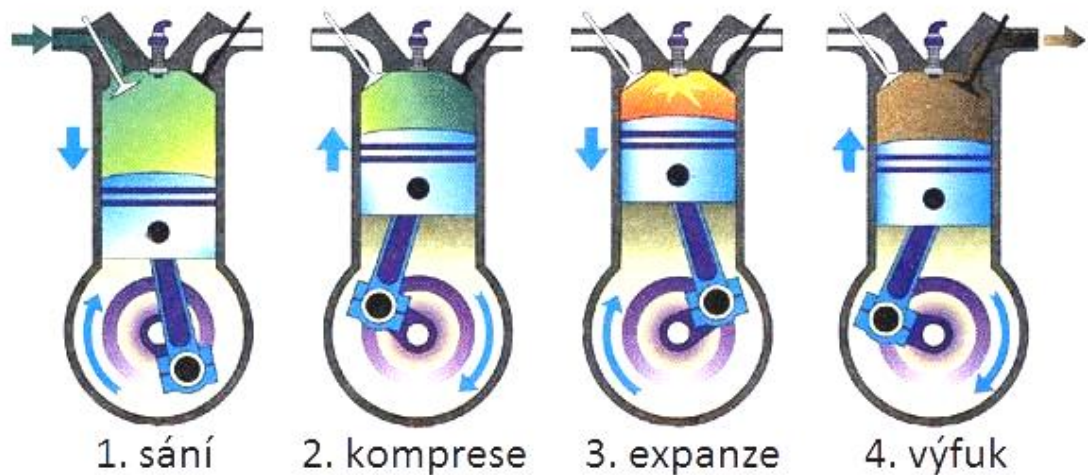
Doba je u spalovacího motoru synonymem pro zdvih. Čtyřdobý proces je rozložen na čtyři zdvihy, respektive dvě otáčky klikového hřídele. Dvoudobý motor tedy pracuje

se dvěma zdvihy a jednou otáčkou klikového hřídele. Při každém zdvihy probíhá jiný děj, přičemž každý z nich má svůj úkol. Dvoudobý motor z osobních vozidel již vymizel především díky neschopnosti plnit současné emisní limity (Grohe, 1985).

Čtyři fáze činnosti čtyřdobého motoru jsou tedy následující, viz obr. č. 1:

- Sání.
- Komprese.
- Expanze.
- Výfuk.

Pracovní cyklus se odehrává nad pístem, přičemž výměna náplně je zajištěna prostřednictvím ventilů ovládaných vačkovým hřídelem. Jednotlivé pracovní cykly jsou tedy ohraničeny fázemi ovládní ventilů, takže technický stav a seřízení ventilového rozvodu má zcela zásadní vliv na činnost čtyřdobého spalovacího motoru (Vlk, 2003).



Obr. 1 – Činnost čtyřdobého spalovacího motoru (Voděrek, 2016)

Čtyřdobý cyklus Vlk popisuje následovně:

### **1. doba - sání**

Sací ventil je otevřený a píst se pohybuje směrem dolů do dolní úvratě, přičemž probíhá plnění válce směsí vzduchu a paliva (zážehový motor) nebo pouze vzduchu (vznětový motor). Výfukový ventil je zavřený a ke spalování nedochází. Pro co nejlepší zajištění plnění válce je sací ventil otevírán ještě pár stupňů před dosažení horní úvratí pístu a zavírán pár stupňů po dosažení dolní úvratí (jedná se o natočení v řádech několika stupňů otočení klikového hřídele).

### **2. doba - komprese**

Píst ve válci směřuje směrem vzhůru a směs je stlačována, čímž roste tlak i teplota ve válci. Oba ventily jsou v tomto případě uzavřeny.

### **3. doba – expanze**

Stlačená směs je krátce před dosažením horní úvratě pístu zapálena zapalovací svíčkou v případě zážehového motoru. U vznětového motoru dochází k vstříknutí paliva (zpravidla motorové nafty) a k samovznícení hořlavé směsi za vysoké teploty. Oba ventily jsou uzavřeny a tato doba je jediným pracovním zdvihem u čtyřdobého motoru, takže se jedná o jedinou dobu vykonávající užitečnou práci. V ostatních třech dobách musí píst odevzdávat svoji práci plynu ve válci. Po zapálení (vznícení) směsi ve válci stoupá teplota a tlak. Krátce po dosažení horní úvratě je tlak na své nejvyšší hodnotě a tlačí píst směrem dolů. Přes ojnici píst pohání klikovou hřídel, která následně pohání další části hnacího ústrojí automobilu, zpravidla převodovku.

### **4. doba – výfuk**

Spálená směs se přetransformuje na výfukové plyny, které je potřeba z válce odvést pryč a mohla do válce tak přijít nová čerstvá směs. K tomuto účelu slouží výfukový ventil, který se otevře a umožní vstup spalin do výfukového traktu. Výfukový ventil se otevírá již chvíli před dosažením dolní úvratě pístu, pro lepší odvod spalin z válce ven. Při pohybu pístu nahoru jsou výfukové plyny vytlačovány do výfukového potrubí a výfukový ventil se uzavírá chvíli po dosažení horní úvratě pístu. V tuto chvíli je již znovu otevřen sací ventil, aby mohlo být zajištěno nasávání čerstvé směsi. Tento jev nazýváme jako „střih“ ventilů (Vlk, 2003).

## 3.2 Ideální a skutečné oběhy spalovacích motorů

Spalovací motory řadíme do skupiny tepelných strojů, v kterých probíhá přeměna tepelné energie na mechanickou na základě složitých fyzikálně - chemických a termodynamických dějů. Energie se z paliva uvolňuje diskontinuálně (přerušovaným) spalováním ve spalovacím prostoru. Komplex dějů spojených s uvolňováním tepla, termodynamickými změnami a odvodu tepla nazýváme tepelný oběh spalovacího motoru. Všechny termodynamické změny tepelného oběhu motoru se řídí prvním a druhým zákonem termodynamiky. První zákon představuje formulaci zákona zachování energie, tedy že celkové množství energie v uzavřené soustavě zůstává zachováno, čili hovoří o ekvivalenci mezi teplem a mechanickou prací. Druhý zákon termodynamiky pojednává o tom, že uzavřený pracovní cyklus termodynamických změn může probíhat pouze za předpokladu, že se část tepla z cyklu odvede. Protože celý proces provázejí ztráty, hovoříme o tomto cyklu jako o nevratném. Tepelné oběhy spalovacího motoru můžeme stručně rozdělit jako ideální (teoretické) a skutečné (Hlavňa, 2000).

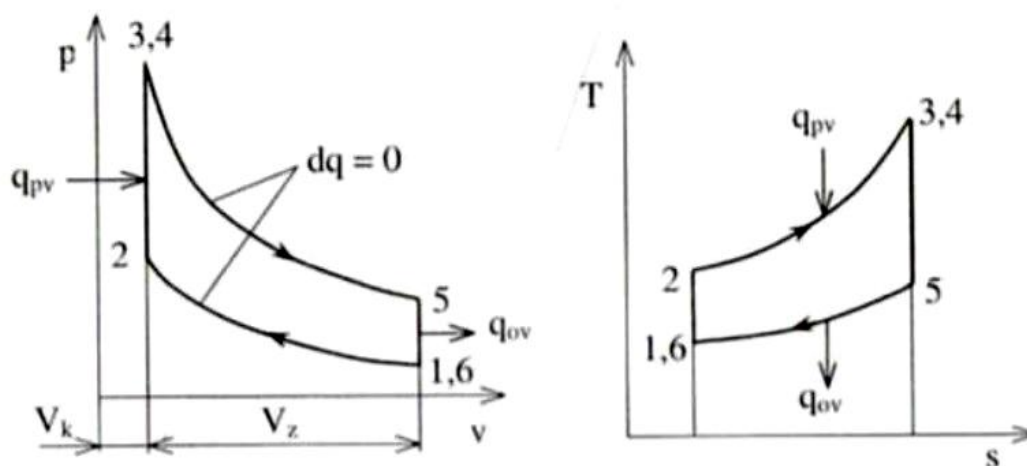
### 3.2.1 Teoretický izochorický oběh zážehového atmosférického motoru

Teoretický, nebo také ideální, případně porovnávací tepelný oběh ukazuje, jak by měl v ideálním případě spalovací motor pracovat a teoreticky velice srozumitelně popisuje činnost spalovacího motoru. Reálně však tepelný oběh takto nevypadá a slouží nám jako jakýsi etalon, s kterým srovnáváme skutečný tepelný oběh.

Abychom mohli mluvit o ideálním tepelném oběhu, musíme předpokládat, že pracovní látka je ideální plyn s konstantním objemem (proto je zaveden pojem izochorický) a s konstantním chemickým složením. Dalším předpokladem je, že při kompresi a expanzi se teplo nepřivádí ani neodvádí, takže tyto děje pracují beze ztrát (adiabatický děj). Oběh musí být uzavřený a přívod i odvod tepla musí být izochorické a izobarické děje, tj. za stálého objemu i tlaku. Pracovní prostor musí být dokonale těsný a nelze dojít k přestupu tepla mezi pracovním médiem a stěnami pracovního prostoru.

Na základě těchto faktů můžeme stanovit teoretický tepelný oběh pro zážehový motor, respektive pro jakýkoliv typ motoru, avšak zážehový nepřepřehovaný motor nás z hlediska laboratorního měření zajímá nejvíce. Tento typ cyklu nazýváme také jako Ottův a činnost zážehového motoru nám popisuje nejlépe obr. 2. Je tedy dle předešlých slov sestaven z adiabatické komprese (body 1, 6-2), izochorického přívodu tepla –

spalování (body 2-3, 4), adiabatické expanze (body 3, 4-5) a izochorického odvozu tepla – výfuku (body 5-1, 6), (Hlavňa, 2000).



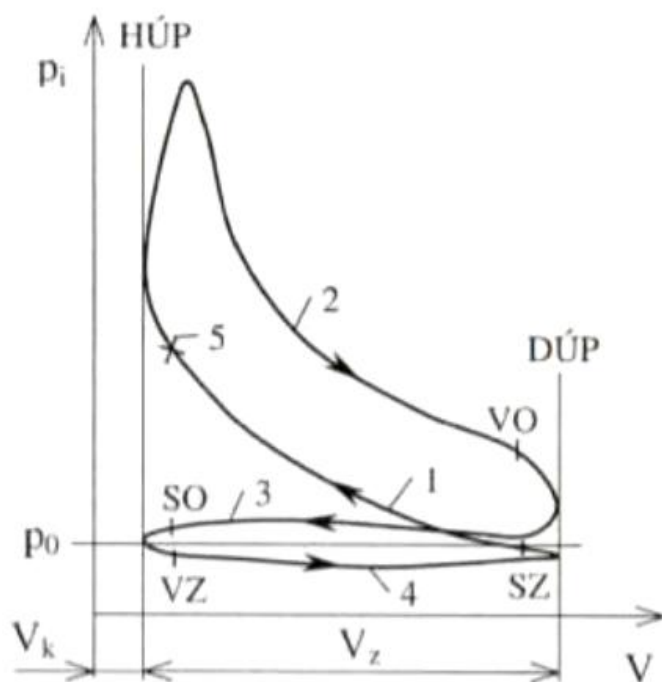
Obr. 2 - Isochorický porovnávací cyklus zážehového atmosférického motoru  
(Hlavňa, 2000)

### 3.2.2 Skutečný tepelný oběh zážehového nepřehřovaného motoru

Skutečný pracovní oběh pístového spalovacího motoru získáme jedině měřením průběhu tlaků v jeho pracovním prostoru během chodu motoru, čemuž říkáme indikování motoru. Následně získáme tedy diagram průběhu tlaků zvaného indikátorový diagram, který již popisuje skutečný průběh tlaků při měnícím se objemu spalovacího prostoru způsobeného pohybem místu nahoru a dolů. Je to diagram závislosti tlaku na objemu, takže p-V diagram viz obr. 3.

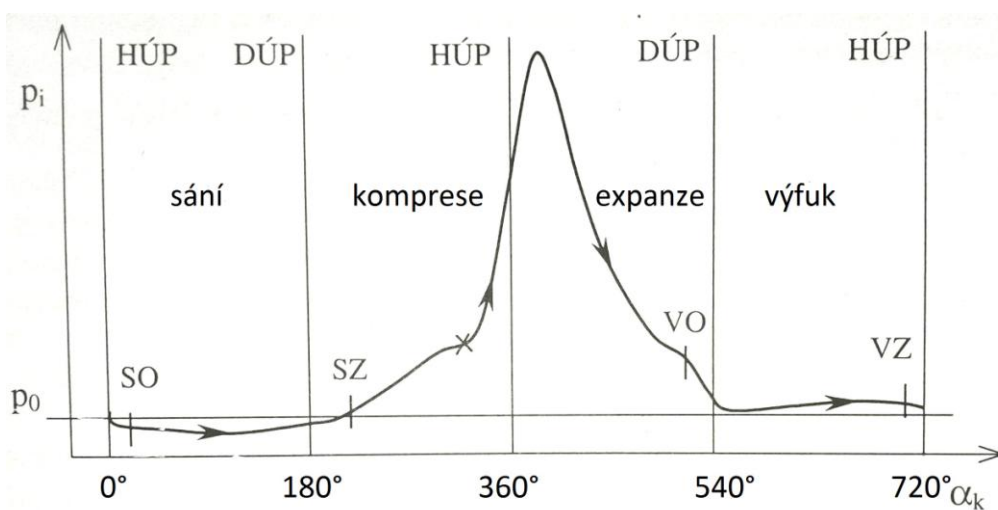
Plocha diagramu mezi křivkami 1 a 2 zobrazuje pozitivní práci plynů vykonanou při expanzním zdvihu zmenšenou o práci potřebnou na stlačení směsi. Plocha mezi křivkami 3 a 4 představuje negativní práci spotřebovanou na výměnu náplně ve válci. Diagram mimo jiné také zobrazuje průběh otevírání a zavírání ventilů a také zažehnutí zapalovací svíčky.

Jednotlivé cykly na obrázku jsou následující: 1 – komprese, 2 – expanze, 3 – výfuk, 4 – sání, 5 – přeskok jiskry. Režimy pohybu ventilů jsou vyjádřeny tímto způsobem: SO – sací otevírá, SZ – sací zavírá, VO – výfuk otevírá, VZ – výfuk zavírá, přičemž na přelomu cyklů výfuk a sání si lze povšimnout již zmíněného stříhání ventilů. Zkratky HÚP a DÚP značí horní a dolní úvrať.



Obr. 3 - Indikátorový diagram čtyřdobého zážehového atmosférického motoru  
(Hlavňa, 2000)

Indikátorový diagram lze zobrazit ve více tvarech, respektive na přihlídnutí i k ostatním parametrům činnosti spalovacího motoru. Poměrně přehledně vypovídajícím ukazatelem je rozvinutý indikátorový diagram zobrazující průběh tlaků v závislosti na stupni otočení klikového hřídele. Na obr. 4 tedy vidíme tento průběh u všech čtyř dob během dvou otáček klikového hřídele.



Obr. 4 - Rozvinutý skutečný indikátorový diagram čtyřdobého motoru (Hlavňa, 2000)

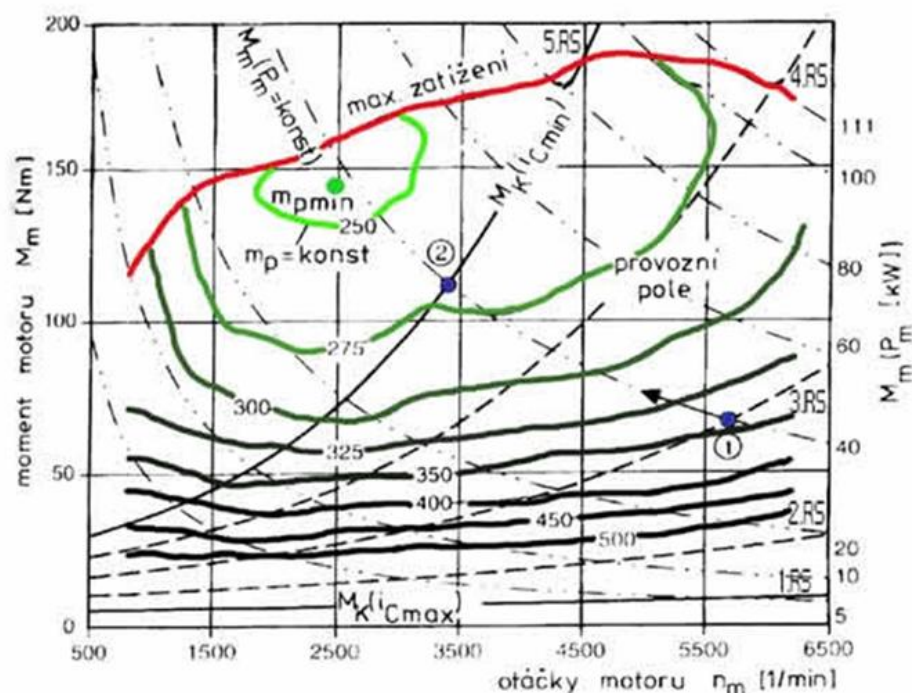
### 3.3 Charakteristiky spalovacích motorů

Pro exaktní hodnocení vlastností spalovacího motoru slouží charakteristiky motorů. Jedná se o graficky znázorněné závislosti základních parametrů motoru, jako jsou výkon, točivý moment, otáčky, měrná spotřeba paliva a další.

Dle nezávisle proměnného parametru charakteristiky dělíme:

- 1) Otáčkové – znázornění závislosti výkonu, případně dalších parametrů, na otáčkách motoru.
- 2) Zatěžovací – znázornění závislosti měrné spotřeby paliva, případně dalších parametrů, na veličině charakterizující zatížení motoru – výkon, točivý moment aj.
- 3) Seřizovací – znázornění závislosti parametrů motoru na určité veličině charakterizující jeho seřízení či nastavení, např. předstih zážehu
- 4) Úplné (celkové) – soustava křivek konstantních hodnot jedné veličiny znázorněné v závislosti na dvou jiných veličinách.
- 5) Zvláštní – zohledňuje jiné vlastnosti motoru (Bauer, 2006).

**Úplná otáčková charakteristika** je diagram zobrazující soustavu křivek, kde se sleduje závislost jedné provozní veličiny na dalších dvou základních veličinách vynesných v grafu. Každé křivce diagramu náleží určitá stálá hodnota sledované veličiny jako parametr. V úplné charakteristice jsou vyznačeny izočáry oblasti stálých výkonů, měrných spotřeb a dalších stálých hodnot sledovaných parametrů. Není získávána přímým měřením, nýbrž sestrojována z dílčích otáčkových charakteristik naměřených při různých dávkách paliva (Bauer, 2006).



Obr. 5 – Úplná otáčková charakteristika zážehového motoru (ÚTAD Mendelu, 2015)

#### 4 ALTERNATIVNÍ PALIVA

Současný trh s palivy nabízí jednak klasické a široce rozšířené druhy automobilových paliv, ale také mnoho alternativ, které jsou ve větší či menší míře využívány, nebo je zde jistý potenciál pro širší využití v budoucnu. Mezi klasická paliva patří automobilové benzíny a motorová nafta, tedy fosilní paliva z neobnovitelných zdrojů. Existuje řada možností, jak tyto paliva nahradit jinými fosilními palivy, nebo palivy z obnovitelných zdrojů, která jsou z hlediska omezeného množství fosilních zdrojů jistou vizí do budoucna.

Alternativní paliva lze shrnout následovně:

- Zkapalněné ropné plyny – LPG (propan-butanové směsi),
- zemní plyn – stlačený (CNG) nebo zkapalněný (LNG),
- alkoholy – metanol, etanol (líh), vyšší alkoholy,
- étery s pěti a více uhlíky – metylterc. butyletér (MTBE) aj.,
- metylestery mastných kyselin (např. řepkového oleje – MEŘO) a jejich směsi s motorovou naftou, tzv. směsné motorové nafty,



- bioplyny,
- vodík a další paliva (Matějovský, 2005).

Hlavním cílem využití alternativních paliv v dopravě jsou jejich ekologické a ekonomické aspekty. V mnoha případech lze jen s přiměřenými úpravami využívat více typů paliv ve vozidle a přispět ke snížení škodlivin ve výfukových plynech a také výrazně zvýšit ekonomičnost provozu, což je pro mnohé zcela klíčovým argumentem. Alternativní paliva umožňují snižování limitovaných složek výfukových plynů (oxid uhelnatý, uhlovodíky, oxidy dusíku, pevné částice), ale i nelimitovaných znečišťujících látek (polyaromatické uhlovodíky) a skleníkových plynů, především oxidu uhličitého (Ministerstvo životního prostředí, 2015).

Snaha o rozšíření paliv z obnovitelných zdrojů pramení především z faktu, že zdroje fosilních paliv budou v určitém čase vyčerpány a proto je nutné již s předstihem tuto problematiku řešit. Možností je využití biomasy, bioplynu a dalších zemědělských produktů, které díky svým vlastnostem nabízí využití v oblasti automobilových paliv (Vlk, 2006).

Plynová paliva jako LPG, CNG a LNG se řadí mezi fosilní paliva, tedy z neobnovitelných zdrojů a jsou využívány jako alternativní paliva pro zážehové motory. Propan-butan (LPG) je vyráběn z ropy, naopak zemní plyn (CNG, LNG) se získává přímou těžbou. (Matějovský, 2005). Jejich obliba roste především díky ekonomické stránce, jelikož díky poměru výhřevnost/cena je jejich využití velice výhodné. Přináší s sebou i nevýhody spojené především s nutností instalace druhého palivového systému do vozidla včetně objemné palivové nádrže, vyšší pořizovací náklady, nutnost pravidelných revizních prohlídek, zákaz vjezdu do podzemních garáží pro vozidla s LPG atd.

## **4.1 Biopaliva**

Z hlediska naplně diplomové práce se zaměřuji především na problematiku biopaliv. To jsou alkoholy nebo rostlinné oleje získané z biomasy. Biomasa je hmota organického původu vznikající v důsledku dopadu sluneční energie. Jako surovina pro výrobu automobilových paliv se pěstují různé druhy biomasy jako je obilí, cukrová řepa a třtina, olejniny, brambory, kukuřice a dále se využívá také odpadní biomasy. Zde

můžeme zařadit zbytky z rostlinné i živočišné výroby, komunální odpady, odpady z potravinářského, lesnického a dřevozpracujícího průmyslu (PREOL, 2016).

Jako biopaliva se uplatňují především:

- Bioethanol (kvasný líh obecně nebo zvláště denaturovaný) nebo bioETBE jako příměs do benzínu,
- methylestery mastných kyselin (FAME), převážně jako methylestery řepkového oleje (MEŘO) přidávané do motorové nafty (ČAPPO, 2014).

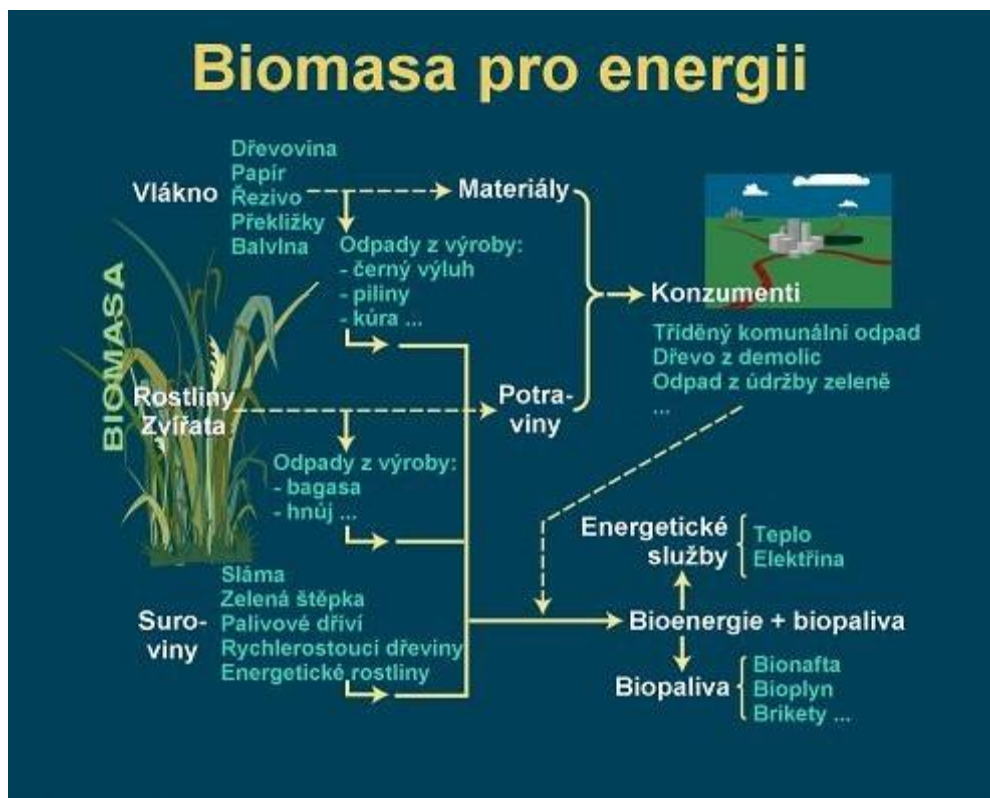
Biopaliva dále můžeme rozdělit následovně:

**Biopaliva I. generace** – surovinou pro jejich výrobu je biomasa, u které existuje konkurenční využití v potravinářském nebo krmivářském průmyslu, což přináší jisté limity pro využití na výrobu paliva. Do této kategorie můžeme zařadit bioethanol vyráběný z obilí, cukrové řepy a třtiny, kukuřice a dalších produktů kvašením a rafinací. Dále zde patří methylester řepkového oleje (MEŘO) vyrobený esterifikací z vylisované řepky olejné nebo methylester mastných kyselin (FAME) vyrobený z vylisovaných olejnatých rostlin (palmový či slunečnicový olej) a další (Ekoporadna Ministerstva životního prostředí, 2016).

**Biopaliva II. generace** – zde je surovinou nepotravinářská biomasa, respektive biomasa odpadní. Využívá se odpadu zemědělského (sláma, seno, kukuřičné nebo řepkové zbytky aj.), biomasy lesní včetně těžebních zbytků, biologického odpadu z domácností, energetické rostliny (čirok, šťovík aj.) a další. Paliva vyrobená z druhé generace jsou například bioethanol, motorová nafta, jako syntetický produkt Fischer-Tropschovy syntézy, biobutanol z bioetanolu aj. (Ekoporadna Ministerstva životního prostředí, 2016).

Biopaliva první generace mají vyšší výrobní náklady, než výroba ropných paliv. Z tohoto důvodu mají některá biopaliva úlevu na spotřební dani nebo jsou dokonce od spotřební daně úplně osvobozeny (ČAPPO, 2014).

Energetické plodiny druhé generace mají výrazně vyšší transformační potenciál, než plodiny první generace, avšak technologický proces získání paliva z odpadní biomasy je mnohem náročnější, než fermentace etanolu, či esterifikace olejů. Z hlediska konkurenčního využití s potravinářským průmyslem u biopaliv první generace je nasazení druhé generace žádoucí a je velmi účelné tento rozvoj v dalších letech podpořit (Calla, 2016). Možnosti využití biomasy, jako zdroje energie, ukazuje obrázek 6.



Obr. 6 – Možnosti využití biomasy, jako zdroje energie (O energetice, 2015)

Bionaftou se v ČR rozumí směsná nafta s obsahem zhruba 30 % methylesteru řepkového oleje (MEŘO). Ten vzniká reakcí řepkového oleje s metanolem, tzv. esterifikací. Bionafta se dělí na dvě generace:

- **Bionafta I. generace** – 100 % methylester řepkového oleje, v ČR se nevyužívá, jelikož jeho použití vyžaduje rozsáhlejší úpravy palivového systému, využívá se v Německu nebo Rakousku.
- **Bionafta II. generace** – směsná motorová nafta s podílem asi 30 % methylesteru řepkového oleje, zbytek tvoří klasická motorová nafta, označuje se jako SMN 30. Její využití je relativně bezproblémové, jen je detergentnější, takže je vhodná častější kontrola palivového filtru (Vlk, 2006).

Klasická motorová nafta má zákonem stanovený obsah FAME/MEŘO do 7% (označení B7). Směsná motorová nafta s obsahem FAME/MEŘO 30 % (označení B30, resp. SMN 30) je náhražkou výhodnou především z hlediska úlevy na spotřební dani ve výši asi 30 % (ČAPPO, 2014).

Zákonem č. 180/2007 Sb. byly pro povinné osoby stanoveny následující minimální povinnosti náhrady fosilní složky odpovídajícím biopalivem:

- od 1. 9. 2007 2,0 % v/v pro motorovou naftu,
- rok 2008 2,0 % v/v pro motorovou naftu,  
2,0 % v/v pro automobilové benziny,
- rok 2009 4,5 % v/v pro motorovou naftu,  
3,5 % v/v pro automobilové benziny.

Zákon č. 172/2010 Sb. s účinností od 1. 6. 2010 hodnoty posouvá následovně:

- 6,0 % v/v pro motorovou naftu,
- 4,1 % v/v pro automobilové benziny.

Tyto hodnoty platí pro množství paliva dodaného během kalendářního roku, přičemž koncentrace paliv se během roku mění tak, aby byla paliva schopna plnit požadavky při různých venkovních teplotách. V případě distribuce vysokoprocenních biopaliv, jako je směsná nafta B30 nebo paliva E85, je možné adekvátně tomu snížit podíl biosložek v klasických palivech (Žák, 2014).

## 4.2 Bioetanol a jeho specifika

Etanol (resp. bioetanol) patří do kategorie alkoholových biopaliv vyráběných z biomasy. Ve velké míře je využíván jako náhražka automobilového benzínu pro své vlastnosti, především díky vyššímu oktanovému číslu. Případně pak slouží jako příměs do automobilového benzínu v určitém poměru. V celosvětovém měřítku je největším spotřebitelem etanolu Amerika (Severní i Jižní), která je dominantní oblastí a zasluhuje se o fakt, že etanol je celosvětově nejpoužívanější biopalivo vůbec.

Bioetanol se vyrábí fermentací cukrů ze zemědělských plodin. Mezi nejvhodnější patří cukrová řepa, brambory, obilí, kukuřice nebo ovoce. Vzniklý alkohol se nakonec oddělí destilací a poskytuje vysoce hodnotné kapalné palivo pro spalovací motory (Vlk, 2006).

Fyzikální a chemické vlastnosti etanolu se od běžně užívaného benzínu v mnohém výrazně liší. Některé zásadní rozdíly zobrazuje tab. 1.

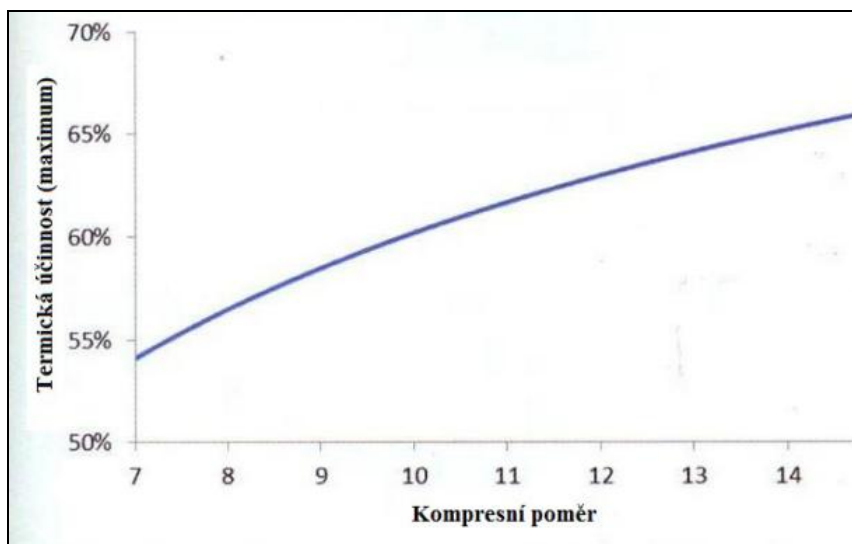
Tab. 1 - Porovnání fyzikálních vlastností a chemického složení benzínu a etanolu  
(Matějovský, 2005)

Veličina	Jednotky	Benzin	Etanol
Stechiometrický poměr	[kg/kg]	14,7	9
Chemická formulace		$C_xH_{1,8x}$	$C_2H_5OH$
Převažující uhlovodíky		$C_4$ až $C_{10}$	
Obsah uhlíku	[% hm]	85,5	52,2
Obsah vodíku	[% hm]	14,5	13
Obsah kyslíku	[% hm]	až 2,7	34,8
Hustota	[ $kg \cdot m^{-3}$ ] při 15°C	720-775	794
Výhřevnost	[ $MJ \cdot kg^{-1}$ ]	42-43,5	26,8
Výhřevnost	[ $MJ \cdot dm^{-3}$ ] při 25°C	31-32,9	21,3
Bod tuhnutí	[°C]	pod -45	-114,1
Bod varu	[°C]	20 – 300	78,5
Bod vzplanutí	[°C]	pod -30	~20
Teplota vznícení	[°C]	450	420
Tlak par	[kPa]	45 – 90	21
Energie inic. jiskry	[MJ]	0,24	0,2
Výparné teplo	[ $kJ \cdot kg^{-1}$ ]	290	904
OČ VM	[-]	91 – 100	108
OČ MM	[-]	82 – 90	90

Z tabulky můžeme vyčíst odlišný stechiometrický poměr, tedy že na 1kg etanolu je spotřebováno 9 kg vzduchu, oproti 14,7 kg vzduchu potřebného pro spálení 1 kg benzínu. Dalším zásadním faktem je, že etanol má podstatně menší výhřevnost, konkrétně  $26,8 MJ \cdot kg^{-1}$ . Výhřevnost paliva je dána obsahem uhlíku a vodíku, který je u etanolu menší, než u benzínu. Menší výhřevnost s sebou tedy nese vyšší měrnou spotřebu paliva k dosažení stejného měrného výkonu. To by při pohonu pouze na etanol neslo nutnost zajištění distribuce větší dávky paliva záměnou vstřikovacích ventilů, či zvýšením vstřikovacího tlaku paliva. Z dalších hodnot můžeme vyčíst vyšší oktanové číslo, tudíž lepší antidetonační schopnosti. Je zde tedy možnost zvýšení kompresního poměru motoru a tím dosažení větší tepelné účinnosti motoru, viz obr. 7. Díky vyššímu oktanovému číslu lze také dosáhnout při vhodné úpravě předstihu zážehu lepší efektivní účinnosti motoru.

Vysoké výparné teplo etanolu má za následek ochlazování spalovacího prostoru, což zlepšuje plnění a objemovou účinnost. Vyšší výparné teplo a bod vzplanutí má však za následek horší startovatelnost v zimním období. Komerčně prodávané palivo E85 má během roku měnící se koncentraci, aby byla zaručena i zmíněná startovatelnost v zimě. Složení se během roku mění v rozsahu 70 – 90 % etanolu, zbytek podílu tvoří benzín.

V zimě směs zpravidla obsahuje okolo 70 % a letní směs naopak až legislativně přípustných 90 % etanolu. Zmínit je třeba také hygroskopičnost etanolu, tedy schopnost vázat do sebe vodu. To zvyšuje korozní napadení okolí a může vést až k odloučení lihové a benzínové složky, což ošetřují vhodná aditiva, která se přidávají i pro zlepšení mazacích schopností. Nižší teplota výfukových spalin zase snižuje tepelné namáhání mechanických částí motoru (Vlk, 2006).



Obr. 7 – Vliv kompresního poměru na tepelnou účinnost motoru (Žák, 2014)

Jedním z pozitivních přínosů použití etanolu jako paliva jsou také přijatelnější hodnoty produkce škodlivin ve výfukových plynech. Tento aspekt je v současné době jeden z nejdůležitějších, jelikož na tuto problematiku je legislativně kladen čím dál větší důraz. Polcar v experimentálním měření z roku 2013 na motoru Peugeot 3,0 V6 měřil vliv na emisní parametry při provozu na benzín Natural 95 a následně palivo E85. Naměřil následující hodnoty:

- Průměrné snížení produkce oxidu uhelnatého CO až o 22 %.
- Průměrné snížení produkce nespálených uhlovodíků  $C_xH_y$  až o 49 %.
- Průměrné snížení produkce oxidů dusíku  $NO_x$  až o 29 %.
- Průměrné snížení produkce oxidu uhličitého  $CO_2$  až o 8 %.

Při stejném výkonu byla naměřena nižší produkce  $CO_2$ , protože díky lepší efektivní účinnosti bylo dosaženo menší spotřeby paliva na stejný výkon. Ostatní hodnoty jsou nižší v důsledku lepšího spalování paliva. Tyto hodnoty jsou jednoznačným přínosem a znamením k tomu, že by se etanolu a biopalivům obecně měl věnovat v budoucnu stále vyšší pozornost (Polcar, 2013).

## 5 METODIKA LABORATORNÍHO MĚŘENÍ

Součástí diplomové práce bylo laboratorní měření, které bylo základním zdrojem informací a hodnot potřebných ke zpracování a vyhodnocení dané problematiky. Měření se uskutečnilo v motorové zkušebně v areálu Mendelovy Univerzity, která je opatřena potřebným vybavením pro tento typ měření.

Během celé doby měření jsem byl přítomen a pečlivě jsem zapisoval důležité hodnoty a údaje, které byly klíčové pro další zpracování této problematiky. V této kapitole je popsána metodika měření a následného vyhodnocení získaných dat.

### 5.1 Metodika měření

Celé laboratorní měření probíhalo níže popsaným postupem. Motor byl provozován na palivo E85. Pomocí programovatelné řídicí jednotky Magneti Marelli byla nastavena určitá hodnota otevření škrticí klapky, která se měnila dle následujícího klíče – 10 %, 15 %, 20 %, 25 %, 30 %, 35 %, 40 %, 50 %, 70 % a závěrečných 100 %. Při každém stupni otevření škrticí klapky byl regulován počet otáček motoru se začátkem na hodnotě 1750  $\text{min}^{-1}$  a následně byla tato hodnota zvyšována vždy o 250  $\text{min}^{-1}$  až do hodnoty 5000  $\text{min}^{-1}$ . U každého z deseti stupňů otevření škrticí klapky tedy proběhl záznam dat při čtrnácti různých hodnotách otáček motoru.

Při tomto průběhu měření byla zaznamenávána všechna provozní data potřebná k vyhodnocení měření. Před záznamem dat bylo vždy nutné vyčkat na ustálení hodnot teploty chladicí kapaliny, oleje a výfukových plynů, aby měření nebylo zkreslené. Při záznamu dat jsem ručně zapisoval hodnoty předstihu zážehu a dávky paliva, ostatní data se elektronicky ukládala v počítačovém programu a jednalo se například o točivý moment a výkon motoru, tlak v sacím potrubí, průtok i teplota chladicí kapaliny a oleje aj.

Při měření byly zjištěny následující laboratorní podmínky na zkušebně:

- Teplota vzduchu: 20,8 °C
- Vlhkost: 83,2 %
- Barometrický tlak: 748,7 mm Hg, tj. 99,8 kPa

## 5.2 Metodika vyhodnocování dat

Jak již bylo řečeno, úplná charakteristika se neměří, ale je sestavena z dílčích otáčkových charakteristik. V našem případě při měření docházelo ke změně otevření škrticí klapky vždy v celém spektru měřených otáček motoru, tedy od  $1750 \text{ min}^{-1}$  až po  $5000 \text{ min}^{-1}$ . Výsledná úplná charakteristika je tedy složena z hodnot při stoprocentním otevření škrticí klapky a dalších třinácti charakteristik získaných během laboratorního měření.

Úplné charakteristiky byly vytvořeny v softwaru Microsoft Excel 2007. Během zpracování bylo potřeba stanovit regresní rovnici vyjadřující závislost zvolené veličiny (tepelný tok přivedený v palivu, tepelný tok odvedený chlazením, měrná spotřeba paliva aj.) na točivém momentu motoru v jednotlivých fázích měření. Hodnoty točivého momentu a zvolené veličiny vytvořily v grafu body, kterými jsem prokládal spojnicí trendu, a pomocí té došlo k vygenerování potřebné regresní rovnice. K co nejpřesnějším výsledkům jsem docházel postupným nastavováním stupně polynomu tak, aby byly výsledky použitelné. Vypočítaná rovnice byla klíčem k výpočtu točivého momentu pro daný parametr v dané fázi měření. Tyto vypočítané hodnoty se pomocí důmyslného naprogramování softwaru nakopírovaly do příslušných listů souborů, z čehož byla sestavena výsledná úplná charakteristika pro zvolený parametr. Pomocí proložení těchto bodů spojnicí trendu byly sestrojeny jednotlivé izočáry v úplných charakteristikách pro každý zkoumaný parametr.

## 5.3 Výpočtové vztahy

V této kapitole jsou uvedeny důležité definiční vztahy, které byly použity pro výpočet potřebných veličin důležitých ke zpracování tepelné bilance motoru. Základním pramenem výpočtů jsou hodnoty z laboratorního měření, které sloužily k výpočtům a zpracování celé problematiky. Kapitola je zpracována dle Hlavni, 2000.

### Tepelná bilance spalovacího motoru

$$Q_p = Q_e + Q_w + Q_v + Q_{ost} \text{ [kW]} \quad (1)$$

Kde:  $Q_p$  – teplo obsažené v palivu [kW]

$Q_e$  – užitečné teplo, ekvivalentní užitečnému výkonu [kW]

$Q_w$  – teplo odvedené chlazením [kW]



$Q_v$  – teplo odvedené výfukem [kW]

$Q_{ost}$  – ostatní odvedené teplo (sálání, nedokonalé spálení paliva, mechanické ztráty) [kW]

### Hodinová spotřeba paliva

$$M_{ph} = M_l \cdot \rho_p \quad [kg \cdot h^{-1}] \quad (2)$$

$$M_l = \frac{n \cdot 0,5 \cdot N_v \cdot 60 \cdot M_c}{1000000} \quad [l \cdot h^{-1}] \quad (3)$$

Kde:  $M_{ph}$  – hodinová hmotnostní spotřeba paliva [kg.h<sup>-1</sup>]

$M_l$  – hodinová objemová spotřeba paliva [l.h<sup>-1</sup>]

$\rho_p$  – hustota paliva [kg.m<sup>-3</sup>]

$n$  – otáčky motoru [min<sup>-1</sup>]

$N_v$  – počet válců

$M_c$  – dávka paliva [ $\mu$ l.cykl<sup>-1</sup>]

### Měrná spotřeba paliva

$$m_{pe} = \frac{M_{ph}}{P_e} \cdot 1000 \quad [g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}] \quad (4)$$

Kde:  $M_{ph}$  – hodinová hmotnostní spotřeba paliva [kg.h<sup>-1</sup>]

$P_e$  – efektivní výkon [kW]

### Teplo přivedené v palivu

$$Q_p = \frac{M_{ph} \cdot H_u}{3600} \quad [kW] \quad (5)$$

Kde:  $M_{ph}$  – hodinová hmotnostní spotřeba paliva [kg.h<sup>-1</sup>]

$H_u$  – spodní výhřevnost paliva, pro směs E85 použitou v našem měření platí

$H_u = 31\,330$  [kJ.kg<sup>-1</sup>]

### Efektivní teplo

$$Q_e = P_e \quad [kW] \quad (6)$$

Kde:  $P_e$  – efektivní výkon [kW]

### Teplo odvedené chlazením

$$Q_w = M_w \cdot c_w \cdot (t_{w2} - t_{w1}) \quad [kW] \quad (7)$$

$$M_w = \frac{V_w \cdot \rho}{3600} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (8)$$

Kde:  $M_w$  – hmotnostní průtok chladicí kapaliny [ $kg \cdot s^{-1}$ ]

$c_w$  – měrná tepelná kapacita chladicí kapaliny, pro vodu platí  $c_w = 4,19$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]

$t_{w2}$  – teplota chladicí kapaliny vystupující z motoru [K]

$t_{w1}$  – teplota chladicí kapaliny vstupující do motoru [K]

$V_w$  – objemový průtok chladicí kapaliny [ $l \cdot h^{-1}$ ]

$\rho$  – hustota chladicí kapaliny [ $kg \cdot m^{-3}$ ]

### Teplo odvedené olejem

V tepelné bilanci je součástí tepla odvedeného chlazením, jelikož jedna z úloh motorového oleje je také chlazení mechanických částí motoru.

$$Q_{olej} = M_{olej} \cdot c_{olej} \cdot (t_2 - t_1) \quad [kW] \quad (9)$$

$$M_{olej} = \frac{V \cdot \rho}{3600} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (10)$$

Kde:  $M_{olej}$  – hmotnostní průtok oleje [ $kg \cdot s^{-1}$ ]

$c_{olej}$  – měrná tepelná kapacita oleje, platí  $c_{olej} = 2$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]

$t_2$  – teplota oleje na výstupu z motoru [K]

$t_1$  – teplota oleje na vstupu do motoru [K]

$V$  – objemový průtok oleje [ $l \cdot h^{-1}$ ]

$\rho$  – hustota oleje [ $kg \cdot m^{-3}$ ]

### Teplo odvedené výfukem

$$Q_v = M_v \cdot c_{vp} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad [kW] \quad (11)$$

$$M_v = \frac{M_{vz} + M_{ph}}{3600} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (12)$$

Kde:  $M_v$  – hmotnostní průtok výfukových spalin [ $kg \cdot s^{-1}$ ]

$M_{vz}$  – hmotnostní průtok nasávaného vzduchu [ $kg \cdot h^{-1}$ ]

$M_{ph}$  – hodinová spotřeba paliva [ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ]

$c_{vp}$  – měrná tepelná kapacita výfukových spalin za stálého tlaku, platí  $c_{vp} = 1,1301$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]

$t_{v2}$  – teplota výfukových spalin ve výfuku [K]

$t_{v1}$  – teplota vzduchu při vstupu do sání [K]

### Ostatní odvedené teplo

$$Q_{ost} = Q_p - (Q_e + Q_w + Q_v) \quad [kW] \quad (13)$$

### Procentuální vyjádření tepelné bilance

$$q = \frac{Q}{Q_p} \cdot 100 \quad [\%] \quad (14)$$

Kde:  $Q$  – tepelný tok složky, kterou chceme vyjádřit [kW]

$$100 = q_e + q_w + q_v + q_{ost} \quad [\%] \quad (15)$$

## 5.4 Vybavení motorové zkušebny

Motorová zkušebna se nachází v areálu Mendelovy Univerzity v moderní budově J. Je vybavena moderní technikou splňující požadavky pro měření a vyhodnocování dat dle různých požadavků automobilového zkušebnictví. Skládá se z dvou hlavních částí a tou je vlastní zkušební pracoviště a oddělené řídicí pracoviště, odkud je celé měření řízeno a kontrolováno. Členové týmu podílejícího se na průběhu měření jsou z bezpečnostních důvodů v řídicím pracovišti, pokud je motor v chodu, aby se zabránilo případnému zranění při technické závadě.

Hlavními prvky zkušebního pracoviště je sestava zážehového motoru a elektromagnetického vířivého dynamometru, které spolu tvoří základní celek celého měření. Dále je zde dostatečně výkonná vzduchotechnika potřebná k přísunu vzduchu o konstantní teplotě k sacímu potrubí, respektive vzduchovému filtru, k čemuž slouží klimatizační jednotka s chladicím výkonem 50 kW. Její další funkcí je také udržování konstantní teploty na zkušebně.



Obr. 8 – Umístění motoru a dynamometru na motorové zkušebně (Autor, 2015)

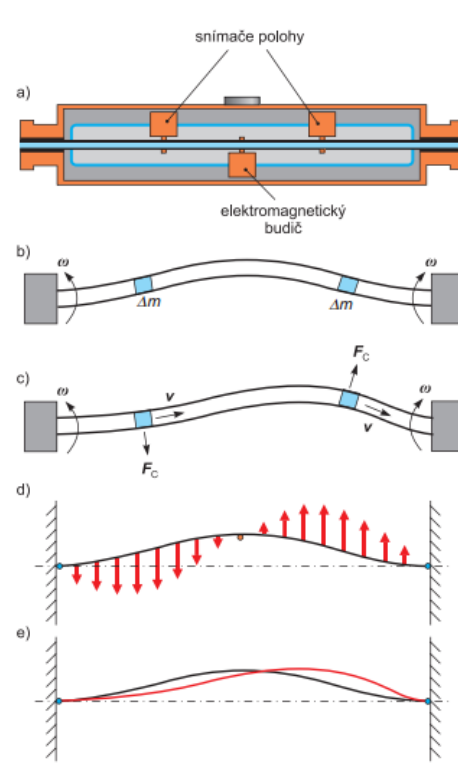
Součástí zkušebny je také ovládací ústrojí nádrží pro různé typy paliv, kterými se řídí přísun správného paliva do palivové soustavy motoru, přičemž ústrojí je schopno pojmout čtyři různé druhy pohonných hmot. Součástí této sestavy jsou tzv. Coriolisovy průtokoměry, které velice přesně měří spotřebu paliva a v moderním zkušebnictví jsou hojně rozšířené. Dalším důležitým prvkem palivového hospodářství je palivové čerpadlo pracující s tlakem až 1 MPa při průtoku 300 l/hod (Žák, 2014).

Coriolisovy průtokoměry měří hmotnostní průtok měřeného média za současného využití Coriolisovy síly, která vzniká v kmitající měřící trubici. Princip funkce průtokoměru je založen na proudění tekutiny určitou rychlostí v potrubí určitého tvaru, přičemž potrubí rotuje určitou úhlovou rychlostí. Na každý prvek tekutiny o určité hmotnosti pak působí Coriolisova síla a ta je přímo úměrná hmotnostnímu průtoku.

Trubice mohou mít různý tvar a způsob uspořádání. Původně používané trubice tvaru písmene U mohou být nahrazovány přímou trubicí, či trubicí jinak zakřivenou. Otáčivý pohyb je nahrazen kývavým nebo harmonicky kmitajícím. Coriolisova síla při průtoku média deformuje tvar trubice. Dle velikosti hmotnostního průtoku, úměrně tomu tedy i Coriolisovy síly, se mění úhel zkroucení trubice tvaru U nebo deformace přímé trubice na levé či pravé straně. Deformaci trubice snímají vhodné senzory polohy (Automa, 2010).

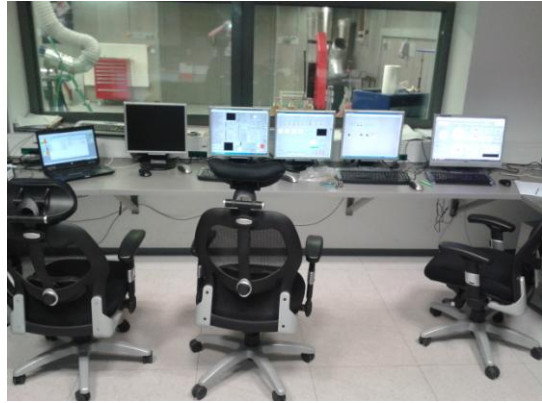


Obr. 9 – Coriolisovy průtokoměry na motorové zkušebně (Polcar, 2013)



Obr. 10 - Coriolisovy síly v přímé trubici: a) umístění senzorů, b) kmitající trubice při nulovém průtoku, c) deformace při působení Coriolisových sil, d) účinek Coriolisových sil (Automa, 2010)

Řídící pracoviště je opatřeno potřebným hardwarovým a softwarovým vybavením, kterým je řízen celý proces laboratorního měření a jsou odtud ovládány různé parametry funkce motoru (předstih zážehu, dávka paliva, otáčky motoru aj.), řízení vířivého dynamometru, chod vlastní motorové zkušebny a ovládání vzduchotechniky, sběr všech naměřených dat aj.



Obr. 11 – Řídící pracoviště motorové zkušebny (Autor, 2015)

#### 5.4.1 Elektrický vířivý dynamometr AVL DP 240

Ve zkušebnictví je při měření mechanického výkonu běžně zažitý pojem „výkonová brzda“, jelikož proti točivému momentu působí brzdny moment, jehož velikost známe, nebo jsme schopni ji změřit (Hromádko, 2011).

Při tomto způsobu zatěžování výkon motoru vypočítáme ze vztahu:

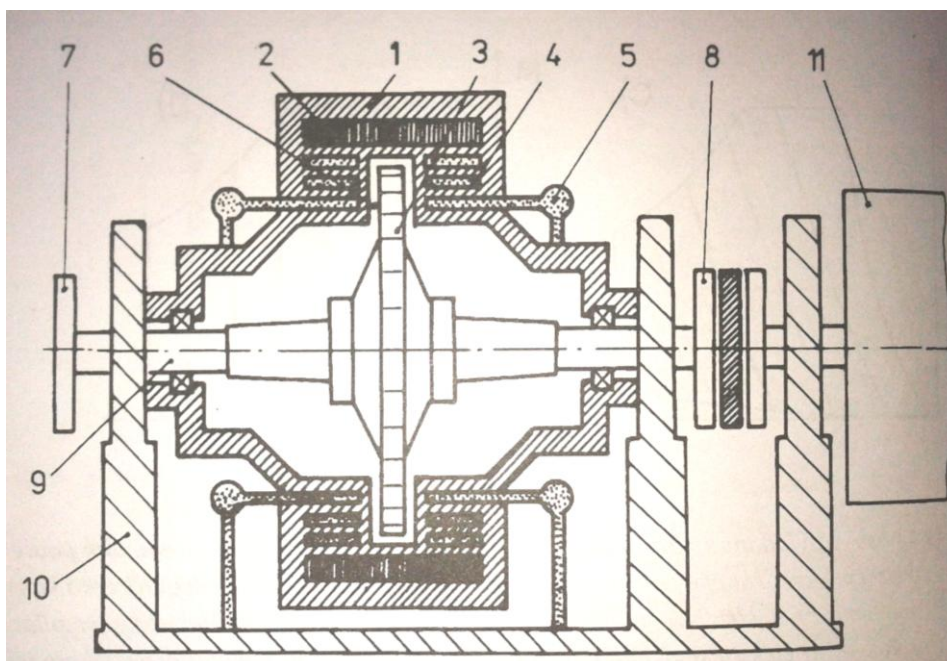
$$P = M \cdot \omega \quad [W] \quad (16)$$

Kde  $M$  značí točivý moment a  $\omega$  úhlovou rychlost. Měříme tedy točivý moment a otáčky a výkon je dopočítáván.

Během našeho měření byla použita elektromagnetická vířivá brzda, tedy dynamometr. Točivý moment a otáčky se zde nastavují elektricky, takže jejich regulace je poměrně přesná a vhodná pro automatizované zkušebnictví. Technické parametry dynamometru AVL jsou popsány níže.

Na obr. 10 je zobrazeno funkční schéma elektromagnetického vířivého dynamometru. Výkyvně uložené těleso (1) má ozubený pólový kotouč (3). Dále je zde budicí vinutí a chladicí komory (4) s protékající vodou, zajišťující chlazení dynamometru. Průtok stejnosměrného proudu budicím vinutím má za následek vznik magnetického pole. Magnetické pole je v zubech kotouče statické, takže obíhá spolu s pólovým kotoučem. Ve stěnách chladicích komor přivrácených ke kotouči však dochází k pulzaci pole o frekvenci odpovídající frekvenci otáčejících se zubů. To má za následek vznik vířivých proudů ve stěnách komor, které vytvářejí ve stěnách vstřícné pole a brzdí motor. Pólový kotouč má poměrně nízký moment setrvačnosti a konstrukce brzdy umožňuje její otáčení oběma směry (Vlk, 2001).





Obr. 12 – Elektromagnetická vířivá brzda (Vlk, 2001)

Zatěžování motoru na zkušebně zajišťuje elektrický vířivý dynamometr firmy AVL. Konkrétně se jedná o typ AVL DynoPerform Alpha 240. Ten umožňuje měření točivého momentu i otáček prostřednictvím indukčního snímače otáček. Regulace dynamometru a snímání naměřených údajů zajišťuje řídicí počítač zkušebny. Princip funkce elektrického vířivého dynamometru je uveden v kapitole 5. 1. Základní parametry dynamometru AVL DP 240 jsou vyznačeny v tab. 2.



Obr. 13 – Dynamometr AVL DP 240 na motorové zkušebně (Autor, 2015)

Tab. 2 – Technické parametry dynamometru AVL DP 240 (Dynamometer World, 2016)

Maximální brzdňý výkon	240 kW
Maximální brzdňý moment	600 Nm
Maximální otáčky	10 000 min <sup>-1</sup>
Typ regulace	Otáčková a momentová
Přesnost měření otáček	± 1 min <sup>-1</sup>
Přesnost měření momentu	± 0,2 % z rozsahu (Nm)

#### 5.4.2 Zážehový motor Škoda 1,4 16V 74 kW

V této kapitole je blíže představen motor, jenž je hlavním předmětem laboratorního měření. Popisují zde základní parametry a příslušenství motoru, které je mimo jiné úzce spojeno s výslednou tepelnou bilancí měřeného motoru a v některém se od originálu liší.

Jedná se o zážehový řadový atmosférický čtyřválcový motor montován do vozidel Škoda Fabia nebo Volkswagen Polo. Bližší specifikace se nachází v tabulce č. 3 (Škodahome, 2013).



Obr. 14 – Motor 1,4 16V na zkušebně (Autor, 2015)



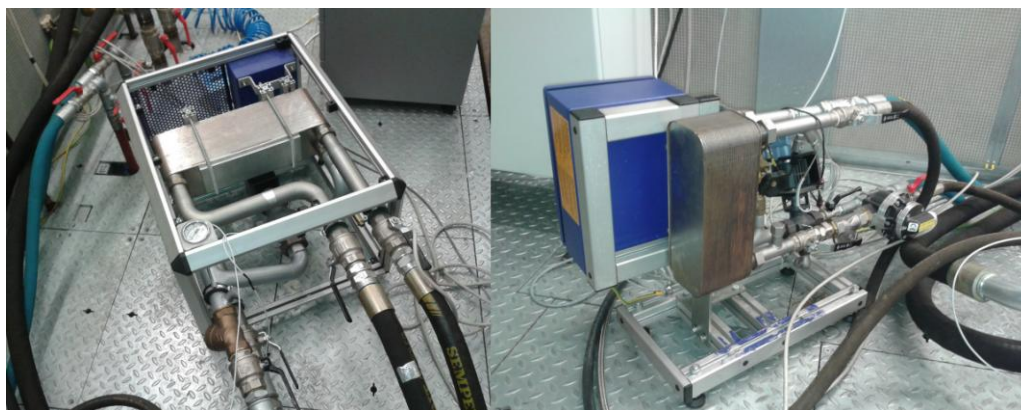
Tab. 3 - Technické údaje motoru AUB (Škodahome, 2013)

<b>Kód motoru</b>	AUB
<b>Konstrukce</b>	Řadový čtyřválec
<b>Objem motoru</b>	1390 cm <sup>3</sup>
<b>Rozvodový mechanismus</b>	DOHC
<b>Vrtání</b>	76,5 mm
<b>Zdvih</b>	75,6 mm
<b>Kompresní poměr</b>	10,5 : 1
<b>Jmenovitý výkon</b>	74 kW/6000 min <sup>-1</sup>
<b>Točivý moment</b>	126 Nm/4400 min <sup>-1</sup>
<b>Řídící jednotka</b>	Magneti Marelli SRA-E (plně programovatelná)
<b>Lambda regulace</b>	Lambda sonda před a za katalyzátorem
<b>Vstříkování</b>	Čtyřbodové, nepřímý vstřík paliva do válce
<b>Tlak paliva</b>	0,5 MPa
<b>Palivo</b>	E85
<b>Emisní norma</b>	EU4

Provedení motoru se od sériového částečně liší, jelikož je zbaven nepotřebných spotřebičů jako alternátor, čerpadlo servořízení a kompresor klimatizace. Změny se dotkly také sacího i výfukového potrubí, palivové a chladicí soustavy i použité řídicí jednotky.

Sací trakt měřeného motoru byl doplněn o hmotnostní průtokoměr nasávaného vzduchu – MAF. Výfukové potrubí motoru na zkušebně bylo zbaveno třicestného katalyzátoru. V původní palivové soustavě je tlak udržován na 0,3 MPa, ale v případě použití paliva E85 je třeba zvýšit dávku paliva, což jsme provedli zvýšením jeho tlaku na 0,5 MPa.

Chlazení chladicí kapaliny i motorového oleje doznalo podstatných změn a je zprostředkováno pomocí dvou chladicích kondicí od firmy AVL. Ty jsou schopny regulovat teplotu s přesností  $\pm 0,7^{\circ}\text{C}$  (AVL 553S) a  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  (AVL 554S) od požadované hodnoty na vstupu do motoru, takže pro potřeby měření tepelných bilancí s požadavkem na opakovatelnost měření jsou tato zařízení velmi vhodná (Žák, 2014). Technické parametry chladicích kondicí jsou uvedeny v tabulce č. 4.



Obr. 15 – Kondice chladicí kapaliny AVL 553S – vlevo, kondice olejové náplně AVL 554S - vpravo (Autor, 2015)

Tab. 4 – Technické parametry chladicích kondicí (AVL, 2016)

	<b>553S</b>	<b>554S</b>
<b>Max. chladicí výkon</b>	450 kW	50 kW
<b>Rozsah teplot</b>	70 - 125 °C ± 0,7 °C	70 - 140 °C ± 1 °C
<b>Rozsah tlaku</b>	Tlak v systému 0 - 1,3 bar ± 0,1 baru Tlak čerpadla 0,1 - 0,4 bar ± 0,1 baru	0,5 - 8 bar ± 0,1 baru
<b>Průtok média</b>	50 - 550 l/min	30 - 60 l/min

Uvedené parametry jsou při standardním provedení chladicí kondice. Na přání zákazníka lze parametry upravit a jejich rozsah podstatně zvětšit pro širší využití chladicích kondicí ve zkušebnictví.

Teplota příslušného chladicího média je měřena na vstupu a na výstupu z chladicí kondice. Rozdíl těchto teplot je vodítkem k vyhodnocení tepla odvedeného chlazením v chladicí kapalině a v oleji dle rovnic 7 a 9.

#### 5.4.3 Řídící jednotka Magneti Marelli SRA-E

Řídící jednotka Magneti Marelli SRA-E je určena pro motory závodních automobilů i motocyklů. Jednotka je schopna pracovat až s osmiválcovým motorem s přímým i nepřímým vstřikováním a to jak atmosférickým, tak i přeplňovaným. Má široké spektrum uplatnění ve špičkovém motosportu v odvětvích jako jsou rally, autokros, formule, superbike nebo motokros. Jednotka SRA-E umožňuje ovládání šesti

zapařovací modulu a osmi vstřikovačů včetně funkce ON/OFF, takže je možné použít také pro měření výkonu motoru metodou postupného vypínání válců až pro osmiválcové motory, jak již bylo řečeno výše. Řídící jednotka je řízena a konřigurována softwarovým nástrojem Vision.

Jednotka SRA-E umožňuje zobrazovat hodnoty a parametry zpracované řídící jednotkou, takže obsluha má podrobný přehled o vybraných provozních veličinách spalovacího motoru. Dalším přínosem je možnost nastavování zvolených parametrů, jako je například dávka paliva nebo předstih zážehu, takže je s motorem možné pracovat v širokém rozmezí různých typů nastavení přímo ovlivňujících proces spalování, což je velice vhodné pro laboratorní a výzkumné účely univerzity. Řídící jednotka je plně programovatelná, takže

je pro vědecké účely mnohem přínosnější, než originální řídící jednotka bez možností jakéhokoliv jednoduchého seřizování parametrů (Tremondi, 2012).



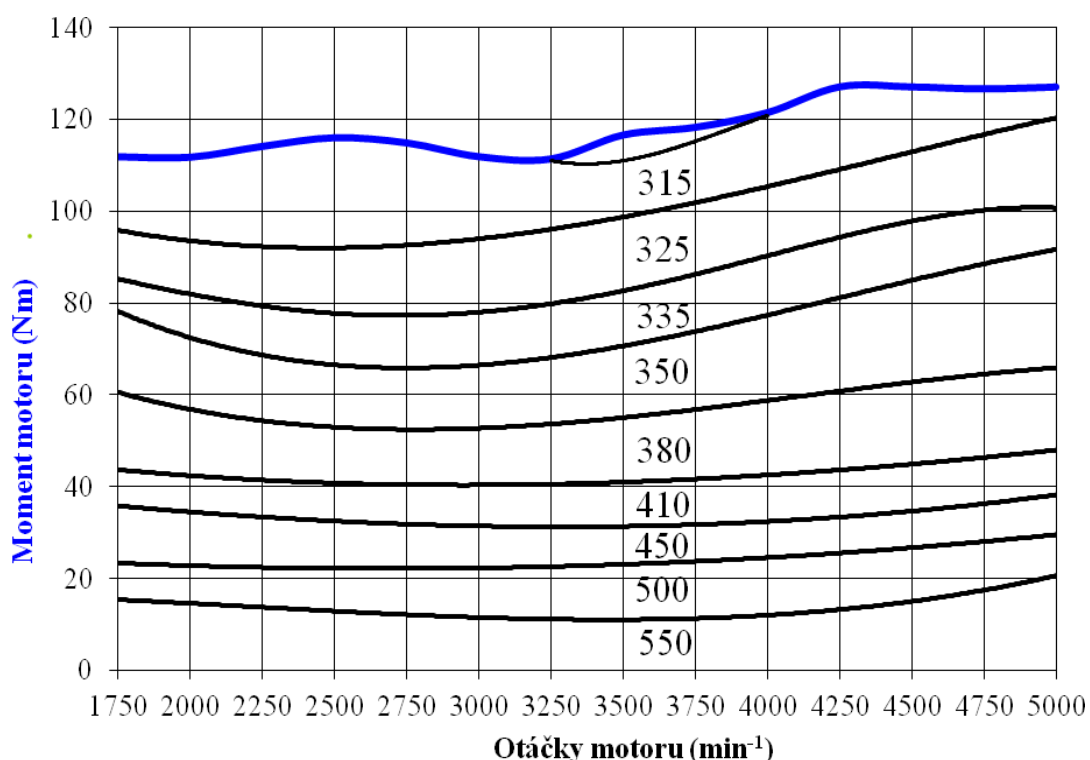
Obr. 16 – Řídící jednotka Magneti Marelli SRA-E (Magneti Marelli, 2016)

## 6 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Dle uvedené metodiky vyhodnocování dat jsou v této kapitole představeny výsledky laboratorního měření. Jedná se o analýzu tepelné bilance motoru při různých režimech jeho provozu a získaná data jsou zobrazena ve formě úplných charakteristik a izočar představujících tepelné toky zvoleného parametru.

## 6.1 Úplná charakteristika s měrnou spotřebou paliva

Měrná spotřeba paliva je základním parametrem sledovaným při provozu motoru v různých režimech. Udává hmotnostní množství paliva spotřebovaného na vykonání jedné jednotky práce, tedy jednoho joulu. Vypočítá se z podílu hodinové spotřeby paliva a efektivního výkonu motoru dle rovnice č. 4. Je hlavním parametrem určujícím hospodárnost provozu, přičemž nejnižší měrná spotřeba paliva je dosažitelná jen v určitém rozsahu otáček a mnohdy při nejvyšším točivém momentu. Pro hospodárnou jízdu je tedy vhodné motor provozovat co nejvíce v daném spektru otáček.

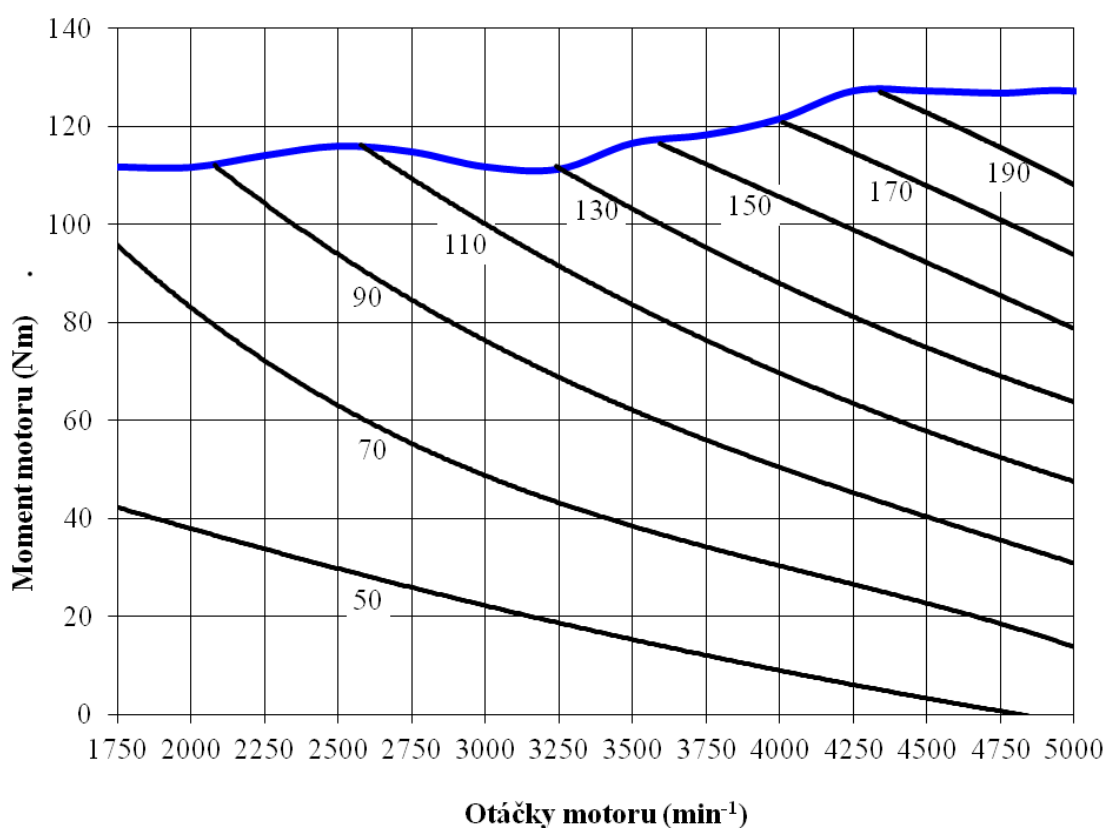


Obr. 17 - Úplná charakteristika s měrnou spotřebou paliva [ $\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ ]

Při laboratorním měření byla zjištěna nejmenší měrná spotřeba paliva  $315 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$  dostupná v rozmezí  $3250 - 4000 \text{ min}^{-1}$ . Tato měrná spotřeba byla dosažena v rozmezí točivého momentu  $111 - 121 \text{ Nm}$ , což představuje téměř nejvyšší naměřený točivý moment motoru. Maxima točivého momentu  $127 \text{ Nm}$  dosáhl motor při otáčkách  $4250 - 5000 \text{ min}^{-1}$ . Tento rozdíl již není příliš významný, takže lze říci, že při provozu mezi  $3250 - 4000 \text{ min}^{-1}$  budeme provozovat motor v optimálním režimu jak z hlediska měrné spotřeby, tak z hlediska dosaženého točivého momentu.

## 6.2 Úplná charakteristika s tepelným tokem přivedeným v palivu

Tento ukazatel představuje teplo obsáhnuté v palivu, které přivedeme do motoru za určitý časový úsek. Stanoví se z hodinové spotřeby paliva a jeho spodní výhřevnosti dle rovnice č. 5. Z hlediska účinnosti spalovacího motoru nemůžeme všechno teplo obsažené v palivu využít jako efektivní teplo, resp. efektivní výkon. Podstatná část tepla přivedeného do motoru v palivu je odvedena chlazením, výfukem a ostatními ztrátovými složkami. Rozbor jednotlivých procentuálních podílů je proveden v následujících kapitolách.

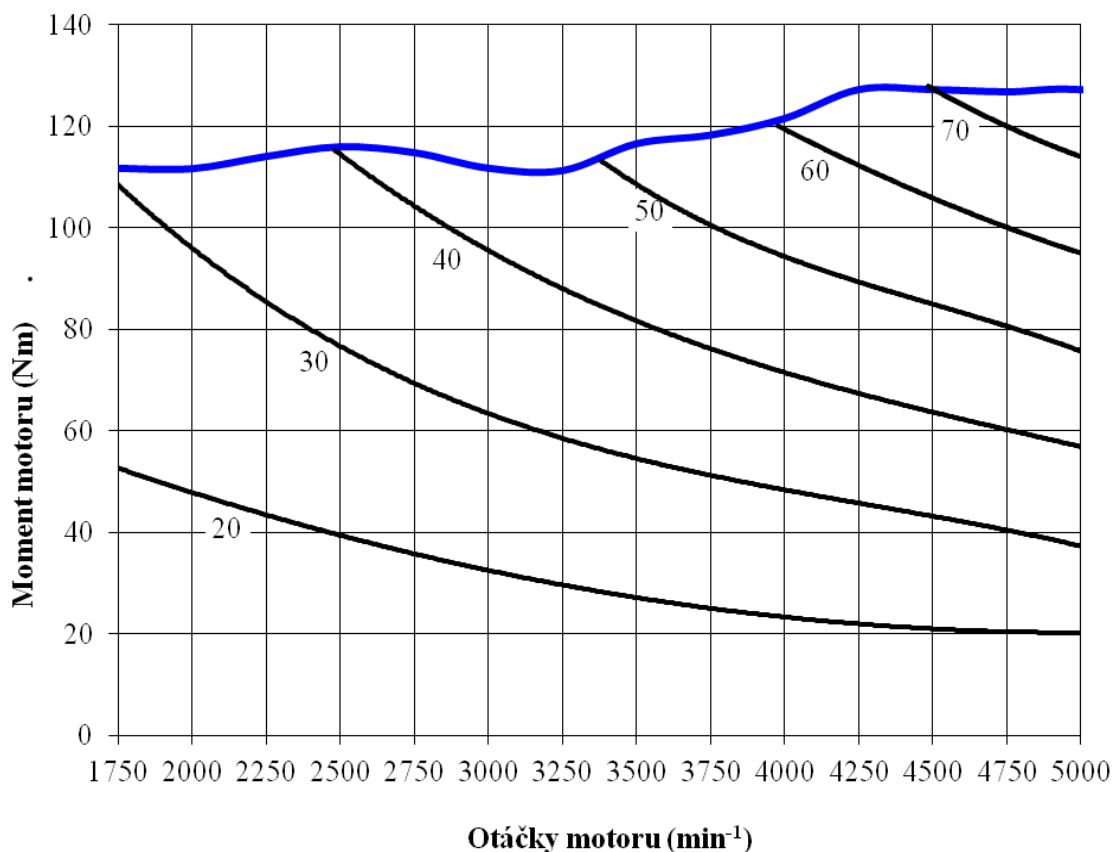


Obr. 18 - Úplná charakteristika s tepelným tokem přivedeným v palivu [kW]

Největší teplo v palivu bylo do motoru přivedeno při  $5000 \text{ min}^{-1}$ , kdy bylo dosaženo hranice 199 kW. Tomuto odpovídala také nejvyšší hodinová spotřeba paliva, která dosáhla na  $29,4 \text{ l.h}^{-1}$  a měrná spotřeba okolo  $330 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ . Při této hodnotě byl naměřen nejvyšší točivý moment motoru 127 Nm, který byl dostupný již od  $4250 \text{ min}^{-1}$ .

### 6.3 Úplná charakteristika s efektivním tepelným tokem

Efektivní teplo je synonymum pro efektivní výkon, který využijeme k vlastnímu pohonu vozidla. Je to tedy jediná složka tepelné bilance, kterou využijeme, a je vyjádřena rovnicí č. 6. Ostatní složky jsou ztráty, takže je vhodné ztrátové složky eliminovat a snažit se o dosažení nejvyššího možného efektivního tepla. Je ekvivalentem výkonu naměřeného na výstupním hřídeli spalovacího motoru.

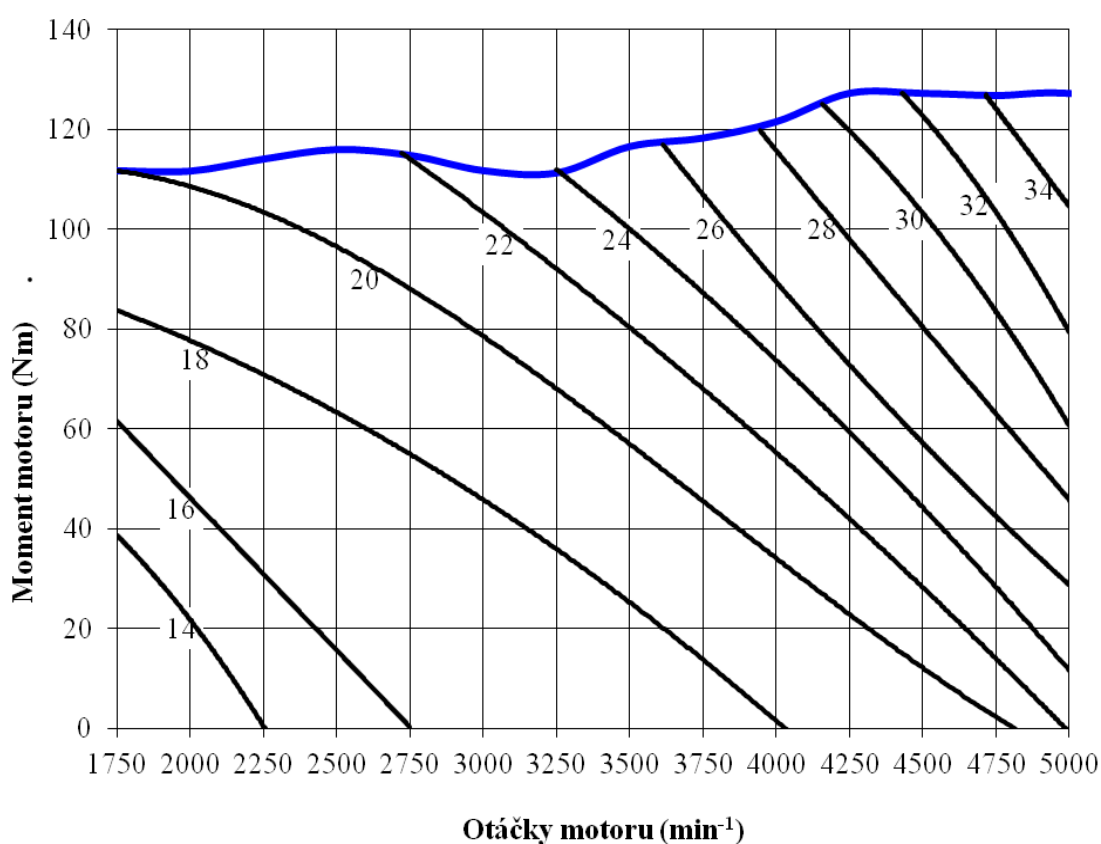


Obr. 19 - Úplná charakteristika s efektivním tepelným tokem [kW]

Nejvyššího efektivního tepla bylo dosaženo při 5000 min<sup>-1</sup> a to 66,6 kW. Výrobce sice udává hodnotu 74 kW, ale té je motor schopen dosáhnout při 6000 min<sup>-1</sup> a při takových otáčkách nebyl během našeho měření motor provozován ani změřen. Tato hodnota odpovídala 33,4 % z celkového tepla přivedeného v palivu. Při tomto výkonu byla naměřena měrná spotřeba asi 330 g.kW<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>.

## 6.4 Úplná charakteristika s tepelným tokem odvedeným chlazením

Tepelný tok odvedený chlazením se stanovuje z hmotnostního průtoku chladicí kapaliny, její měrné tepelné kapacity a z rozdílu teplot na vstupu a výstupu z motoru. Chladicí okruh je nedílnou součástí motoru a udržuje jeho stálou provozní teplotu. V této složce je zahrnuto také teplo odvedené olejem, který je také chladicím médiem. Chlazení chladicí kapaliny a olejové náplně probíhalo pomocí chladicích kondicí představených v kapitole 5. 4. 2. a naměřené teploty na vstupu a výstupu byly podkladem pro výpočet odvedeného tepla chlazením na základě rovnic č. 7 a 9.

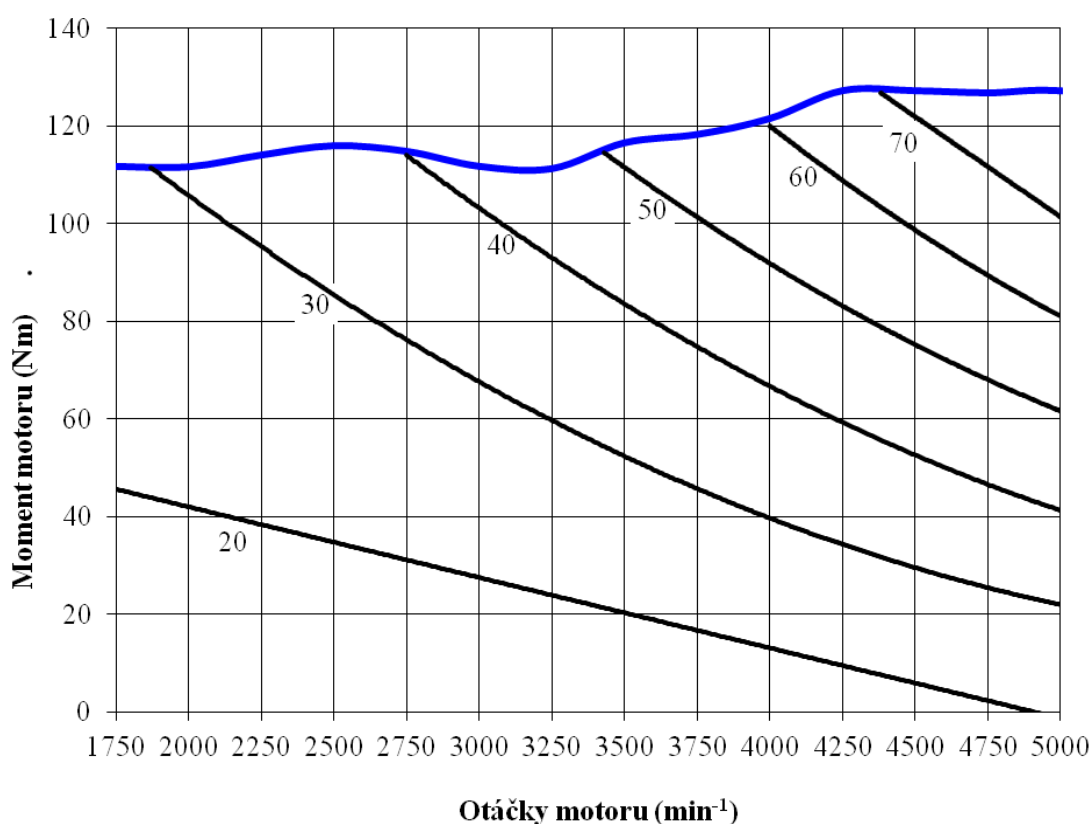


Obr. 20 - Úplná charakteristika s tepelným tokem odvedeným chlazením [kW]

Nejvíce tepla odvedeného chlazením bylo zjištěno při 5000 min<sup>-1</sup>. Při těchto otáčkách bylo chlazením v chladicí kapalině i oleji odvedeno 33,9 kW, což představovalo 17 % z celkového tepla přivedeného v palivu. Při nižších otáčkách bylo teplo odvedené chlazením větší a dosahovalo hodnot až 33 %.

## 6.5 Úplná charakteristika s tepelným tokem odvedeným výfukem

Ztráty tepla odvedeného výfukem jsou další nedílnou součástí pro správnou funkci spalovacího motoru, protože je třeba odvést výfukové zplodiny z válce, aby mohla být dodána nová čerstvá směs. Tato složka tepelné bilance je nejvýraznější, protože výfukem odchází spaliny o vysoké teplotě až 900°C. Tepelný tok odvedený výfukem získáváme výpočtem z hmotnostního průtoku výfukových plynů a nasávaného vzduchu, měrné tepelné kapacity výfukových plynů a rozdílu teplot výfukových plynů a nasávaného vzduchu dle rovnice č. 11.

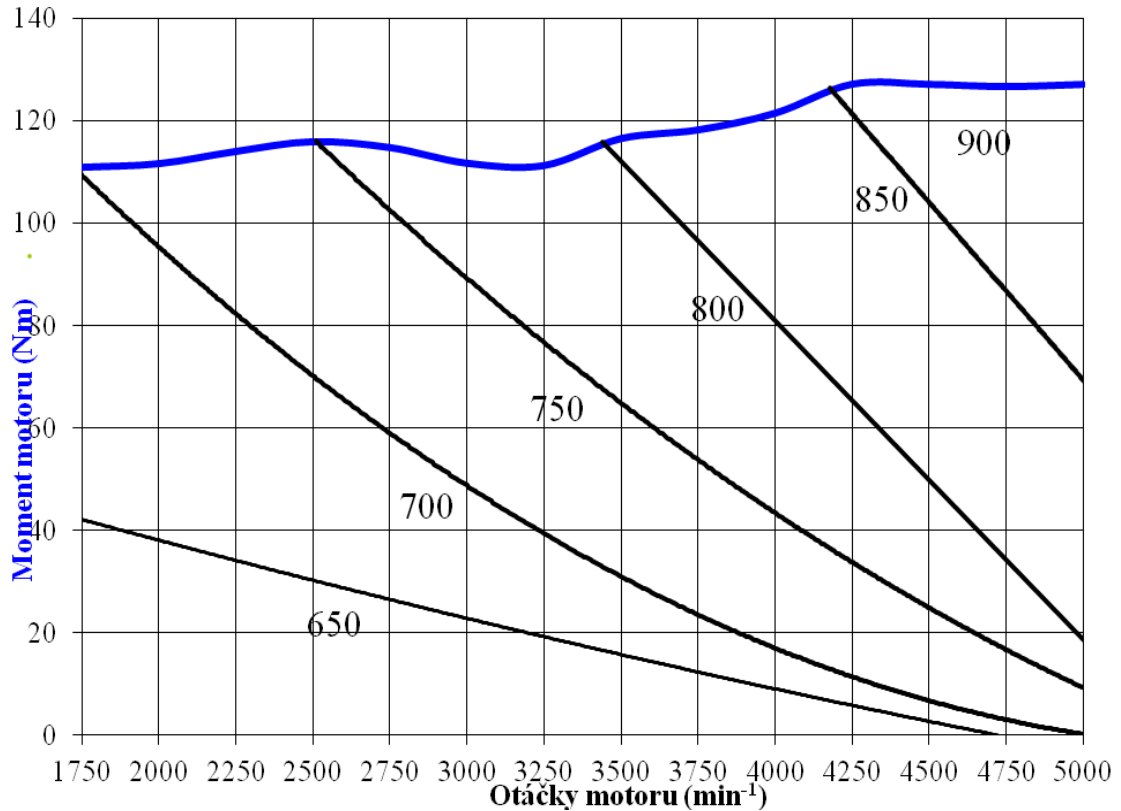


Obr. 21 - Úplná charakteristika s tepelným tokem odvedeným výfukem [kW]

Nejvíce tepla odvedeného výfukem bylo zjištěno při 5000 min<sup>-1</sup>. Při těchto otáčkách bylo výfukem odvedeno 73,4 kW, což představovalo 36,8 % z celkového tepla přivedeného v palivu. Je to tedy složka s největším procentuálním podílem v tepelné bilanci a je vyšší než efektivní teplo, resp. efektivní výkon motoru. Při nižších otáčkách bylo teplo odvedené výfukem menší a pozvolna rostlo asi od 29 % nahoru.



Pro stanovení tepla odvedeného výfukem je klíčově znát teploty výfukových plynů při různých režimech provozu motoru. Proto je uvedena také úplná charakteristika s teplotou výfukových plynů, která byla sestavena z naměřených hodnot výfukových plynů.

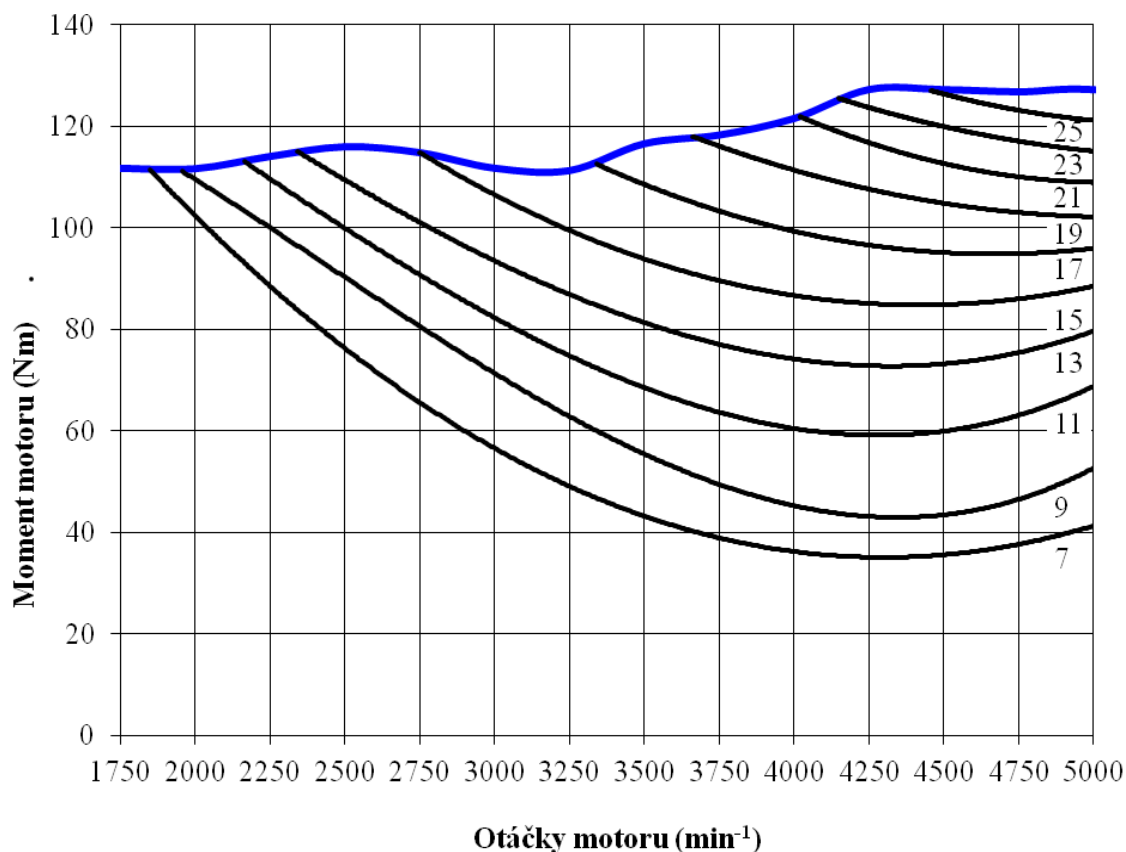


Obr. 22 - Úplná charakteristika s teplotou výfukových plynů [°C]

Nejvyšší teploty výfukových plynů bylo dosaženo při 5000 min<sup>-1</sup>, kdy bylo naměřeno 898,7 °C. V důsledku těchto vysokých teplot je teplo odvedené výfukem největší složkou tepelné bilance ve všech režimech provozu motoru.

## 6.6 Úplná charakteristika s ostatním odvedeným tepelným tokem

Tato složka tepelné bilance není naměřena, ale dopočítána jako zbytkové teplo do 100 % přivedeného v palivu. Do ostatního odvedeného tepla uvažujeme především teplo sálající z motoru do okolního prostředí, ztráty způsobené nedokonalým spálením paliva a mechanické ztráty. Výpočet ostatního odvedeného tepla byl proveden dle rovnice č. 13.

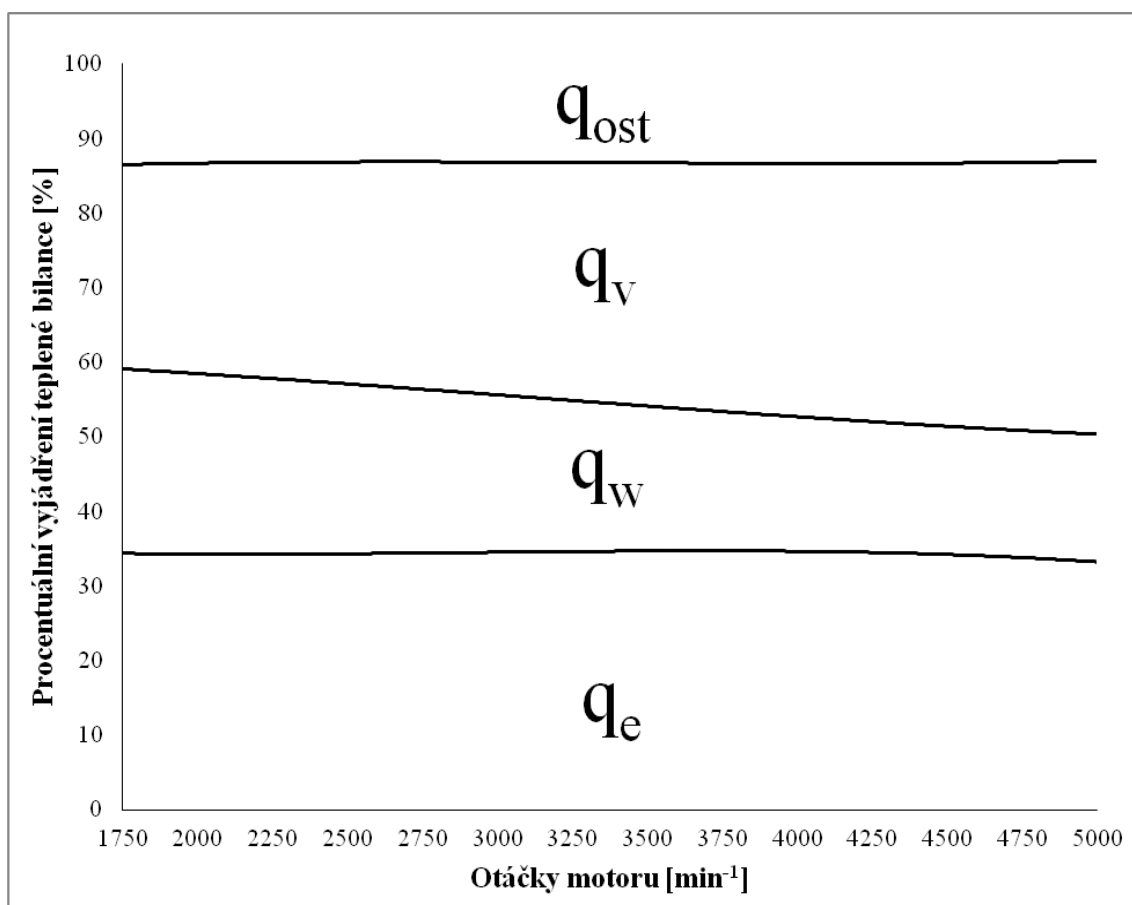


Obr. 23 - Úplná charakteristika s ostatním odvedeným tepelným tokem [kW]

Nejvíce tepla odvedeného chlazením bylo zjištěno při 4750 min<sup>-1</sup>. Při těchto otáčkách bylo ostatní odvedené teplo 25,9 kW, což představovalo 13,8 % z celkového tepla přivedeného v palivu. Hodnoty okolo 25 kW motor dosahoval v rozmezí 4500<sup>-1</sup> až 5000 min<sup>-1</sup>. Ostatní odvedené teplo bylo složkou s nejmenším procentuálním podílem v tepelné bilanci.

## 6.7 Vyhodnocení tepelné bilance při 100 % otevření škrticí klapky

Tento graf představuje procentuální vyjádření jednotlivých složek tepelné bilance v závislosti na otáčkách motoru při 100 % otevření škrticí klapky. Vyhodnocení vychází z faktu, že 100 % na ose Y představuje teplo přivedené v palivu a to je následně využito na efektivní teplo, teplo odvedené chlazením, teplo odvedené výfukem a ostatní odvedené teplo.



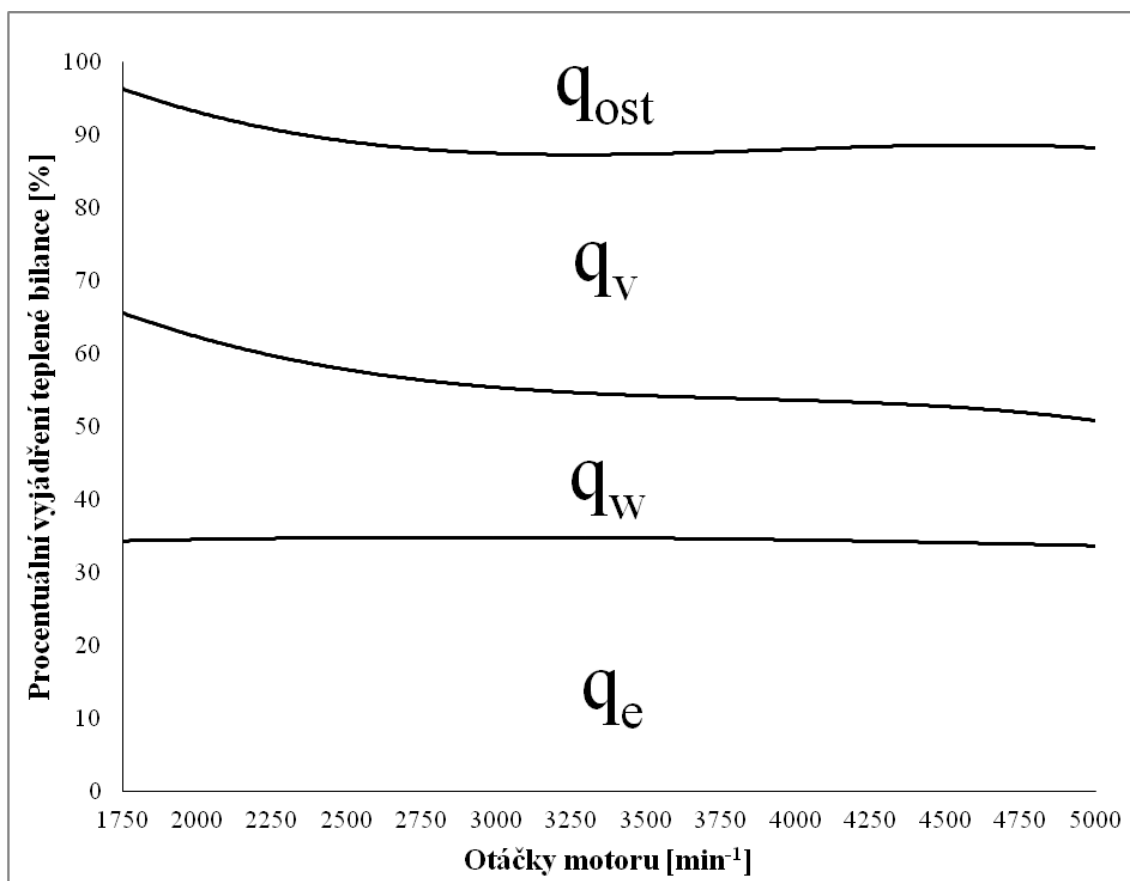
Obr. 24 - Vyhodnocení tepelné bilance při 100 % otevření škrticí klapky

Z grafu jsou patrné procentuální podíly jednotlivých složek tepelné bilance. Zjednodušeně můžeme říct, že hodnoty efektivního tepla a ostatního odvedeného tepla byly poměrně stabilní a měnily se jen zanedbatelně. Efektivní teplo se po celý čas měření pohybovalo okolo 33 – 34 % a ostatní odvedené teplo v rozmezí 11 – 13 %. Větší změny jsme zaznamenaly u tepla odvedeného chlazením a výfukem. Teplo odvedené chlazením se při otáčkách do 3000  $\text{min}^{-1}$  pohybovalo nad hranicí 20 % a při 2000  $\text{min}^{-1}$  až téměř 25 % z celkového tepla přivedeného v palivu. Následně však teplo

odvedené chlazením kleslo a ustálilo se na hodnotě okolo 17 %. U tepla odvedeného výfukem byl průběh opačný a do  $3000 \text{ min}^{-1}$  měření nabývalo hodnot do 30 % a následně podíl tepla odvedeného tepla rostl až k hodnotě téměř 37 %. Teplo odvedené výfukem má tedy u našeho měření v tepelné bilanci dominantní postavení a z tepla přivedeného v palivu je výfukem zmařeno tepla nejvíce.

## 6.8 Vyhodnocení tepelné bilance při 50 % otevření škrticí klapky

Tento graf představuje procentuální vyjádření jednotlivých složek tepelné bilance v závislosti na otáčkách motoru při 50 % otevření škrticí klapky. Vyhodnocení vychází z faktu, že 100 % na ose Y představuje teplo přivedené v palivu a to je následně využito na efektivní teplo, teplo odvedené chlazením, teplo odvedené výfukem a ostatní odvedené teplo.

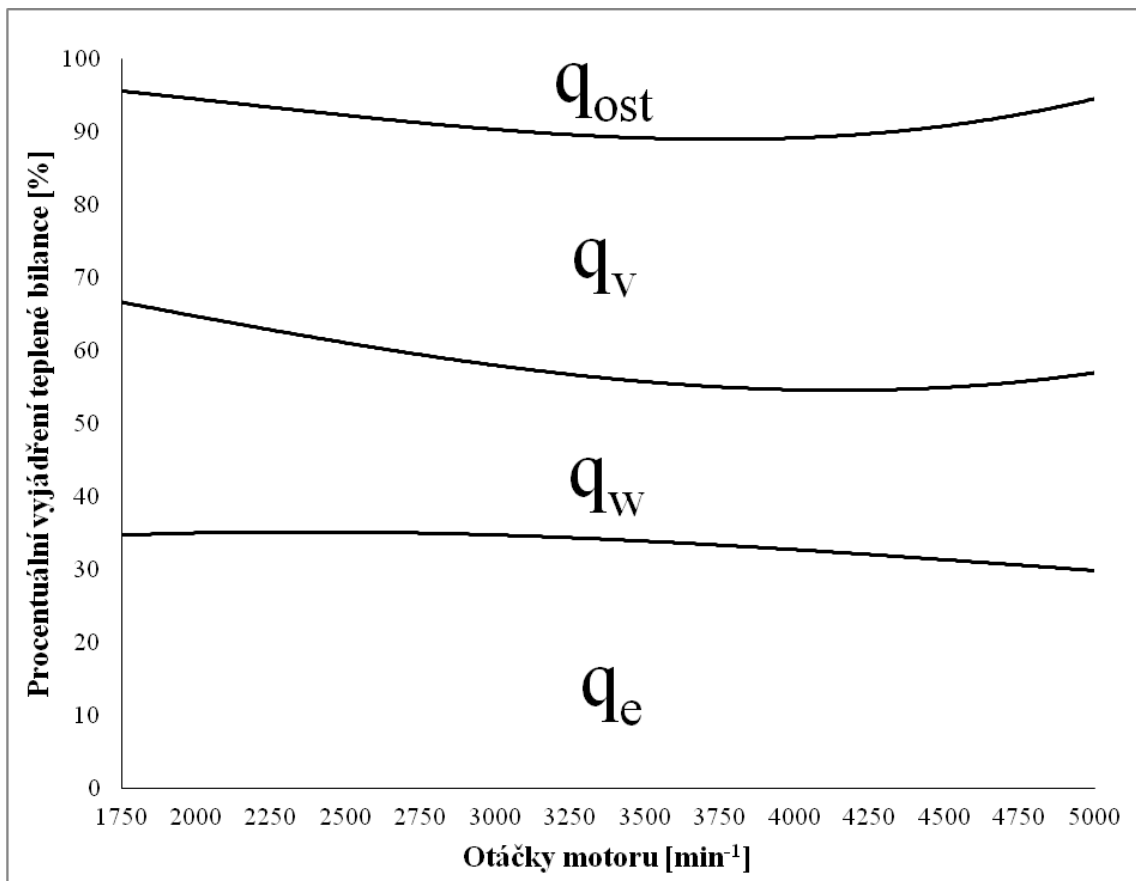


Obr. 25 - Vyhodnocení tepelné bilance při 50 % otevření škrticí klapky

Z grafu lze vyčíst, že poměr efektivního tepla byl ve všech měřených otáčkách motoru prakticky totožný a pohyboval se okolo 34 %. V nízkých otáčkách do 2500  $\text{min}^{-1}$  byla poměrně velká část tepla odvedena chlazením a při 1750  $\text{min}^{-1}$  se vyšplhala až na 32 %. S rostoucími otáčkami však teplo odvedené chlazením klesalo až k hodnotě lehce pod 18 % a naopak vzrůstalo teplo odvedené výfukem. To se pohybovalo při otáčkách do 3750  $\text{min}^{-1}$  v rozmezí 30 – 33 %, a následně rostlo až k 38 %. Ostatní odvedené teplo kolísalo v rozmezí 10 – 12 % a při 4000  $\text{min}^{-1}$  dosáhlo hodnoty až téměř 15 %. Také při 50 % otevření škrticí klapky mělo dominantní postavení v tepelné bilanci teplo odvedené výfukem, ale lze hodnotit jako pozitivum, že si efektivní teplo při všech otáčkách motoru drželo stabilní hodnotu a neprobíhaly zde žádné výkyvy.

## **6.9 Vyhodnocení tepelné bilance při 25 % otevření škrticí klapky**

Tento graf představuje procentuální vyjádření jednotlivých složek tepelné bilance v závislosti na otáčkách motoru při 25 % otevření škrticí klapky. Vyhodnocení vychází z faktu, že 100 % na ose Y představuje teplo přivedené v palivu a to je následně využito na efektivní teplo, teplo odvedené chlazením, teplo odvedené výfukem a ostatní odvedené teplo.



Obr. 26 - Vyhodnocení tepelné bilance při 25 % otevření škrticí klapky

Při 25 % otevření škrticí klapky docházelo s rostoucími otáčkami k mírnému poklesu efektivního tepla. Z původních 35 % hodnoty klesaly pozvolně až k 31 %, při 5000  $\text{min}^{-1}$  dokonce nastal pokles až k 29 %. Teplo odvedené chlazením bylo nejvyšší právě při 25 % otevření škrticí klapky. Zde hodnoty poměrně nepravidelně kolísaly v širokém rozpětí 20 – 33 % a ani jednou neklesly pod 20 %. U tepla odvedeného výfukem byl opět zaznamenán pozvolný růst od 29 % až k téměř 38 %, takže i zde se jednalo o nejvýznamnější složku tepelné bilance. Ostatní odvedené teplo kolísalo taktéž poměrně nepravidelně v rozmezí hodnot 2 – 12 %. Při 25 % otevření škrticí klapky byly zaznamenány nejméně stabilní hodnoty s největšími výkyvy.

## 7 DISKUSE

Naměřené a vypočítané hodnoty je třeba srovnat s určitým etalonem, abych si ověřil správnost mých výsledků. Vyhodnocení tepelné bilance v této diskusi srovnávám s hodnotami, uvedené v literatuře Hromádka, Spalovací motory, 2011. Zde je uvedeno komplexní pojednání o tepelné bilanci spalovacího motoru včetně hraničních hodnot jejích konkrétních složek.

Pro zážehový motor je udávané efektivní teplo, resp. efektivní výkon v rozmezí 25 – 35 %, přičemž po celý čas měření se hodnoty pohybovaly okolo 33 %, což zcela odpovídá hodnotám z uvedené literatury. Teplo odvedené chlazením dle Hromádka nabývá hodnot 12 – 30%. Do této složky patří jak teplo odvedené chladicí kapalinou, tak teplo odvedené mazacím olejem. Při měření do 3000 min<sup>-1</sup> dosahovaly hodnoty tepla odvedeného chlazením téměř 25 %, ale nadále teplo odvedené chlazením klesalo a ustálilo se na hodnotě asi 17 %. Nejvýznamnější složkou tepelné bilance je teplo odvedené výfukem, což se dalo předpokládat, jelikož teploty výfukových spalin dosahovaly téměř k 900 °C. Při provozu motoru do 3000 min<sup>-1</sup> byla část tepla odvedeného výfukem do 30 %. Následně tato složka rostla téměř k 37 %, takže se z přivedeného paliva nejvíce tepla odvedlo právě výfukovým potrubím. Hromádka uvádí širší rozmezí na teplo odvedené výfukem a to 30 – 55 %. Poslední složkou tepelné bilance je ostatní odvedené teplo, které je neměřitelné a určuje se výpočtem. V této složce je zahrnuto především teplo odvedené sáláním do okolního prostředí, mechanické ztráty a ztráty způsobené nedokonalým spalováním. Hromádka uvádí podíl sálajícího tepla na 0 – 5 %, teplo ztracené mechanickými ztrátami na 5 – 10 % a teplo ztracené nedokonalým spalováním na 0 – 5 %. V mé práci jsem tyto složky shrnul do jedné a po celý čas měření bylo dosahováno ostatního odvedeného tepla 11 – 13 % z celkového tepla přivedeného v palivu. Naměřené a vypočítané hodnoty zcela odpovídají hodnotám uvedeným v odborné literatuře, z čehož lze usoudit, že metodika měření byla navržena správně a měření bylo provedeno v jejím souladu.

Během vyhodnocování výsledků jsem se také zaměřil na srovnání tepelné bilance při různých stupních otevření škrticí klapky. Zvolil jsem tři stupně – 100, 50 a 25 %. Pozitivní výsledek tohoto srovnání byl fakt, že byl téměř konstantní efektivní výkon a nebylo u něj zaznamenáno příliš velkých výchylek. Efektivní výkon se pohyboval zpravidla okolo hodnot 34 %. Z výsledků bylo patrné, že tendence u tepla odvedeného chlazením byla klesající, tedy při nižších otáčkách bylo výraznější, než při otáčkách

vysokých, což je dáno delší dobou pro předání tepla mechanickým dílům motoru. Při 25 % otevření škrticí klapky mělo teplo odvedené chlazením poměrně nepravidelný a kolísající průběh. Ve všech režimech provozu motoru bylo největší složkou tepelné bilance teplo odvedené výfukem, které dosahovalo většinou při  $5000 \text{ min}^{-1}$  až k 38 %. Zde byla tendence naopak rostoucí a teplo odvedené výfukem se s rostoucími otáčkami zvětšovalo. Z měnicích se průběhů tepla odvedeného chlazením a výfukem logicky docházelo i k mírným změnám na ostatním odvedeném teple, které jako jediné bylo dopočítáno, nikoliv naměřeno. Hodnoty byly v přijatelných mezích do 12 %. Celkový průběh tepelných bilancí při různých stupních otevření škrticí klapky je v souladu s běžně udávanými hodnotami jednotlivých složek tepelné bilance v odborné literatuře.

Měrná spotřeba paliva bude u motoru provozovaného na palivo E85 vždy vyšší, než při provozu na benzín. Hlavňa udává měrnou spotřebu paliva pro zážehové motory v rozmezí  $280 - 350 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ , přičemž je známo, že mohou zážehové motory dosáhnout i menší měrné spotřeby. Při laboratorním měření jsme naměřili nejnižší měrnou spotřebu  $315 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$  při  $3250 - 4000 \text{ min}^{-1}$  se současně naměřeným točivým momentem  $111 - 121 \text{ Nm}$ . Je tedy vhodné provozovat tento motor pokud možno co nejvíce v uvedeném rozsahu otáček, abychom docílili optimálního kompromisu z hlediska měrné spotřeby paliva a dosažitelného točivého momentu.



## 8 ZÁVĚR

Současný stav v oblasti ochrany životního prostředí klade velký důraz na snižování škodlivých emisí motorových vozidel. Řešením jsou jednak konstrukční prvky vozidla ovlivňující proces přípravy paliva, jeho spalování a následnou korekci škodlivin ve výfukovém potrubí, ale také použité palivo. To je samo o sobě klíčovým faktorem ovlivňujícím vznik škodlivin ve výfukových plynech a je třeba se této problematice věnovat.

Vzhledem k omezenému množství fosilních zdrojů zaznamenáváme rostoucí tendenci v oblasti využití alternativních paliv, či paliv z obnovitelných zdrojů. Zde má významné postavení etanol, jakožto kapalné biopalivo vyráběné z biomasy. Ten je celosvětově nejrozšířenějším biopalivem a jeví se jako vysoká konkurence klasického automobilového benzínu. Jeho významným přínosem je fakt, že se vyrábí z obnovitelných zdrojů a prokazatelně snižuje obsah škodlivin ve výfukových plynech. Jistou výhodou je také ekonomičnost provozu.

V rešeršní části této práce je objasněna problematika spalovacích motorů a měření jejich charakteristik. Následně je provedeno seznámení s tematikou alternativních paliv se zaměřením na zmíněný etanol. Praktická část práce přináší metodiku měření tepelné bilance na spalovacím zážehovém motoru provozovaného na palivo E85 a následné sestavení dílčích úplných charakteristik se zaměřením na tepelné toky jednotlivých složek tepelné bilance. Je zde proveden rozklad jednotlivých složek tepelné bilance s ohledem na teplo přivedené v palivu do spalovacího motoru a jeho následné využití na efektivní teplo a teplo ztrátové. Výsledky měření jsou srovnatelné s etalonem a odpovídají skutečnosti. Měření škodlivin ve výfukových plynech nebylo součástí této práce, ale podíl spalování etanolu na jejich snížení je doložitelný několika jinými měřeními provedenými nejen na Mendelově Univerzitě v Brně.

Využití etanolu v oblasti automobilových paliv je pro jeho vlastnosti určitým krokem kupředu a dá se očekávat jeho rostoucí obliba a širší možnost uplatnění. Jeho potenciál lze ke snížení obsahu skleníkových plynů využít také u vznětových motorů, kde je za určitých podmínek také možnost využití s pozitivním přínosem.

## POUŽITÉ ZDROJE

### SEZNAM LITERATURY

BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006, 192 s. ISBN 80-86726-15-0.

GROHE, Heinz. *Benzínové a naftové motory*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1985. Edícia dopravnej literatúry.

HLAVŇA, Vladimír. *Dopravný prostriedok - jeho motor*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita, 2000, 442 s. ISBN 80-7100-665-3.

HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.

MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.

MATĚJOVSKÝ, Vladimír. *Automobilová paliva*. 1. vyd. Praha: Grada, 2005, 223 s., ISBN 80-247-0350-5.

POLCAR, Adam. *Analýza změn výstupních parametrů motorů při spalování paliva E85*. Mendelova Univerzita v Brně, 2013, 144 s.

VLK, F.: *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Nakl. VLK, 2001. 576 s. ISBN 80-238-6573-0

VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, viii, 580 s. ISBN 80-238-8756-4.

VLK, František. *Paliva a maziva motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006, vii, 376 s. ISBN 80-239-6461-5.

ŽÁK, Marek. *Optimalizace parametrů vozidlového motoru*. Mendelova Univerzita v Brně, 2014, 116 s.

## INTERNETOVÉ ZDROJE

Automa, 2010: *Coriolisovy průtokoměry*. Databáze online [cit. 2016-01-12]. Dostupné na: <http://automa.cz/res/pdf/42308.pdf>

AVL, 2016: *AVL Media conditioning*. Databáze online [cit. 2016-03-11]. Dostupné na: <https://www.avl.com/media-conditioning1>

Calla, 2000. *Biomasa – biopaliva*. Databáze online [cit. 2016-04-11]. Dostupné na: <http://www.calla.cz/index.php?path=energetika/ostatni&php=biomasa-a-biopaliva.php>

ČAPPO, 2014: *Zhodnocení používání biopaliv v dopravě v České republice ke dni 30.6.2015*. Databáze online [cit. 2016-03-18]. Dostupné na: <http://www.cappo.cz/res/archive/001/000196.pdf?seek=1438333180>

Dynamometer-World, 2016: *Eddy current dynamometer specifications*. Databáze online [cit. 2016-02-21]. Dostupné na: <http://www.dynamometer-world.com/index.php/dyno-data/eddy-current-dynamometer-info>

Ekoporadny, 2016. *Co jsou to biopaliva první a druhé generace?* Databáze online [cit. 2016-04-10]. Dostupné na: <http://www.ekoporadny.cz/faq/co-jsou-to-biopaliva-prvni-a-druhe-generace-jaky-je-mezi-nimi-rozdil.htm>

Magneti Marelli, 2016. *ECU SRA-E*. Databáze online [cit. 2016-03-09]. Dostupné na: [http://www.magnetimarelli.com/business\\_areas/motorsport/electronic-control-systems/ecu#tab--2](http://www.magnetimarelli.com/business_areas/motorsport/electronic-control-systems/ecu#tab--2)

Ministerstvo životního prostředí, 2015. *Alternativní paliva v dopravě*. Databáze online [cit. 2016-04-20]. Dostupné na: [http://www.mzp.cz/cz/alternativni\\_paliva\\_doprave](http://www.mzp.cz/cz/alternativni_paliva_doprave)

O energetice, 2015. *Biomasa – využití, zpracování, výhody a nevýhody*. Databáze online [cit. 2016-04-11]. Dostupné na: <http://oenergetice.cz/technologie/obnovitelne-zdroje-energie/biomasa-vyuziti-zpracovani-vyhody-a-nevyhody/>

PREOL, 2016: *Co jsou biopaliva*. Databáze online [cit. 2016-03-18]. Dostupné na: <http://www.preol.cz/info-pro-verejnost/co-jsou-biopaliva/>

Skodahome, 2013. *Motory 1,4 16V 55 kW a 74 kW*. Databáze online [cit. 2016-02-10]. Dostupné na: <http://forum.skodahome.cz/topic/126684-dilenska-prirucka-a-ucebni-pomucky-fabia-i/>

Tremondi, 2012: *Magneti Marelli control units*. Databáze online [cit. 2016-02-10]. Dostupné na: <http://www.tremondi.cz/cs/motorsport/ecus/>

Ústav techniky a automobilové dopravy Mendelovy Univerzity v Brně, 2016:  
*Charakteristiky spalovacích motorů*. Databáze online [cit. 2016-01-09]. Dostupné na:

<http://web2.mendelu.cz/autozkusebna/html/prostud.htm>

Voděrek, 2016: *Pístové spalovací motory*. Databáze online [cit. 2016-01-12].

Dostupné na: <http://www.voderek.cz/>

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Činnost čtyřdobého spalovacího motoru .....	10
Obr. 2 - Izochorický porovnávací cyklus zážehového atmosférického motoru .....	13
Obr. 3 - Indikátorový diagram čtyřdobého zážehového atmosférického motoru .....	14
Obr. 4 - Rozvinutý skutečný indikátorový diagram čtyřdobého motoru .....	14
Obr. 5 – Úplná otáčková charakteristika zážehového motoru .....	16
Obr. 6 – Možnosti využití biomasy, jako zdroje energie .....	19
Obr. 7 – Vliv kompresního poměru na tepelnou účinnost motoru .....	22
Obr. 8 – Umístění motoru a dynamometru na motorové zkušebně .....	28
Obr. 9 – Coriolisovy průtokoměry na motorové zkušebně.....	29
Obr. 10 - Coriolisovy síly .....	29
Obr. 11 – Řídící pracoviště motorové zkušebny.....	30
Obr. 12 – Elektromagnetická vířivá brzda.....	31
Obr. 13 – Dynamometr AVL DP 240 na motorové zkušebně.....	31
Obr. 14 – Motor 1,4 16V na zkušebně.....	32
Obr. 15 – Kondice chladicí kapaliny AVL 553S – vlevo, kondice olejové náplně AVL 554S - vpravo.....	34
Obr. 16 – Řídící jednotka Magneti Marelli SRA-E .....	35
Obr. 17 - Úplná charakteristika s měrnou spotřebou paliva .....	36
Obr. 18 - Úplná charakteristika s tepelným tokem přivedeným v palivu .....	37
Obr. 19 - Úplná charakteristika s efektivním tepelným tokem.....	38
Obr. 20 - Úplná charakteristika s tepelným tokem odvedeným chlazením .....	39
Obr. 21 - Úplná charakteristika s tepelným tokem odvedeným výfukem .....	40
Obr. 22 - Úplná charakteristika s teplotou výfukových plynů.....	41
Obr. 23 - Úplná charakteristika s ostatním odvedeným tepelným tokem.....	42
Obr. 24 - Vyhodnocení tepelné bilance při 100 % otevření škrtecí klapky .....	43
Obr. 25 - Vyhodnocení tepelné bilance při 50 % otevření škrtecí klapky .....	44
Obr. 26 - Vyhodnocení tepelné bilance při 25 % otevření škrtecí klapky .....	46

## **SEZNAM TABULEK**

Tab. 1 - Porovnání fyzikálních vlastností a chemického složení benzínu a etanolu.....	21
Tab. 2 – Technické parametry dynamometru AVL DP 240 .....	32
Tab. 3 - Technické údaje motoru AUB.....	33
Tab. 4 – Technické parametry chladicích kondicí .....	34