MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ

AGRONOMICKÁ FAKULTA

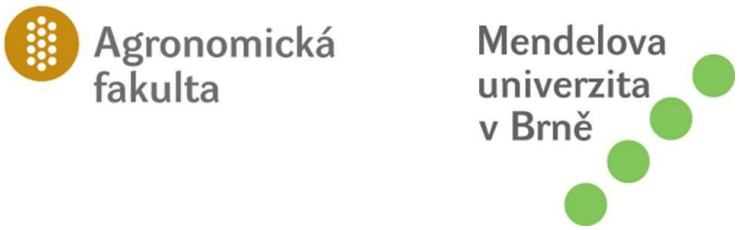
DIPLOMOVÁ PRÁCE

BRNO 2017 **PETR STUDENÝ**

Mendelova univerzita v Brně

Agronomická fakulta

Ústav techniky a automobilové dopravy



Vliv režimu práce zážehového motoru na jeho tepelnou bilanci

Diplomová práce

Vedoucí práce:

Ing. Vojtěch Kumbár, Ph.D.

Vypracoval:

Bc. Petr Studený

Brno 2017

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem práci na téma **Vliv režimu práce zážehového motoru na jeho tepelnou bilanci** 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.

V Brně dne 26. 4. 2017

……..

podpis

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat panu Ing. Vojtěchu Kumbárovi, Ph.D., za odborné vedení diplomové práce a také panu Ing. Marku Žákovi, Ph.D. a doc. Ing. Pavlu Sedlákovi, CSc., za jejich cenné rady, podněty, připomínky a pomoc při realizaci experimentálního měření.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zpracována na téma „Vliv režimu práce zážehového motoru na jeho tepelnou bilanci.“ Práce je rozdělena na dvě části. První se zaměřuje na charakteristiky spalovacích motorů a na jednotlivé komponenty automobilu se zážehovým motorem, které úzce souvisí s měřením tepelné bilance. Druhá část diplomové práce popisuje metodiku měření tepelné bilance na zážehovém motoru v motorové zkušebně Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně a zaměřuje se především na změnu složek jednotlivých tepelných toků v různých režimech zatížení a na jejich grafické znázornění.

Klíčová slova: Motor, chladicí soustava, výfuková soustava, tepelná bilance, tepelný tok.

ABSTRACT

The diploma thesis presents a topic "The Influence of the Mode of Work of a Petrol Engine on its Heat Balance." The thesis is divided into two parts. The first one is focused on the characteristics of combustion engines and on individual components of a spark-ignition engine, which are closely related to a measurement of the heat balance. Second part of the presented thesis describes methodology of the heat balance measurement on a spark-ignition engine at the motor testing institute of Department of Technology and Automobile Transport of Mendel University in Brno. It is primarily focused on change of the individual heat flow components during different loading modes and graphic representation of them.

Keywords: Engine, cooling system, exhaust system, heat balance, heat flow.

OBSAH

1 Úvod 8

2 Cíl práce 9

3 Charakteristiky spalovacích motorů 10

3.1 Otáčková (rychlostní) charakteristika 10

3.2 Zatěžovací charakteristika 13

3.3 Regulační (seřizovací) charakteristika 13

3.4 Úplná (celková) charakteristika 14

4 Vozidlové spalovací motory 15

4.1 Rozdělení spalovacích motorů 15

5 Chlazení spalovacích vozidlových motorů 16

5.1 Druhy chlazení 16

6 Výfukový systém spalovacích vozidlových motorů 21

6.1 Sběrné výfukové potrubí 21

6.2 Katalyzátor 22

6.3 Tlumič výfuku 23

6.4 Recirkulace výfukových plynů 24

7 Přeplňování vozidlových spalovacích motorů 25

7.1 Druhy přeplňování 25

8 Základy sdílení tepla 28

8.1 Přenos tepla vedením (kondukcí) 28

8.2 Přenos tepla prouděním (konvekcí) 28

8.3 Přenos tepla zářením (radiací, sáláním) 28

9 Tepelná bilance spalovacích motorů 29

9.1 Tepelný tok přivedený v palivu 29

9.2 Efektivní tepelný tok 30
9.3 Tepelný tok odvedený chlazením 30
9.4 Tepelný tok odvedený výfukem 30
9.5 Tepelný tok odvedený olejem 31
9.6 Zůstatkový tepelný tok 31
9.7 Procentuální vyjádření tepelné bilance 31
10 Vybavení a metodika měření 32
10.1 Motorová zkušebna 32
10.2 Metodika měření 39
11 Vyhodnocení 43
11.1 Otáčkové charakteristiky 43
11.2 Vyhodnocení tepelné bilance 45
11.3 Sankeyův diagram 49
12 Diskuse a závěr 50
13 Přehled použitých zdrojů 53
14 Seznam obrázků 56
15 Seznam tabulek 58

1 ÚVOD

Vzhledem ke stále se zvyšujícím životním standardům a požadavkům lidí roste také spotřeba a závislost na energiích, jež jsou součástí našeho každodenního života. Od roku 1993 se počet automobilů registrovaných v ČR zdvojnásobil a každým rokem roste, v současnosti je u nás registrováno přes pět miliónů automobilů. Obměna vozového parku přesáhla v roce 2016 pět procent a byla tak vedle roku 1997 druhá nejvyšší v historii. Zatím ale nedošlo k žádoucímu snížení průměrného věku osobních automobilů v ČR. Průměrné stáří stále přesahuje 14 let. Důvodem je růst přestárlých ojetin ze zahraničí a nízký počet vyřazovaných aut z provozu. Podíl dovezených ojetin starších deseti let se loni zvýšil o čtyři procentní body na 52 procent. (MDČR, 2017 [online])

V poslední dekádě je kvůli rostoucímu počtu automobilů snaha snížit jejich ekologickou stopu, která je zapříčiněna zejména výfukovými plyny a nadměrným hlukem. Dnešním trendem v oblasti spalovacích motorů je vývoj motoru, který bude mít vysoký výkon a zároveň nízké emise. Konstruktéři se toho snaží dosáhnout způsoby, jako je recirkulace spalin, vypínání válců, snížení počtu válců, přeplňování motoru, snižování objemu motoru, selektivními katalyzátory, a v poslední době také proměnnou změnou kompresního poměru. Cílem je zejména snížení spotřeby paliva, které vede k nižší produkci emisí. Aby bylo možné splňovat stále přísnější legislativní požadavky týkající se produkce emisí spalovacích vozidlových motorů, je nutné tyto motory testovat a zjišťovat jejich chování ve speciálních motorových zkušebnách, jako je např. motorová zkušebna Mendelovy univerzity v Brně. Ve své diplomové práci jsem se pokusil shrnout problematiku související s tepelnou bilancí motoru a v praktické části sledoval rozdíly tepelné bilance motoru v odlišných pracovních režimech na základě experimentálního měření.

2 CÍL PRÁCE

Cílem mojí diplomové práce je vytvořit literární rešerši týkající se způsobů měření, respektive jednotlivých charakteristik motoru, seznámit čtenáře s konkrétními komponenty vozidla, které mají přímou souvislost s tepelnou bilancí motoru a jejím vyhodnocováním. Dále pak navrhnout experimentální měření tepelné bilance zážehového motoru, provozovaného na palivo Natural 95, samotné měření realizovat pro odlišná zatížení motoru, na dynamometru umístěném na motorové zkušebně Mendelovy univerzity v Brně, výsledky interpretovat a v závěru diskutovat s odbornou literaturou.

3 CHARAKTERISTIKY SPALOVACÍCH MOTORŮ

Samotné zjištění jednotlivých parametrů motorů nemá přílišnou vypovídající hodnotu, pokud neznáme jejich vzájemné vztahy. K tomuto účelu jsou v praxi měření a zkoumání motorů určeny charakteristiky. Jedná se o grafické znázornění závislosti konkrétních parametrů (výkon, točivý moment, měrná spotřeba, hodinová spotřeba, otáčky atd.). Rozlišujeme několik druhů charakteristik:

- otáčková charakteristika,
- zatěžovací charakteristika,
- seřizovací (regulační) charakteristika,
- úplná charakteristika,
- zvláštní charakteristika.

3.1 Otáčková (rychlostní) charakteristika

Jedná se o nejpoužívanější druh charakteristiky, který znázorňuje závislost důležitých parametrů motoru jako je výkon, točivý moment, měrná spotřeba atd. na otáčkách klikového hřídele motoru při konstantní konfiguraci ovládacího zařízení (např. pedál akcelerátoru) regulujícího výkon motoru. Často bývají součástí technické dokumentace motorů, vozidel, pracovních strojů, v protokolech měření, v materiálech sloužících pro propagaci atd. (Hlavňa, 2000)

3.1.1 Vnější (mezní) otáčková charakteristika

Je typická tím, že ovládací zařízení regulující výkon motoru je nastaveno na maximum v celém rozsahu otáček. Vlastnosti vnější rychlostní charakteristiky motoru se vyjadřují několika ukazateli:

- momentová pružnost motoru (e_M pro zážehové motory 1,07 – 1,5)

$$e_M = \frac{M_{max}}{M(P_{max})}$$

Kde:
M_{max} – maximální točivý moment
$M\ (P_{max})$ – točivý moment při maximálním výkonu

- otáčková pružnost motoru (e_n pro zážehové motory 1,5 – 3,5)

$$e_n = \frac{n(P_{max})}{n(M_{max})}$$

Kde:
$n(P_{max})$ – otáčky při maximálním výkonu
$n(M_{max})$ – otáčky při maximálním točivém momentu

- celková pružnost motoru (e_m pro zážehové motory 1,6 – 5,25)

$$e_m = \frac{n(P_{max})}{n(M_{max})}$$

Spalovací motory mohou být vysoce pružné, velmi pružné, normální, málo pružné a nepružné. Pružnost motoru určuje jeho schopnost pracovat na stabilní větvi momentové charakteristiky co nejdéle (je to oblast mezi otáčkami při maximálním točivém momentu a maximálními otáčkami, přičemž při snižování otáček dochází k nárůstu točivého momentu). (Vlk, 2003)

Vnější otáčkové charakteristiky můžeme dále rozdělit na:

Absolutní

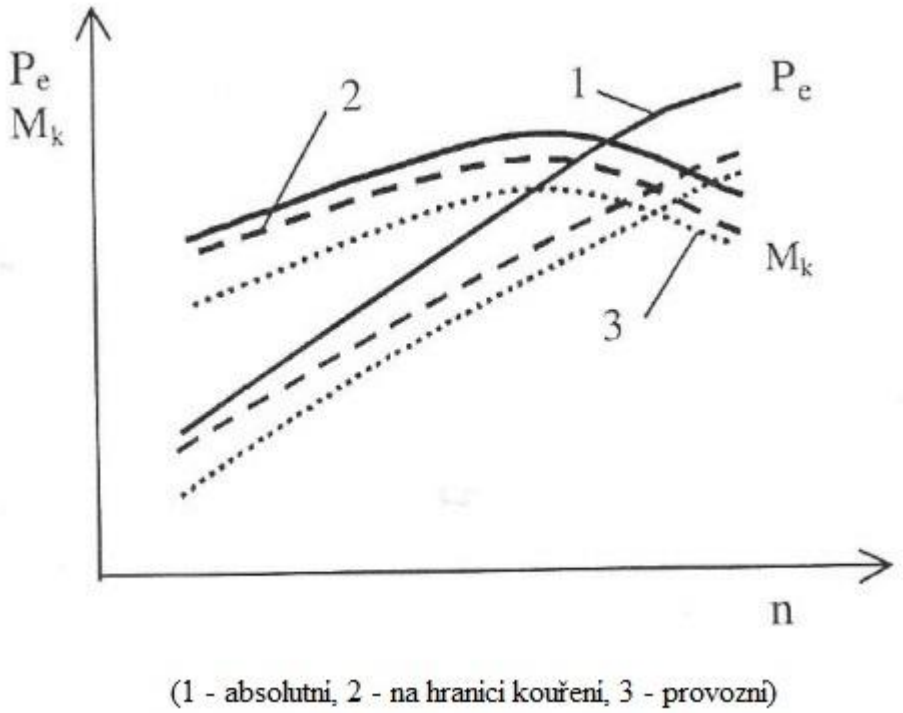
Jedná se o limitní charakteristikou získanou z bodů při nastavení motoru na hranici dosažitelného výkonu bez jakéhokoliv omezení. V praxi se využívá jen velmi málo, při měření je potřeba nastavit motor pro každý bod zvlášť, což klade vysoké nároky na odbornost obsluhy.

Na hranici kouření

V každém měřeném bodě charakteristiky je do motoru dodávána maximální možná dávka paliva na hranici povolené hodnoty kouřivosti. Tato charakteristika se používá jako jeden z podkladů pro návrh konstrukce vstřikovacích systémů, resp. regulátorů dodávky paliva.

Provozní

Pro tuto charakteristiku se nastavují na konkrétní provozní parametry motoru jako je životnost, hlučnost, spotřeba, povolené emise atd., její průběh je platný pro stálou konfiguraci zařízení, které ovládá regulaci výkonu motoru. Pro vznětové motory má její průběh výrazně nižší hodnoty ve srovnání s absolutní charakteristikou, u zážehových motorů není rozdíl tak výrazný.



Obr. 1 Otáčkové charakteristiky spalovacího motoru (Hlavňa, 2000)

3.1.2 Částečná otáčková charakteristika

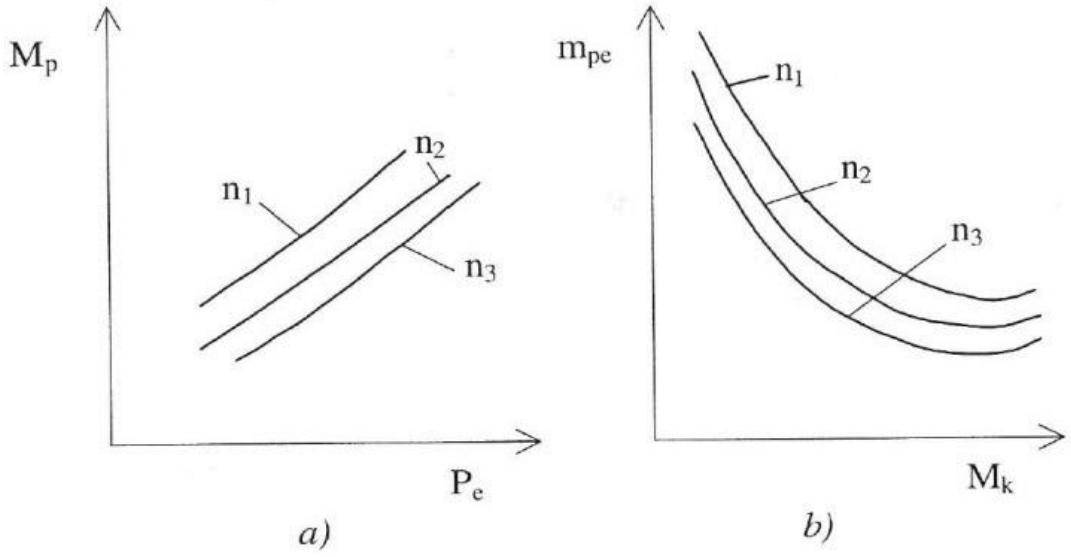
Má podobný průběh jako vnější otáčková charakteristika, ale velikost se liší podle konfigurace prvku ovládajícího výkon motoru.

3.1.3 Zvláštní charakteristika

Patří do skupiny rychlostních, které znázorňují závislosti veličin motoru pro určité vybrané režimy, resp. podmínky. Konkrétně se jedná o charakteristiku motoru s regulátorem, charakteristiku lodní (vrtulovou) a charakteristiku chodu na prázdno, která znázorňuje závislost celkové spotřeby paliva ($kg \cdot h^{-1}$) spalovacího motoru bez zatížení na jeho otáčkách v celém provozním rozsahu.

3.2 Zatěžovací charakteristika

Pro zjištění této charakteristiky se provádí měření motoru na zkušebním stavu za udržování konstantních otáček klikového hřídele jako výchozího parametru. Zároveň se mění zatěžovací moment z minima na maximum pomocí zařízení ovládajícího regulaci výkonu motoru. Zaznamenává a vyhodnocuje se většinou měrná spotřeba, dle požadavků i jiné provozní parametry motoru. V praxi se zatěžovací charakteristika používá pro posuzování stacionárních motorů, motorů kolejových vozidel, nebo jako jeden z podkladů pro sestrojení úplné charakteristiky motoru. (Hlavňa, 2000)



(a - závislost hodinové spotřeby na výkonu, b - závislost měrné spotřeby na točivém momentu)

Obr. 2 Zatěžovací charakteristiky spalovacího motoru (Hlavňa, 2000)

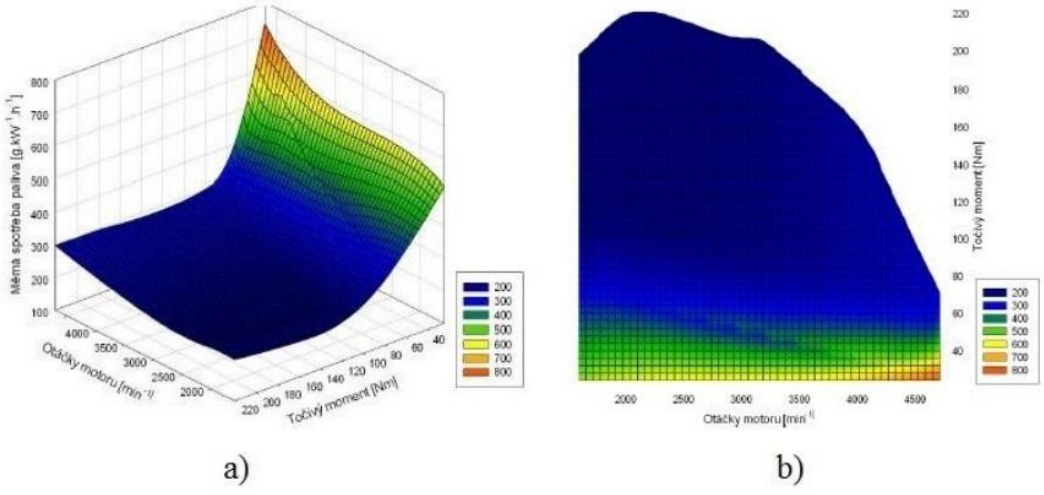
3.3 Regulační (seřizovací) charakteristika

Představuje závislost provozních parametrů spalovacího motoru na některé konstrukční nebo provozní veličině charakterizující seřízení motoru jako např. úhel předstihu vstřikování, součinitel přebytku vzduchu, časování rozvodů, složení směsi apod. Při zjišťování charakteristiky měřením jsou vstupní parametry udržovány, pokud možno konstantní a mění se pouze sledovaná nezávisle proměnná veličina. V praxi se charakteristika využívá ve vývoji, výzkumu, nebo jako podklad pro konstrukci

systémů řízení anebo seřizování konstrukčních prvků, které ovlivňují výstupní parametry motoru. (Ondráček, 1989)

3.4 Úplná (celková) charakteristika

Pro komplexní posuzování spalovacích motorů z hlediska výkonu, točivého momentu, spotřeby, teplot spalin a dalších vedlejších veličin se v praxi používá úplná charakteristika, která umožňuje v jednom diagramu zobrazit několik závislostí současně, pomocí průsečíkových diagramů. Nezískává se měřením, ale sestavuje se z otáčkové, nebo zatěžovací charakteristiky. (Hlavňa, 2000)



(*a - trojrozměrné zobrazení úplné charakteristiky, b- úplná charakteristika v grafu x-y*)

Obr. 3 Úplné charakteristiky (Čupera, 2010)

4 VOZIDLOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

Spalovací motor je tepelný hnací stroj, ze kterého je odebírána mechanická energie získaná termochemickým uvolněním tepelné energie z paliva tak, že se zvýší teplota a tlak uvnitř spalovacího prostoru. Díky zvýšení tlaku plynů je při expanzi vykonávána práce, tepelná energie je přeměněna na mechanickou práci.

Spalovací motor je již přes století nejrozšířenějším zdrojem pohonu pro většinu mobilních energetických prostředků. V současnosti se využívá více typů spalovacích motorů, jejich atributy se liší na základě konkrétních požadavků a odvětví, v kterých jsou využívány. V současnosti se do vozidlových motorů používají výhradně motory čtyřdobé, a to zejména kvůli emisním normám. (Macek, 2007)

4.1 Rozdělení spalovacích motorů

Spalovací motory je možné dělit podle mnoha kritérií. Dle způsobu přenosu tepelné energie se dělí na motory s vnějším spalováním (energii přenáší pára, vzduch, nebo plyny – parní motor, Stirlingův motor) a s vnitřním spalováním (pracují přímo produkty spalování – pístové motory, proudové a turbíny). Dle kontinuity procesu hoření se jedná o motory s přerušovaným procesem (pístové motory s vratným nebo rotačním pohybem pístu využívající dynamickou energii spalin) a s kontinuálním procesem (lopatkové motory, turbíny využívající kinetickou energii spalin). Dle pohybu pístu jsou to motory s přímočarým vratným pohybem (dvou a čtyřdobé), s rotačním pohybem (rotor s otáčením kolem pevné osy – turbíny a proudové, nebo osa koná kruhový pohyb – Wankelův motor). Dle principu činnosti se může jednat o motor zážehový, nebo vznětový. Obě konstrukce mohou být řešeny jako dvoudobé, nebo čtyřdobé.

Ve své práci se budu dále zabývat pouze zážehovými čtyřdobými motory s vnitřním diskontinuálním spalováním a přímočarým vratným pohybem pístu. (Rauscher, 2005)

5 CHLAZENÍ SPALOVACÍCH VOZIDLOVÝCH MOTORŮ

Pro správnou funkci jednotlivých dílů a konstrukčních skupin spalovacího motoru musí být zajištěna odpovídající provozní teplota. Požadovanou teplotu zajišťuje chladicí systém. Chlazení motoru má za úkol především odvádět přebytečné teplo ze stěn válců motoru, hlavy a ostatních částí do chladicího média. Snižuje se tak termické namáhání těchto součástí na stanovenou mez. Chlazení slouží také k udržení motoru v takové teplotě, která je pro jeho provoz nejvýhodnější. Teplota motoru má vliv mimo jiné na jakost a dobu životnosti motorového oleje. U benzínových motorů chlazení snižuje inklinaci k detonačnímu hoření. Při plném zatížení motoru je nutno odvádět chlazením asi 20 až 30 % tepla, které se uvolňuje spalováním paliva. Chlazení musí splňovat následující podmínky:

- zajistit rychlý ohřev motoru na provozní teplotu,
- zabezpečit takovou teplotu motoru, kterou vydrží jeho jednotlivé části,
- zabezpečit, aby motorový olej vytvořil na stěnách válců a součástí mazaných tlakovým olejem souvislý film, a snížilo se tak tření na stanovenou mez,
- stále udržovat co nejvýhodnější a nejhospodárnější teplotu motoru (provozní teplota).

Požadavky na chlazení:

- vysoký chladicí výkon chladicího systému,
- rovnoměrné chlazení jednotlivých části zamezující tepelnému pnutí,
- nízká hmotnost chladicího systému,
- nízká energetická náročnost pro provoz chladicího systému. (Hlavňa, 2000)

5.1 Druhy chlazení

Způsobů, jak lze pomocí chladicího systému odvézt teplo z motoru do atmosféry, je více. Vedení tepla je zajišťováno buď přímo prostřednictvím materiálu vhodně uzpůsobených stěn válce, hlavy a klikové skříně motoru, nebo nepřímo prostřednictvím teplosměnného média (chladicí kapaliny), která předává teplo do okolního prostředí pomocí výměníku tepla. V některých případech se používá kombinace obou systémů. (Hlavňa, 2000)

5.1.1 Vzduchové chlazení

U vzduchového chlazení se z hlediska přenosu tepla jedná o přímý odvod tepla do vzduchu, např. chlazení hlav a válců vzduchem, chlazení plnícího vzduchu ve výměníku vzduch – vzduch, chlazení oleje přímo prostřednictvím stěn olejové vany atd. Přitom se dá různými způsoby zvýšit intenzita chlazení např. zvětšením obsahu teplosměnné plochy nebo změnou rychlosti a charakteru proudícího vzduchu. Velmi důležité při chlazení vzduchem je velikost, konstrukční materiál a kvalita povrchu chladicích žeber a jejich uspořádání, i způsob obtékání chladicího vzduchu. Dle koncepce motoru, respektive dle celkového uspořádání pohonu vozidla můžeme vzduchem chlazené systémy rozdělit na následující:

Náporové chlazení

Pro tento typ chlazení je charakteristické, že proudění chladicího vzduchu přes chladič nebo motor je vyvolané přetlakem od náporu vzduchu na čelní plochu vozidla při jeho pohybu. Zároveň rychlost vzduchu proudícího do chladiče ovlivňuje i proudění atmosférického vzduchu vůči dopravnímu prostředku. (Vlk, 2003)

Ventilátorové chlazení

Ventilátorové chlazení je typické tím, že proudění chladicího vzduchu na plochy motoru (např. motory Tatra, Deutz), respektive chladiče je zabezpečené ventilátorem. Množství proudícího vzduchu nezávisí na rychlosti vozidla, ale na parametrech ventilátoru, jeho pohonu a řízení. Starší konstrukce využívaly přímé spojení s klikovým hřídelem, tudíž otáčky motoru byly přímo úměrné dopravovanému množství vzduchu. Při přímém pohonu ventilátoru elektrickým motorem závisí množství nasávaného vzduchu na charakteristice ventilátoru a na stavu elektrické soustavy vozidla, respektive na systému řízení pohonu ventilátoru. Jedná-li se o přímý pohon ventilátoru elektrickým motorem, je množství nasávaného vzduchu závislé na charakteristice ventilátoru a na stavu elektrické soustavy vozidla, respektive na systému řízení pohonu ventilátoru. (Hromádko, 2011)

Obr. 4 Vzduchem chlazený motor TATRA T3D-928 (Tatra, 2014 [online])

Ejektorové chlazení

Tento druh chlazení využívá na pohyb chladicího vzduchu kinetickou energii výfukových plynů. Výfukové plyny z motoru vedou potrubím do ejektoru. Chladicí vzduch z okolí válců je sacím účinkem ejektoru vysávaný, mísí se s výfukovými plyny a odchází do ovzduší. Výhodou je jednoduchost konstrukce, nevýhodou je však vysoká hlučnost.

5.1.2 Kapalinové chlazení

U tohoto druhu chlazení je v bloku válců motoru a hlavě motoru vytvořena soustava kanálů, kterými proudí chladicí kapalina. Z tepelně zatížených, namáhaných míst motoru přebírá teplo, které následně odvádí do výměníku (chladiče). Zde je proudícím vzduchem převáděno teplo z kapaliny do ovzduší. Ochlazená kapalina se vrací zpět do motoru. Celý tento systém je uzavřený a je na něj napojeno výtápění, popřípadě klimatizace. (Vlk, 2003)

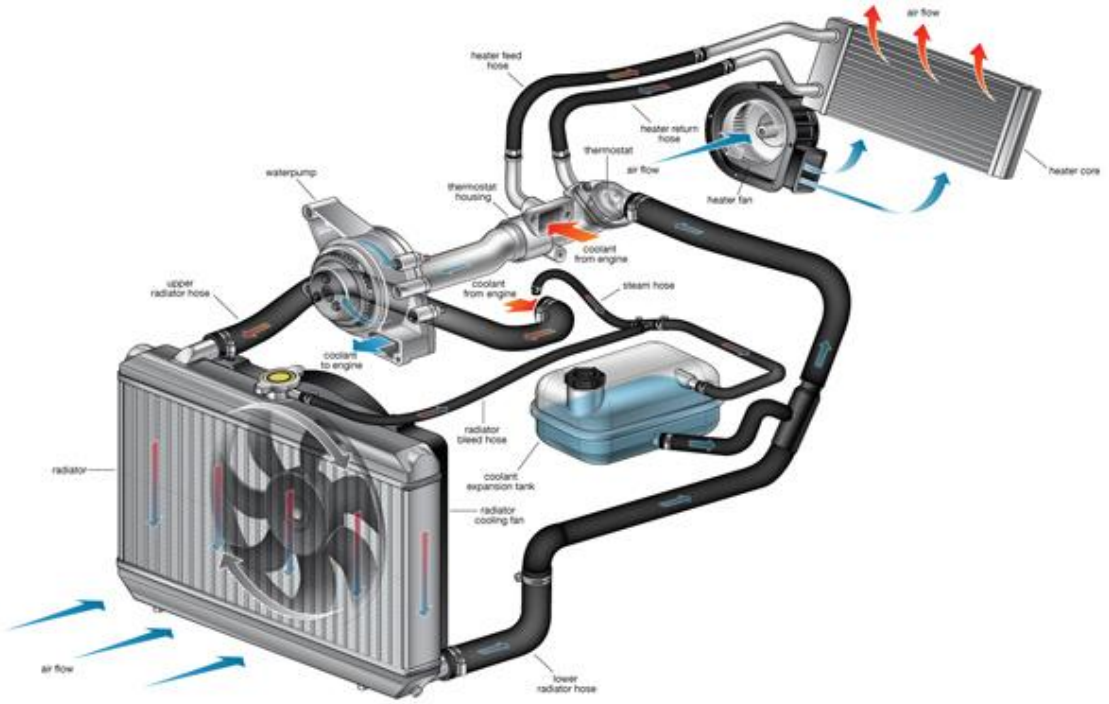
Termosifonové (samooběžné) chlazení

Jde o chlazení, při kterém ohřátá chladicí kapalina s menší měrnou hmotností stoupá nahoru a na její místo přechází chladnější kapalina z chladiče. Tento způsob se již dnes u automobilů nevyužívá.

Chlazení s nuceným uzavřeným oběhem

V současnosti se jedná se o nejvíce používaný druh chlazení. Chladicí kapalina je vháněna do chladicích kanálů motoru pomocí čerpadla poháněným např. klínovým řemenem od klikového hřídele. Pokud je motor studený, dopravuje čerpadlo chladicí kapalinu do kanálů v bloku motoru a prostoru kolem válců a dále průchody v těsnění do hlavy válců. Odtud následně kapalina proudí přes termostat, který uzavírá přívod do chladiče, zpátky na sací stranu čerpadla. Po dosažení provozní teploty motoru otevře termostat vstup do chladiče a kapalina proudí zpět do čerpadla přes chladič. Chlazení s nuceným oběhem je nejúčinnějším druhem chlazení. Nevýhodou je jeho konstrukční složitost a vyšší nároky na opravu a údržbu. Čerpadlo je umístěno na bloku motoru a sací částí spojeno pomocí pryžových hadic se spodní komorou chladiče. Čerpadlo při běžném provozu nasává kapalinu z dolní komory chladiče a vtlačuje ji do bloku motoru. Zahřátá kapalina putuje zpět přes hlavu válců motoru a termostat do horní komory chladiče a při prostupu chladičem se její teplota snižuje. Termostat reguluje provozní teplotu motoru.

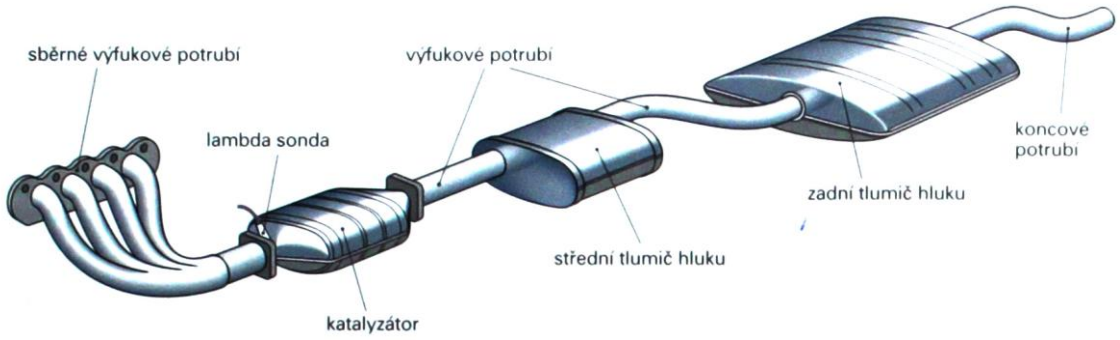
Efektivnost kapalinového chlazení se zvyšuje s růstem rychlosti cirkulace kapaliny v chladicím systému motoru, s velikostí maximální teploty chladicí kapaliny a množstvím tepla předávaného jednotkou plochy výměníku tepla do okolního prostředí. Při celkovém hodnocení chladicího systému je potřeba vzít do úvahy také ztráty výkonu motoru pro pohon vodního čerpadla a ventilátoru, parametry hmotnosti a zastavěného prostoru. (Hlavňa, 2000)



Obr. 5 Chlazení s nuceným oběhem (MINHS Automotive, 2016 [online])

6 VÝFUKOVÝ SYSTÉM SPALOVACÍCH VOZIDLOVÝCH MOTORŮ

Účelem je bezpečně dopravit produkty hoření ze spalovacích prostor motoru do atmosféry, tak aby nemohlo dojít k jejich úniku do vnitřního prostoru vozidla, tlumit hluk a vibrace, odvést teplo, které nelze využít k práci motoru, a v neposlední řadě také snížit emise produkované motorem nejméně na legislativou stanovené limity. Pokud je u výfukového potrubí správně zvolena délka a pořadí válců, lze docílit lepšího průběhu točivého momentu v nízkých otáčkách, a tím i rozšíření rozsahu použitelných otáček při částečném snížení výkonu. Výfukový systém je tvořen výfukovým těsněním, sběrným potrubím, spojovací potrubím, tlumičem výfuku, katalyzátorem a u vznětových motorů filtrem pevných částic (v budoucnu bude filtr pevných částic kvůli přísné emisní legislativě součástí i zážehových motorů). (Jílek, 2014)



Obr. 6 Schéma výfukové soustavy spalovacího motoru (Gscheidle, 2001)

6.1 Sběrné výfukové potrubí

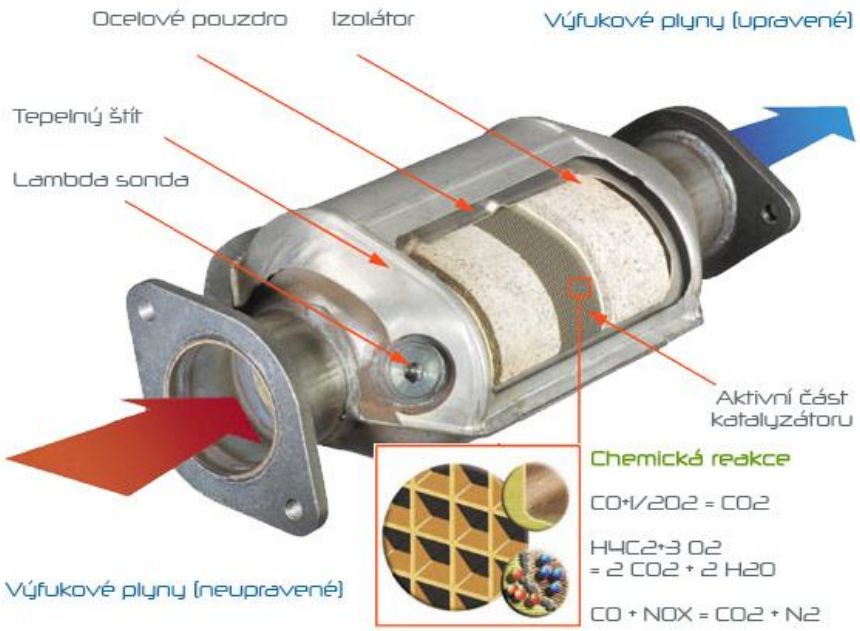
Tato část výfukového systému odvádí exhaláty z hlavy válců. Vyrábí se většinou z litiny, popřípadě z žáropevného plechu. Mezi sběrné potrubí a hlavu válců se vkládá metaloplastické těsnění. Druhý konec sběrného potrubí má přírubu, ke které se připojuje výfukové potrubí nebo katalyzátor. (Jílek, 2014)

(vlevo - sběrné potrubí ze žáropevné oceli, vpravo - sběrné potrubí ze šedé litiny)

Obr. 7 Sběrné potrubí výfukové soustavy (Chlíbek, 2008 [online])

6.2 Katalyzátor

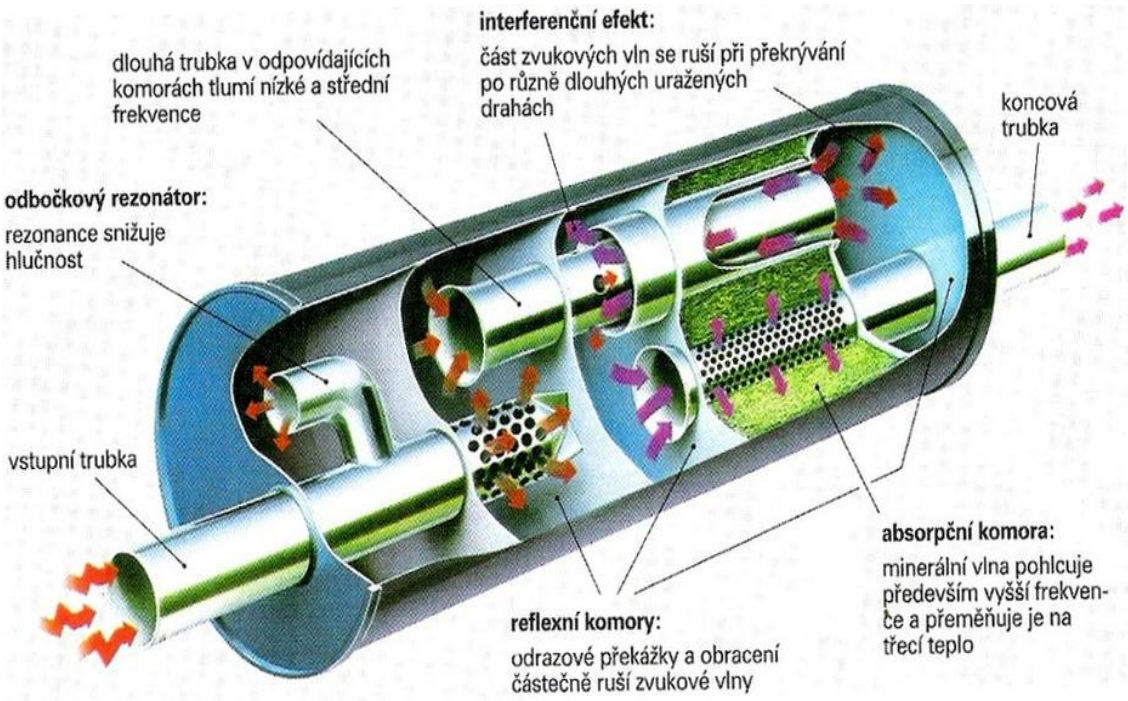
Žádný automobil se v současnosti neobejde bez zařízení snižující emise. Nejběžnějším způsobem, jak snížit emise, je použít katalyzátor. Existuje několik druhů, např. třícestný katalyzátor, oxidační katalyzátor, nebo SCR katalyzátor. Katalyzátor má za úkol především přeměnu uhlovodíků, oxidu uhelnatého a oxidů dusíku, které motor produkuje, na produkty šetrnější k životnímu prostředí – vodní páru, oxid uhličitý a dusík. (Vlk, 2004)



Obr. 8 Třícestný katalyzátor (F. T. G., 2017 [online])

6.3 Tlumič výfuku

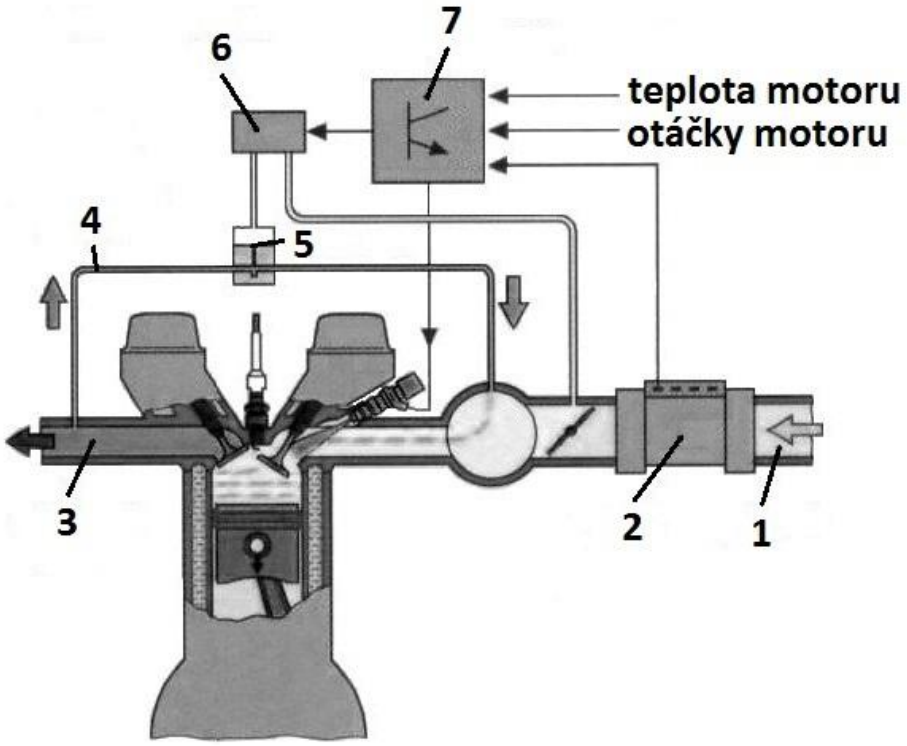
Jedná se o nádobu s přepážkami a trubkami, kde dochází k utlumení zvuku ve speciální resonanční komoře. Komora je uspořádána tak, aby vytvořila vlny s opačnými fázemi, které navzájem zanikají. Tlumení probíhá skrz perforované stěny trubky, kterou obklopuje vrstva materiálu pohlcující hluk. Tato součást výfukového traktu negativně ovlivňuje potenciálně dosažitelný výkon. Existují také absorpční tlumiče, které pracují na principu snižování amplitudy zvukové vlny vlivem absorpce prostředí. Tvoří je perforovaná trubka procházející skrz obal tlumiče, který je vyplněn tlumícím materiálem jako skelná vata nebo ocelová vlna. Výhodou těchto tlumičů je, že jsou zcela průchozí a konstrukčně jednoduché. Nevýhodou je jejich nízká účinnost. Třetím typem je intervenční tlumič, který využívá principu rozdělení proudu výfukových plynů do dvou větví. Ty se po určité vzdálenosti opět spojují a vlny se částečně vzájemně vyruší. V praxi se pro zvýšení účinnosti používá kombinace jednotlivých tlumičů. (Jílek, 2014)



Obr. 9 Kombinovaný tlumič hluku (Pekárek, 2015 [online])

6.4 Recirkulace výfukových plynů

Jedná se o doplňkový systém, jehož primární úlohou je snižování emisí oxidů dusíku. V průběhu překrytí ventilů je určitá část zbytkových exhalátů navrácena ze spalovacího prostoru zpět do sacího potrubí. Při následném sacím cyklu je pak společně s čerstvou směsí nasáto i malé množství zbytkových plynů. Velikost podílu těchto plynů je díky překrytí ventilů pevně závislá na provozním stavu motoru a jeho konstrukci. Změna podílu výfukových plynů se provádí buď variabilním časováním (přestavením ventilového rozvodu), v tomto případě hovoříme o vnitřní recirkulaci spalin, nebo vnějším zpětným vedením spalin (AGR, EGR) pomocí ventilu zpětného vedení spalin. Do určitého bodu může mít zvyšování podílu zbytkových plynů pozitivní vliv na přeměnu energie, a díky tomu i na spotřebu paliva. Další zvyšování podílu zbytkových plynů má za následek redukci maximální teploty při spalování, díky čemuž se omezuje tvorba oxidů dusíku. Zároveň však při zvýšení podílu zbytkových plynů nad určitou hranici začne docházet k nedokonalému spalování, a tím ke zvýšení emisí oxidů dusíku, spotřeby paliva a neklidnosti běhu motoru. (Vlk, 2006)



(1 - nasávaný vzduch, 2 - snímač hmotnosti nasávaného vzduchu, 3 - výfukové plyny, 4 - zpětné vedení výfukových plynů, 5 - AGR ventil, 6 - elektropneumatický měnič ; 7 - řídicí jednotka motoru)

Obr. 10 Systém recirkulace spalin (Vlk, 2006)

7 PŘEPLŇOVÁNÍ VOZIDLOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

Přeplňování má za úkol dopravit do prostoru válců větší množství vzduchu, a tím i vyšší dávku paliva. Přeplňování je v současnosti velmi používaná metoda sloužící ke zvyšování výkonnostních parametrů motoru. (Bauer, 2013) Vzhledem ke stále se zpřísňujícím emisním limitům výrobci automobilů inklinují k tzv. downsizingu, neboli snižování zdvihového objemu válců motoru. To vede k využívání přeplňování jak u zážehových, tak u vznětových motorů, protože motor o menším zdvihovém objemu má menší ztráty třením, menší hmotnost, menší moment setrvačnosti motoru atd. než motor o větším zdvihovém objemu. To se projeví především nižší spotřebou paliva. Stejné výkonové parametry jako u motoru o větším zdvihovém objemu jsou dosaženy právě přeplňováním. (Vlk, 2006)

7.1 Druhy přeplňování

Přeplňování lze docílit různými způsoby. Motor můžeme přeplňovat náporem vzduchu (např. u letadel), účinkem kmitů v plnicím potrubí (konstrukčně velmi náročné), můžeme použít také dmychadlo mechanicky připojené k motoru, dmychadlo na výfukové plyny spojené pneumatickou vazbou, nebo kombinaci mechanického kompresoru a turbodmychadla.

7.1.1 Přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem

U mechanického přeplňování spalovacích motorů je dmychadlo poháněno přímo spalovacím motorem. Příkon dmychadla snižuje mechanickou účinnost motoru. Dmychadlo však disponuje jistým stlačením i při nízkých otáčkách motoru. Mechanicky poháněná dmychadla existují v rozličných provedeních:

- rootsovo dmychadlo,
- křídlové dmychadlo,
- dmychadlo s otočnými písty,
- spirálové dmychadlo.

7.1.2 Dynamické plnění válce motoru

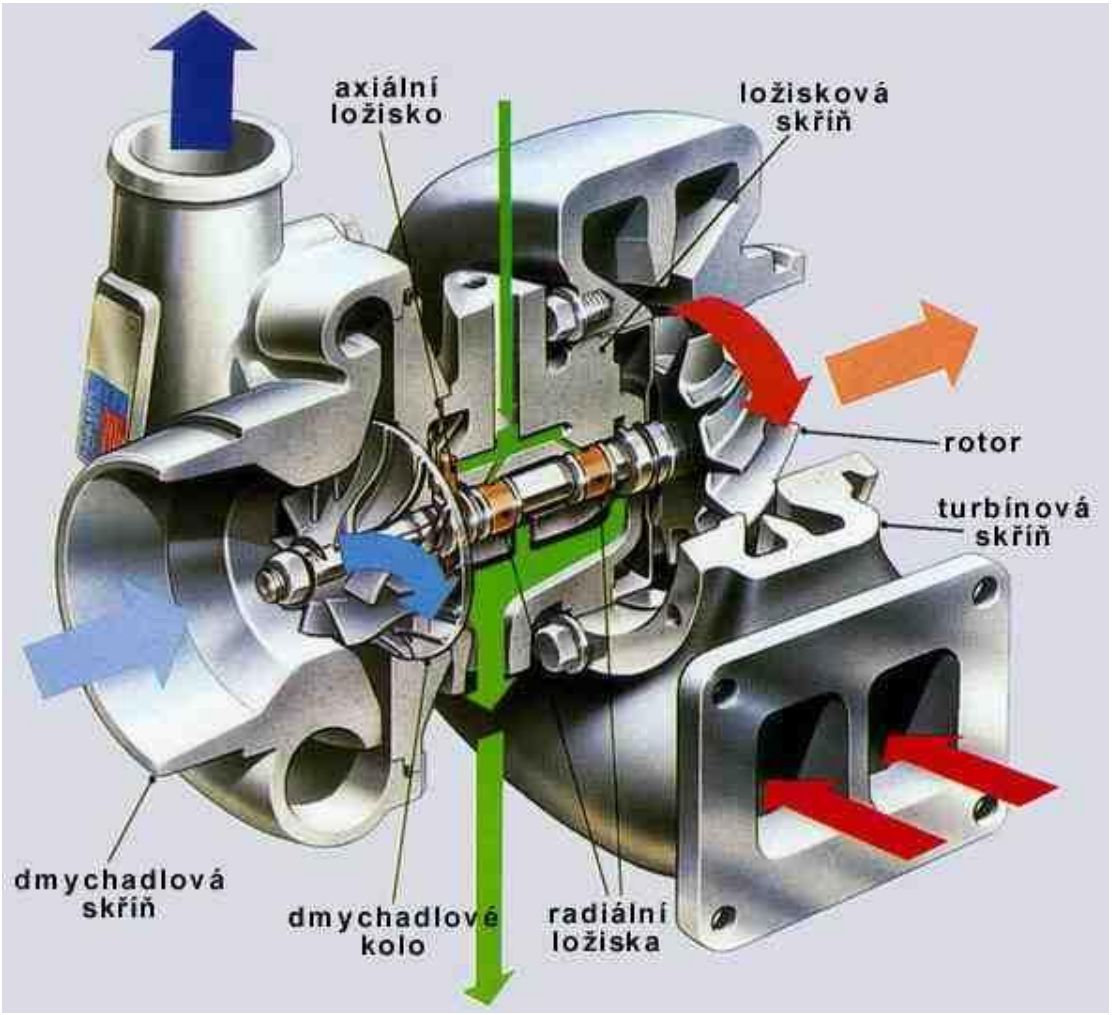
- Rezonanční přeplňování.
- Pulzační přeplňování.

7.1.3 Přeplňování zážehového motoru turbodmychadlem

V současnosti se jedná o nejpoužívanější způsob přeplňování vozidlových motorů. Turbodmychadlo pro svůj pohon využívá kinetické energie výfukových plynů. Turbodmychadla umožňují dosáhnout již u motorů s nízkým zdvihovým objemem vysokého točivého momentu a výkonu s dobrou účinností. V porovnání s atmosféricky plněným motorem stejného výkonu má přeplňovaný motor menší zastavěný prostor, a má proto větší výkonovou hmotnost. Pomocí výzkumných metod bylo zjištěno, že při totožných jízdních výkonech vykazuje přeplňovaný motor s nižším objemem válců a elektronickou regulací plnícího tlaku, oproti atmosféricky plněnému motoru, podobnou úsporu spotřeby pohonných hmot jako vznětový motor s komůrkou. Turbodmychadlo se sestává z kompresoru a výfukové turbíny, jejichž oběžná kola jsou umístěna na společném hřídeli. Výfuková turbína převádí část energie výfukových exhalátů na rotační energii, a pohání tak kompresor. Ten nasává čerstvý vzduch a dopravuje jej stlačený přes chladič stlačeného vzduchu, škrticí klapku a sací potrubí do motoru.

Zážehové motory osobních automobilů musí v praxi dosahovat vysokých hodnot točivého momentu i při nízkých otáčkách motoru. Proto je těleso turbíny uzpůsobeno pro malý hmotnostní proud výfukových plynů, např. plnému zatížení při 2000 min^{-1}. Aby při vyšších hmotnostních proudech nedošlo k přílišnému zvýšení plnícího tlaku, je část výfukových plynů odváděna obtokovým ventilem kolem turbíny do výfukového traktu. Často bývá tento klapkový obtokový ventil součástí turbodmychadla. Méně často se používá talířového ventilu v separátním tělese paralelně k turbíně. Variabilní turbínová geometrie (VTG – Variable Turbien–Geometire) se zatím u zážehových motorů nerozšířila, avšak koncern WV tuto technologii implementoval do nových zážehových motorů s označením EA211 TSI evo, a do prodeje by se měly tyto agregáty dostat koncem roku 2017. U pneumaticko-mechanické regulace je akční člen turbodmychadla přímo ovládán plnícím tlakem z výstupu kompresoru. Zde je průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách volitelný jen ve velmi malém rozsahu. V závislosti na zatížení existuje pouze jedno omezení, a to při plném zatížení. Tolerance plnícího tlaku při plném zatížení nemůže být dostatečně regulována. Při částečném zatížení zhoršuje zavřený obtokový ventil účinnost. Zrychlování z nízkých otáček je tak doprovázeno zpožděnou reakcí známou také jako „turbo-efekt“. Tyto nevýhody lze

odstranit elektronickou regulací plnícího tlaku. Pomocí otevření obtokového ventilu lze v některých oblastech snížit specifickou spotřebu paliva. (Vlk, 2003)



Obr. 11 Řez turbodmychadlem (Afroi, 2014 [online])

8 ZÁKLADY SDÍLENÍ TEPLA

Přenos tepla je děj, kdy dochází k předávání tepelné energie mezi soustavou a okolím, nebo mezi dvěma soustavami. V praxi existuje několik způsobů šíření tepla, většinou jsou tepelné toky přenášeny více způsoby zároveň, respektive jejich kombinací. Rozlišujeme přenos tepla stacionární a nestacionární.

8.1 Přenos tepla vedením (kondukcí)

Tento způsob dominuje v pevných látkách, ale i v tekutinách bez proudění. Díky neuspořádanému pohybu molekul je kinetická energie předávána srážkami na sousední molekuly. Vedení tepla zvyšují volné elektrony či ionty v tekutinách. Při vedení tepla nedochází k pohybu prostředí.

8.2 Přenos tepla prouděním (konvekcí)

Přemístěním molekul v prostoru při nuceném či přirozeném proudění se přenáší i tepelná energie. Přenos tepla konvekcí dominuje v tekutinách, ale existuje i u pevných látek (viz difúze).

8.3 Přenos tepla zářením (radiací, sáláním)

Každý objekt s teplotou vyšší než nula Kelvinů, vyzařuje fotony, které jsou nositeli energie, včetně tepelné. Fotony se šíří v transparentním prostředí rychlostí světla. Rozlišujeme přenos tepla stacionární a nestacionární. Záření je charakterizováno intenzitou, což je množství energie dopadající za jednotku času na jednotkovou plochu ve směru šíření energie. (Pavelek, 2003)

9 TEPELNÁ BILANCE SPALOVACÍCH MOTORŮ

Cílem tepelné bilance je určení velikosti složek tepla, na které se rozdělí celkové teplo přivedené prostřednictvím paliva do motoru. Analytické vyjádření složek tepla se nedá provést s dostatečnou přesností. Proto se tepelná bilance vytváří na základě výsledků naměřených na motoru v laboratorním stanovišti se speciálním vybavením. Podle potřeby se tepelná bilance zjišťuje v závislosti na různých veličinách, jako jsou otáčky, zatížení, výkon atd. Na základě znalosti tepelné bilance můžeme identifikovat např. příčiny nízkých výkonových parametrů, navrhovat chladicí systém, turbodmychadla atd. Nejčastější vyjádření tepelné bilance je ve tvaru:

$$Q_p = Q_e + Q_{chl} + Q_v + Q_{ns} + Q_{ol} + Q_{ost}(J \cdot s^{-1})$$

Kde:

Q_p – tepelný tok přivedený v palivu přivedené do motoru za čas

Q_e – efektivní tepelný tok ekvivalentní užitečné práci motoru za čas

Q_{chl} – tepelný tok odvedený chladicí soustavou za čas

Q_v – tepelný tok odcházející s výfukovými plyny za čas

Q_{ns} – tepelný tok ztracený nedokonalým spalováním za čas

Q_{ol} – tepelný tok odvedený olejem za čas

Q_{ost} – zůstatkový tepelný tok zahrnující ztráty, které nevyjadřuje žádný z předchozích členů

9.1 Tepelný tok přivedený v palivu

Energie, která je obsažená v palivu, je rovná teplu přiváděnému palivem do pracovního oběhu motoru. Množství tohoto tepla se dá považovat za výchozí hodnotu tepelné bilance.

$$Q_p = \frac{M_{ph} \cdot H_u}{3600}[J \cdot s^{-1}]$$

Kde:

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

H_u – spodní výhřevnost paliva [kJ]

9.2 Efektivní tepelný tok

Jedná se o část tepelného toku přivedeného v palivu za jednotku času, které je ekvivalentní efektivnímu výkonu naměřenému na výstupním hřídeli motoru.

$$Qe = P_e[J \cdot s^{-1}]$$

Kde:

P_e – výkon motoru [W]

9.3 Tepelný tok odvedený chlazením

Tepelný tok z chlazení se stanovuje z hmotnostního průtoku chladicí kapaliny, teplot chladicí kapaliny na vstupu do motoru a na výstupu z motoru, a z měrné tepelné kapacity chladicí kapaliny.

$$Q_w = M_w \cdot c_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})[J \cdot s^{-1}]$$

Kde:

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

C_w – měrná tepelná kapacita pro H_2O $_4$ [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

T_{w2} – výstupní teplota chladicí kapaliny [K]

T_{w1} – vstupní teplota chladicí kapaliny [K]

9.4 Tepelný tok odvedený výfukem

Tepelný tok Q_v odvedený výfukovými plyny se stanoví z bilance mezi vstupem pracovního média do motoru (sání) a výstupem ve výfukovém potrubí. Vzhledem k poměru průtoků vzduchu a paliva se při zjišťování tepelné bilance neuvažuje s průtokem paliva.

$$Q_v = M_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1})[J \cdot s^{-1}]$$

Kde:

M_v – množství vzduchu spotřebované motorem [$kg \cdot s^{-1}$]

C_{pv} – měrná tepelná kapacita pro výfukové plyny, při p=konst. [$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

T_{w2} – teplota výfukových plynů [K]

T_{w1} – teplota nasávaného vzduchu [K]

9.5 Tepelný tok odvedený olejem

Množství tepla odvedené olejem závisí ve velké míře na výkonu jeho koncepcí a dalších činitelích. V praxi se tento tepelný tok zjišťuje měřením průtočného množství oleje a rozdílu teplot na výstupu z motoru a na výstupu z tepelného výměníku, pro výpočet je také potřeba znát jeho měrnou tepelnou kapacitu.

$$Q_{ol} = M_o \cdot c_o \cdot (t_{o2} - t_{o1})[J \cdot s^{-1}]$$

Kde:

M_o – množství vzduchu spotřebované motorem [kg·s^{-1}]

C_{po} – měrná tepelná kapacita mazacího oleje [kJ·kg^{-1}·K^{-1}]

T_{o2} – výstupní teplota mazacího oleje [K]

T_{o1} – vstupní teplota mazacího oleje [K]

9.6 Zůstatkový tepelný tok

Tento člen se stanovuje dopočtem, jedná se o rozdíl celkového tepla přivedeného v palivu a součet ostatních tepelných toků. Jsou do něj zahrnuty všechny složky tepelného toku, které nebyly uvažovány v předchozích složkách.

$$Q_{ost} = Q_p - (Q_e + Q_{ch} + Q_v + Q_{ns} + Q_{ol})[J \cdot s^{-1}]$$

9.7 Procentuální vyjádření tepelné bilance

Pro vyjádření tepelné bilance jednotlivých tepelných toků v procentech musíme podělit každý z nich, tepelným tokem přivedeným v palivu a vynásobit stem. Takto vyjádřené jednotlivé složky tepelné bilance se používají pro grafické znázornění jejich závislosti na otáčkách. (Hlavňa, 2000)

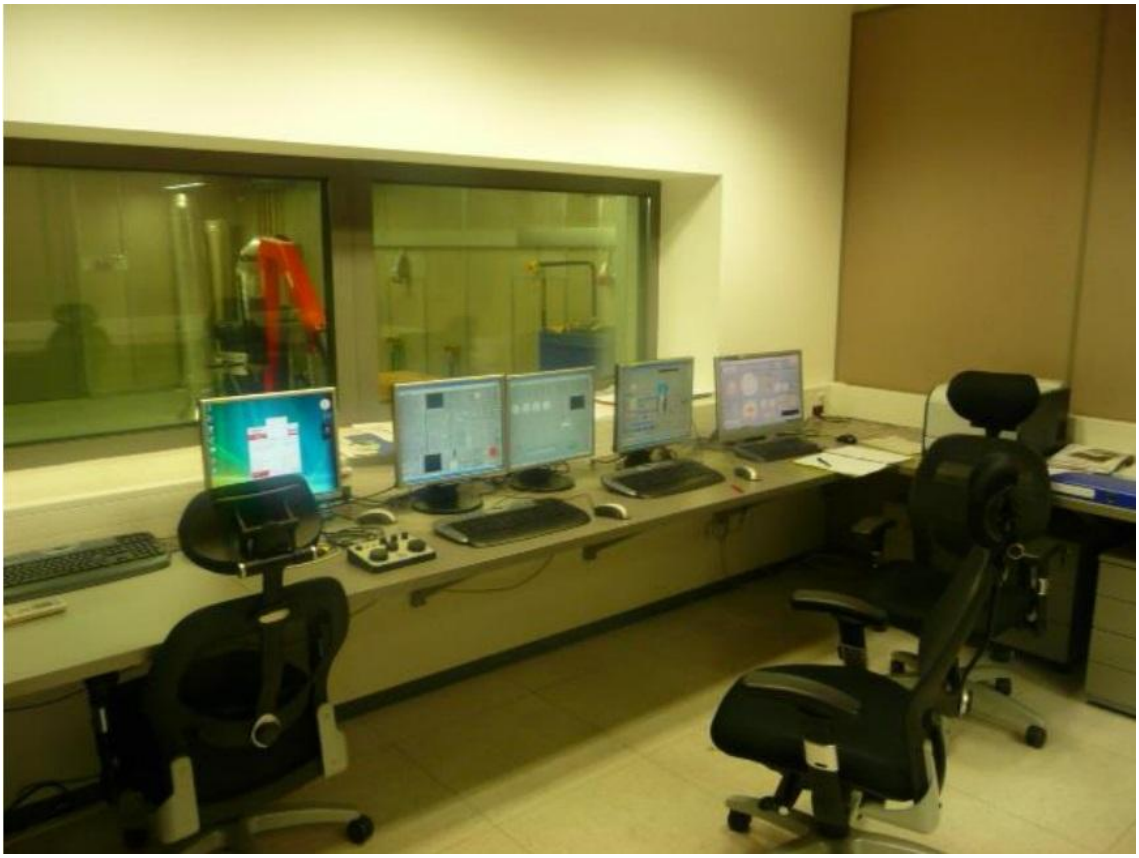
$$q_x = \frac{Q_x}{Q_p} \cdot 100[\%]$$

10 VYBAVENÍ A METODIKA MĚŘENÍ

Pro zjištění skutečné tepelné bilance přeplňovaného zážehového motoru bylo provedeno experimentální měření na motorové zkušebně Mendelovy univerzity v Brně. Základem pro dílčí výpočty byly naměřené hodnoty. Konkrétně se jednalo o vstupní a výstupní teploty, průtoky paliva, chladicí kapaliny a mazacího oleje. Na základě těchto veličin bylo možné následně dopočítat hodnoty jednotlivých teplotních toků a z nich sestavit tepelnou bilanci motoru pro jeho různé pracovní režimy.

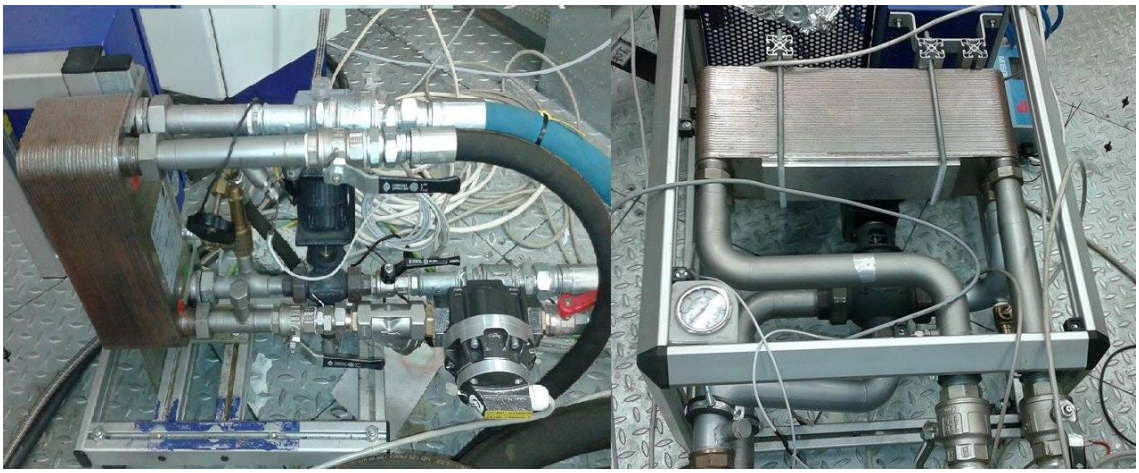
10.1 Motorová zkušebna

Tato zkušebna je složena ze dvou stanovišť, která jsou stavebně oddělena. První z nich slouží jako velín a je zde umístěna měřicí technika, která zpracovává veškerá naměřená data v programech vytvořených v softwarovém rozhraní LabView. Velín je především kvůli bezpečnosti a snížení hluku oddělen od samotné zkušebny šesticentimetrovým sklem.

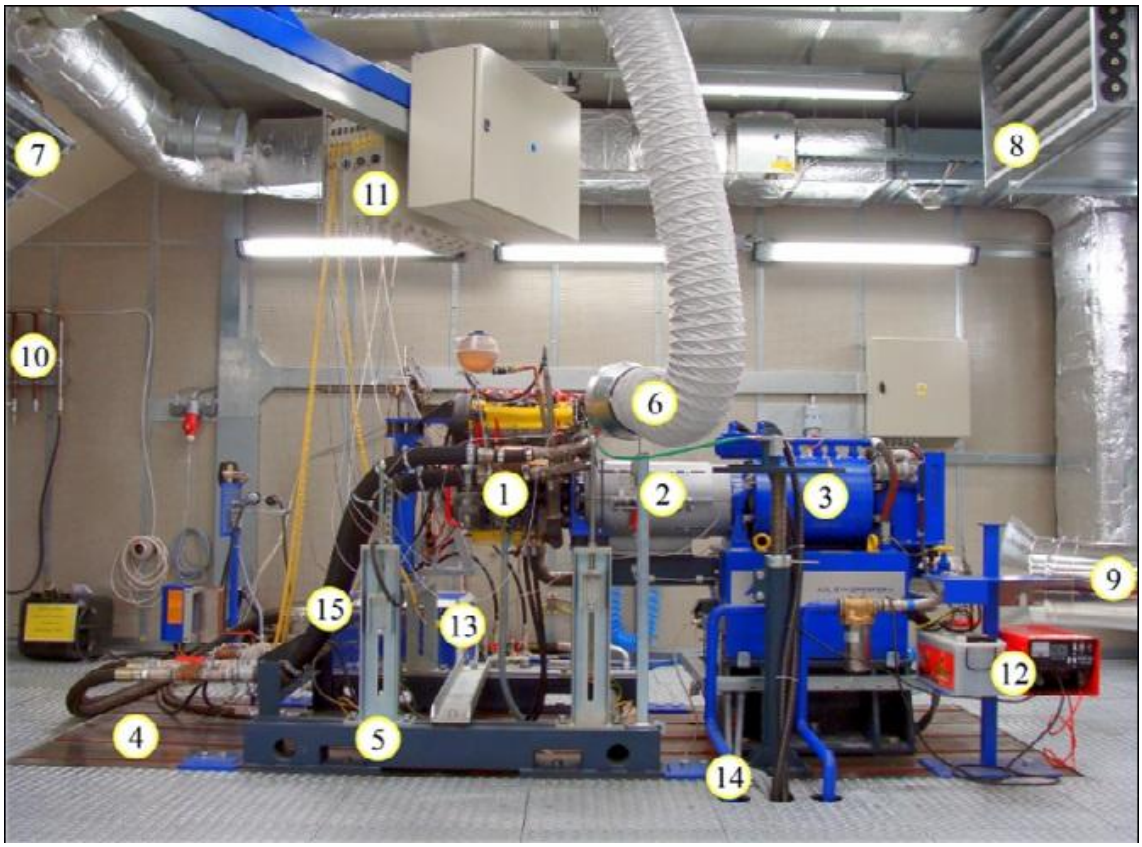


Obr. 12 Řídící stanoviště motorové zkušebny (Kopr, 2015 [online])

Na druhém stanovišti probíhá samotné měření parametrů motoru. Hlavním článkem je brzdové stanoviště s vířivým dynamometrem AVL Alpha DP-240, který je spojen s měřeným motorem pomocí spojovacího hřídele (uchycení je pružné kvůli zachycení torzních kmitů). K této sestavě je připojen výfukový systém, chladicí okruh, přívod paliva, řídicí jednotka, termočlánky a ostatní příslušenství. Nedílnou součástí měřicího pracoviště jsou další systémy, které úzce souvisejí s jeho funkcí pro realizaci náročného měření. Jeden z nejdůležitějších systémů je vzduchotechnika, která je schopna udržet ve zkušebně konstantní teplotu během celého měření. Pro přesné a relevantní měření je důležitou součástí motorové zkušebny také teplotní kondice olejové náplně AVL 554S, teplotní kondice chladicí kapaliny motoru AVL 553S a chladicí kapaliny mezichladiče stlačeného vzduchu typu vzduch/voda. Teplotní kondice jsou na vstupu do motoru schopny regulovat teplotu kapalin s přesností ±1 °C.



Obr. 13 Teplotní kondice AVL 554S vlevo, AVL 553S vpravo (autor, 2017)



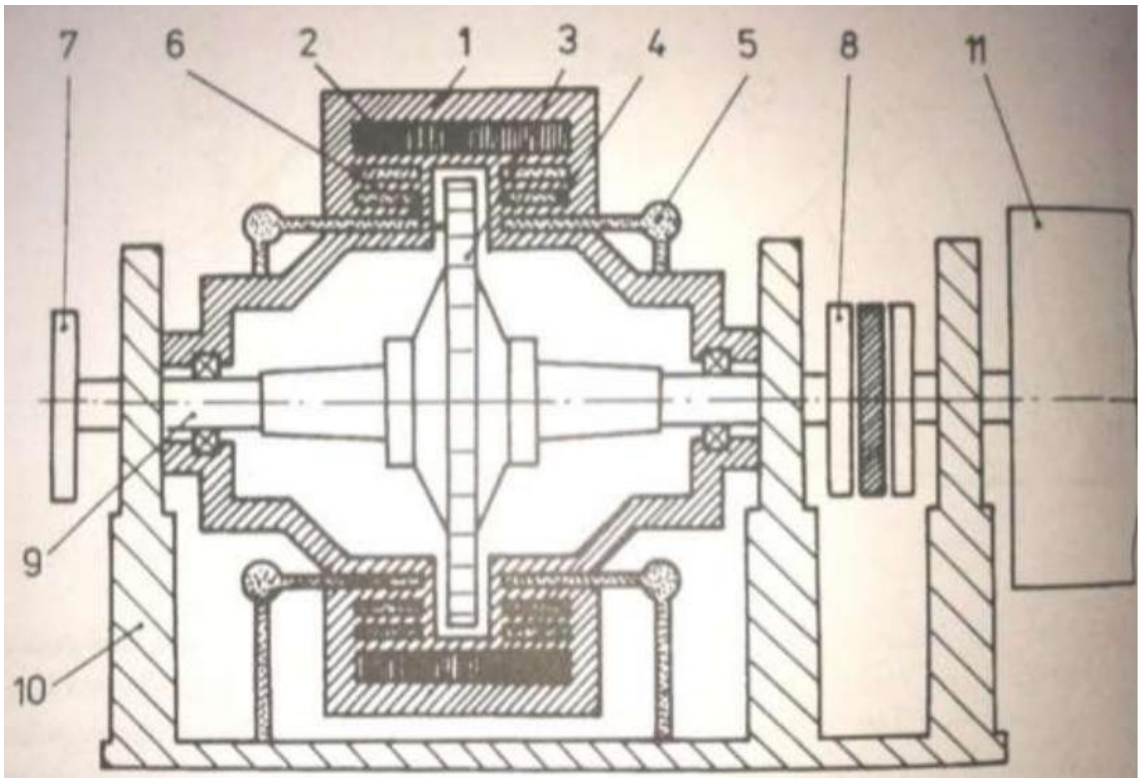
Obr. 14 Motorová zkušebna Mendelovy univerzity v Brně (Koláček, 2011 [online])

1. zkoušený motor s příslušenstvím
2. spojovací hřídel mezi motorem a dynamometrem včetně krytu
3. vířivý dynamometr
4. odpružená základní deska (vzduchové měchy)
5. rám pro uchycení motoru
6. přívod spalovacího vzduchu
7. vyústění přiváděného vzduchu do kobky
8. odvod vzduchu
9. odvod spalin
10. přívodní potrubí paliva
11. box pro připojení snímačů
12. akumulátor a soustava pro nabíjení
13. zařízení pro kondici chladicí vody (modrý výměník umístěný vzadu za motorem, vedle pak výměník pro kondici motorového oleje)
14. odvod chladicí vody z dynamometru
15. chladicí okruh motoru

10.1.1 Dynamometr

Pro zatěžování motoru, měření točivého momentu a stanovení otáček motoru byl použit elektrický vířivý dynamometr AVL DynoPerform Alpha 240 pracující na principu Foucaultových vířivých proudů. Základní údaje se nachází v tab. 1.

Rotor dynamometru je na svém obvodu opatřen ozubením. Stator uložený volně přes tenzometrické měření obsahuje kruhovou cívku. Procházející proud budí magnetické pole. Pokud se ozubený rotor otáčí v magnetickém poli statoru, indukují se v rotoru tzv. Foucaultovy proudy, které působí proti změně magnetického pole a vyvolávají moment působící proti otáčení klikového hřídele motoru. Vířivé proudy vznikající na rotoru dynamometru mění kinetickou energii na energii tepelnou, která je následně odváděna chladicím systémem zkušebny. Dynamometr je regulován prostřednictvím řídicího počítače, který také zaznamenává naměřená data. Na obr. 15 je zobrazeno funkční schéma elektromagnetického vířivého dynamometru.



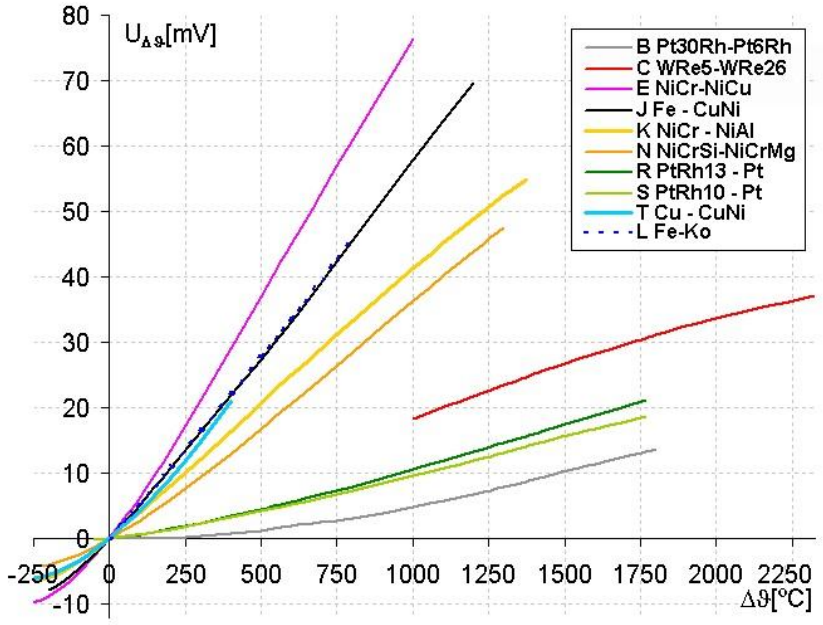
Obr. 15 Funkční schéma vířivého dynamometru (Vlk, 2001)

Tab. 1 Parametry vířivého dynamometru

Vířivý dynamometr AVL DynoPerform Alpha 240	
Maximální brzdný výkon	240 [kW]
Maximální brzdný moment	600 [Nm]
Maximální otáčky	10 000 [min^{-1}]
Přesnost měření otáček	± 1 min
Přesnost měření momentu	± 0,2 %
Typ regulace	Otáčková a momentová

10.1.2 Termočlánky

Pro zjištění teplot jednotlivých pracovních médií, nasávaného vzduchu, výfukových plynů ad. se na motorové zkušebně používají termočlánky. Tato součástka je složena ze dvou odlišných kovů, které jsou navzájem vodivě spojeny. Pokud je termočlánek zahříván, nebo ochlazován, vzniká mezi jeho konci elektrické napětí úměrné teplotě. Dle druhu použitých kovů mají termočlánky různé napěťové charakteristiky. Nejčastěji používané typy termočlánků jsou J, K, T a E. Na motorové zkušebně se používá termočlánek typu K od firmy OMEGA.



Obr. 16 Charakteristika jednotlivých typů termočlánků (ČVÚT, 2009)

10.1.3 Palivové hospodářství

Součástí zkušebny je rovněž místnost pro palivové hospodářství, nachází se zde čtyři nádrže pro jednotlivé druhy paliv (automobilový benzín, motorová nafta, bionafta a bioetanol). Z bezpečnostních důvodů se takové množství paliva nemůže nacházet v místnosti, kde probíhá měření, proto jsou nádrže spojeny s hlavní palivovou nádrží trubkami. Palivo je dodáváno palivovým čerpadlem, které pracuje s tlakem až 1 MPa a s průtokem až 300 l/hod.

Obr. 17 Palivové nádrže (Kopr, 2015)

10.1.4 Charakteristika motoru

Pro zjištění vlivu režimu práce zážehového motoru na jeho tepelnou bilanci byl použit turbodmychadlem přeplňovaný zážehový čtyřválcový motor značky Audi, jeho sériové parametry jsou k dispozici v tab. 2. Zkušební motor byl oproti sériovému motoru vybaven plně programovatelnou závodní řídicí jednotkou NIRA 13. V sacím potrubí na vstupu do turbodmychadla byl umístěn hmotnostní průtokoměr nasávaného vzduchu (MAF) a motor nepoháněl ostatní příslušenství (alternátor, kompresor klimatizace a čerpadlo servo řízení).

Tab. 2 Parametry zkoušeného motoru udávané výrobcem

Technické parametry zkušebního motoru udávané výrobcem	
Výrobce	AUDI
Typ motoru	APU
Zdvihový objem	1781 [cm^3]
Vrtání	81 [mm]
Zdvih	86,4 [mm]
Kompresní poměr	9,5 [-]
Maximální plnící tlak	167 [kPa]
Počet ventilů na válec	5
Palivo	Natural 95
Maximální výkon	110 [kW]
Točivý moment	210 [Nm]

Obr. 18 Zkoušený motor

10.1.5 Mezichladič stlačeného vzduchu

Tato součástka známá také jako „intercooler“ se používá pouze u přeplňovaných motorů za účelem ochladit vzduch stlačený kompresorem turbíny nebo mechanicky poháněným od klikové hřídele. U většiny sériově vyráběných automobilů se v současné době používá mezichladič typu vzduch/vzduch. Novější vozidla jsou vybavena typem vzduch/voda, a to především kvůli zmenšení objemu sacího traktu, což příznivě působí na tzv. „turboefekt“. Tento typ chladiče byl použit i na motorové zkušebně Mendelovy univerzity v Brně, avšak důvodem byla přesnější regulace teploty nasávaného vzduchu.

Obr. 19 Mezichladič stlačeného vzduchu typu voda vzduch (Mahr, 2016)

10.2 Metodika měření

Jak již bylo řečeno, experimentální měření dat, která sloužila jako podklad pro sestavení a vyhodnocení tepelné bilance motoru, bylo provedeno na motorové zkušebně Mendelovy univerzity v Brně. Jako palivo byl použit automobilový benzín Natural 95 běžně dostupný na čerpacích stanicích v ČR. Důležitými parametry, které jsme sledovali v průběhu měření, byly vstupní a výstupní teploty a průtoky pracovních médií motoru. Na základě teplotních toků v motoru můžeme sestavit tepelnou bilanci spalovacího motoru pro jednotlivé procentuální otevření škrticí klapky. Před měřením bylo třeba zkontrolovat úplnost a připojení všech snímačů, přívodu paliva a chladicí kapaliny, zkontrolovat olej a chladicí okruh dynamometru. První měření bylo provedeno v rozmezí otáček od 2000 do 5000 min^{-1}, a to při 100 % otevření škrticí

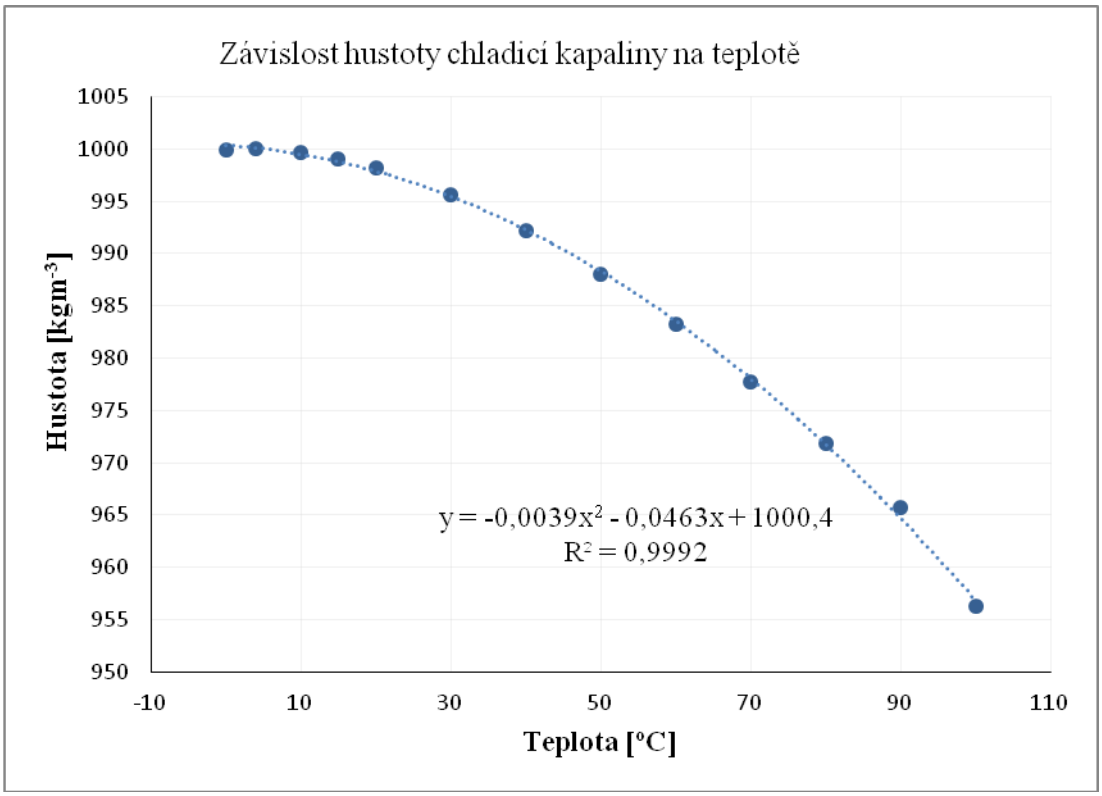
klapky. Otáčky byly vždy zvýšeny o 500 min^{-1}. Obdobně jsme měření opakovali pro otevření škrticí klapky na 50 a následně 30 %. Veličiny byly měřeny v reálném čase, pro přesnější výsledky probíhaly jednotlivé sekvence měření vždy 30 sekund a počítač z nich automaticky vytvořil průměr.

10.2.1 Metodika stanovení hustoty chladicí kapaliny

Abychom byli schopni určit hmotnostní průtoky oleje a chladicí kapaliny, potřebovali jsme znát jejich hustotu při různých teplotách. Pro zjištění hustoty chladicí kapaliny byly použity Mohrovy vážky, tato metoda je založena na principu Archimédova zákona. Vážky se skládají z nerovnoměrného ramena, na levé straně je umístěno protizávaží, pravá strana je rozdělená na deset částí a na konci je umístěno závaží ponořené do měřené kapaliny. Hustota kapaliny se měří postupným přidáváním závaží na pravou stranu. Naměřená hustota chladicí kapaliny při různých teplotách je uvedena v tab. 3.

Tab. 3 Závislost hustoty chladicí kapaliny na teplotě

Teplota [°C]	Hustota [kg/m^3]
0	999,94
4	999,97
10	999,70
15	999,10
20	998,21
30	995,65
40	992,22
50	988,04
60	983,20
70	977,76
80	971,79
90	965,73
100	956,35



Obr. 20 Závislost hustoty chladicí kapaliny na teplotě

Průměrná teplota chladicí kapaliny byla 83,8 °C, minimální teplota byla 73,1 °C a maximální teplota byla 90,5 °C. V rozmezí těchto teplot se hodnota hustoty vody změní o 11,1 $kg \cdot m^{-3}$.

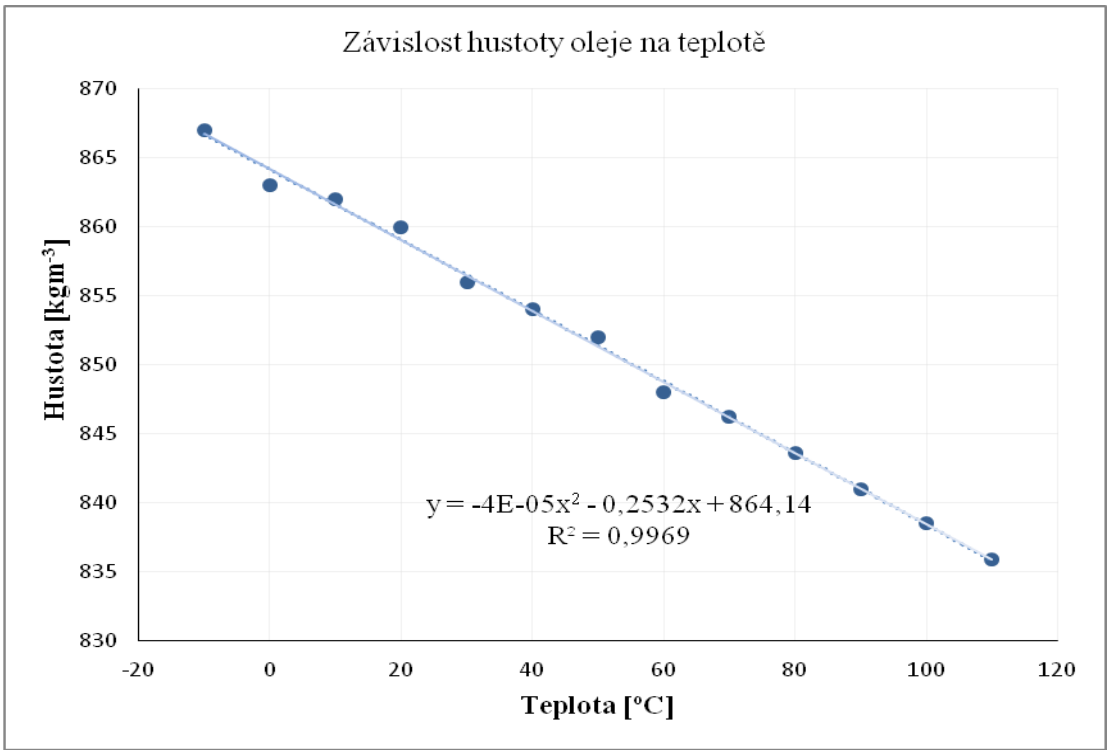
10.2.2 Metodika stanovení hustoty oleje

Pro měření hustoty oleje byl použit hustoměr Densito 30 PX v kombinaci se stupnicí API na měření ropných produktů. Tento hustoměr funguje na principu oscilující trubice v kombinaci s přesným měřením teploty. Vzorkovací hadička se ponoří do vzorku a po nasátí se automaticky spustí měření. Výsledek se zobrazí na displeji v několika sekundách.

Průměrná teplota mazacího oleje byla 80 °C, minimální teplota byla 71 °C a maximální teplota byla 90 °C. V tomto rozmezí těchto teplot se hodnota hustoty mazacího oleje změní o 5,1 $kg \cdot m^{-3}$.

Tab. 4 Závislost hustoty oleje na teplotě

Teplota [°C]	Hustota [kg/m^3]
-10	867
0	863
10	862
20	860
30	856
40	854
50	852
60	848
70	846
80	844
90	841
100	839
110	836



Obr. 21 Závislost hustoty oleje na teplotě

11 VYHODNOCENÍ

Všechna provedená měření probíhla za stálých laboratorních podmínek uvedených v tab. 5.

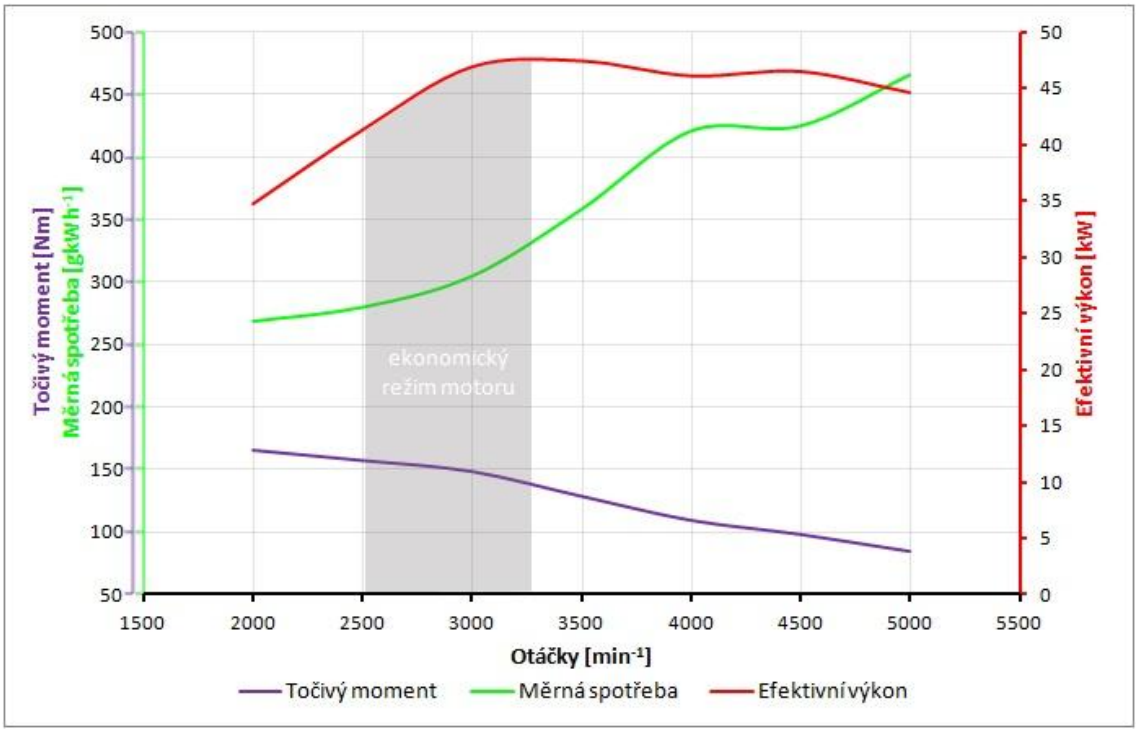
Tab. 5 Laboratorní podmínky měření

Teplota [°C]	Barometrický tlak [kPa]	Vlhkost [%]
20	99,8	42

11.1 Otáčkové charakteristiky

Pro získání lepší představy o vlastnostech a chování zkoušeného motoru jsou v práci uvedeny otáčkové charakteristiky pro jednotlivá nastavení škrticí klapky. V grafech je také vyznačena oblast otáček, při kterých motor pracuje ekonomicky vzhledem k dostupnému výkonu, točivému momentu a nízké měrné spotřebě.

11.1.1 Částečná charakteristika pro 30 % otevření škrticí klapky

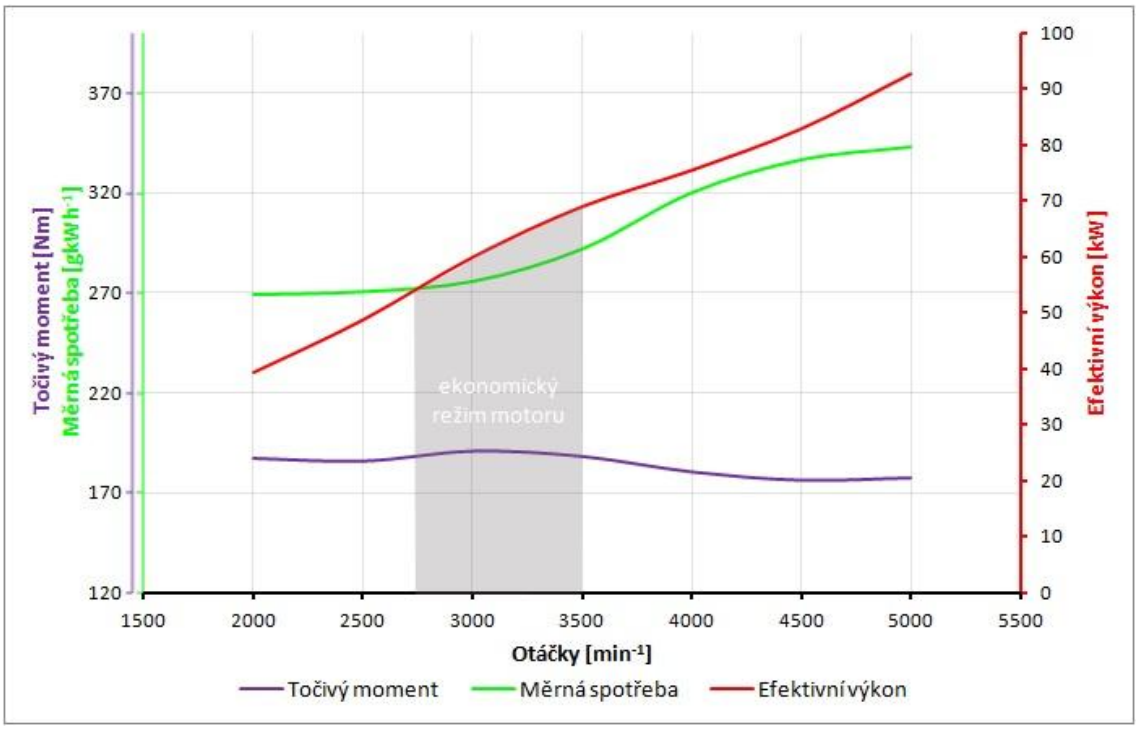


Obr. 22 Částečná charakteristika pro 30 % otevření škrticí klapky

V tomto režimu motor dosáhl nejvyššího efektivního výkonu 47,3 kW při otáčkách 3250 min^{-1}, při dalším zvyšování otáček naopak docházelo k jeho poklesu z důvodu

rostoucích mechanický ztrát a nedostatečného množství plnícího vzduchu. Točivý moment má klesající tendenci a pohybuje se v rozmezí 165 až 85 Nm. Měrná spotřeba paliva naopak téměř v celém rozsahu roste, a to od 268 do 465,5 g·kW·h^{-1}. U 30 % otevření škrticí klapky byly naměřeny nejnižší hodnoty výkonu a točivého momentu ze všech měřených režimů. Naopak byla v tomto režimu zaznamenána nejvyšší měrná spotřeba.

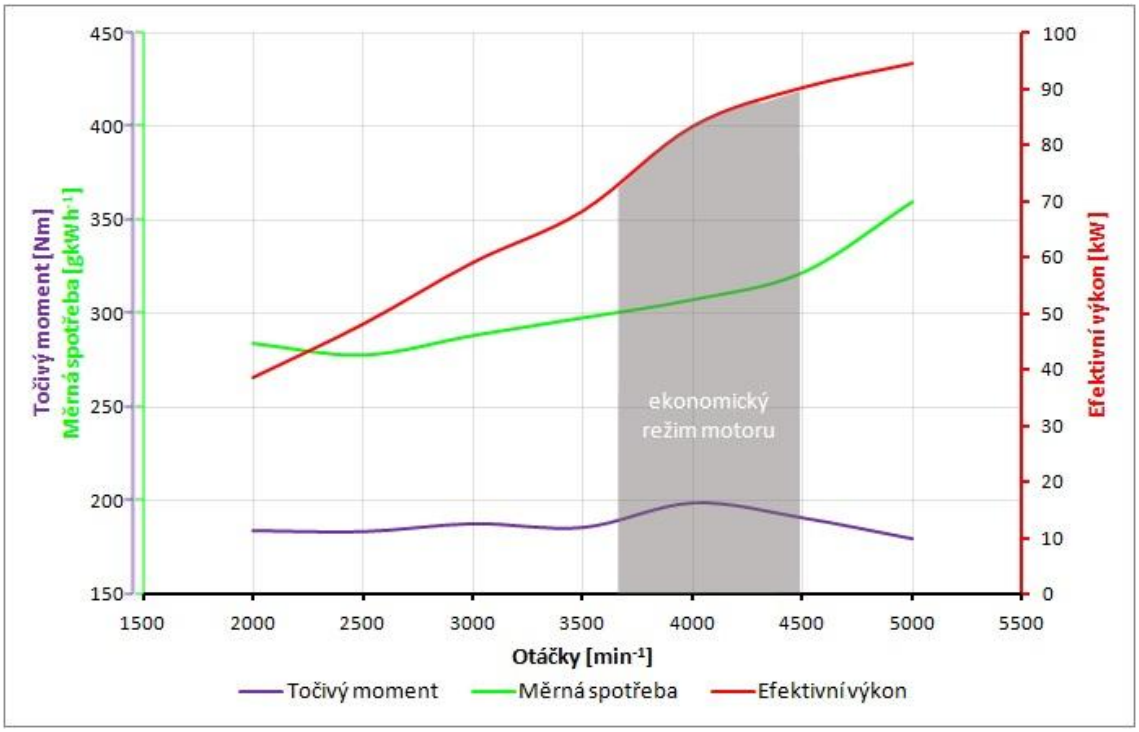
11.1.2 Částečná charakteristika pro 50 % otevření škrticí klapky



Obr. 23 Částečná charakteristika pro 50 % otevření škrticí klapky

Při 50 % otevření škrticí klapky roste efektivní výkon spolu s otáčkami po celou dobu, nejvyšší hodnoty 92,8 kW dosahuje při otáčkách 5000 min^{-1}. V tomto bodě je také nejvyšší měrná spotřeba, a to 342 g·kW·h^{-1}. Při tomto otevření škrticí klapky motor dosáhl nejnižší měrné spotřeby ze všech měřených režimů, a to konkrétně 269,1 g·kW·h^{-1} při 2000 min^{-1}. Točivý moment kulminuje při otáčkách 3000 min^{-1} na hodnotě 190,6 Nm, naopak nejnižší hodnotu 176,1 Nm dosahuje při 4500 min^{-1}.

11.1.3 Vnější otáčková charakteristika



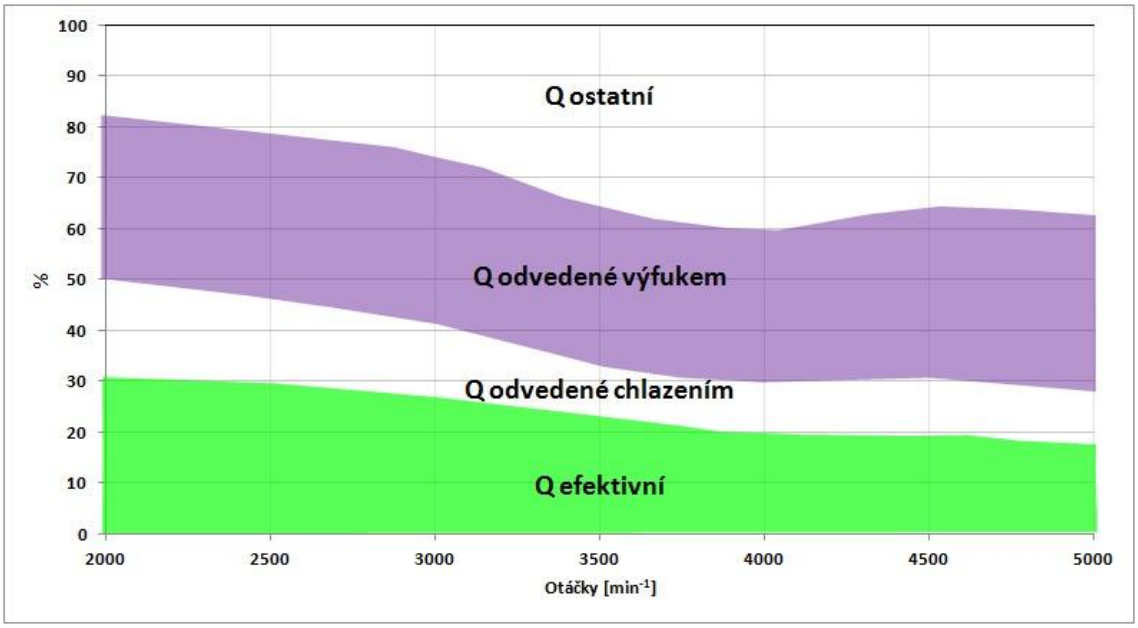
Obr. 24 Vnější otáčková charakteristika

Při plném otevření škrticí klapky dosahuje motor nejvyššího efektivního výkonu 94,5 kW při 5000 min^{-1}. Jedná se o celkově nejvyšší naměřený výkon. Točivý moment se pohybuje v rozmezí od 183,7 do 198,6 Nm, taktéž se jedná o nejvyšší hodnotu ze všech testovaných režimů. Měrná spotřeba roste takřka v celém rozsahu pozvolným tempem až do 4500 min^{-1}, od tohoto bodu má její růst spíše exponenciální charakter.

11.2 Vyhodnocení tepelné bilance

Pro sestavení výsledné tepelné bilance byly jednotlivé složky tepelných toků vyjádřeny procentuelně. Pro snadnější porovnání jsou složky tepelné bilance pro každé nastavení škrticí klapky (30 %, 50 %, 100 %) vyneseny do jednoho grafu v závislosti na otáčkách. Pokud bychom sečetli jednotlivé tepelné toky, vyjde nám 100 %, což představuje tepelný tok přivedený do motoru palivem. Při experimentálním měření na motorové zkušebně nebyl chladicí okruh motoru z technických důvodů oddělen od chladicího okruhu turbodmychadla, obdobně nebyl oddělen ani okruh mazacího oleje motoru a turbodmychadla. Výsledná tepelná bilance je tedy počítána pro motor a turbodmychadlo jako celek.

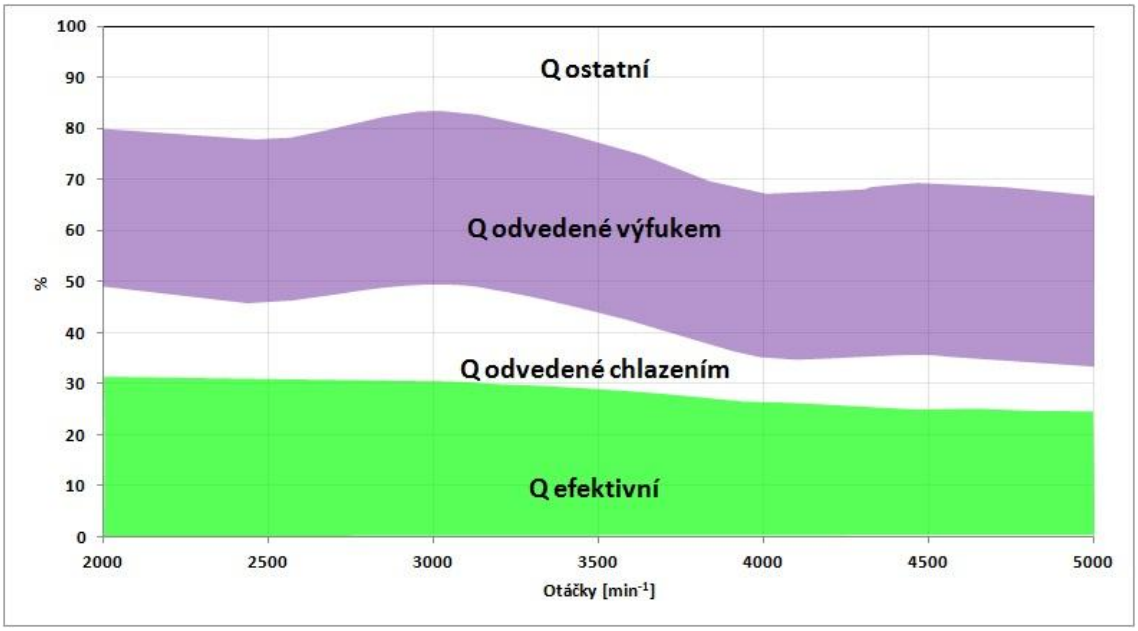
11.2.1 Tepelná bilance pro 30 % otevření škrticí klapky



Obr. 25 Tepelná bilance pro 30 % otevření škrticí klapky

Efektivní tepelný tok, který je ekvivalentní efektivnímu výkonu motoru, se spolu s otáčkami pozvolna snižuje z 30,8 % až na 17,8 %. Tepelný tok odvedený chlazením má taktéž klesající tendenci, při 2000 min^{-1} je chlazením odváděno 14 % a při 5000 min^{-1} dosahuje hodnoty pouze 8,9 %. Naproti tomu tepelný tok odvedený výfukovými plyny se s rostoucími otáčkami zvyšuje z 32 % na 34,6 %. Nejvyšší nárůst můžeme pozorovat u složky ostatního tepelného toku, který zahrnuje nedokonalost spalování, mechanické ztráty a ztráty konvekcí. Tato složka není měřena experimentálně, ale dopočítává se jako rozdíl energie přivedené v palivu a jednotlivých tepelných toků. Při otáčkách 2000 min^{-1} je hodnota ostatních tepelných toků 18,1 % a svého maxima 40,6 % dosahuje při otáčkách 4000 min^{-1}, to je zároveň nejvyšší naměřená hodnota této složky.

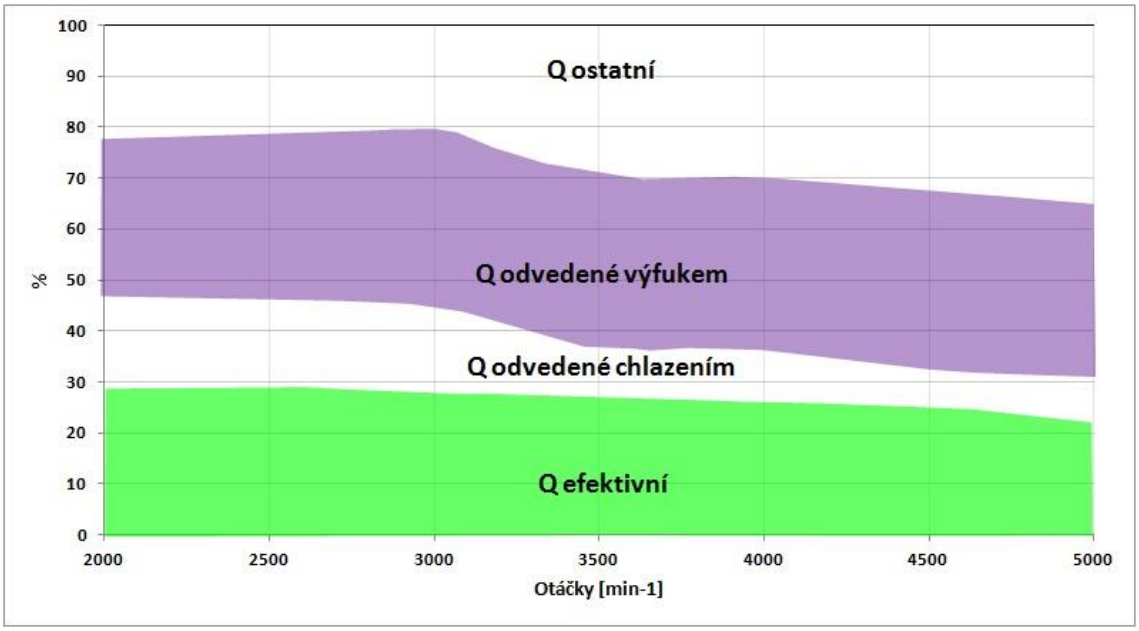
11.2.2 Tepelná bilance pro 50 % otevření škrticí klapky



Obr. 26 Tepelná bilance pro 50 % otevření škrticí klapky

Oproti 30 % otevření škrticí klapky klesá efektivní tepelný tok pomaleji a méně. Se zvyšujícími se otáčkami se mění ze svého maxima 30,7 % postupně až na 24,1 %. Hodnota 30,7 % je zároveň nejvyšší naměřená. Teplo odvedené chlazením mírně kolísá, a to zřejmě v důsledku neustálení teploty chladicí kapaliny při jednotlivých otáčkách. Tento jev se dá považovat za chybu měření, avšak celková tendence této složky je opět klesající, a to od 12 % do 8 %. Tepelný tok odvedený výfukovými plyny se pohybuje od 31,2 % do 34,2 %. Ostatní teplo má podíl 16,3 % až 33,7 %.

11.2.3 Tepelná bilance pro 100 % otevření škrticí klapky

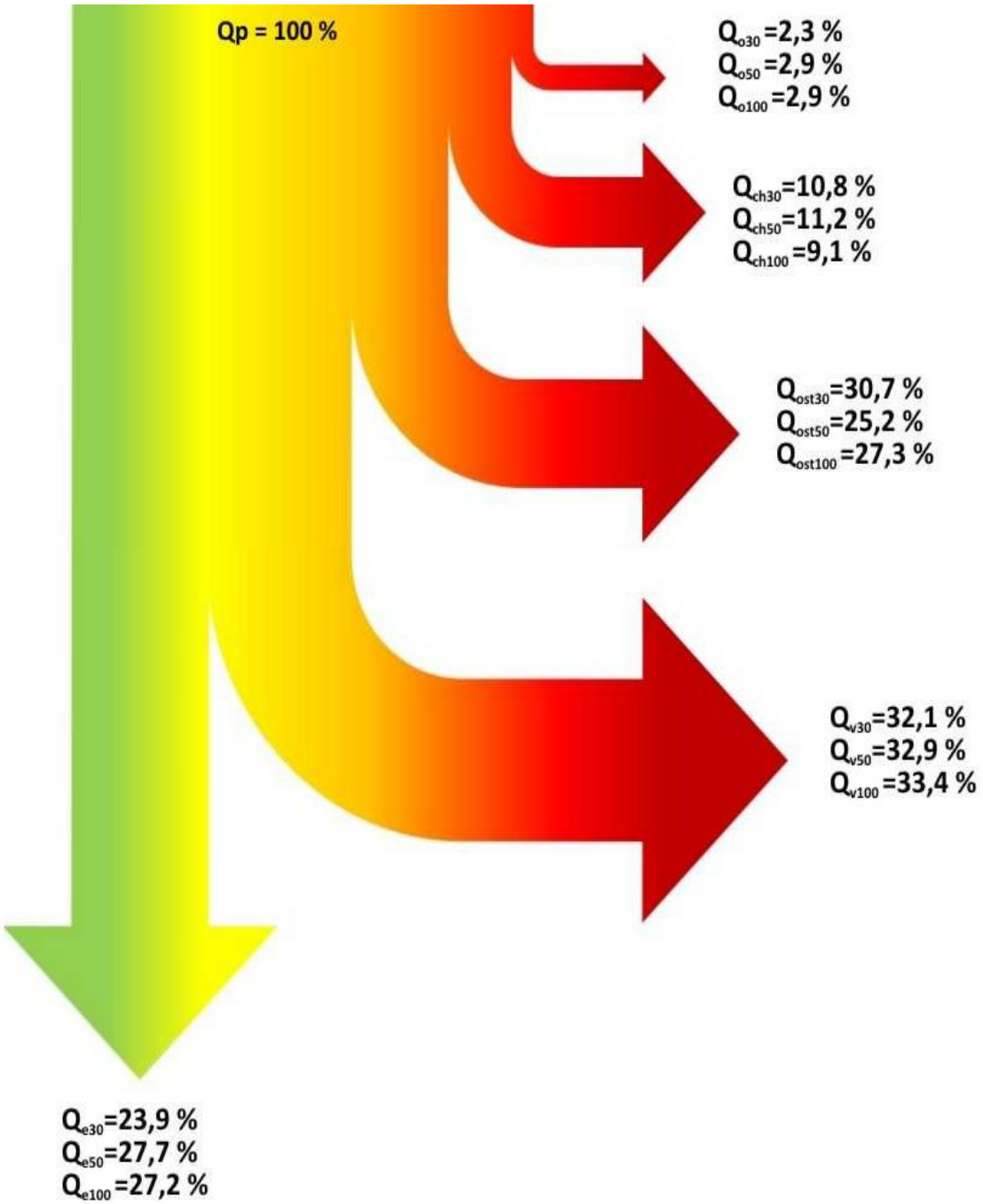


Obr. 27 Tepelná bilance pro 100 % otevření škrticí klapky

Zde se efektivní tepelný tok mění podobně jako v předchozím případě, dosahuje hodnot 29,8 % až 22,9 %. Tepelný tok odvedený chlazením se pohybuje v rozmezí 12,2 % až 5,6 % (4500 min^{-1}), to je zároveň absolutní naměřené minimum této složky. Spalinami je odvedeno 30,8 % až 35,1 %. Ostatní tepelné složky jsou v rozmezí 20,7 % až 35,3 %.

11.3 Sankeyův diagram

Nejčastější se pro vyjádření tepelné bilance používá Sankeyův diagram. Pro různá nastavení škrticí klapky byly vyneseny do Sankeyova diagramu průměrné hodnoty složek jednotlivých tepelných toků.



Obr. 28 Sankeyův diagram (autor, 2017)

12 DISKUSE A ZÁVĚR

Tepelná bilance spalovacího motoru slouží k určení velikosti jednotlivých složek tepelných toků. Výchozí složkou je energie přivedená do spalovacího prostoru motoru palivem, ta se pak následně transformuje na dílčí tepelné toky, a to konkrétně na tepelný tok využitý na efektivní práci motoru, tepelný tok odvedený chlazením, mazacím olejem, výfukovými plyny a ostatní tepelné toky, které nejsou zahrnuty v předchozích složkách, jako je např. nedokonalost spalování, konvekce atd.

Protože stanovení tepelných toků teoretický je velmi nepřesné, využívá se výsledků experimentálního měření na k tomu uzpůsobených zkušebnách. Dle požadavků se tepelná bilance stanovuje v závislosti na různých parametrech, jako jsou otáčky, zatížení, složení směsi ad.

Cílem této práce bylo navrhnout a zrealizovat experimentální měření tepelné bilance přeplňovaného zážehového motoru, vzhledem k technickým parametrům zkušebny nebyl chladicí okruh motoru oddělen od chladicího okruhu turbodmychadla, obdobně pak nebyl oddělen ani okruh mazacího oleje motoru a turbodmychadla. Výsledná tepelná bilance byla tedy počítána pro motor a turbodmychadlo jako celek. Pro srovnání výsledků naměřených dat jsou v tab. 6 znázorněny konkrétní mezní hodnoty jednotlivých složek tepelné bilance, které jsou uvedeny v dostupné odborné literatuře. V tab. 7 jsou pro porovnání uvedeny výsledky experimentálního měření.

Tab. 6 Složky tepelných toků uvedených v odborné literatuře

Název ***Autor***	**q_e [%]**	**q_{chl} [%]**	**q_v [%]**	**q_{ns} [%]**	**q_s [%]**	**q_m [%]**	**q_{ost} [%]**
Dopravný prostriedok – jeho motor *Hlavňa V. et al.*	21 až 28	21 až 28	30 až 55	0 až 4	-	-	3 až 10
Spalovací motor *Hromádko J. et al.*	25 až 35	20 až 33	30 až 55	0 až 10	0 až 5	5 až 10	-
Energetikai alapismeretek *Bihari P.*	20 až 26	20 až 33	25 až 35	0 až 15	-	-	10 až 25

Tab. 7 Složky tepelných toků zjištěné experimentálním měřením

Průměrné naměřené hodnoty	q_e [%]	q_{chl} [%]	q_v [%]	q_{ns} [%]	q_s [%]	q_m [%]	q_{ost} [%]
Nastavení škrticí klapky 30 %	23,9	13,1	32,1	-	-	-	30,7
Nastavení škrticí klapky 50 %	27,7	14,1	32,9	-	-	-	25,2
Nastavení škrticí klapky 100 %	27,2	12	33,4	-	-	-	27,3

Z tabulky je zřejmé, že rozdíl v jednotlivých složkách tepelné bilance je značný. Například Hlavňa V. et al. (2000) ve své publikaci „Dopravný prostriedok – jeho motor“ udává procentuelní hodnoty tepelného toku nedokonalého spalování výrazně nižší než maďarský autor Bihari, diametrálně se liší také ve složce tepelného toku odvedeného výfukem (až o 20 %!). Publikace „Spalovací motor“ autora Hromádka J. et al. (2011) zase uvádí namísto složky ostatního tepelného toku konkrétní rozdělení na tepelný tok odvedený sáláním a mechanické ztráty. Největší shoda panuje ve složce tepelného toku odvedeného chlazením, kde se odchylka jednotlivých publikací pohybuje do šesti procent. Z tabulky je také patrné, že autoři kalkulují i se složkou q_{ns}, která vyjadřuje tepelný tok ztracený nedokonalým spálením paliva.

Vzhledem k náročnosti měření údajů jako je procentuelní podíl nedokonale spáleného spalitelného prvku, jsem ve své práci zahrnul q_{ns} do složky $q_{ostatní}$ stejně jako tepelný tok odvedený sáláním a mechanické ztráty. Fakt, že se jednotlivé složky tepelné bilance ve zmiňovaných publikacích liší až o 20 %, ukazuje, jak složitá tato problematika je. V porovnání s tepelnou bilancí přeplňovaného motoru, respektive experimentálním měřením, které je základem této práce, jsou výrazné rozdíly především v energii odvedené chlazením a také ve složce ostatní tepelné toky. Odvod tepla chlazením se v různých režimech motoru (změna nastavení polohy škrticí klapky) pohybuje okolo 13 % (pokud uvažujeme součet odvodu tepla chladicí kapalinou a mazacím olejem).

Tento rozdíl v porovnání s odbornou literaturou je zapříčiněn skutečností, že mnou měřený motor je přeplňovaný a turbodmychadlo odvádí velkou část energie konvekcí do okolního prostředí.

Fosilní paliva jsou a zřejmě ještě dlouhou dobu budou v oblasti mobility dominantním zdrojem energie. Vzhledem ke stále se zpřísňující emisní legislativě, jsou experimentální měření na motorových zkušebnách velmi důležitou součástí vývoje motorů a jejich ovládacích prvků. Další výzkum v oblasti zkoumání tepelné bilance motoru, by se měl zaměřit na možnost využití jednotlivých složek tepelných toků pro zvýšení efektivního výkonu motoru.

13 PŘEHLED POUŽITÝCH ZDROJŮ

BAUER F., 2013: *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.

BIHARI P., 2012: *Energetikai alapismeretek.* Publikace, In: EGRT BME Budapest, [online]. [cit. 24. 04. 2017]. Dostupné z: ftp://www.energia.bme.hu/pub/energetikai_alapismeretek/Energetikai_alapismeretek_jegyzet.pdf

Brooklyn European Auto Repair, 2013: *Automotive.* In: NY. *MINHS* [online]. [cit. 24. 04. 2017]. Dostupné z: http://www.minhsautocare.com/wp-content/uploads/2013/03/cooling-system.jpg

F. T. G. spol. s r. o., 2017: *Čištění filtrů pevných částic a katalyzátorů*. In: *DPF FTG* [online]. [cit. 24. 04. 2017]. Dostupné z: https://www.dpf-ftg.cz/files/images/struktura-dpf.jpg

ČUPERA J., ŠTĚRBA P., 2010: *Autoelektronika: elektronické systémy ve vozidlech, jejich propojení, diagnostika, základní nastavení, seřízení a ovlivnění jejich funkce*. Brno: Computer Press. 280 s. ISBN 978-80-251-2414-7.

FERENC B., 2009: *Spalovací motory: karburátory, vstřikování paliva a optimalizace parametrů motoru.* Vyd. 3. Brno: Computer Press. Auto-moto-profi (Computer Press). 388 s. ISBN 978-80-251-2545-8.

GREČENKO A., 2011: *Motory a vozidla 2.*, aktualiz. a dopl. vyd. Ústí nad Labem: Univerzita J.E. Purkyně v Ústí nad Labem. 74 s. ISBN 978-80-7414-331-1.

GSCHEIDLE R., 2001: *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles. 627 s. ISBN 80-85920-76-x.

HLAVŇA V., KUKUČA P., ISTENÍK R., LABUDA R., LIŠČÁK Š., 2000: *Dopravný prostriedok - jeho motor*. Žilina: Žilinská univerzita. 442 s. ISBN 80-7100-665-3.

HROMÁDKO J., 2011: *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada. 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.

CHLÍBEK L., 2008. *Návrh výfukového potrubí pro vůz formule SA*E [online]. Brno. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ing. David Svída. [cit. 25. 04. 2017]. Dostupné z: http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6051

JAN Z., ŽDÁNSKÝ B., 2008: *Automobily 3.*, aktualiz. vyd. Brno: Avid. 179 s. ISBN 978-80-87143-06-3.

JILEK P., POKORNÝ J., 2013: *Úvod do spalovacích motorů*. Pardubice: Univerzita Pardubice. 200 s. ISBN 978-80-7395-743-8.

KOLÁČEK S., ČERNÝ M., 2011: *Senzory ve vozidlech a měření jejich signálů*. In: MENDELNET 2011 [online]. Brno: Mendelu v Brně. [cit. 24. 04. 2017]. Dostupné z: https://mnet.mendelu.cz/mendelnet2011/articles/29_kolacek_543.pdf

KOPR P., 2015: *Úplná charakteristika spalovacího motoru a její využití při provozu vozidla.* Brno. Diplomová práce (nepubl., dep. knihovna Mendelovy univerzity v Brně). Mendelova Univerzita v Brně, Agronomická fakulta, Ústav techniky a automobilové dopravy. Vedoucí práce doc. Ing. Pavel Sedlák, CSc.

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

MAHR I., 2016: *Optimalizace časování ventilového rozvodu u přeplňovaného motoru*. Brno. Diplomová práce (nepubl., dep. knihovna Mendelovy univerzity v Brně). Mendelova Univerzita v Brně, Agronomická fakulta, Ústav techniky a automobilové dopravy. Vedoucí práce Ing. Marek Žák, Ph.D.

MOTOR-TUNING, 2017: *Turba.* In: MOTOR-TUNING. [online]. [cit. 24. 04. 2017]. Dostupné z: http://www.afroi.cz/turba/turba.htm

Motory, 2014: *TATRA VÁS DOSTANE DÁL*. In: Tatra.cz [online]. [cit. 25. 04. 2017]. Dostupné z: http://www.tatra.cz/proc-tatru/technicka-koncepce-tatra/motory/

ONDRÁČEK J., 1989: *Mobilní energetické prostředky I.: (návody do cvičení).* 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoká škola zemědělská v Brně. 172 s.

PAVELEK M., 2003: *TERMOMECHANIKA: Základy přenosu tepla*. In: VUTBR: Přednášky z předmětu termomechanika [online]. Brno: VUTBR. [cit. 25. 04. 2017]. Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/15_Prenos.pdf

PEKÁREK S., 2015: *Technologie oprav 1: Učebnice pro 2. a 3. ročník oboru Opravář zemědělských strojů* [online]. Nový Jičín: Střední škola technická a zemědělská, Nový Jičín. [cit. 24. 04. 2017]. ISBN 978-80-88058-23-6. Dostupné z: http://www.tznj.cz/uploads/ucebnice_top1/files/Impresum.html

RAUSCHER J., 2005: *Spalovací motory.* Studijní opory VUT. Brno: Vysoké učení technické v Brně. 156 s.

Souhrnné statistiky, 2017: *Ministerstvo dopravy ČR.* In: MDČR. [online]. [cit. 25. 04. 2017]. Dostupné z: http://mdcr.testdomain.cz/Statistiky/Silnicni-doprava/Centralni-registr-vozidel/Souhrnne-statistiky

Technická měření, 2009: *Termočlánky*. In: ČVUT. Praha: ČVUT. [online]. [cit. 25. 04. 2017]. Dostupné z: http://www1.fs.cvut.cz/cz/U12110/TEM/senzory/grafy.htm

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

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

VLK F., 2004: *Teorie a konstrukce motocyklů.* Brno: František Vlk, 2004. 355 s. ISBN 80-239-1601-7.

VLK F., 2006: *Automobilová elektronika*. Brno: František Vlk, 2006. 269 s. ISBN 80-239-6462-3.

14 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Otáčkové charakteristiky spalovacího motoru (Hlavňa, 2000) 12

Obr. 2 Zatěžovací charakteristiky spalovacího motoru (Hlavňa, 2000) 13

Obr. 3 Úplné charakteristiky (Čupera, 2010) 14

Obr. 4 Vzduchem chlazený motor TATRA T3D-928 (Tatra, 2014 [online]) 18

Obr. 5 Chlazení s nuceným oběhem (MINHS Automotive, 2016 [online]) 20

Obr. 6 Schéma výfukové soustavy spalovacího motoru (Gscheidle, 2001) 21

Obr. 7 Sběrné potrubí výfukové soustavy (Chlíbek, 2008 [online]) 22

Obr. 8 Třícestný katalyzátor (F. T. G., 2017 [online]) 22

Obr. 9 Kombinovaný tlumič hluku (Pekárek, 2015 [online]) 23

Obr. 10 Systém recirkulace spalin (Vlk, 2006) 24

Obr. 11 Řez turbodmychadlem (Afroi, 2014 [online]) 27

Obr. 12 Řídící stanoviště motorové zkušebny (Kopr, 2015 [online]) 32

Obr. 13 Teplotní kondice AVL 554S vlevo, AVL 553S vpravo (autor, 2017) 33

Obr. 14 Motorová zkušebna Mendelovy univerzity v Brně (Koláček, 2011 [online]) ... 34

Obr. 15 Funkční schéma vířivého dynamometru (Vlk, 2001) 35

Obr. 16 Charakteristika jednotlivých typů termočlánků (ČVÚT, 2009) 36

Obr. 17 Palivové nádrže (Kopr, 2015) 37

Obr. 18 Zkoušený motor 38

Obr. 19 Mezichladič stlačeného vzduchu typu voda vzduch (Mahr, 2016) 39

Obr. 20 Závislost hustoty chladicí kapaliny na teplotě 41

Obr. 21 Závislost hustoty oleje na teplotě 42

Obr. 22 Částečná charakteristika pro 30 % otevření škrticí klapky 43

Obr. 23 Částečná charakteristika pro 50 % otevření škrticí klapky 44

Obr. 24 Vnější otáčková charakteristika 45

Obr. 25 Tepelná bilance pro 30 % otevření škrticí klapky 46

Obr. 26 Tepelná bilance pro 50 % otevření škrticí klapky 47

Obr. 27 Tepelná bilance pro 100 % otevření škrticí klapky 48

Obr. 28 Sankeyův diagram (autor, 2017) 49

15 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry vířivého dynamometru 36

Tab. 2 Parametry zkoušeného motoru udávané výrobcem 38

Tab. 3 Závislost hustoty chladicí kapaliny na teplotě 40

Tab. 4 Závislost hustoty oleje na teplotě 42

Tab. 5 Laboratorní podmínky měření 43

Tab. 6 Složky tepelných toků uvedených v odborné literatuře 50

Tab. 7 Složky tepelných toků zjištěné experimentálním měřením 51