



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK SPALOVACÍCH MOTORŮ
AUTOMOBILŮ A MOTOCYKLŮ**

BRAKE MEAN EFFECTIVE PRESSURE OF AN INTERNAL-COMBUSTION ENGINE FOR PASSENGERS
CARS AND MOTORCYCLES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Oldřich Vopršal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Oldřich Vopršal
Studijní program:	Strojrenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Lubomír Drápal
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Střední efektivní tlak spalovacích motorů automobilů a motocyklů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce rešeršní povahy zaměřená na porovnání a historický vývoj motorů z hlediska středního efektivního tlaku.

Cíle bakalářské práce:

Pojednat o problematice středního efektivního tlaku spalovacích motorů z hlediska definice, zvyšování jeho hodnoty a experimentálního stanovení. Přehledně zmapovat historický vývoj a současný stav v dosahované hodnotě středního efektivního tlaku u srovnatelných pohonných jednotek osobních automobilů a motocyklů (i závodních). Popsat koncepci a důležité konstrukční prvky nejvýznamnějších pohonných jednotek z tohoto přehledu. V závěru zhodnotit dosažené výsledky.

Seznam doporučené literatury:

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN 0-07-028637-X.

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. ISBN 1-56091-734-2.

ATKINS, R. D. An Introduction to Engine Testing and Development. Warrendale (PA): SAE International, 2009. ISBN 978-2-7680-2099-1.

MTZ Motorentechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939- . ISSN 0024-8525.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této práce je pojednání o významu, definici a zmapování charakteristiky hodnoty středního efektivního tlaku v závislosti na historickém vývoji spalovacích motorů automobilů a motocyklů od prvotních koncepcí až po současný vývoj. V této práci chci porovnat a vyhodnotit hodnoty středního efektivního tlaku u nepřepřňovaných a přepřňovaných pístových spalovacích automobilů a motocyklů.

Součástí práce bude grafické znázornění daných hodnot středních efektivních tlaků a následná analýza a zhodnocení daných hodnot vůči konstrukční koncepci spalovacího motoru v daném historickém období. Dále popis konstrukčních prvků, které se podílí na zvýšení středního efektivního tlaku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Střední efektivní tlak, zdvihový objem, výkon, otáčky, spalovací motor

ABSTRACT

The aim of this work is to discuss the meaning, definition and mapping of the characteristics of the value of the mean effective pressure depending on the historical development of internal combustion engines of automobiles and motorcycles from the initial concepts to the current development. In this work I want to compare and evaluate the values of the mean effective pressure for non-supercharged and supercharged piston combustion cars and motorcycles.

Part of the work will be a graphical representation of the values of mean effective pressures and subsequent analysis and evaluation of the values against the design concept of the internal combustion engine in the historical period. Furthermore, a description of the structural elements that contribute to the increase of the mean effective pressure.

KEYWORDS

Mean effective pressure, stroke volume of engine, power, speed, internal combustion engine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VOPRŠAL, Oldřich. *Střední efektivní tlak spalovacích motorů automobilů a motocyklů* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-04-30]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129757>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Lubomír Drápal.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatury a zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Oldřich Vopršal

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych zejména poděkovat mému vedoucímu Ing. Lubomíru Drápalovi za podporu a poskytnutí pomoci při tvorbě mé bakalářské práce a také dalším, kteří mě v mé práci podpořili.

OBSAH

Úvod	10
1 Teoretické termodynamické cykly	11
1.1 Carnotův cyklus	11
1.2 Ottův termodynamický cyklus	12
1.3 Dieselův termodynamický cyklus	14
1.4 Sabatův Cyklus	15
2 Střední efektivní tlak u spalovacího motoru	17
2.1 Střední tlak a výkon motoru	17
2.2 Výpočet středního teoretického tlaku	18
2.3 Výpočet středního indikovaného tlaku a výkonu	19
2.4 Výpočet středního efektivního tlaku a výkonu	19
3 Experimentální stanovení středního efektivního tlaku	20
3.1 Výpočet středního efektivního tlaku z měřených parametrů	20
3.2 Způsoby měření točivého momentu	21
4 Možnosti zvyšování středního efektivního tlaku	24
4.1 Obecné pojednání o možnostech zvyšování měrného výkonu	24
4.2 Zvyšování mechanické účinnosti	24
4.3 Zvyšování středního indikovaného tlaku motoru	25
5 Historický vývoj středního efektivního tlaku motorů u automobilů	35
5.1 Historické období v letech 1920-1940	35
5.2 Historické období v letech 1940-1960	36
5.3 Historické období v letech 1960-1980	36
5.4 Historické období v letech 1980-2000	37
5.5 Historické období v letech 2000-2010	38
5.6 Historické období v letech 2010-2020	40
6 Historický vývoj středního efektivního tlaku motorů u motocyklů	42
6.1 Historické období v letech 1920-1940	42
6.2 Historické období v letech 1940-1960	43
6.3 Historické období v letech 1960-1980	45
6.4 Historické období v letech 1980-2000	46
6.5 Historické období v letech 2000-2010	47
6.6 Historické období v letech 2010-2020	48
7 Limity středního efektivního tlaku	50
Závěr	51
8 Použité informační zdroje	53

Seznam použitých zkratek a symbolů56

ÚVOD

Míra efektivity neboli efektivní účinnost spalovacích pohonných jednotek počínaje automobily, motocykly, letadly až po zahradní techniku je od 20. století až do současnosti silné a vážné téma. Důležitými parametry v oblasti konstrukce a vývoje těchto pohonných jednotek jsou termická účinnost, emise spalin (výfukových plynů), měrná spotřeba paliva či objemový výkon. Současná produkce emisních plynů a spotřeba pohonných hmot stále roste a tento rozmach klade velký nápor na ekologii naší planety.

Od průmyslové revoluce v 18. století do dnešní doby bylo mnoho významných technologických a vývojových vln, ve kterých vnikly převratné prvky a koncepce pohonných jednotek. Jedná se zejména o dobu světových válek, kde byl kladen důraz na rychlý výzkum nových technologií, které měly velký podíl na zlepšování pohonných jednotek u tehdejších strojů.

Významným parametrem spalovacího motoru je také tzv. střední efektivní tlak, jehož hodnota vypovídá o konstrukčním provedení dané koncepce spalovacího motoru a otáčkové charakteristice, která znázorňuje hodnotu točivého momentu či výkonu v závislosti na otáčkách, přičemž je točivý moment motoru určován na dynamometrických přístrojích při daných známých otáčkách.

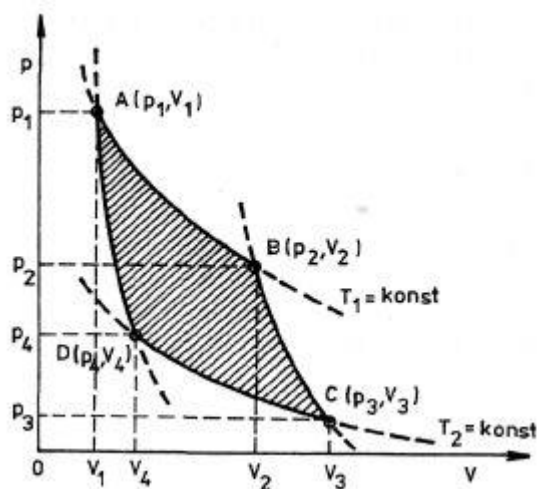
Během uplynulých let od počátku vzniku prvních konstrukčních koncepcí se efektivní účinnost a také střední efektivní tlak měnily v závislosti na vývoji nových technologií, materiálů, kvalitě a typů paliva, a především také na vývoji a konstrukčním provedení spalovacího motoru. Na scénu za více než sto dvacet let bylo uvedeno mnoho konstrukčních koncepcí spalovacích motorů. Hlavní rozdělení je zejména umístění a uspořádání válců spalovacího motoru nebo jsou válce s písty nahrazeny jinými mechanismy. Mezi významné konstrukce pístových spalovacích motorů patří především šikmý řadový, vidlicový či hvězdicový spalovací motor. Dále vznikly zcela odlišné koncepce spalovacích motorů, kam bychom zařadili motor s protiběžnými písty, motory s dvojčinnými písty nebo Wankelův motor s krouživým pístem, který užívala automobilní firma Mazda v modelu RX-8.

Pro nové konstrukce spalovacích motorů je důležité, aby motor měl co nejnižší měrnou spotřebu paliva při dosažené efektivní účinnosti a měrném výkonu a co nejnižší zákonem stanovenou produkcí výfukových plynů, která je v dnešní době striktně omezována. Jedná se o krok ke lepšímu využití pohonných hmot, které patří částečně mezi neobnovitelné zdroje energie a krok k omezení vypouštění plynů do atmosféry naší planety, která se postižena nadměrnou koncentrací skleníkových plynů, přičemž tyto plyny zamezují zpětný průchod slunečního záření a ohřívají planetu. Cílem vývoje pohonných jednotek je vyšší hospodárnost a manipulace s energií, která by měla být co nejefektivněji využita.

1 TEORETICKÉ TERMODYNAMICKÉ CYKLY

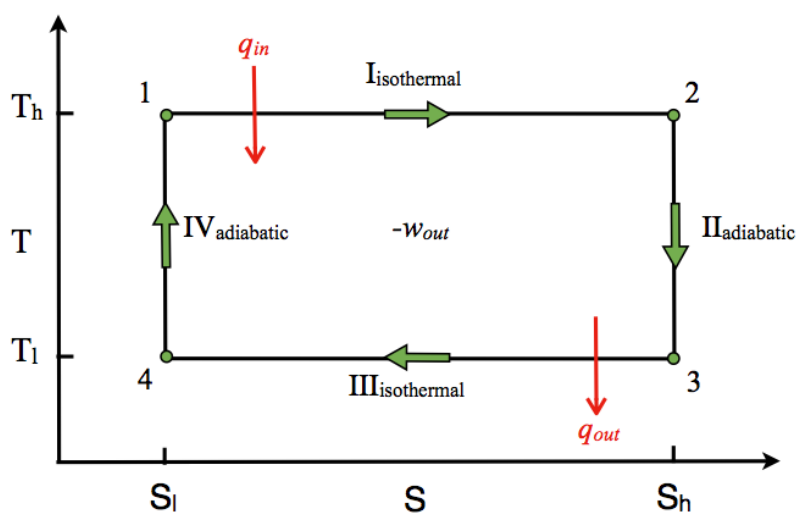
1.1 CARNOTŮV CYKLUS

Pohonná jednotka byla nutnou podmínkou pro ulehčení práce od pradávná. Z termodynamických zákonů vychází, že stroj nebude pracovat bez dodávky energie a také všechnu dodanou energii nelze přeměnit na práci bez energetických ztrát. Z předpokladů, že ze stroje musí být odváděna zbytková energie, aby stroj mohl být považovaný za cyklicky pracující, je zavedena veličina termická účinnost, která charakterizuje míru využití dodané energie cyklu. Modelový cyklus s největší možnou termickou účinností nazýváme Carnotův cyklus (Obr. 1). Tento cyklus je složený ze dvou adiabatických a dvou izotermických dějů. [1]



Obr. 1: P-V diagram Carnotova cyklu [2]

Termická účinnost Carnotova cyklu je čistě závislá pouze na hraničních teplotách, jak je uvedeno v rovnici (1) a na obrázku níže (Obr. 2).



Obr. 2: T-S diagram Carnotova cyklu [3]

$$\eta_{tc} = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} = \frac{\Delta S \cdot (T_H - T_C)}{\Delta S \cdot T_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1)$$

Termická účinnost Carnotova cyklu závisí na horní (po adiabatické kompresi) T_H a spodní (po adiabatické expanzi) T_C teplotě cyklu. Teplo Q_H je přivedeno do cyklu při teplotě T_H a teplo Q_C , které je nutné z cyklu odvést je odvedeno při teplotě T_C . Z tohoto poznatku lze uvést, že pro zvýšení termické účinnosti je vhodný vzrůst teploty T_H na vysoké hodnoty a teplotu T_C naopak velmi snížit. Teplota po adiabatické expanzi, kdy je teplo Q_C odváděno z důvodu uzavření cyklu, je ale často vyšší nebo stejná jako teplota okolí, protože je velmi náročné až nemožné snižovat teplotu pod hranici teploty okolí. Teplotu T_H lze zvýšit, ale je zde limita konstrukce, vlastností stroje a popřípadě způsobu přívodu tepla do cyklu. [1]

Carnotův cyklus lze v praxi užít jako modelový cyklus k určení možné nejvyšší hodnoty termické účinnosti. Dalším možným využitím je hledání způsobu přívodu tepla za konstantní teploty (při izotermickém ději), který by výrazně zvýšil hodnotu celkové efektivní účinnosti tepelného stroje. Analýzou Carnotova cyklu aplikovaného na spalovací motory lze také říci, že mezní teploty při spalování dosahují velmi vysokých hodnot (2000-4000 K), které jsou velice příznivé z hlediska přívodu tepla. Pro odvod tepla je nutné oblast spalovacího prostoru chladit, aby se zvýšila kladná práce vykonaná motorem. Chlazení motoru má ovšem své požadavky specifikované větším množstvím podmínek (mazání, měrná spotřeba paliva).

1.2 OTTŮV TERMODYNAMICKÝ CYKLUS

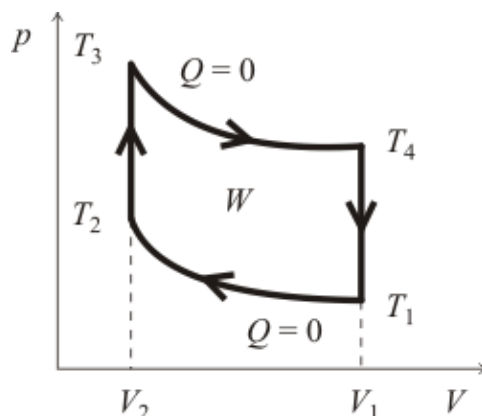
U spalovacích pístových motorů je transformace (přeměna) energie provedena skrze jednotlivé části motoru. Po kompresi (složený polytropický děj blízký adiabatickému) se směs vzduchu a paliva s předem určeným předstihem zažehne zapalovací svíčkou nebo se vznítí se vstříkem vznětlivého paliva. Z chemické formy se energie transformuje na formu tepelnou. Při hoření vzniká vysoký tlakový potenciál plynu, který vlivem rozpínání působí na plochu pístu a uvádí ho se zrychlením do pohybu. Tuto část přeměny energie lze popsat jako přeměnu tepelné energie na energii mechanickou. S pomocí klikového mechanismu je translační pohyb pístu transformován na pohyb rotační (translace pístu – obecný rovinný pohyb ojnice – rotace klikové hřídele). [1]

Při bližším zaměření na termodynamiku cyklu spalovacího motoru, přeměnu chemické energie na tepelnou formu lze v modelové pojetí charakterizovat dodaným teplem Q_H a zbytkovou energií odvedenou chladičem či sáláním označit jako odvedené teplo Q_C . Z reálného hlediska jsou termodynamické děje u spalovacích motorů nevratné, ale vzhledem k analýze budou převedeny na děje vratné s korekcí zvýšením entropie skrze jejich nevratnost. Modelově (teoreticky) se dodané teplo Q_H do oběhu přivádí za konstantního objemu (izochorický děj) a konstantního tlaku (izobarický děj). Odvedené teplo Q_C se odvádí za konstantního objemu.

Významným a charakteristickým základem všech termodynamických principů u spalovacích pístových motorů jsou dva základní modelové cykly, a to Ottův a Dieselův cyklus. [1]

Ottův cyklus je složen ze dvou adiabatických dějů (adiabatická komprese a expanze) a dvou izochorických dějů, přičemž se přivedené teplo Q_H přivádí za konstantního objemu a

odvedené teplo Q_C se odvádí také za konstantního objemu. Termická účinnost je závislá na charakteristice plynu (směsi) skrze Poissonovu konstantu κ a kompresní poměr ε , který je daný poměrem objemu plynu ve válci v dolní úvratí (DÚ) a objem plynu v horní úvratí (HÚ). Horní úvrať charakterizuje píst v nejvyšším bodě svého chodu (nejblíže hlavě motoru) a dolní úvrať charakterizuje polohu pístu v nejnižším bodě (nejblíže ke klikové hřídeli). [1]



Obr. 3: P-V diagram Ottova cyklu [4]

Rovnice pro kompresní poměr modelového cyklu [1]:

$$\varepsilon = \frac{V(DÚ)}{V(HÚ)} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2)$$

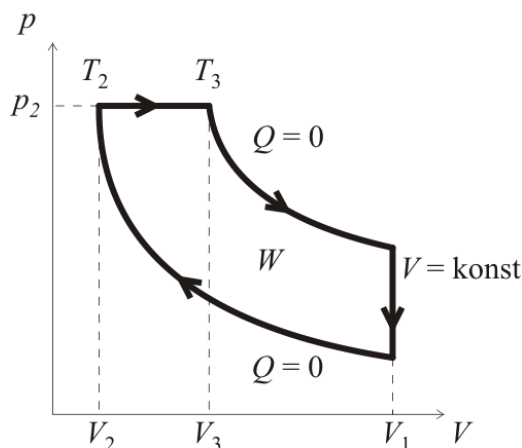
Výsledná termická účinnost cyklu závisí na Poissonově konstantě a kompresním poměru [1]:

$$\eta_t = f(\kappa, \varepsilon) = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \quad (3)$$

Ottův cyklus je charakteristický modelový cyklus pro zážehové spalovací motory s vnějším a vnitřním tvořením homogenní či heterogenní směsi, která je tvořena v karburátorech odpařováním paliva v proudu vzduchu, vstřikováním paliva do sání (popř. válce u přímého vstřikování) skrze jedno nebo vícebodový vstřikovací systém nebo skrze plynový směšovač umístěný v sacím traktu. Přívod tepla za konstantního objemu vyžaduje velmi rychlé spálení směsi a vyznačuje se vysokým nárůstem tlaku ve válci. Spalovací tlak roste na extrémně vysoké hodnoty (desítky MPa), které ovšem vyžadují výrazně dobré mechanické vlastnosti, zvláště únavovou pevnost materiálů. Termická účinnost se zvyšuje s rostoucím kompresním poměrem. Při rostoucí teplotě ovšem klesá hodnota Poissonovy konstanty, tudíž je nutné najít optimální hodnoty pro příznivý vliv obou parametrů.

1.3 DIESELŮV TERMODYNAMICKÝ CYKLUS

Dieselův cyklus je složen z dvou adiabatických dějů a z děje izochorického a izobarického. Přivedené teplo Q_H se přivádí za konstantního tlaku a teplo odvedené Q_C se odvádí za konstantního objemu. Termická účinnost je závislá na Poissonově konstantě κ , kompresním poměru ε a na stupni plnění φ , který charakterizuje poměr objemů V_3 a V_2 . [1]



Obr. 4: P-V diagram Dieselova cyklu [5]

Vztah pro stupeň plnění [1]:

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} \quad (4)$$

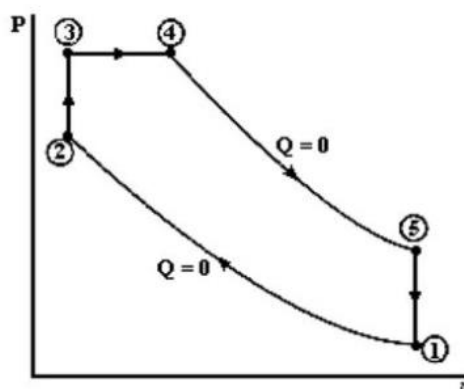
Výsledná termická účinnost pro Dieselův cyklus závisí na kompresním poměru a Poissonově konstantě, která se zvyšující se teplotou snižuje. Stupeň plnění je částečně ovlivněn teplotou na počátku cyklu. Termická účinnost se zvyšuje s rostoucí hodnotou kompresního poměru. Při izobarickém přívodu tepla spalovací tlaky nenarůstají do extrémně vysokých hodnot, tudíž je spalování za konstantního tlaku z hlediska materiálových charakteristik výhodnější než spalování za konstantního objemu. [1]:

$$\eta_t = f(\kappa, \varepsilon, \varphi) = 1 - \frac{1}{\kappa} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \frac{\varphi^\kappa - 1}{\varphi - 1} \quad (5)$$

Cyklus je charakteristický pro nepřepřehované vznětové motory se vstřikováním paliva do válce nebo komůrky. Jedná se tedy o motory s vnitřním tvořením heterogenní směsi a přívod tepla je prováděn při izobarickém ději, jak už bylo uvedeno výše. Izobarický přívod tepla je způsobený tím, že část paliva, které je skrze vstřikovač buď přímo nebo nepřímo vstříknuta do válce či tzv. komůrky, se po smíšení s horkým stlačením vzduchem vznítí a palivo, které je vstřikováno dále, hoří za přibližně konstantního tlaku, přičemž se zvětšuje objem z hodnoty V_2 na hodnotu V_3 . Z těchto tvrzení vyplývá, že část paliva shoří při izochorickém ději, ale v celkovém měřítku lze přívod tepla označit jako izobarický.

1.4 SABATŮV CYKLUS

Kombinací obou předchozích cyklů vznikl Sabatův cyklus. Sabatův cyklus je složen z dvou dějů adiabatických, dvou dějů izochorických a děje izobarického. Přivedené teplo se dělí podle dějů, při kterých se toto teplo přivádí. Teplo Q_H se dělí na teplo Q_{H1} a Q_{H2} . Teplo Q_{H1} je přivedeno za konstantního objemu a teplo Q_{H2} je přivedeno za konstantního tlaku. Odvedené teplo Q_C je odváděno za konstantního objemu. Termická účinnost nezávisí pouze na Poissonově konstantě κ , kompresním poměru ε a stupni plnění φ , ale také na stupni zvýšení tlaku při izochorickém přívodu tepla ψ , který je dán poměrem tlaků p_2 a p_3 . [1]



Obr. 5: P-V diagram Sabatova cyklu [6]

Rovnice pro výpočet stupně zvýšení tlaku:

$$\psi = \frac{p_3}{p_2} \quad (6)$$

Vztah pro výslednou termickou účinnost Sabatova cyklu [1]:

$$\eta_t = f(\kappa, \varepsilon, \varphi, \psi) = 1 - \frac{\psi \cdot \varphi^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} \cdot [\psi - 1 + \kappa \cdot \psi \cdot (\varphi - 1)]} \quad (7)$$

Ottův a Dieselův cyklus jsou z hlediska přívodu tepla velmi specifické. Čistě izobarický nebo izochorický přívod tepla do cyklu není vhodnou implementací pro popis chování reálného spalovacího motoru. V Sabatově p-v diagramu (Obr. 5) jsou pro přívod tepla do cyklu charakteristické hodnoty ve stavech 1, 2 a 3. Poměr přivedeného tepla při izochorickém a izobarickém ději určují hodnoty stupně zvýšení objemu φ a stupně zvýšení tlaků ψ . Z hlediska termické účinnosti má příznivý vliv stupeň zvýšení tlaků, při zachování konstantního kompresního poměru ε a konstantním poměru středního teoretického tlaku (podíl kladné práce cyklu ku objemu určeného rozdílem V_1 a V_2). Termická účinnost se také zvyšuje s rostoucím kompresním poměrem při zachování poměrů tlaků p_3 a p_1 (stav 3 a stav 1) a zachováním středního teoretického tlaku. S rostoucí teplotou se Poissonova konstanta κ snižuje.

Sabatův cyklus je nejbližší modelový cyklus ke spalovacím motorům. Především přeplňované spalovací motory nemohou pracovat podle čistě Ottova s Dieselova cyklu, neboť vlastnosti těchto oběhů závisí na určité rychlosti a typu spalování (hoření). Extrémně rychlé hoření u Ottova cyklu nebo hoření pouze za konstantního tlaků u Dieselova cyklu nikdy v praxi u motoru nenastane. I Sabatův cyklus není zcela dokonalým popisem, neboť přívod tepla, který lze popsat jako izochorický a izobarický, je doprovázený izotermickým dohoříváním při době expanze spalin. Adiabatická komprese a expanze také nenastává. Tento děj je po částech polytropický, protože dochází k výměně tepla mezi náplní, stěnou válce, dnem pístu a hlavou motoru.

Lze tedy uvést, že parametry κ , ε , φ a ψ mají vliv na míru přeměny dodané energie v kladnou práci. Ovšem není možné je libovolně zvyšovat a měnit. Zvýšení hodnoty kompresního poměru má své omezení. Pokud je plnicí směs tvořena vzduchem a palivem, nesmí teplota komprese přesáhnout hodnotu teploty samovolného vznícení směsi. Z tohoto předpokladu je nutná korekce kompresního poměru, aby nenastal zápal již v okamžiku stlačování neboli komprese. Pokud by byl vyžadován vyšší kompresní poměr, je nutné změnit typ paliva, aby nedocházelo k detonačnímu spalování. Hodnoty stupně plnění a stupně zvýšení tlaků musí být také optimální, aby nedocházelo tlakovým rázům a příliš dlouhé nedokonalé expanzi, aby motor nebyl zatěžován tvrdým chodem a vykonal co nejvíce efektivní práce. U skutečného spalovacího motoru jsou výkon a ekonomická stránka z hlediska měrné spotřeby paliva závislé na termické účinnosti, která je ovšem podmíněná konstrukčním zpracováním z hlediska technologických a materiálových limitů a vstupními požadavky (emise spalin, typ paliva, hluk či dostupnost materiálů).

2 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK U SPALOVACÍHO MOTORU

2.1 STŘEDNÍ TLAK A VÝKON MOTORU

V modelových případech u Ottova, Dieselova a Sabatova cyklu uzavřená plocha charakterizuje vykonanou práci, kterou stroj vykonal během jednoho cyklu. Pro bližší popis a analýzu termodynamických cyklů je zavedena veličina, která charakterizuje daný cyklus střední hodnotou.

U motorů je zavedena tzv. měrná objemová práce w_V vztažená na zdvihový objem jednoho válce V_{Z1} , který je určen vrtáním válce D a zdvihem Z . Zdvih je určen z kinematického popisu mechanismu klikové hřídele, ojnice a pístu. Jedná se zejména o rozdíl centrického či excentrického klikového mechanismu a ve způsobu uspořádání válců (řadový či vidlicový motor).

Pro měrnou objemovou práci vztaženou na určený zdvihový objem válce platí [1]:

$$w_V = \frac{\oint p \cdot dV}{V_{Z1}} \quad (7)$$

Jelikož je měrná objemová práce vztažená na jednotku objemu, má charakter tlaku a je proto označena středním tlakem motoru. Při určení středního tlaku motoru změřením tlaku v průběhu cyklu, je přírůstek objemu válce dV definovaný skrze úhlové natočení kliky $d\alpha$, kde platí [1]:

$$dV = \frac{dV \cdot d\alpha}{d\alpha} \quad (8)$$

Skrze rovnice (7) a (8) lze určovat střední tlak z hlediska skutečného či modelového cyklu. Z těchto rovnic následně vyjádříme střední teoretický tlak pro modelový oběh a střední indikovaný tlak pro skutečný oběh.

Dalším důležitým parametrem je výkon motoru P . Výkon motoru je charakterizovaný prací za určitý čas, jež byla vykonaná skrze působení tlaku na plochu pístů ve válci, případně ve více válcích, a tím je možné oběhy realizovat současně. Výkon spalovacího motoru je tudíž závislý na otáčkách n , přičemž s rostoucími otáčkami se zvyšuje až do mezních hodnot.

Při vyjádření výkonu je nutné, aby byly správně určeny pracovní otáčky motorů. U dvoudobých spalovacích motorů je každá otáčka pracovní, tudíž je výkon přímo roven vykonané práci za příslušných otáček. U čtyřdobých spalovacích motorů jsou otáčky pracovní a setrvačné, přičemž platí, že se pracovní otáčka střídá otáčkou setrvačnou. Výkon čtyřdobého spalovacího motoru je tedy teoreticky o polovinu menší oproti motoru dvoudobému, proto je hodnota otáček o polovinu zmenšená. Tento parametr se také nazývá taktnost motoru. [1]

Následující vztah charakterizuje integrovaný vztah pro určení výkonu P [kW] spalovacího pístového motoru, který je závislý na práci jednoho oběhu W [kJ], otáčkách n [min^{-1}], počtu

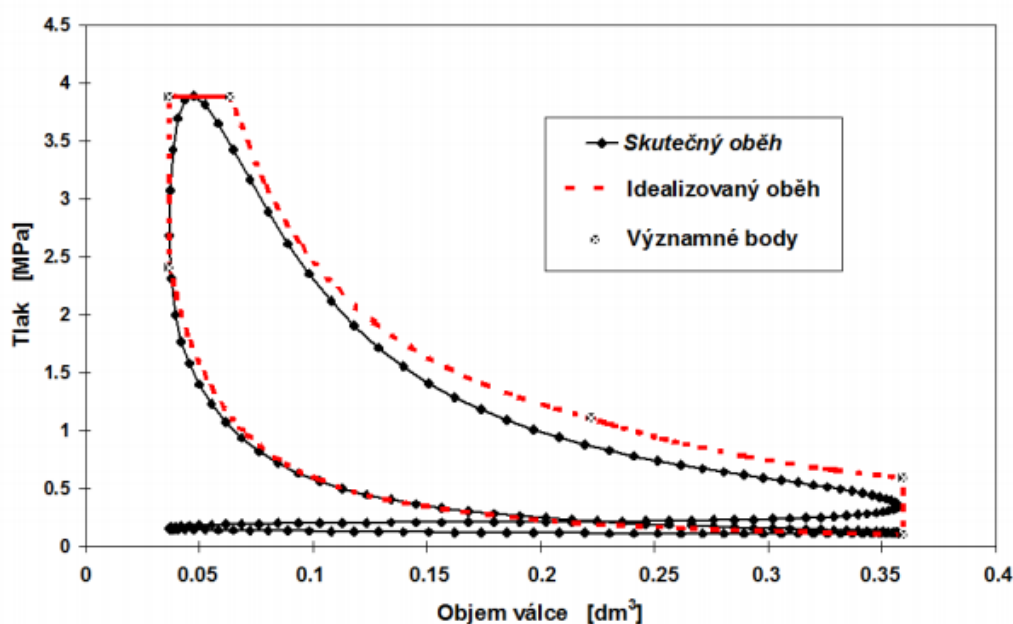
válců i_v [-], počtu činných ploch pístu (plochy pístu, na které působí tlak) i_p [-] a na počtu zdvihů τ (pro dvoudobý spalovací motor $\tau = 2$, pro čtyřdobý spalovací motor $\tau = 4$). [1]

$$P = \frac{W \cdot n \cdot i_p \cdot i_v}{30 \cdot \tau} \quad (9)$$

2.2 VÝPOČET STŘEDNÍHO TEORETICKÉHO TLAKU

Střední efektivní tlak je jedním z významných parametrů spalovacího motoru. Hodnota středního efektivního tlaku se určuje z dosaženého efektivního výkonu (točivého momentu), který je měřený v měřicí stanici na dynamometrickém přístroji (dynamometru). O měření točivého momentu a následného určování dalších důležitých parametrů bude pojednáno dále. Výsledek měření a analýza z následně určených veličin v sobě obsahuje charakteristiku spalovacího motoru.

Pro vyjádření středního efektivního tlaku nejprve zavedu definici pro střední teoretický tlak a střední indikovaný tlak motoru. Dále také pojednám o důležitých vlastnostech a spojitostech mezi nimi ve vztahu k popisovanému oběhu. Na obrázku níže (Obr. 6) je vidět skutečný a idealizovaný tlakový průběh závislý na změně objemu (natočení klikové hřídele).



Obr. 6: P-V diagram pro idealizovaný a skutečný oběh reálného spalovacího motoru [1]

Střední teoretický tlak p_t je definovaný skrze celkovou vykonanou práci vztaženou na jednotku objemu. Jinými slovy se jedná o převod z obecného obrazce vykonané práce v idealizovaném cyklu na obdélníkovou plochu o stejném obsahu. Obecně platí, že střední teoretický tlak cyklu vykoná stejně velkou práci jako změna tlakového průběhu během dvou otáček klikové hřídele u čtyřdobých motorů nebo jednoho otočení klikového hřídele u motorů dvoudobých. Výpočet středního teoretického tlaku je odvozen skrze integraci uzavřeného tlakového průběhu v p-v diagramu:

$$p_t = \frac{W_t}{V_{z1}} = \frac{1}{V_{z1}} \int p \cdot dV \quad (10)$$

Člen W_t značí vykonanou práci ve válci během celého cyklu a V_{z1} značí zdvihový objem jednoho válce, jak už bylo zmíněno výše.

2.3 VÝPOČET STŘEDNÍHO INDIKOVANÉHO TLAKU A VÝKONU

Střední indikovaný tlak p_i je podobně jako střední teoretický tlak určený ze skutečného cyklu spalovacího motoru pomocí integrace uzavřeného indikovaného tlakového průběhu. Indikovaný tlak působí přímo na plochu pístu. Opět jako v předešlém případě se obecný obrazec převádí na obdélníkovou plochu. Indikovaný tlak se ve válci měří pomocí snímačů tlaku. Data jsou ukládány spolu s daty od snímače natočení klikové hřídele. Pomocí rovnice (8) se přepočítá úhlové natočení klikové hřídele na změnu objemu (aktuální velikost objemu válce nad pístem mezi HÚ a DÚ). Vztah pro učení středního indikovaného tlaku:

$$p_i = \frac{W_i}{V_{z1}} = \frac{1}{V_{z1}} \int p \cdot dV \quad (11)$$

Indikovaný výkon motoru P_i je vyjádřený vykonanou prací uvnitř válce za jednotku času. Jedná se tedy o výkon středního indikovaného tlaku působící na píst při určitých otáčkách. Pokud je motor víceválcový, je celková vykonaná práce násobkem počtu válců. Indikovaný výkonem je vyjádřen rovnicí s veličinami n [min^{-1}], P_i [kW], V_z [dm^3], p_i [MPa]:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_{z1} \cdot i_p \cdot i_v \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{p_i \cdot V_z \cdot i_p \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (12)$$

Pro zjednodušení vztahu je součin zdvihového objemu válce a počtu válců nahrazen zdvihovým objemem spalovacího motoru V_z , který je určen vztahem:

$$V_z = V_{z1} \cdot i_v \quad (13)$$

2.4 VÝPOČET STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU A VÝKONU

Jelikož výše uvedené parametry skutečného motoru vypovídají pouze o charakteristice dějů uvnitř válce, jsou zavedeny také veličiny popisující spalovací motor jako celek. Veličiny jsou definované z měřených hodnot na výstupní hřídeli. Jedná se o tzv. střední efektivní tlak a efektivní výkon spalovacího motoru. Hodnoty těchto veličin (parametrů) úměrné veličinám indikovaným. Míru úměrnosti charakterizuje mechanická účinnost. Střední efektivní tlak je zmenšený o tzv. ztrátový tlak p_z a efektivní výkon je zmenšený o ztrátový výkon P_z . Obecný vztah pro střední efektivní tlak s mechanickou účinností η_{mech} :

$$p_e = p_i - p_z = p_i \cdot \eta_{mech} = \frac{\eta_{mech}}{V_{z1}} \int p \cdot dV \quad (14)$$

Ztrátové veličiny obsahují ve své hodnotě pasivní odpory třecích ploch (pístní kroužky, píst-plocha válce, ložiska ojnice a klikové hřídele, tření v rozvodovém mechanismu), potřebný příkon pro součásti motoru jako celku (alternátor spolu s řídicí jednotkou a snímači, olejové čerpadlo, rozvodový mechanismus, palivová soustava, mechanické dmychadlo). Do ztrátových veličin také zahrnujeme tlakové ztráty v klikové skříni. (tlakový odpor na spodní straně pístu při vysokých otáčkách).

Efektivní výkon motoru je analogicky jako střední efektivní tlak úměrný indikovanému výkonu skrze mechanickou účinnost. Jinými slovy je hodnota efektivního výkonu snížena o ztrátový výkon. Pro výpočet platí:

$$P_e = P_i - P_z = P_i \cdot \eta_{mech} = \frac{p_i \cdot V_z \cdot i_p \cdot n}{30 \cdot \tau} \cdot \eta_{mech} = \frac{p_e \cdot V_z \cdot i_p \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (15)$$

Z rovnice (15), pokud je známý efektivní výkon při určitých otáčkách (změřený ve zkušebně), zdvihový objem motoru (vstupní parametr) a taktost motoru (dvoudobý, čtyřdobý, popř. počtem činných ploch pístu), můžeme vyjádřit střední efektivní tlak v závislosti na těchto parametrech spalovacího motoru. Pro střední efektivní tlak platí:

$$p_e = \frac{P_e \cdot 30 \cdot \tau}{V_z \cdot i_p \cdot n} \quad (16)$$

3 EXPERIMENTÁLNÍ STANOVENÍ STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU

3.1 VÝPOČET STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU Z MĚŘENÝCH PARAMETRŮ

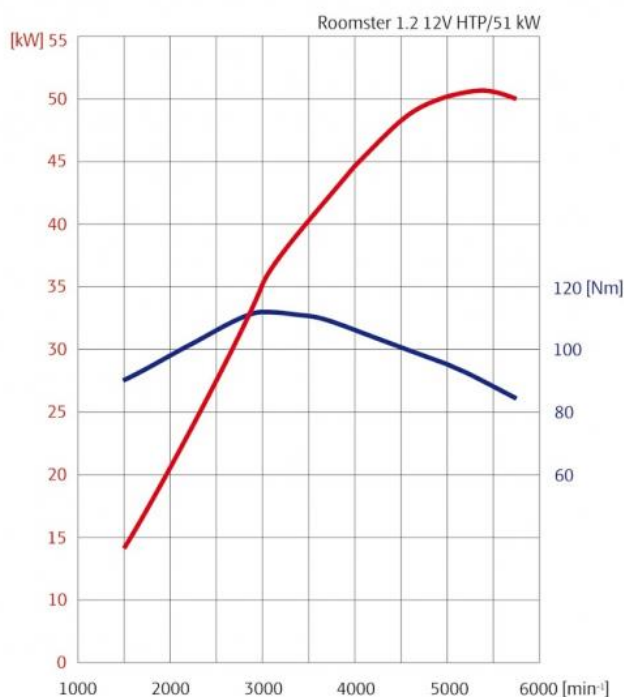
Obecně lze střední efektivní tlak vyjádřit pomocí rovnice (16), do které je potřeba dosadit změřené veličiny. Efektivní výkon se vypočítá součinem naměřeného točivého momentu klikové hřídele M_m a úhlové rychlosti klikové hřídele ω , která je vyjádřena pomocí otáček motoru n . Pro výpočet efektivního výkonu platí vztah:

$$P_e = M_m \cdot \omega = M_m \cdot \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot 1000} \quad (17)$$

Zdihový objem a taktost motoru jsou známými počátečními parametry motoru. Pokud do rovnice dosadíme výkon v jednotkách [Nm], otáčky [min^{-1}], výkon vyjde v jednotkách [kW]. Po dosazení z rovnice (17) do rovnice (16) získáme tvar pro vyjádření středního efektivního tlaku v závislosti na točivém momentu:

$$p_e = \frac{M_m \cdot \pi \cdot \tau}{V_z \cdot i_p \cdot 1000} \quad (18)$$

Při M_m [Nm] a V_z [dm⁻³] vyjde střední efektivní tlak v [MPa]. Pro určení maximální hodnoty středního efektivního tlaku, je vstupní hodnota výkonu nebo točivého momentu určená z otáčkové charakteristiky spalovacího motoru (z grafu nebo dat měření). Otáčková charakteristika je vidět na Obr. 7 (další strana). Svislé osy grafu představují hodnoty točivého momentu a výkonu motoru a vodorovná osa vyjadřuje hodnotu otáček. V nějakých případech se pro úplnost charakteristiky do grafu znázorňuje měrná spotřeba paliva v závislosti na otáčkách motoru.



Obr. 7 Otáčková charakteristika motoru Škoda Roomster [7]

Pro doplnění můžeme střední efektivní tlak vypočítat pomocí indikovaného tlaku a mechanické účinnosti. Jeli známá mechanická účinnost, střední indikovaný tlak vypočítáme z rovnice (11) a dle rovnice (14) vypočítáme hodnotu středního efektivního tlaku. Tato možnost výpočtu je ovšem neadekvátní, protože mechanická účinnost není známým parametrem motoru a určuje se inverzním způsobem skrze výpočet fiktivního středního ztrátového tlaku (14).

3.2 ZPŮSOBY MĚŘENÍ TOČIVÉHO MOMENTU

Měření hodnot točivého momentu motoru v závislosti na otáčkách se provádí v motorové zkušebně nebo ve válcové zkušebně výkonu pomocí měřícího zařízení zvaného dynamometr. Měření výkonu motoru se také říká „brzda“. Měří se buď samotný motor v motorové zkušebně ve výrobním závodě, kde je motor připojený na výstupu z klikové hřídele přes spojku k dynamometru. Výsledek vypovídá přímo o charakteristice samotného motoru

(výsledkem je čistý efektivní výkon motoru). nebo se měření provádí s motorem umístěným ve vozidle a měří se točivý moment kol přenášeného na válce ve válcové zkušební výkonu. K měření výkonu ve válcové zkušební výkonu se používají válcové dynamometry. Výsledkem měření je hrubý efektivní výkon motoru, který je vždy nižší zhruba o 10-20 % oproti výkonu změřenému v motorové zkušební. Tento rozdíl je ztrátový výkon pohonného ústrojí (převodovka, poloosy, homokinetické klouby). Data z měření se buď pomocí korekčních hodnot upraví na přibližný čistý efektivní výkon nebo jsou hodnoty neupravené a určují celkový efektivní výkon motoru spolu s pohonným ústrojím.

Na Obr. 8 je měření točivého momentu ve zkušební na válcových dynamometrech. Měření se provádí ukotvením vozidla při možném pohybu a dle požadavků na zkoušku (konstantní rychlost, konstantní moment) je provedeno měření.



Obr. 8 Měření točivého momentu na válcových dynamometrech [8]



Obr. 9 Měření točivého momentu samostatného motorů přímo ve zkušební [9]

Na obrázku Obr. 9 se měří točivý moment pouze samotného motoru, který je přes spojku připojen k dynamometru. Podle předem definovaných parametrů se nastaví dynamometr na provozní režim a provádí se měření pro různé provozní režimy. Výsledky tohoto měření se vází na výstupu klikové hřídele motoru. Jedná se tedy přímo o efektivní hodnoty.

Analýzou rovnice (18) je střední efektivní tlak úměrný zatížení motoru (točivému momentu). Maximální (efektivní) točivý moment je však u spalovacích motorů dosahován při nižších otáčkách než maximální efektivní výkon. Výsledkem je fakt, že pokud je střední efektivní tlak počítaný z maximálního efektivního výkonu při daných otáčkách, je hodnota středního efektivního tlaku nominálně nižší než u výpočtu skrze maximální točivý moment.

Hodnota středního efektivního tlaku vypovídá o výši vykonané práce vztažené na litrový objem motoru. Slouží jako porovnávací parametr motoru nezávislý na zdvihové objemu. Z praktického hlediska je jeho hodnota charakteristikou míry využití objemu válce k vykonání užitečné práce.

Při zachování zdvihového objemu motoru, jsme schopni zvýšením hodnoty středního efektivního tlaku zvýšit točivý moment (popř. výkon). Se zvyšováním jeho hodnoty ovšem stoupají nároky na mechanické vlastnosti materiálů vlivem většího zatížení a opotřebení součástí.

4 MOŽNOSTI ZVYŠOVÁNÍ STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU

4.1 OBECNÉ POJEDNÁNÍ O MOŽNOSTECH ZVYŠOVÁNÍ MĚRNÉHO VÝKONU

Zvyšování středního efektivního tlaku je jedna z možností, jak zvyšovat efektivní výkon spalovacího motoru. Obecně zvyšování efektivního výkonu s sebou přináší z části energetické a časové úspory. Rozvíjející se společnost klade vždy vyšší požadavky na snížení času, za který má být práce vykonaná. V zemědělství či v průmyslu vlivem zvýšení poptávky narůstá požadavek na výkon strojů, aby byla zabezpečena výroba nebo produkce a transport zboží za určitý čas. I pro samotného jedince je příjemné, když osobní automobil má větší výkon za cenu nižší nebo stejné měrné spotřeby paliva (nebo určené spotřeby paliva na sto kilometrů)

Hlavní myšlenkou je tedy zvýšení efektivního výkonu motoru. Jednou z variant by bylo zvýšení počtu válců i_v nebo zvýšení zdvihového objemu válce V_{z1} . Větší počet válců nebo větší zdvihový objem má za následek větší hmotnost motoru a klade vyšší požadavek na zástavbový prostor. Z hlediska materiálových úspor je tento krok za zvyšováním efektivního výkonu spíše slepou uličkou. Parametr charakterizující výkon nezávisle na objemu se nazývá objemový výkon motoru. Jeho hodnota je poměrem efektivního výkonu a celkové zdvihového objemu motoru [1]:

$$P_V = \frac{P_e}{V_z} = \frac{p_e \cdot n \cdot i_p}{30 \cdot \tau} \quad (19)$$

Jak je patrné z rovnice (19), objemový výkon motoru můžeme zvyšovat zvýšením počtu činných ploch pístu. Tím se rozumí oboustranné využití prostoru nad a pod pístem ve válci k vykonávání užitečné práce. Tato možnost spolu nese velké konstrukční a technologické potíže, tudíž není relevantní z hlediska praktického využití. Další možností je zvýšení jmenovitých otáček, při kterých motor pracuje v běžném provozu. Vlivem rostoucích otáček se zvyšuje střední pístová rychlost, která má vliv na hodnotu opotřebení a napětí mechanických částí motoru. Zvyšování otáček má též nepříznivý vliv z hlediska konstrukčního zpracování, použitelných materiálů a tribologie. U rychloběžného motoru je problém se zadíráním kluzných ploch, s vyššími nároky na vyvážení motoru, s tepelnou stabilitou dílů, a vyšší měrnou spotřebou paliva při vysokých otáčkách. Možnou cestou je také změna taktosti motoru (dvoudobý motor místo čtyřdobého). Dvoudobé motory mají sice teoreticky dvakrát větší výkon v porovnání s motory čtyřdobými při zachování hodnot parametrů vysokotlaké části oběhu (střední indikovaný tlak) v závislosti na jmenovitých otáčkách, ale vlivem rozvodu náplně válce (vyplachování) vznikají energetické ztráty. O vyplachování dvoudobých motorů pojednám v další kapitole. Posledním parametrem podílejícím se na hodnotě měrného výkonu je střední efektivní tlak. Hodnota středního efektivního tlaku je závislá na středním indikovaném tlaku p_i a mechanické účinnosti η_{mech} , jak je patrné ze vztahu (14).

4.2 ZVYŠOVÁNÍ MECHANICKÉ ÚČINNOSTI

Vyšší hodnota mechanické účinnosti je otázka snížení pasivního odporu součástí motoru a snížení příkonu pro pomocné mechanismy a zařízení. Snižování pasivního odporu (tření) je možná dvěma způsoby. První způsob je odstranění suchého tření a převedení na tření kapalinné. Druhá možnost je snížení počtu třecích dvojic v klikovém mechanismu a mechanismech spojených s chodem motoru (rozvody, olejové čerpadlo).

Snižování pasivního tření ve vazbách součástí jako jsou třecí dvojice: pístní kroužky – válec v bloku motoru (popř. vložka válce), pístní čep – ojnice, ojnice – kliková hřídel, blok motoru – kliková hřídel, kliková hřídel – rozvodový mechanismus. Suché tření způsobuje výrazné opotřebení součástí a zvyšuje tepelné namáhání vlivem špatného odvodu tepla vznikajícího při drhnutí kluzných ploch. Zabezpečení kapalinného tření kluzných vazeb (ložisek) je nutnou podmínkou pro snížení pasivního odporu relativního pohybu součástí, z čehož vychází vyšší hodnota mechanické účinnosti, avšak také nižší opotřebení a vyšší životnost součástí díky nižšímu tepelnému namáhání vlivem dobrého odvodu tepla (chlazení ložisek). Hlavním médiem zabezpečující kapalinné tření a odvod tepla je motorový olej. Volba oleje s lepšími tribologickými vlastnostmi (např. viskozita, aditiva) spolu s volbou mechanicky odolnějších materiálů kluzných a valivých ložisek mají za výsledek nižší opotřebení, lepší kluzné vlastnosti a v neposlední řadě nárůst mechanické účinnosti.

Uvážení možnosti zvýšení mechanické účinnosti změnou počtu kluzných ploch není lehké, protože odebráním kluzného ložiska zvyšujeme možnost kmitání součástí (více volných frekvencí). Zmenšením počtu pístních kroužků snížíme sice nominální plochu tření, ale musí být zajištěna těsnost mezi pístem a válcem, aby nedocházelo k unikům tlaku (pokles indikovaného tlaku). To by mělo za následek celkové snížení středního efektivního tlaku, i když mechanická účinnost by vzrostla. Možným způsobem je odstranění mechanického rozvodového mechanismu a jeho náhradou za mechanismus pneumatický nebo elektromechanický.

Mechanická účinnost je také ovlivněna příkonem pomocných zařízení a příkonem mechanismů pro provoz (chod) spalovacího motoru. Výkon je odebírán pro pohon olejového, dopravního a vstřikovacího čerpadla, zapalování, alternátoru, rozvodového mechanismu, zařízení podílející se na výměně čerstvé náplně motoru. [1], [10]

ZTRÁTY	BENZINOVÝ MOTOR [%]	NAFTOVÝ MOTOR [%]
tření píst - válec (kroužky - válec)	45	50
tření ložisek klikového a vačkového hřídele	23	24
ztráty na výměně náplně válce motoru (výfuk, sání)	20	14
pohon rozvodového mechanismu	6	6
pohon pomocných agregátů	6	6

Obr. 10 Podíl mechanických ztrát jednotlivých skupin motoru v [%] z celkového ztrátového výkonu [10]

4.3 ZVYŠOVÁNÍ STŘEDNÍHO INDIKOVANÉHO TLAKU MOTORU

Dalším ukazatelem, který se podílí na výši hodnoty středního efektivního tlaku je střední indikovaný tlak. Na jeho hodnotě se podílí mnoho prvků a proměnných. Tyto prvky jsou definované koncepcí samotného motoru a hodnotami důležitých veličin v průběhu vysokotlaké a nízkotlaké části cyklu. Tím se rozumí samotná konstrukce spalovacího motoru spolu s aplikací komponentů pro chod motoru (typ zapalování, rozvodový mechanismus spolu se soustavou pro výměnu náplně válce, popř. válců). Obecně lze problematiku zvyšování

středního indikovaného tlaku rozdělit na dvě části. Pro první část jsou charakteristické vlastnosti uvnitř válce, které popisuje indikátorový diagram spalovacího motoru. Jak již bylo zmíněno, hodnoty indikovaného tlaku se měří pomocí snímačů tlaku ve válcích v průběhu oběhu v závislosti na aktuálním natočení klikové hřídele. Druhá část problematiky se týká soustavy, která se podílí na tvorbě a výměně čerstvé náplně válců motoru.

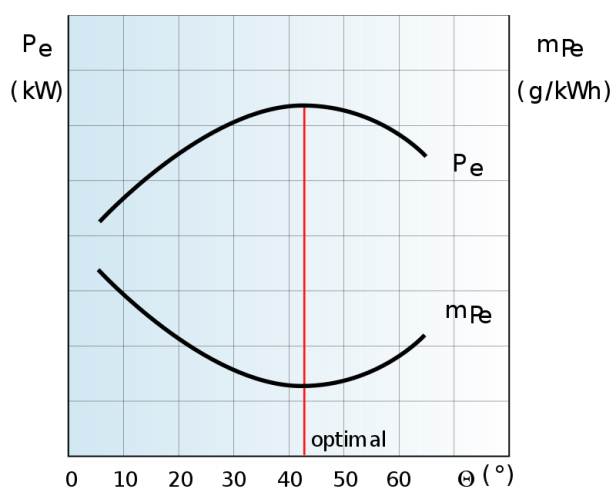
První část je možné popsat jako přeměnu chemické energie na tepelnou, která se dále transformuje na energii kinetickou (pohybovou). Zvýšení středního indikovaného tlaku spočívá ve zvýšení potenciální energie směsi, která se vlivem hoření mění na užitečnou práci a odpadní teplo. Jinými slovy jde o zvětšení obsahu obdélníku v p-v diagramu při zachování hodnot zdvihového objemu. Vyšší potenciální energie směsi lze dosáhnout několika způsoby.

Při použití paliva s větší výhřevností nastává problém z hlediska výroby, ekonomického dopadu a způsobu spalování. Palivo musí být relativně bezpečné a cenově dostupné. Musí mít nízké náklady na výrobu, dopad na životní prostředí a dobré termochemické vlastnosti (odolnost detonačnímu spalování). [1]

Ačkoliv změna paliva za výhřevnější není z dosavadních možností uskutečnitelná, je možné zvyšovat hmotnost náplně. Tato myšlenka vede k principu přeplňování spalovacích motorů a snížení pasivních odporů v sacím traktu. Hodnota potenciální energie směsi je závislá na způsobu tvoření, zdroji zapálení, časem iniciace zážehu nebo vznícení a samotnou rychlostí hoření, která je nezbytně důležitá.

4.3.1 PŘEDSTIH ZÁŽEHU A VSTŘIKU

Zážeh nebo vznícení směsi má přímý důsledek na přívod tepla. Týká se zejména zapálení, hoření, stechiometrického poměru a typu směsi. Jelikož zapálená směs hoří určitou rychlostí a nárůst tlaků od doby zapálení směsi ve válci není okamžitý, je požadováno, aby nárůst tlaku ve válci nastal přibližně v okamžiku HÚ, aby nebyl píst brzděn v pohybu kompresního zdvihu. Směs je nutné zažehnout nebo vznítit s určitým časovým předstihem. Ukazatelem tohoto časového tzv. předstihu zážehu nebo vstřiku, který je definován skrze úhlové natočení klikové hřídele od nulové polohy (píst v HÚ).



Obr. 11: Graf závislosti výkonu a měrné spotřeby paliva na předstihu [11]

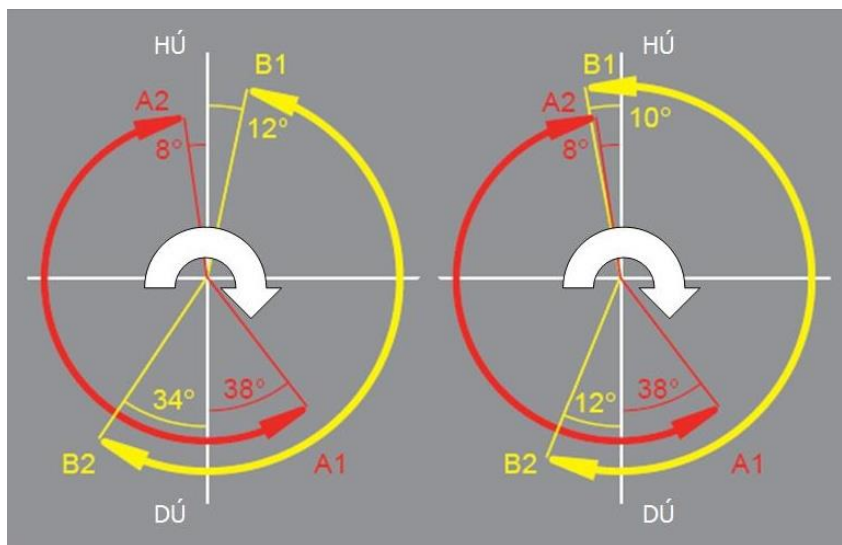
Na Obr. 10 je ukázáno, že pro dosažení co nejlepší hodnoty efektivního výkonu a zároveň vyššího indikovaného tlaku je nutná optimalizace nastavení předstihu. Předstih je upravený tak, aby byl dosažen vysoký efektivní výkon za nejnižší měrné spotřeby paliva. Takto nastavený předstih platí pro motory osobních automobilů a motocyklů v běžném provozu. To ovšem neplatí u motorů závodních automobilů a motocyklů, kde je hlavní prioritou efektivní výkon a točivý moment motoru. Samozřejmě je předstih také závislý na provozních otáčkách motoru. U motorů, který pracují v užším rozsahu otáček (závodní motory) je předstih statickou veličinou (starší koncepce), která je optimálně nastavena pro stanovený počet otáček. Statický či mírně regulační předstih u starších spalovacích motoru není zcela efektivní pro běžné vozidlové motory, pro které není provozní režim motoru jednoznačný. Při větším rozsahu pracovních otáček motoru (vzrůstu pístové rychlosti) je důležité předstih regulovat tak, aby v každém okamžiku byla nastavena nejvýhodnější hodnota, tak aby nedocházelo k detonaci (klepání) motoru v důsledku zapálení směsi ve velkém předstihu před HÚ či naopak přímo nebo za HÚ. Tento případ výrazně ovlivňuje výši středního indikovaného tlaku, protože hoření směsi před HÚ zpomaluje píst v důsledku nárůstu tlaků ještě před dosazením HÚ. Neoptimálním nastavením se zvyšuje se měrná spotřeba paliva v důsledku navýšení dávky paliva a je možné riziko poškození motoru. Směs hoří několik tisíců sekund (rychlost hoření 20-50 m/s u benzínových a 40-80 m/s u naftových motorů). Analýzou nárůstu tlaků ve válci v závislosti na pootočení klikové hřídele je důležité, aby maximální rychlost nárůstu tlaku ve válci po zapálení směsi byla v okamžiku, kdy píst projde HÚ, popř. těsně před HÚ. [10]

U některých starších koncepcí spalovacích motorů se používal statický předstih nebo předstih regulovatelný podtlakovým zařízením, které se vzrůstajícími otáčkami upravovalo předstih natáčením přerušovacího mechanismu v rozdělovači. Tento systém však uvažuje proměnnou hodnotu otáček vlivem změny podtlaků, ale neuvažuje další parametry. Nahrazení programovatelnou řídicí jednotkou motoru, která se používá v moderních spalovacích motorů, je možné zaznamenávat další podmínky a upravovat hodnoty předstihu dle určených požadavků. Jednotka vyhodnocuje okamžitý stav motoru dle záznamu informací ze snímačů natočení klikové hřídele, vačkové hřídele, teploty chladicí kapaliny, teploty nasávaného vzduchu, tlaku v sacím potrubí (přeplňovaného nebo atmosférického motoru). Předstih vstříku paliva u vznětových motorů je regulován obdobně jako předstih zážehu směsi ve válci u motorů zážehových tak, aby po průtahu vznícení a následném hoření byl nárůst tlaků ve válci v HÚ. Avšak u vznětových motorů má předstih vstříku spojitost i s tvorbou směsi o které pojednám dále.

4.3.2 ČASOVÁNÍ ROZVODOVÉHO MECHANISMU A PASIVNÍ ODPOR SACÍHO VEDENÍ

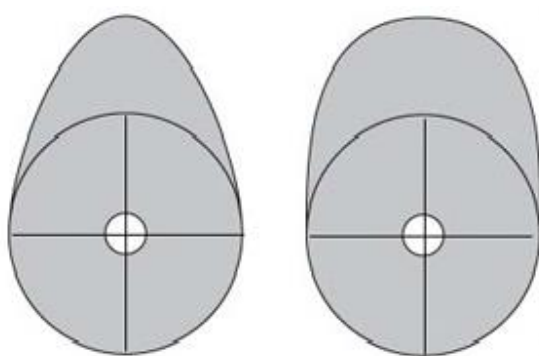
Na zvýšení hmotnosti směsi nebo čerstvého vzduchu dopraveného do válce má podíl také časování ventilů, které se týká motoru s ventilovým rozvodem. Jedná se o úhlový (časový) parametr, který udává, jak dlouho a v jaký okamžik se ventily otevírají a zavírají. Doba otevření a čas, kdy se ventily otevírají a zavírají, mají významnou roli při výměně náplně válce. Pokud je požadovaný nárůst výkonu v určitých otáčkách, tedy indikovaný tlak, může být úhel otevření sacího ventilů větší. Změna úhlu je vázaná na určité meze, ve kterých se lze pohybovat. Sací ventil nesmí být otevřený příliš brzy, aby nedocházelo k průniku spalín do sání a protitlaku, který by brzdil průchod směsi ze sání do motoru a nesmí být zavřený příliš pozdě, aby byl zachován určitý kompresní poměr a nedocházelo k úniku směsi zpět do sání. Tohoto je možné dosáhnout pootáčením vačkové hřídele, pokud je rozvod u motoru řešený

principem DOHC (dvě vačkové hřídele umístěné nad hlavou válců poháněné přes rozvodový řemen či řetěz). Tímto způsobem je možné také regulovat časování výfukových ventilů.



Obr. 12: Variabilní časování ventilů (A1-A2 výfukový ventil, B1-B2 sací ventil) [12]

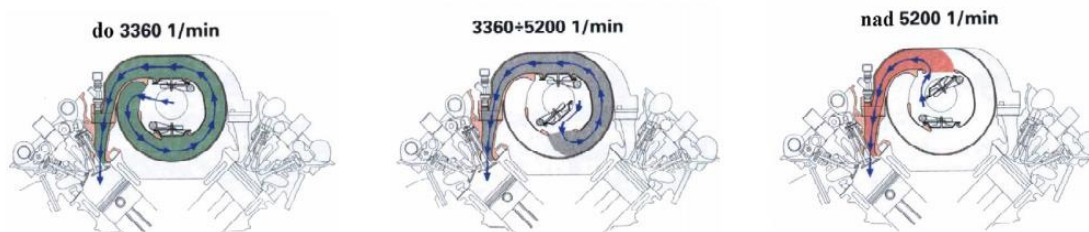
U rozvodu principu OHC (jedna vačková hřídel umístěná na hlavou motoru poháněná řetězem či řemenem) nebo OHV (zdvih ventilů skrze vačkovou hřídel obvykle v klikové skříní, zdvihací tyčky a vahadla) je to složitější z důvodu umístění vaček pro sací a výfukové ventily na jedné hřídeli a nelze nezávisle hýbat s časováním sacích a výfukových ventilů. V tomto případě je možné použít „ostrou“ vačkovou hřídel. Běžné vačkové hřídele jsou optimalizované na optimální chod motoru. Ostrá vačková hřídel má tupý tvar vačky umožňující větší úhel otevření sacích a výfukových ventilů. Podle tvaru vačky na vačkové hřídeli je umožněno regulovat úhlový (časový) interval otevření a také zdvih ventilu, který je ale limitován konstrukcí spalovacího prostoru. Příliš velký zdvih ventilu nemá významný vliv, protože je s ním spjata turbulentní proudění náplně do válce. Proto se geometrie vačky týká spíše rychlosti otevření a doby otevření sacího a výfukového ventilů. Vyšší zdvih je možné aplikovat na výfukový ventil, avšak toto řešení s sebou přináší úpravu dna pístu a úpravu hlavy motoru. Vzhled vačky je názorný na Obr. 12 níže. U ostré vačky lze využít stříhové časování ventilů, kdy se sací ventil otevírá před HÚ a výfukový ventil se uzavírá po HÚ v kombinaci s přeplynáním motoru.



Obr. 13: Vačka vačkové hřídele (vlevo – běžná, vpravo – ostrá) [13]

Ventilový rozvodový mechanismus spolu se sacím traktem zabezpečují výměnu náplně válce. Směs nebo čerstvý vzduch prostupuje sacím traktem do hlavy válců, kde je pomocí ventilů rozveden do válců. Při nasávání pod tlakem nebo plnění přetlakem vznikají tlakové ztráty (pasivní odpory). Ztráty jsou způsobeny vzduchovým filtrem, zařízením pro vnější tvoření směsi, koleny v sacím vedení a povrchem uvnitř potrubí. Možným způsobem snížení těchto ztrát je co nejvíce přímé potrubí bez ostrých ohybů potrubí s přijatelnou drsností povrchu. To platí také pro sací a výfukové kanály uvnitř hlavy motoru, avšak geometrie kanálů je vázána na požadavek proudění směsi do válce a z válce ven. Výfukové vedení je pro odvod spalin konstruováno také s pasivními odpory vlivem užití katalyzátorů a tlumičů hluku, které vyžadují normy pro životní prostředí.

Zlepšení naplnění válce je možné také vhodným naladěním sacího systému a výfukového potrubí. Využitím tlakových pulsací v potrubí je možné v sacím systému způsobit tlakovou vlnu, která se při otevření ventilu šíří opačným směrem a na volném konci se odrazí a směřuje zpět k ventilu, vhodným naladěním délky lze zvýšit plnicí schopnost, která je u statické délky laděného systému užitečná jen pro určité rozmezí otáček. Pro širší rozsah otáček je vhodná konstrukce variabilního laděného systému. Délku rezonančního potrubí lze časově měnit a tím využít tlakových pulsací ve větším rozsahu otáček.



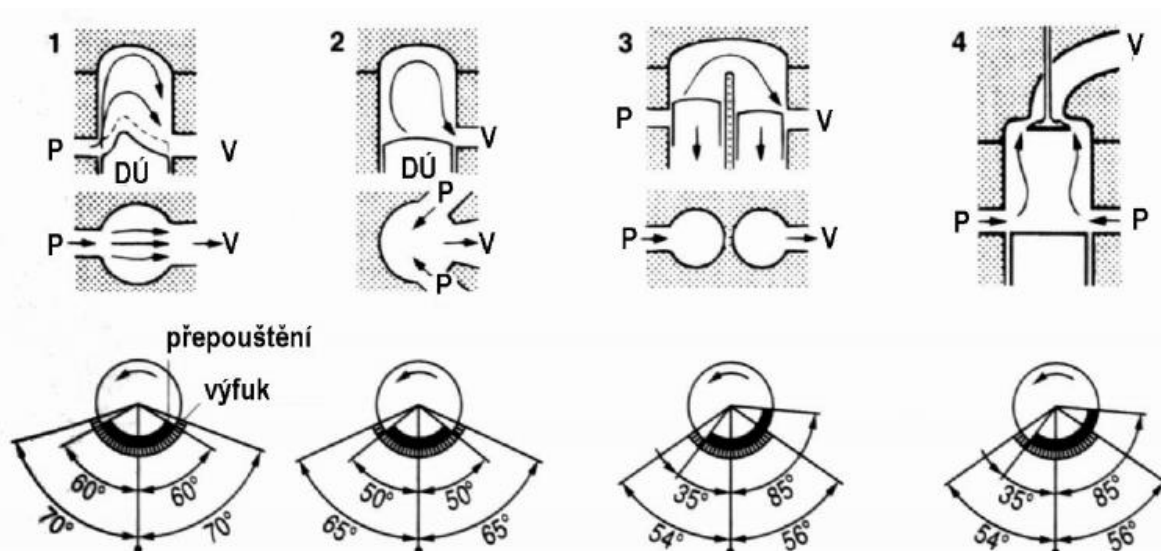
Obr. 14: Laděné sací potrubí s variabilní stavitelnou délkou [10]

Obdobně jako sací systém lze naladit i výfukový systém. U závodních motorů je výfukové vedení často velmi průchozí a není brzděno pasivními odpory prvků pro snížení emisí škodlivých plynů a hluku. U běžných motorů je možné využít část před katalyzátorem, která se nazývá výfukové svody. Výfukové svody u běžných i závodních motorů jsou laděny skrze čtyři svodové trubice, spojené do jedné, po určité délce odpovídající požadovaným otáčkám. Jelikož spaliny odcházejí z motorů s mírným přetlakem, plyn před sebou vytlačují ven. Tento tlakový spád je příznivý k odvodu spalin z válce následujícího.



Obr. 15: Laděné výfukové svody [10]

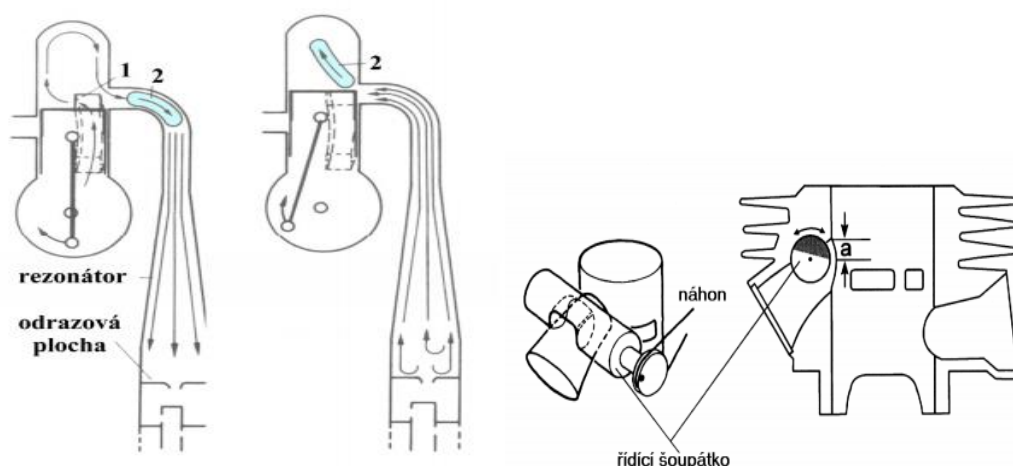
U dvoutaktních motorů se často výměna pracovní náplně neprovádí skrze ventily, ale nýbrž pomocí vyplachovacích kanálů řízených obvykle šoupátkovým rozvodem. Zvýšení indikovaného tlaku u dvoutaktních motorů je složitější, protože část potenciální vykonané práce není využita z důvodu odvodu spalin a proplachování válce čerstvou směsí. Směs se nasává sacím kanálem skrze šoupátkový rozvod do dmychadla (píst – prostor u klikové hřídele), která je následně stlačena a přepuštěna vyplachovacími kanály do válce. Možnost dosažení vyššího indikovaného tlaku lze zamezením prostupnosti směsi zpět do sacího kanálu užitím klapky se uzavřeným průchodem směsi zpět do sání.



Obr. 16: Způsoby vyplachování dvoudobých motorů (1 - příčné, 2 - zpětné, 3; 4 - souprouté) [10]

Dalším způsobem je navýšení počtu vyplachovacích kanálů se změnou geometrie vyústění (Obr. 15), aby směs nebo vzduch vytlačily co nejefektivněji spaliny z válce výfukovým kanálem. Výfukové plyny nejprve opouštějí válec zbytkovým tlakem a v druhé fázi jsou vytlačované čerstvou směsí, která se přetlakem vytlačována vyplachovacími kanály. Při špatné geometrii a časování se směs dostane za hranici prostoru válce výfukovým kanálem ven a dojde ke zvýšení měrné spotřeby paliva a ke snížení výkonu. Výhodné je také především, aby kanály měly co nejmenší odpor vůči proudění. To znamená zlepšení průchodnosti směsi do válce a výsledně vyšší indikovaný tlak. [10]

S klapkou zamezení zpětného průchodu se používá mechanismus přívěry spolu s laděným výfukovým systémem, který po odladění zvyšuje plnění válce využitím dynamických pulsací ve výfukovém potrubí (Obr. 16). Výfuková přívěra je ovládaná mechanicky nebo elektronicky v závislosti na aktuálních otáčkách a mění časování otevření výfukového kanálu šoupátkem. Šoupátkovým prvkem a dmychadlem je často sám píst spalovacího motoru. Výfukový rezonátor funguje na principu odrazu tlakové vlny způsobené přetlakem spalin vystupujících z válce do výfukového potrubí, která se odráží a stlačuje zpět část spalin a uniklé směsi směrem do válce. Tímto způsobem dochází k částečnému přeplnění a nižší měrné spotřebě paliva. Spalovací motor může být konstruovaný pouze s přívěrou nebo laděným výfukovým systémem. Efektivní je kombinace přívěry a laděného výfukového systému, která ovlivňuje maximální hodnotu otáček a charakter točivého momentu.



Obr. 17: Výfukový rezonanční systém a výfuková přívěra [10]

4.3.3 ZAŘÍZENÍ PRO TVORBU SMĚSI A TYPY SMĚSÍ

Tvorba určitého typu směsi má své charakteristické vlastnosti a podmínky spalování. Tvorba směsi paliva a vzduchu je dle jejího tvoření rozdělena do dvou skupin. Jedná se o vnější a vnitřní tvoření směsi. U spalovacích vznětových motorů je užíván princip vnitřního tvoření směsi vstřikováním paliva do stlačeného vzduchu o určité teplotě po kompresi. U motoru zážehových se dříve využívalo vnějšího tvoření směsi v karburátoru. Nové technologie umožňují vnější i vnitřní tvoření směsi pomocí elektronického řízení vstřikovačů paliva. Řízení vstřikování se rozděluje podle typu tvorby směsi na přímé (vnitřní tvoření směsi) nebo nepřímé (vnější tvoření směsi).

U vznětových motorů se směs tvořila vstřikem paliva pomocí mechanicky řízených vstřikovačů s nižším vstřikovacím tlakem. Vstřikovač byl nastaven pružinou a vymezovacími podložkami na určitou hodnotu otevření vlivem zvýšení tlaku dopravovaného paliva. Vstřikovací trysky byly často pouze s jedním otvorem. Vlastnosti tohoto vstřikování nebyly uspokojivé, protože palivo bylo rozprašováno do velkých kapiček, které tvoří výraznou heterogenní směs paliva a vzduchu, která hoří velmi pomalu. Dopravu paliva do vstřikovačů zajišťovaly řadová pístová či rotační čerpadla. Tento palivový systém byl nahrazen systémem vysokotlakového vstřikování s elektronicky řízenými vstřikovači (např. Common Rail), který se v dnešní době hojně užívá. Výhody spočívají v navýšení vstřikovacích tlaků, geometrie kuželu vstřikovaného paliva a možnosti přerušovaného řízeného vstřikování. Důsledkem je vznícení z části homogenní směsi a rozprášení paliva na velmi malé kapičky „mlhu“ a vzniku tvořící se směsi paliva a vzduchu, která hoří difúzním plamenem. Vznětové motory jsou regulovány kvalitativně bez škrcení vzduchu klapkou v sacím traktu.

U zážehových motorů se zpočátku užívaly jednokomorové karburátory s jednoduchým principem vnějšího tvoření směsi využitím efektu Venturiho trubice a vyústěním kanálků pro palivo regulovaném průtokovými tryskami. Jednoduchá konstrukce karburátoru nezaručovala konstantní přebytek vzduchu v závislosti na otáčkách motoru a omezovala tudíž momentový a otáčkový potenciál spalovacího motoru. Požadavkem pro zaručení přibližně konstantního přebytku vzduchu vznikla konstrukce dvoukomorových či vícekomorových karburátorů. Dvoukomorové a vícekomorové karburátory byly vybaveny akcelerační pumpičkou eliminující ochuzení směsi při prudké akceleraci, kdy často nastane „díra v plynu“.

Spalovací motor je karburátorem regulován kvantitativně. Je zachovaná hodnota přebytku vzduchu a hmotností tok směsi je regulován klapkou či šoupátkem. Vlivem regulace škrcením je zvyšován odpor vůči nasávání směsi.

Pro zachování stechiometrického směšovacího poměru v celém rozsahu otáček a umožnění regulace přebytku vzduchu v závislosti na teplotě chladicí kapaliny a provozním režimu motoru byly karburátory nahrazeny vstřikovacím palivovým systémem. Vstřikování bylo zpočátku jednobodové nepřímé a nahrazovalo dosavadní karburátor. Jednobodovým vstřikem paliva do sání nelze regulovat nezávisle každý válec motoru zvlášť. Později bylo jednobodové řešení nahrazeno vícebodovým nepřímým vstřikováním (jeden vstřikovač na jeden válec). Toto řešení optimalizovalo chod motoru díky nezávislé regulaci vstřiku paliva do sacího potrubí každého válce. Směs tvořená pomocí karburátorů, jednobodového či vícebodového nepřímého vstřikování je homogenního charakteru. Přímé vícebodové vstřikování paliva přímo do válce, které zcela nahradilo vstřikování nepřímé. K hlavním výhodám oproti nepřímému vstřikování patří nižší palivové ztráty, možnost spalování chudé vrstvené směsi, zvýšení kompresního poměru při vstřikování na konci komprese. Spolu s přeplňováním je výhodou také navýšení středního indikovaného tlaku díky větší hmotnosti náplně válce. U přímého vstřikování je tvořena vrstvená směs s gradientem přebytku vzduchu a optimální hodnotou kolem elektrod zapalovací svíčky, aby proběhlo zažehnutí směsi. Nevýhodou přímého vstřikování je absence oplachu sacích ventilů. Vlivem nečistot se na sacím ventilu vytváří úsada karbonu, která vede k vážným problémům. Další nevýhodou jsou vyšší emise dusíkatých sloučenin dusíku.

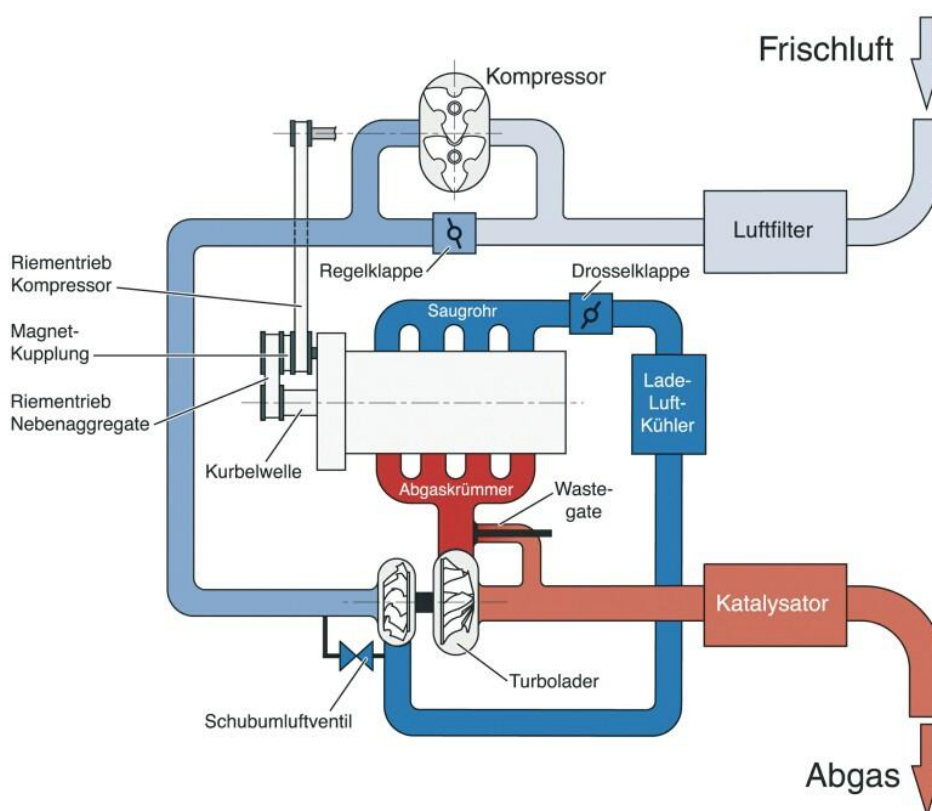
4.3.4 PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍHO MOTORU

Hlavní myšlenka přeplňování spalovacích motorů spočívá v navýšení hmotnostního toku vzduchu. Hodnoty veličin v počátečním stavu vysokotlaké části tepelného oběhu motoru charakterizují míru hmotnosti vzduchu ve válci. Vyšší tlak a nižší teplota v sacím potrubí zvyšuje hmotnostní tok vzduchu procházejícího do válce motoru. Přeplňování neboli navýšení plnicího tlaku vlivem přidavného zařízení. Nejčastěji je motor přeplňovaný turbodmychadlem nebo mechanicky hnaným dmychadlem či kompresorem. Při navyšování tlaku v sání nastávají jevy, které je nutné minimalizovat. Vysoká teplota turbodmychadla, které je ohříváno průchodem spalin z válce, zvyšuje při stlačení objem vzduchu, a tudíž snižuje hmotnostní tok. Teplotu stlačeného vzduchu je potřeba snížit, aby se do spalovacího prostoru dostávala co největší hmotnost vzduchu. Řešením je užití mezichladiče stlačeného plnicího vzduchu (intercooleru), který se nachází v sacím vedení za dmychadlem. Stlačený vzduch se ochlazuje a tím se zvyšuje jeho hmotnost v závislosti na objemu. Tímto způsobem dochází ke zvýšení hodnoty dodané energie vlivem spálení větší hmotnosti směsi a tím zvýšení užitečné práce. U mechanicky hnaných dmychadel nebo kompresorů není chlazení stlačeného vzduchu nutností, avšak se také užívá.

Pohon dmychadel nebo kompresoru je zajišťován dvěma způsoby. Prvním z nich je zbytková energie výfukových plynů, která je využitelná k pohonu (roztočení) turbíny. U tohoto pohonu dmychadla je nutné chlazení mezichladičem, protože se vlivem průchodu spalin se turbína spolu s dmychadlem zahřívá a zvyšuje aktuální objem vzduchu (při konstantní hmotnosti). Druhým způsobem je mechanický pohon přes převod od klikové hřídele. U tohoto pohonu není nutné intenzivní chlazení stlačeného vzduchu, protože kompresor nebo dmychadlo nejsou vystaveny vysoké teplotě výfukových plynů. Příkon kompresorů a mechanicky poháněného dmychadla je odebíraný přímo z užitečného výkonu motoru, tudíž motor je o část

výkonu „ochuzený“. Využití zbytkové energie plynu ve výfukovém potrubí je efektivnější z hlediska ztrátového výkonu, ačkoliv aplikace turbíny se projevuje odporem proti průchodu spalin výfukovým potrubím. Problém se dá vyřešit například laděnými svody před samotným turbodmychadlem, které snižují tlakový nárůst před turbínou.

Stačování vzduchu se provádí u spalovacích motorů velmi často jednostupňově. Pro vyšší tlak stačeného vzduchu se před turbodmychadlo přidává mechanicky hnaný kompresor (Obr. 17) nebo mechanicky hnané menší dmychadlo sloužící k primárnímu stačení vzduchu. Turbodmychadlo pak následně stlačuje vzduch na koncový plnicí tlak.



Obr. 18: Schéma přepínání motoru [14]

Turbodmychadlo má efektivní výkon pouze v určitém rozsahu otáček, kde je průtok a zbytková energie spalin pro pohon turbíny optimální. Při vysokých otáčkách je turbína turbodmychadla vystavena extrémnímu průtoku spalin a její otáčky by vzrostly do vysokých nežádoucích hodnot. Jelikož je dmychadlo spojeno jednou hřídelí spolu s turbínou. Při vysokých otáčkách hrozí poškození samotného turbodmychadla nebo motoru. Plnicí tlak je proto regulován obtokovým ventilem nacházejícího se mezi vstupem a výstupem turbíny. Obtokový ventil slouží k regulaci průtoku spalin turbínou a tím ovlivňuje také plnicí tlak. Průtok spalin turbínou lze také regulovat nastavitelnými rozváděcími lopatkami, které vlivem jejich natočení redukuje efektivní průtok spalin skrze turbínu. Regulace je obvykle prováděna pomocí pneumatického podtlakového systému nebo je řízena elektronicky. Při nízkých otáčkách je turbodmychadlo velmi neefektivní, neboť zbytková energie spalin není dostatečná k pohonu turbíny. Tudíž nedochází k dosažení potřebného tlaku stlačeného vzduchu. Při přidání plynu se až při určitých otáčkách turbodmychadlo dostane na provozní režim zabezpečující požadovaný tlak. Do této doby se motor chová jako atmosférický. Provoz

v nízkých otáčkách je řešitelný použitím menšího turbodmyhadla před hlavní turbodmyhadlo a tím navýšit plnicí tlak v nízkých otáčkách, tedy i vzrůst točivého momentu spolu s indikovaným tlakem.

Přepřehovat se dají motory čtyřtákní i dvoutákní. U motorů je příznivé spolu s přepřehováním přímé vstřikování paliva do válce, i když tomu tak nemusí vždy být. Směs může být tvořena vně nepřímým vícebodovým vstřikování před sací ventily v hlavě motoru. Pro snížení odporu sání je spolu v přímým vstřikování umožněna kvalitativní regulace motoru místo regulace kvantitativní (škrcením). Tato regulace má ovšem podmínku pro zapálení heterogenní směsi, která je z tohoto důvodu částečně vrstvená, aby byl přebytek vzduchu kolem iniciace zážehu roven jedné a směs byla v daném okolí lokálně homogenní.

Navyšování plnicího tlaku a tím zvyšování středního indikovaného tlaku motoru je omezeno maximálními spalovacími tlaky a mechanickými vlastnostmi použitých materiálů. U závodních koncepcí spalovacích motorů není požadovaná vysoká životnost, tudíž je možné tlaky uvnitř válce navýšit za cenu zkrácení životnosti dílů a vyššího mechanického a tepelného namáhání. Limity středního indikovaného tlaku a tím také limity středního efektivního tlaku jsou odrazem vstupních požadavků, mezi které patří spolehlivost, životnost, cenová dostupnost, požadovaný točivý moment a výkon spalovacího motoru.

Vztah mezi plnicím tlakem a středním efektivním tlakem lze vyjádřit pomocí rovnice [1]:

$$p_e = \frac{W_e}{V_{z1}} = \eta_e \cdot \eta_{pl} \cdot \frac{1}{z + \lambda \cdot L_t} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{H_u \cdot p_s}{r_s \cdot T_s} \sim \frac{p_s}{T_s} \quad (20)$$

Kde je W_e - efektivní práce, η_e - efektivní účinnost, η_{pl} - plnicí účinnost, z - součinitel typu plynu ($z = 0$ pro čistý vzduch, $z = 1$ pro směs), λ - součinitel přebytku vzduchu, L_t - stechiometrický hmotnostní směšovací poměr, ε - kompresní poměr, H_u - výhřevnost paliva, r_s - měrná plynová konstanta vzduchu/směsi, p_s - plnicí tlak v sání, T_s - teplota plnicího vzduchu.

Rovnice výpočtu plnicí účinnosti η_{pl} [1]:

$$\eta_{pl} = \frac{\dot{m}_{skut}}{i_v \cdot m_{teor} \cdot \frac{n}{30 \cdot \tau}} \quad (21)$$

Přičemž pro výpočet teoretické hmotnosti náplně válce platí [1]:

$$m_{teor} = V_{z1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_s}{r_s \cdot T_s} \quad (22)$$

Z těchto rovnic vyplývá, že střední efektivní tlak je úměrný plnicímu tlaku a nepřímo úměrný teplotě v sacím potrubí. Při požadované hmotnosti náplně je nutné chlazení stlačeného vzduchu vhodně zvoleným mezichladičem.

5 HISTORICKÝ VÝVOJ STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU MOTORŮ U AUTOMOBILŮ

Vývoj spalovacích motorů automobilů byl ovlivněn mnohými událostmi a důležitými průlomovými momenty. K významným momentům patří válečné období, kde byl kladen velký důraz na prudký vývoj nových technologií a strojů. Oblast vývoje spalovacích motorů, které byly nedílnou součástí tanků, motocyklů, nákladních automobilů, a především letadel šla v průběhu 2. světové války silně kupředu.

V druhé polovině 20. století nastal silný rozmach vývoje elektroniky a elektronických zařízení. Tento průlom se do kategorie spalovacích motorů dostal v podobě řízené regulace motorů řídicí jednotkou, která postupem času nahradila mechanický karburátor. Aplikace elektrotechnických prvků navýšila efektivní výkon spalovacích motorů a snížila měrnou spotřebu paliva a emise výfukových plynů.

Dosavadním směrem vývoje spalovacích motorů je koncepce přepřínovaného motoru turbodmychadlem využívají zbytkovou energii spalin. Tímto řešením je docílení většího výkonu při zachování stejného zdvihového objemu. Jsou zde ale nutné podmínky na vyšší mechanické vlastnosti dílů.

5.1 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 1920-1940

Zmíněné spalovací motory dosahují středního efektivního tlaku na pomezí hodnot 0,5 až 0,8 MPa. Jedná se o motory regulované karburátory. Motor Tatra 11 byl dvouválcový motor v rozložení válců boxer s OHV rozvodem, který se chlazený vzduchem. Motory jsou často konstruované jako nadčtvercové (zdvihový poměr se větší než jedna).

Tab. 1: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů automobilů v období 1920-1940 [15], [16]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1923	Tatra 11	1,056	8,8	2800	0,36
1933	BMW model 315	1,389	25	4000	0,54
1935	Škoda 420	0,995	16	3000	0,64
1939	Fiat 508 c	1,089	31	4400	0,78

Pro pohon Walteru 0 je využit vodou chlazený řadový čtyřválec, který dosahuje výkonu 58 kW při 5000 otáčkách za minutu při kompresním poměru 8,5:1. Váčková hřídel rozvodu OHC byla poháněná mechanickým šnekovým převodem. Motor dosahuje středního efektivního tlaku 0,72 MPa, kterého dosahují i konkurenční vybrané motory.

Tab. 2: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů sportovních a závodních automobilů v období 1920-1940 [16]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1927	Walter 0	1,945	58	5000	0,72
1934	Walter Standard S	3,257	63,4	3000	0,78
1937	Bugatti Type 37	1,496	44,2	4500	0,79

5.2 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 1940-1960

Střední efektivní tlak se u motorů z let 1940-1960 pohyboval kolem hodnot 0,6 až 0,8 MPa. Zvýšení výkonu a otáček je způsobeno zvětšením kompresních poměrů motoru a úpravy spalovacího prostoru. Škoda 1200 měla čtyřválcový vodou chlazený motor s OHV rozvodem. Tento motor byl řízený jednokomorovým karburátorem Jikov či Solex s průměrem difuzoru 26 mm. Motor dosahoval hodnoty středního efektivního tlaku 0,6 MPa. V porovnání s ostatními motory se střední efektivní tlak pohybuje v rozmezí hodnot 0,6 až 0,9 MPa.

Tab. 3: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů automobilů v období 1940-1960 [15], [16]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1941	Jeep Willys MB	2,199	44	3600	0,67
1946	GAZ M20	2,112	37	3600	0,58
1950	Jaguar Mark VII	3,442	119	5200	0,80
1952	Škoda 1200	1,221	26,5	4500	0,58
1955	BMW 327	1,971	41	4500	0,55
1958	Jaguar Mark IX	3,781	164	5500	0,95

Motor závodního automobilu Ferrari Testa Rossa je dvanáctiválcový vidlicový motor dosahující výkonu 221 kW při 7200 otáčkách za minutu. Motor byl poháněn šesti karburátory Weber, které zabezpečovaly přívod směsi pro dva protilehlé válce. Motor byl osazený dvěma dvouventilovými hlavami. Automobil se se svým motorem také proslavil v závodě Le Mans. Střední efektivní tlak je u porovnaných spalovacích motorů přes hodnotu 1 MPa. Středního efektivního tlaku 1,25 dosahuje právě již zmíněný dvanáctiválcový motor od Ferrari.

Tab. 4: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů sportovních a závodních automobilů v období 1940-1960 [16], [15]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1954	Mercedes Benz 300 SL	2,996	158	5800	1,09
1954	Jaguar D-Type	3,442	183	6000	1,06
1957	Ferrari Testa Rossa	2,953	221	7200	1,25

5.3 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 1960-1980

V letech 1960 až 1980 se střední efektivní tlak pohyboval od 0,8 do 1 MPa u vybraných motorů. Motory Škoda jsou čtyřválcové koncepce s OHV rozvodovým mechanismem. Pro regulaci motoru jsou užití jednokomorové a dvoukomorové karburátory. U Škody 1203 s motorem TAZ 1500 a 120 LS jsou využité dvoukomorové karburátory Jikov SEDR 32. U Škody 1202 je motor řízený jednokomorovým karburátorem Jikov BS 32. Oproti předchozí koncepci motoru je navýšený kompresní poměr z hodnoty 6,5:1 na hodnotu 7,5:1.

Tab. 5: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů automobilů v období 1960-1980 [16], [15], [17]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1961	Škoda 1202	1,221	34,6	4500	0,76
1963	Nissan GB-4	1,862	70	4800	0,94
1968	Škoda 1203 (TAZ 1500)	1,443	42	4500	0,78
1970	BMW E12	1,99	96	5800	1,00
1972	Fiat X1/9	1,29	55	6000	0,85
1975	BMW E21	1,99	92	5700	0,97
1977	Škoda 120 LS	1,174	40,5	5200	0,80

V 60. letech se na závody Le mans kvalifikoval automobil Ford GT40 a jeho zde uvedená verze Mk IV. V 80. letech se na závodní scéně ukázaly také Porsche 917 a Renault Alpine A442. Motor automobilu Porsche 917 měl pětilitrový dvanáctiválcový motor s kompresním poměrem 10,5:1 a mechanické vstřikování paliva. Motor dosahoval středního efektivního tlaku 1,34 MPa. Konkurenční stroj Renault Alpine A442 byl poháněn šestiválcovým vidlicovým motorem přepřehňovaný turbodmychadlem Garrett. Výsledný výkon dvoulitrového motoru byl až 373 kW při 9900 otáčkách. Vlivem vysokého stupně přepřehňování se střední efektivní tlak dostal na hodnotu 2,26 MPa.

Tab. 6: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů sportovních a závodních automobilů v období 1960-1980 [15], [18], [19]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1965	Aston Martin DB6	3,995	210	5500	1,15
1967	Ford GT40 MK IV	7	367,8	6400	0,99
1973	Porsche 917	5	463	8300	1,34
1978	Renault Alpine A442	1,997	373	9900	2,26

5.4 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 1980-2000

V 80 letech existovaly stále koncepce zážehových motorů řízené karburátory, avšak na přelomu desetiletí se už se objevovaly koncepce spalovacích motorů s elektronicky řízeným vstřikováním pro běžné osobní automobily. Renault Safrane se svým šestiválcovým motorem přepřehňovaným dvěma turbodmychadly s nepřímým vstřikováním Bosch dosahuje hodnoty 1,42 MPa středního efektivního tlaku. Motor Škody 130L je jedním z posledních spalovacích motorů využívající řízení karburátorem. Přelom nastal v roce 1993 byl motor Škody Favorit řízený jednobodovým vstřikovacím zařízením. Střední efektivní tlak u vybraných zážehových motorů dosahuje hodnoty přibližně 1 MPa. U vznětových motorů automobilů BMW 325 TDS a Peugeot 306 s motorem 1.9 TD je výrazný nárůst středního efektivního tlaků vůči uvedeným nepřepřehňovaným motorům. Střední efektivní tlak je u přepřehňovaných uvedených motorů roven 1 MPa a u nepřepřehňovaný se pohybuje okolo hodnoty 0,7 MPa.

Tab. 7: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových a vznětových motorů automobilů v období 1980-2000 (horní pro zážehové motory, spodní pro vznětové motory) [15], [20], [16]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1983	BMW 323i	2,316	102	5300	1,00
1984	Škoda 130 L	1,289	43	5000	0,80
1991	BMW 320i	1,991	110	5900	1,12
1991	Nissan SR 20	1,998	85	5800	0,88
1993	Škoda Favorit	1,289	50	5000	0,93
1995	BMW M3 E36	3,201	236	7400	1,20
1995	Renault Safrane Biturbo	2,963	197	5500	1,45
1998	Shelby Series 1	4,01	235,4	6500	1,08

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1985	Mercedes Benz W201	2,5	66	4600	0,69
1991	Volkswagen Vento	1,89	55	4400	0,79
1993	BMW 325 TDS	2,449	105	4800	1,07
1999	Peugeot 306	1,98	66	4000	1,00

Audi Quattro S1 s přeplňovaným pětiválcovým řadovým motorem řízeným nepřímým vstřikování Bosch LH Jetronic je významným zástupcem automobilů kategorie „B“. Motor je čtyřventilové koncepce hlavy válců, s rozvodem DOHC, dosahující při objemu 2,1 litrů výkon přes 400 kW a hodnotu středního efektivního tlaku přes 3 MPa. Konkurenční motorem je čtyřválcový řadový přeplňovaný motor Fordu RS200, který dosahuje obdobné hodnoty středního efektivního tlaku přes 3 MPa.

Tab. 8: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů sportovních a závodních automobilů v období 1980-2000

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1985	Audi Quattro S1	2,11	403	7500	3,06
1986	Ford RS200	1,8	368	8000	3,07
1996	Porsche 911 GT1	3,2	406	7000	2,18

5.5 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 2000-2010

Na přelomu tisíci letí se zážehové spalovací motory běžných vozů začínají přeplňovat turbodmychadly. Je tomu tak například u motoru Škoda Octavia 1.8 T RS, který dosahuje hodnoty středního efektivního tlaku 1,5 MPa. Jedná se o čtyřválcový řadový přeplňovaný motor o obsahu 1,8 litrů s výkonem 132 s pětiventilovou koncepcí spalovacího prostoru. Motor využívá nepřímé vstřikování a DOHC rozvodový mechanismus. Motor BMW E46 M3 je řadový atmosférický šestiválcový motor s DOHC rozvodovým mechanismem dosahující výkon 252 kW a hodnotě středního efektivního tlaku 1,2 MPa. U vznětových motorů je vývojovou změnou na přelomu tisíciletí nahrazení častého užití vstřikovacího rotačního či pístového čerpadla systémem Common Rail nebo u koncernu VW zpočátku systémem PD.

System Common rail umožňuje korekci každého vstřikovače pomocí řídicí jednotky. Na rozdíl od rotačních čerpadel je palivo pomocí vysokotlakého čerpadla dopravováno do rampy (railu), odkud palivo přiváděno přímo k řízenému vstřikovači. System PD funguje na principu spojení trysky a čerpadla v jeden celek. Palivo je pod nízkým tlakem dopraveno k čerpadlu, které je zároveň vstřikovacím prvkem. Z pohledu porovnání motorů Škoda Octavia I a II, je střední efektivní tlak přibližně stejný a dosahuje hodnoty 1,2 MPa. Změna vstřikovacího systému souvisí nejen s potenciální možností navýšení výkonu, ale se zpřísněním emisních norem pro výfukové plyny. Motory se systémem Common Rail a PD často spolupracují s filtrem pevných částic a přepouštěcím EGR ventilem (rekuperace spalin).

Tab. 9: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových a vznětových motorů automobilů v období 2000-2010 (horní pro zážehové motory, spodní pro vznětové motory) [15], [17], [16],

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2000	BMW M3 E46	3,246	252	7900	1,18
2000	Škoda Octavia 1.8 RS	1,781	132	5500	1,62
2004	BMW 320i E46	1,995	105	6000	1,05
2006	Škoda Roomster	1,198	47	5400	0,87
2007	BMW E90	1,995	115	6400	1,08
2008	Lancia Delta	1,368	110	5500	1,75

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2000	Škoda octavia I 1.9 TDI	1,896	81	4150	1,24
2006	Mercedes Benz W221	3,996	235	3600	1,96
2008	Škoda Octavia II 2.0 TDi PD	1,896	77	4000	1,22

Motor automobilu Ferrari 458 Italia je atmosféricky plněný osmiválcový vidlicový motor s měrným objemovým výkonem necelých 100 kW/dm³ dosahující střední hodnotu efektivního tlaku 1,26 MPa. V porovnání je desetiválcový vidlicový motor Audi R8 na hodnotě středního efektivního tlaku 1,02 MPa. Motor využívá přímé vstřikování FSI a atmosférickém nasávání vzduchu. Motor se vyskytuje také u automobilu Lamborghini Gallardo. Dvanáctiválcový atmosférický vidlicový motor z vozu Lamborghini Murciélago dosahuje hodnoty středního efektivního tlaku 1,09 MPa.

Tab. 10: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů sportovních a závodních automobilů v období 2000-2010 [15], [21]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2006	Lamborghini Murciélago	6,496	471	8000	1,09
2008	Audi R8	5,2	386	8700	1,02
2009	Ferrari 458 Italia	4,499	425	9000	1,26

5.6 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 2010-2020

Vývoj spalovacích motorů od přelomu tisíciletí až do současnosti je ovlivňovaný nátlakem na dodržování přípustných hodnot emisí výfukových plynů. Z tohoto tvrzení vyplývají i technologické a konstrukční požadavky na koncepci spalovacího motoru. Zvyšování účinnosti spalovacího motoru navyšováním středního efektivního tlaku přepřlňováním spolu se systémem přímého vstřikování je nátlak na vývoj materiálů lepších mechanických vlastností za přiměřenou cenu, aby byla garantovaná spolehlivost motoru.

Motory automobilů Škoda Octavia a Škoda Rapid jsou přepřlňované čtyřválcové řadové motory s přímým vstřikováním s označením TSI. Hodnota středních efektivních tlaků těchto motorů se pohybuje okolo 1,5 MPa. Ve srovnání s nepřepřlňovaným tříválcovým motorem Škody Citigo s vícebodovým nepřímým vstřikováním před sací ventily s označením MPI je hodnota středního efektivního tlaku tohoto motoru o 0,5 MPa nižší než u motorů TSI. Mercedes Benz W223 je poháněn vidlicovým osmiválcovým přepřlňovaným motorem dvěma turbodmychadly dosahující středního efektivního tlaku nad hodnotu 2 MPa.

Zvolené vznětové motory dosahují střední efektivní tlak 1,5 až 2,2 MPa. Přepřlňovaný vznětový řadový čtyřválcový motor Škoda Octavia II dosahující hodnoty středního efektivního tlaku 1,5 MPa a vznětový řadový čtyřválcový přepřlňovaný motor dvěma turbodmychadly BMW 325D s dosaženým středním efektivním tlakem 2,24 MPa jsou řízené systémem Common rail. Vidlicový vznětový přepřlňovaný šestiválcový motor automobilu Audi A8 řízený také systémem Common rail dosahuje hodnoty středního efektivního tlaku 2,24 MPa stejně jako motor od BMW.

Tab. 11: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových a vznětových motorů automobilů v období 2010-2020 (horní pro zážehové motory, spodní pro vznětové motory)
[15], [16]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2011	Škoda Citigo	0,999	55	6200	1,07
2012	Škoda Rapid	1,39	92	5000	1,59
2013	Škoda Octavia 3 RS	1,798	132	6000	1,47
2014	Subaru Impreza	2,457	221	6000	1,80
2018	BMW G16	2,998	250	5700	1,76
2020	Mercedes Benz W223 S500	2,999	320	6100	2,10

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2010	Škoda Octavia II 2.0 TDi CR	1,968	103	4200	1,50
2015	BMW 325D Touring	1,995	164	4400	2,24
2017	Audi A8 D5	2,967	210	3800	2,24

Motor automobilu Ferrari 488 GTB je osmiválcový vidlicový motor podobné koncepce jako u automobilu Ferrari 458 Italia. Přepřlňovaná koncepce motoru je přepřlňovaná dvěma turbodmychadly. Oproti původní koncepci je nárůst středního efektivního tlaku o 0,6 MPa na konečnou hodnotu 1,8 MPa. Šestiválcový řadový přepřlňovaný motor vozu BMW M3 F82 vychází z předešlých koncepcí vyskytujících se například u již zmíněného vozu BMW M3

E46. Odladěný šestiválcový motor spolu s technologií přeplňování vykazuje dobré dynamické vlastnosti motoru díky řízení vačkových hřídelí systémem Vanos. Výkon dosahuje 330 kW při 7000 otáčkách za minutu, přičemž je dosaženo hodnoty středního efektivního tlaku 1,9 MPa. Sportovní automobil Mercedes Benz AMG GT R je hnán osmiválcovým vidlicovým motorem s přímým vstřikováním a dvěma turbodmychadly, který přesahuje hodnotu středního efektivního tlaku 2 MPa. U motoru je specifické mazání se suchou skříní a umístění výfukových svodů spolu s turbodmychadly uvnitř motoru v prostoru mezi válci.

Tab. 12: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku zážehových motorů sportovních a závodních automobilů v období 2010-2020 [15], [22], [23]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2015	Ferrari 488 GTB	3,902	472	8000	1,81
2018	BMW M4 F82	3	330	7000	1,89
2017	Mercedes Benz AMG GT R	3,982	410	6000	2,06

6 HISTORICKÝ VÝVOJ STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU MOTORŮ U MOTOCYKLŮ

Vývoj spalovacích motorů motocyklů byl spjatý s vlivem válečného období, jako tomu bylo i u spalovacích motorů automobilů. Koncepce spalovacích motorů byly zpočátku a postupem dekád benzinové dvoutaktní nebo čtyřtaktní spalovací motory jednoválcových nebo víceválcových koncepcí. Požadavkem po dodržování emisních norem se od dvoutaktních motorů u motocyklů postupem času upouští. Problémy jsou ztrátové mazání motoru nebo mazání míšením olej s palivem, při němž se část motorového oleje spaluje, měrný výkon a unikající směs do ovzduší při vyplachování motoru. Avšak i v dnešní době můžeme najít koncepce dvoudobých motorů například na nových motocyklech kategorií enduro nebo motocross od výrobců KTM nebo Husqvarna. Dvoutaktní zážehové benzinové motory malého obsahu jsou spíše užívané pro pohon malého pracovního zařízení či mechanizaci zahradního a lesnického vybavení (motorové pily, křovinořezy atd.), kde je požadavek na nízkou hmotnost stroje, konstrukční velikost zástavby a dostatečný výkon (jednotky kW) pro pohon připojeného zařízení.

Pro porovnání jsem opět jako u motorů automobilů zvolil období dvou dekád a porovnávací zdvihový objem spalovacího benzinového motoru pohybující se kolem hodnoty pro motory čtyřtaktní 0,5 dm³ a pro motory dvoutaktní 0,250 dm³.

6.1 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 1920-1940

V poválečném období spalovací motory dosahovaly výkonu kolem 10 až 20 kW. U jednoválcových nebo dvouválcových koncepcí čtyřtaktních motorů motocyklů se střední efektivní tlak pohyboval se kolem hodnot 0,5 MPa až 0,8 MPa. Motory konstruované BMW byly často dvouválcové v poloze válců boxer. Byly osazovány jedním nebo dvěma karburátory pro každý válec. Rozvodový mechanismus dvouválcového motoru BMW byl typu SV. Ventily jsou umístěné na boku válce. Jednoválcový motor motocyklu Triumph Ricardo byl osazen karburátorem a rozvodovým mechanismem OHV se čtyřmi ventily v hlavě motoru. Aplikací rozvodového mechanismu typu SV a OHV se motory dostaly na 4000-5000 otáček za minutu.

Tab. 13: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtaktních motorů motocyklů v období 1920-1940 [24], [25], [26]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1921	Triumph Ricardo	0,5	14,7	4200	0,84
1923	BMW R32	0,494	6,3	3200	0,48
1930	Jawa 500	0,499	13,2	3600	0,88
1934	PMZ-A-750	0,746	11	3600	0,49
1935	BMW R17	0,745	25	5000	0,81
1935	Vincent-HRD-A	0,499	19	5300	0,86

Dvoutaktní motory tehdejší doby dosahují zhruba poloviční hodnoty středního efektivního tlaku, který je v rozmezí 0,3 až 0,5 MPa. Z velké části se jedná o motory jednoválcové. Stejně jako motory čtyřtaktní byly osazovány jednodokomorovými karburátory. Směs je rozváděna šoupátkem (pístem motoru) pomocí dvou až tří vyplachovacích kanálů. Mazání motoru je

zabezpečeno pomocí směsi benzínu a oleje. Mazací olej se mísí s benzínem v poměru dle výrobce a požadovaného mazacího účinku. Motocykl Levis 250 K se také proslavil jeho využitím na závodní scéně.

Tab. 14: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u dvoutaktních motorů motocyklů v období 1920-1940 [26]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1926	Levis 250 K	0,25	5,2	3200	0,39
1927	Zündapp 250	0,249	3,3	3000	0,27
1932	Jawa 175	0,175	4	3400	0,40
1937	DKW SB 200	0,198	5,1	4000	0,39

Pro porovnání hodnot s motory běžných motocyklů jsou v Tab. 15 uvedené hodnoty středních efektivních tlaků sportovních a závodních motocyklů tehdejší doby. Jednoválcový vzduchem chlazený čtyřtákní motor motocyklů Rudge Ulster 500 řízený karburátorem o objemu 0,5 dm³ dosahoval výkonu necelých 26 kW a středního efektivního tlaku 1,1 MPa. Rozvod motoru byl OHV se čtyřmi ventily na válec.

Tab. 15: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtákních motorů závodních/sportovních motocyklů v období 1920-1940 [27], [26]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1930	Rudge Ulster 500	0,499	25,7	5800	1,07
1938	Sunbeam Solo Sport S1	0,5	17,6	4500	0,94

6.2 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 1940-1960

V době světové války byl vývoj spalovacích motorů ovlivněn nátlakem na výzkum a vývoj nových technologií a mechanismů válečných strojů, mezi které patří i motocykly. Motory motocyklů vycházejí z předchozích koncepcí a do popředí se dostávají dvouválcové řadové motory s rozvodovým mechanismem OHC. U motoru motocyklu Jawa 500 je vačková hřídel uložena v hlavě motoru a poháněna ozubeným soukolím s převodem 1:2. U motocyklu BMW R51/3 je rozvod motoru typem OHV, přičemž válce jsou v poloze typu boxer. Motory jsou osazovány karburátory, popřípadě je karburátor pro každý válec zvlášť. Střední efektivní tlak se u vybraných motorů v období čtyřicátých a padesátých let pohybuje přibližně na hodnotě 0,8 až 0,9 MPa. Vývojem rozvodového mechanismu OHV, přechodem na rozvodový mechanismus OHC a vývojem nových konstrukcí karburátoru je nárůst otáček motoru na 5000 až 6000 za minutu. Navýšení otáček je také možné konstrukcí víceválcových motorů, neboť při požadavku zachování střední pístové rychlosti, zdvihového poměru a středního efektivního tlaku je výkon úměrný počtu válců.

Tab. 16: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtaktních motorů motocyklů v období 1940-1960 [28], [29], [26], [30]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1942	Harley-Davidson XA	0,74	17	4200	0,66
1946	BSA A7	0,495	22	5650	0,94
1950	Jawa 500	0,488	19,1	5500	0,85
1951	BMW R51/3	0,494	21	5500	0,93
1954	BMW R68	0,594	26	7000	0,75

Střední efektivní tlak dvoudobých spalovacích motorů se oproti předešlým koncepcím navýšil o 0,1 MPa. Průměrná hodnota se pohybuje kolem 0,4 MPa. Rozvod směsi je pomocí šoupátka. Vyplachování válce (popřípadě válců) je již u většiny motorů vratné, neboť vyplachování příčné s deflektorovým pístem usměřující tok směsi není efektivní z hlediska konstrukce a výplachu spalin z válce. Systém symetrického rozvodu u motoru motocyklu Jawa 250/353 je řešený konstrukcí dvou vyplachovacích kanálů pro vratné vyplachování a dvou výfukových kanálů, jejichž otevření a uzavření je prováděno pístem. Spalovací prostor je kulovitého charakteru.

Tab. 17: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u dvoutaktních motorů motocyklů v období 1940-1960 [26], [31]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1946	Ogar 250	0,247	7	4500	0,38
1948	Jawa-Ogar 350	0,344	10,3	4600	0,39
1955	Jawa 250/353	0,249	9	4750	0,46

Významnou pohonnou jednotkou je motor závodního motocyklu AJS V4. Jedná se o vodou chlazený čtyřválcový vidlicový čtyřtaktní zážehový motor přepřňovaný kompresorem o objemu 0,5 dm³. Motor je přepřňován kompresorem Zoller a osazen dvěma karburátory, každý na dva válce. Rozvodový mechanismus je typu OHC se dvěma vačkovými hřídeli poháněnými řetězovým převodem. Výfukové potrubí je pro každý válec oddělené.



Obr. 18: Motocykl AJS V4 [32]

Motor dosahuje výkonu 41 kW při 7200 otáčkách za minutu a středního efektivního tlaku 1,38 MPa. Navýšení výkonu a středního efektivního tlaku je způsobeno zejména přeplňováním pomocí kompresoru Zoller, který je hnaný převodem z klikové hřídele v převodu 1:2. [32]

Tab. 18: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtaktních motorů závodních/sportovních motocyklů v období 1940-1960 [26]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1941	Jawa 500 1941	0,5	37	7000	1,27
1946	AJS V4	0,495	41	7200	1,38

6.3 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 1960-1980

V šedesátých a sedmdesátých letech se díky aplikaci rozvodového mechanismu OHC a konstrukci víceválcových motorů navýšily hodnoty otáček blíží se hodnotě 10 000 za minutu. Motor Hondy CB 500 F je čtyřválcový řadový motor s rozvodem OHC, který rozložení zdvihového objemu do více válců a snížení setrvačných hmot dosahuje výkonu 35 kW při 9000 otáčkách za minutu. Rychloběžnost motoru je spojená s hmotností prvků motoru. Například dvouválcové motocykly Kawasaki W1 a BMW R60/5 jsou motocykly s rozvodovým mechanismem OHV, které dosahují maximálního výkonu při 6500 otáčkách za minutu. Střední efektivní tlak se u čtyřtaktních motorů motocyklů dle výběru koncepcí motorů pohybuje kolem 1 MPa. Výše středního efektivního tlaku je také dána vyšším kompresním poměrem oproti předchozím koncepcím (7:1 až 9:1).

Tab. 19: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtaktních motorů motocyklů v období 1960-1980 [33], [26]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1963	Norton ES 2	0,49	16,5	4500	0,90
1965	Kawasaki W1	0,624	37	6500	1,09
1969	Honda CB750	0,736	49,6	8500	0,95
1971	Honda CB 500 F	0,498	35	9000	0,94
1975	BMW R60/5	0,599	29,2	6400	0,91
1979	Yamaha XS 500	0,499	35,8	8250	1,04

Navýšení středního efektivního tlaku je u dvoudobé koncepce způsobeno mechanismem přívěry výfukového kanálu. Výfuková přívěra mění časování rozvodu výfuku a tím ovlivňuje vysokotlakou část cyklu. Při nižší otáčkách je přívěra uzavřena a otevření výfukového kanálu je opožděné o určitý úhel natočení po směru otáčení klikové hřídele. Při vyšších otáčkách je přívěra otevřena a výfukový kanál se otevře dříve. Spolu s laděným výfukovým rezonátorem mají příznivý vliv na průběh a výši točivého momentu motoru. Rozvod výfuku přívěrou je aplikovaný motoru motocyklu Kawasaki 250 F11 nebo Suzuki TS 250. Přívěra je regulovaná mechanickým převodem od klikové hřídele. Střední efektivní tlaky se pohybují v rozmezí 0,5 MPa až 0,7 MPa u vybraných motorů motocyklů.

Tab. 20: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u dvoutaktních motorů motocyklů v období 1960-1980 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1963	ČZ 250	0,246	16,9	5900	0,70
1966	Suzuki 150 Olympian	0,149	12,5	8000	0,63
1972	Jawa 250 California	0,249	12	5000	0,58
1974	Kawasaki 250 F11	0,247	17,2	6000	0,70
1978	Suzuki TS 250	0,246	12	6000	0,49

Střední efektivní tlak motorů sportovních motocyklů, které byly využívány i k závodním účelům, je dle mého výběru (Tab. 21) přibližně stejný, avšak tyto motory vlivem vyššího zdvihového objemu dosahují výkonu 50 až 60 kW při 7000-8000 otáčkách. Motory motocyklů Ducati jsou vidlicové dvouválce a OHC rozvodem. Zvláštním typem rozvodového mechanismu je konstrukce s desmodromickým rozvodovým mechanismem motoru u motocyklu Ducati 900 SD Dahmar. Motor motocyklu Kawasaki 900 Z1 Super 4 je řadový čtyřválec s rozvodem DOHC (dvě vačkové hřídele).

Tab. 21: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtákních motorů závodních/sportovních motocyklů v období 1960-1980 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1974	Kawasaki 900 Z1 Super 4	0,903	57,7	8500	0,90
1975	Ducati 860 GT	0,864	47,4	7000	0,94
1979	Ducati 900 SD Dahmar	0,864	51,1	7000	1,01

6.4 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 1980-2000

Konstrukce čtyřventilové hlavy válců v motocyklů a rozvodový mechanismus DOHC přispěly k navýšení výkonu a taktéž k navýšení středního efektivního tlaku. Řešení čtyřventilové hlavy válců umožňuje lepší plnění válců při vyšších otáčkách a umožňuje využití různých typu proudění směsi do válce. Karburátorem osazené vybrané motory jednoválcových a víceválcových koncepcí v řadovém či vidlicovém rozložení válců dosahují středního efektivního tlaku hodnoty 1 MPa, přičemž vzrostly hodnoty maximálních dosažitelných otáček.

Tab. 22: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtákních motorů motocyklů v období 1980-2000 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1982	Ducati 600 SL Panthan	0,581	41,6	8500	1,01
1985	BMW R65	0,649	35	7250	0,89
1988	Kawasaki KLR 600 E	0,564	30,7	7000	0,93
1994	Ducati 600 SS N	0,583	38,7	8250	0,97
1997	Husaberg FE 501 E	0,501	38	9000	1,01

Na rozdíl o předešlých koncepcí se šoupátkovým rozvodem směsi v sacím kanálu je využíván nový rozvod pomocí jazýčkových ventilů umístěných v sání. Membrána nebo jazýčky zabraňují zpětnému průchodu směsi do sání. Tím je zvýšena hmotnost směsi, která se dostane do válce. Z tohoto poznatku vyplývá i zvýšení středního efektivního tlaku. Při rozvodu spolu v přívěrou a laděným výfukovým rezonátorem je navýšená a lépe regulovaná charakteristika točivého momentu. Hodnoty středních efektivních tlaků spalovacích motorů jsou kolem 0,9 MPa. Je možné si povšimnout také hodnoty otáček při maximálním výkonu, které mají jistou spojitost s rychloběžností těchto motorů. Při takto vysokých otáčkách se kladen důraz na mazání motoru. Olej je přimícháván do směsi olejovým čerpadlem, které se nachází před jazýčkovými ventily.

Tab. 23: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u dvoutaktních motorů motocyklů v období 1980-2000 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1981	Yamaha DT 250	0,246	11,7	5400	0,53
1984	Husqvarna 240 WR	0,24	27	7200	0,94
1987	Yamaha TRZ 250	0,25	36,5	10000	0,88
1993	Suzuki RGV 250	0,249	43	11000	0,94

U sportovních a závodních motocyklů dosahuje střední efektivní tlak hodnot 1,1 MPa až 1,2 MPa. Všechny porovnané motory motocyklů dosahují výkonu přes 80 kW při více než 9000 otáčkách za minutu. Motory jsou řadové čtyřválcové s karburátory a rozvodem DOHC. Motor motocyklu Kawasaki GPZ 900 R byl navržen se čtyřmi ventily na válec při rozvodu DOHC.

Tab. 24: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtaktních motorů závodních/sportovních motocyklů v období 1980-2000 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
1982	Honda CB 1100R	1,062	87,6	9000	1,10
1987	Kawasaki GPZ 900 R	0,908	83,9	9500	1,17
1995	Bimota SB 6	1,074	113,9	10000	1,27

6.5 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 2000-2010

Střední efektivní tlak se u koncepcí motorů zvýšil na hodnotu 1,1 až 1,2 MPa. Motory jsou z velké části vybaveny elektronicky řízeným vstřikovacím systémem, i když existují stále koncepce s karburátory. Časté je řadové či vidlicové uspořádání po dvou, čtyřech nebo šesti válcích (může jich být i více). Většina motorů je konstruovaná s rozvodem DOHC. Motory jsou mazané tlakovým oběhovým mazáním. Víceválcové motory jsou zejména u silničních a sportovních motocyklů. Jednoválcové je užívají u motocyklů kategorie enduro, motocross, naháč nebo v menších zdvihových objemem u skútrů. U menších koncepcí převažuje montáž karburátorů.

Tab. 25: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtákních motorů motocyklů v období 2000-2010 [26], [34], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2002	BMW G 650 Xmoto	0,4495	38	7000	1,45
2004	Kawasaki ZX-6R	0,636	87	13000	1,26
2007	Suzuki GSF 650 Bandit	0,656	62	10100	1,12
2008	Ducati Monster 696	0,696	57,6	9000	1,10
2009	Aprilia Shiver 750 GT	0,7499	69,3	9000	1,23

Pro dvoutákní motory velmi častá jednoválcová koncepce využívaná k pohonu motocyklů kategorie enduro a motocross. Střední efektivní tlak přesahuje hodnotu 1 MPa. Na hodnotu 1,3 MPa dosahuje u vybraného motoru motocyklu Honda CR 250. Příznivý vliv na výkon má také novější konstrukce karburátorů a vyplachovacích kanálů spolu s použitím lehčích a odolnějších materiálů. Vyšším kompresním poměrem, laděným vyplachováním motoru spolu s regulační přívěrou a laděným výfukovým vedením je dosahovaný nárůst hmotnosti směsi válce. Vyšší točivý moment spolu s vyššími dosažitelnými otáčkami vlivem lehčí konstrukce pístu a ojnice je dosahován vyšší výkon motorů.

Tab. 26: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u dvoutákních motorů motocyklů v období 2000-2010 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2002	Husaberg	0,249	38	10000	0,92
2006	Honda CR 250	0,249	43	8000	1,30
2008	Kawasaki KX 250	0,249	43	9000	1,15
2009	KTM EXC 250 Racing	0,2486	28	7400	0,91

Hodnoty uvedených motorů závodních motocyklů v kategorii objemu 1 dm³ dosahují střední efektivní tlak 1,2 až 1,3 MPa. Dvouválcové vidlicové motory se čtyřmi ventily na válec s rozvodem DOHC u motoru motocyklu Aprilia RSV 1000R a rozvodem desmodromických u motoru Ducati jsou regulované skrze elektronické vstřikovací zařízení.

Tab. 27: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtákních motorů závodních/sportovních motocyklů v období 2000-2010 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2002	Benelli Tornado	0,898	105,1	12000	1,17
2005	Aprilia RSV 1000R	0,99762	101,3	9500	1,28
2007	Ducati Superbike 1098	1,099	116,8	9750	1,31

6.6 HISTORICKÉ OBDOBÍ V LETECH 2010-2020

Čtyřtákní motory motocyklů od roku 2010 do dnešní doby dosahují středního efektivního tlaku v oblasti hodnot 1,2 až 1,3 MPa. Dosavadní nepřímé vstřikování, které je používáno u soudobých motorů by pro další zvyšování středního efektivního tlaku mohlo být nahrazeno

přímým vstřikováním a přeplňováním motoru, čímž by se střední efektivní tlak výrazně navýšil. To všem klade veliké nároky na zástavbový prostor v rámu motocyklu. Možným navýšením výkonu a středního efektivního tlaku je využití alternativního rozvodového mechanismu.

Tab. 28: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtákních motorů motocyklů v období 2010-2020 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2011	Aprilia SL Shiver 750 GT	0,7499	70	9000	1,24
2013	Honda CBR 600 F	0,599	75	12000	1,25
2015	Yamaha MT-07	0,689	53,8	9000	1,04
2017	Suzuki SV 650	0,645	54,7	8400	1,21
2020	Honda CB 650 R	0,649	68,5	12000	1,06

Střední efektivní tlak dvoutákních soudobých spalovacích motorů dosahuje hodnot 1,2 MPa a více. Většina motorů je řízena stále karburátorem, ačkoliv náhrada karburátoru vstřikovacím zařízením je názorná například na motoru motocyklu KTM EXC 300, který je regulovaný vstřikovacím zařízením s nepřímým vstřikem do sání před zpětnou klapku (membránu). Nepřímé vstřikování má výhodu v zamezení palivových ztrát při tvorbě směsi a lepší dynamiku akcelerace. Tím se dosažena také nižší měrná spotřeba paliva.

Tab. 29: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u dvoutákních motorů motocyklů v období 2010-2020 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2012	Suzuki RM 250	0,249	40,5	8000	1,22
2013	Husaberg TE 300	0,2932	43	9000	0,98
2016	Beta RR Enduro 300	0,3	47	8650	1,09
2019	KTM EXC 300	0,3	65	8300	1,57

Vybrané sportovní nebo závodní motocykly od roku 2010 do současnosti dosahují středního efektivního tlaku přes 1,3 MPa. Mezi známé motocykly patří Suzuki Hayabuza. Motor tohoto stroje dosahuje 143,8 kW při 9500 otáčkách za minutu. Jedná se o řadový vodou chlazený čtyřválcový motor s rozvodem DOHC, čtyřmi ventily na válec a nepřímým vstřikováním paliva.

Tab. 30: Tabulka hodnot středního efektivního tlaku u čtyřtákních motorů závodních/sportovních motocyklů v období 2010-2020 [26], [33]

Rok	Tovární značka	Vz [dm ³]	Pe [kW]	n [min ⁻¹]	pe [MPa]
2010	BMW S1000RR	0,999	139	13000	1,28
2015	Ducati Paganile R	1,198	149,5	11500	1,30
2020	Suzuki Hayabuza	1,343	143,8	9500	1,35

7 LIMITY STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU

Otázka limity středního efektivního tlaku se týká především mechanické únosnosti a odolnosti vůči tlakovým nárůstům při spalování. U spalovacích motorů je mezní hodnotou maximální spalovací tlak a teplota při spalování. Maximální spalovací tlak je ovlivněn mnoha faktory. Mezi hlavní patří cenová a materiálová dostupnost, volba stupně přeplňování a spolehlivost při určité životnosti komponentů spalovacího motoru. [1], [10]

U motorů zážehových nepřepřlňovaných je maximální spalovací tlak 5 až 8 MPa a u zážehových přeplňovaných 8 až 15 MPa. U vznětových je maximální spalovací tlak vyšší, přičemž u vznětových nepřepřlňovaných je 8 až 12 MPa a u vznětových přeplňovaných 15 až 30 MPa. [1]

Navyšování maximálního spalovacího tlaku vlivem výhřevnějšího paliva, vysokého stupně přeplňování, vyššího kompresního poměru stoupají nároky na spolehlivost dílů a termochemické vlastnosti paliva. Požadavkem po lepších mechanických vlastnostech musí být běžně odlévané polotovary nahrazeny výkovky z důvodu lepších mechanických vlastností. Výroba komponent kováním je z ekonomického hlediska dražší než výroba odlitků tlakovým litím. U běžných spalovacích motorů jsou komponenty vyráběné právě často odléváním z důvodu finančních úspor.

Jedním z limitních případů ohraničující maximální výkon motoru a únosnost komponentů je například spalovací motor Dragsteru BME Top Fuel o objemu 8,2 dm³ a výkonu 7355 kW při 8200 otáčkách za minutu, který dosahuje 6,57 MPa. Jedná o upravený přeplňovaný spalovací motor na nitrometanové palivo (90 % nitrometan + 10 % metanol) [35].

Z maximálních spalovacích tlaků u zážehových spalovacích motorů automobilů a motocyklů je limitní hodnota středního efektivního tlaku u nepřepřlňovaných spalovacích motorů 2,5 až 3 MPa a u přeplňovaných 3,5 až 4 MPa. U vznětových motorů automobilů je limitní hodnota pro nepřepřlňované motory 2 až 3 MPa a pro přeplňované 4 MPa.

Shrnutím lze říci, že hodnota středního efektivního tlaků závisí na vstupních požadavcích (cena, materiál, koncepce motoru). Je možné, že v kategorii Dragster dosažitelné hodnoty středního efektivního tlaku přesáhnou hodnotu 10 MPa i více. Požadavek po zvyšování středního efektivního tlaku závisí zejména na ceně a dostupnosti materiálů. Důležitá je též možnost levné sériové výroby v oblasti využití pro pohon dopravních prostředků. Se zvyšujícím se středním tlakem motoru roste i samotná efektivní účinnost vlivem snižování ztrát. Vyšší střední efektivní tlak má také příznivý vliv na zvyšování měrného výkonu. Cílem dosavadního vývoje spalovacích motorů je snižování měrné hmotnosti motoru, se kterou se pojí zvyšování měrného výkonu (vyšší střední efektivní tlak a nižší zdvihový objem při stejné výkonu). S tímto faktem se pojí i zmenšení zástavbového prostoru pro spalovací motor. [1]

ZÁVĚR

Střední efektivní tlak lze chápat jako parametr určující hodnotu výkonu nezávisle na zdvihovém objemu spalovacího motoru. Jeho hodnota vypovídá a velikosti vykonané práce za určitý čas, při daném objemu, otáčkách a zatížení. Experimentální určení středního efektivního tlaku je stanoveno výpočtem z hodnot naměření na dynamometru v měřicí stanici nebo v závodě, který motor vyrábí.

Střední efektivní tlak spalovacích motorů automobilů a motocyklu v historickém vývoji závisel na dané konstrukční koncepci a možnostech soudobých technologií. Nedílný vliv na jeho výši měl typ rozvodového mechanismu (SV, OHV, OHC, DOHC). Rozvodový mechanismus typu OHV je rozvod skrze vačkovou hřídel, zvedací tyčky a vahadla ventilů. Tento rozvodový systém má velké setrvačné účinky a velkou náchylnost na tepelnou dilataci, tudíž není vhodný pro rychloběžné motory. Systém OHC, který je navržen pro spalovací motory po 2. světové válce, je charakteristický jednou vačkovou hřídelí umístěnou nad hlavou válců. Tento systém umožňuje vyšší otáčky spalovacího motoru za předpokladu spolehlivého chodu motoru. Rozvodový systém dvojích vačkových hřídelí DOHC umožňuje proměnlivé časování ventilů pro dvou nebo čtyřventilové hlavy válců. Časování sacích a výfukových ventilů využitím rozvodu DOHC je tudíž nezávislé. Systém variabilního časování ventilů umožňuje také okamžitou korekci časování za účelem lepšího plnění válců a zvýšením výkonu motoru v daných otáčkách. Spolu s tímto faktem se také pojí nahrazení dvouventilových koncepcí na koncepcce čtyřventilové, které mají příznivější vliv na plnění válce při vyšších otáčkách. V 80. letech bylo vyvíjeno elektronicky řízené vstřikování paliva řízeného jednotkou, které později nahradilo karburátory. Elektronicky řízené vstřikování, bylo zpočátku nepřímé jednobodové a zastupovalo dosavadní osazení karburátorem. Později bylo vyvinuto za účelem zvýšení výkonu a snížení spotřeby nepřímé vícebodové. Na přelomu tisíciletí se začíná užívat přímé vstřikování paliva do válce spolu s přeplňováním pomocí turbodmychadla. Dalším krokem, který měl podíl na zvyšování středního efektivního tlaku byla aplikace elektronicky řízeného zapalování, které umožňuje aktuální nastavení předstihu a tím zabezpečený požadovaný okamžik nárůstu tlaku vlivem hoření směsi. Dosavadní mechanické rozdělovače, které byly statické nastavené či mírně řízené podtlakovou regulací, měly pevně určené nastavení pro optimální chod spalovacích motorů užitkových vozů. U závodních motorů, které pracují v úzkém rozsahu otáček (maximální výkon) je efekt elektronického zapalování méně znatelný. Aktuální nastavení předstihu má také dopad na snížení měrné spotřeby paliva. Postupný nárůst kompresního poměru s přímým vlivem přeplňování umožnil nárůst točivého momentu a středního efektivního tlaku. Volba kompresního poměru u motorů zážehových je omezena užitím daného typu paliva, aby nedocházelo k detonačnímu spalování. Moderním vývojem jsou koncepcce přeplňovaných zážehových motorů s přímým vstřikováním. Pro vznětové motory byl vývoj zaměřený především na systém vstřikování, aplikaci odolnějších materiálů vlivem rostoucího kompresního poměru (maximální spalovací tlak) a využití přeplňování turbodmychadlem. U dvoutaktních motorů má na nárůst středního efektivního tlaku vliv vývoj systému vyplachování motorů. Vyplachovací účinnost u dvoutaktních spalovacích zážehových motorů je úměrná skutečné hmotnosti náplně válce a tím i navýšení středního efektivního tlaku. Typickými vývojovými prvky jsou zpětná klapka (membrána) sání, konstrukce vyplachovacích kanálů s konkrétním způsobem vyplachování a rozvod pomocí výfukové přívěry spolu s laděným výfukovým potrubím (rezonátorem).

U vybraných motorů se hodnota středního efektivního tlaku u zážehových motorů automobilů z počátku 20. a 30. let pohybovala okolo hodnoty 0,3 až 0,7 MPa. Hodnota odpovídá

konstrukci s rozvodem OHV, karburátorem, a pevně nastaveným zapalováním. Motory byly často dvouventilové koncepce. U vznětových motorů se střední efektivní tlak na konci 80. let pohyboval kolem hodnot 0,5 až 0,7 MPa, přičemž se též často jednalo o motory dvouventilové nepřepřňované. V 90. letech vlivem využívání přepřňování se střední efektivní tlak dostal přes hodnotu 1MPa. Závodní koncepce zážehových motorů dosahovaly zpočátku 30. let střední efektivní tlak 0,8 MPa. V dnešní době dosahují zážehové motory hodnot od 1,5 MPa až 2MPa. Podobně je tomu také u motoru vznětových. Závodní či sportovní zážehové spalovací dosahují k hodnotě 2 MPa a výše. Na zvýšení středního efektivního tlaku se podílí zejména přepřňování motoru spolu s DOHC rozvodovým mechanismem pro čtyřventilovou koncepci hlavy válců. Došlo také k navýšení kompresního poměru s korekcí zamezení nežádoucího detonačního spalování a aplikací elektronicky řízeného vstřikování a zapalování.

Pro jednoválcové či dvouválcové koncepce spalovacích motorů 20. a 30. let motocyklů se hodnota středního efektivní tlaku u spalovacích motorů motocyklů pohybovala pro čtyřdobé v rozmezí hodnot 0,5 až 0,8 MPa a pro dvoudobé kolem hodnoty 0,4 MPa. Nynější hodnoty se u čtyřtaktních motorů motocyklů pohybují od 1 MPa do 1,2 MPa podobně, jako je tomu tak i u motorů dvoutaktních. U závodních či sportovních motocyklů se střední efektivní tlak zvýšil z hodnoty 1 MPa na hodnotu 1,3 až 1,4 MPa. Příčinou je navyšování kompresního poměru, volba způsobu a konstrukce proplachování u dvoutaktních koncepcí, čtyřventilová hlava válců spolu s rozvody OHC či DOHC, řízené vstřikování a laděné sací a výfukové potrubí.

Možnosti dosažení vyšších středních efektivních tlaků spalovacích motorů jsou omezovány díky požadavku cenové dostupnosti a možnosti využití materiálů lepších mechanických vlastností, aby byla zaručena živostnost motoru v rámci všeobecné ekologie a ochrany životního prostředí. Nárůstem po alternativních pohonech je vývoj nových konstrukcí náročnější, neboť musí být konkurenční k pohonům elektrickým nebo je spolu zastupovat v hybridních pohonech.

8 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [2] Carnotův ideální děj: Obr. 4-4. In: *Průvodce kurzy z fyziky* [online]. b.r. [cit. 2020-03-03]. Dostupné z: https://physics.mff.cuni.cz/kfpp/skripta/kurz_fyziky_pro_DS/display.php/molekul/4_2
- [3] HOU, XiSen. TS diagram Carnotova cyklu. In: *Chemistry Libretexts* [online]. Hope College, 2020 [cit. 2020-03-03]. Dostupné z: [https://chem.libretexts.org/Bookshelves/Physical_and_Theoretical_Chemistry_Textbook_Maps/Supplemental_Modules_\(Physical_and_Theoretical_Chemistry\)/Thermodynamics/Thermodynamic_Cycles/Carnot_Cycle](https://chem.libretexts.org/Bookshelves/Physical_and_Theoretical_Chemistry_Textbook_Maps/Supplemental_Modules_(Physical_and_Theoretical_Chemistry)/Thermodynamics/Thermodynamic_Cycles/Carnot_Cycle)
- [4] Účinnost Ottova cyklu. In: *Sbírka řešených úloh* [online]. b.r. [cit. 2020-03-03]. Dostupné z: <http://reseneulohy.cz/412/ucinnost-ottova-cyklu>
- [5] Účinnost Dieselova cyklu. In: *Sbírka řešených úloh* [online]. b.r. [cit. 2020-03-03]. Dostupné z: <http://reseneulohy.cz/411/ucinnost-dieselova-cyklu>
- [6] Question: A Dual Cycle Is Used To Model A Diesel Engine. In: *Chegg Study* [online]. 2003 [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: <https://www.chegg.com/homework-help/questions-and-answers/dual-cycle-used-model-diesel-engine-engine-intakes-atmospheric-air-temperature-t1-compress-q26814052>
- [7] Výkon vs. točivý moment konečně srozumitelně: tak o co jde především?. In: *AUTO forum.cz* [online]. Praha, 1996 [cit. 2021-05-05]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/vykon-vs-tocivy-moment-konecne-srozumitelne-tak-o-co-jde-predevsim/?3>
- [8] Výrobní portfolio. In: *AVL* [online]. [cit. 2021-05-05]. Dostupné z: <https://avl.jobs.cz/vyrobní-portfolio>
- [9] Dynamometer systems. In: *Protech* [online]. 2013 [cit. 2021-05-05]. Dostupné z: <http://www.protech-service-engineering.nl/>
- [10] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno, 2005.
- [11] Předstih zážehu. In: *Wikipedie* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2019 [cit. 2020-03-24]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C5%99edstih_z%C3%A1%C5%BEehu#/media/Soubor:Power_and_consumption_on_ignition_timing.svg
- [12] Variabilní časování ventilů. In: *Autolexikon.net* [online]. 2020 [cit. 2020-03-24]. Dostupné z: <https://www.autolexikon.net/cs/articles/variabilni-casovani-ventilu/>

- [13] STEINKEMPER, Helmut. Závodní vačkové hřídele. In: *Bahnsporttechnik.de* [online]. Beckum: Helmut Steinkemper, b.r. [cit. 2020-03-24]. Dostupné z: http://www.bahnsporttechnik.de/html/body_lexikon-xii.html
- [14] JANDA, Pavel. Motor TSI od VW: 170 koní z jedna-čtyřky v akci. In: *AUTOREVUE.CZ* [online]. CZECH NEWS CENTER a.s., b.r. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://www.autorevue.cz/motor-tsi-od-vw-170-koni-z-jedna-ctyrky-v-akci-prvni-dojmy_3
- [15] Autokatalog. *Autobible* [online]. b. r. [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavn%C3%AD_strana
- [16] Kategorie:Automobily vyráběné od roku 1919. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Kategorie:Automobily_vyr%C3%A1b%C4%9Bn%C3%A9_od_roku_1919
- [17] PAVLŮSEK, Alois. *Století automobilů Škoda*. 1. Brno: CPress, 2012. ISBN 978-80-264-0158-2.
- [18] 1964-1969 FORD GT40. In: *TopSpeed* [online]. b. r. [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.topspeed.com/cars/ford/1964-1969-ford-gt40-ar133984.html>
- [19] Renault Alpine A442 - The Car that Accomplished Its Mission. In: *Snap Lap* [online]. SnapLap, 2015 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.snaplap.net/renault-alpine-a442/>
- [20] *Automobily Škoda* [online]. Maveric, 2013 [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: <http://www.vozyskoda.wz.cz/>
- [21] Ferrari 458 Italia. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Ferrari_458_Italia
- [22] Ferrari 488 GTB. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Ferrari_488_GTB
- [23] Mercedes-AMG GT. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-AMG_GT#Mercedes-AMG_GT_R_\(2017%E2%80%93present\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-AMG_GT#Mercedes-AMG_GT_R_(2017%E2%80%93present))
- [24] List of motorcycles of the 1920s. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_motorcycles_of_the_1920s

- [25] List of motorcycles of the 1930s. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_motorcycles_of_the_1930s
- [26] Katalog. In: *Bikes.cz* [online]. Bikes Media s.r.o., 2008 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.bikes.cz/motorky/2021>
- [27] CATHCART, Alan. Rudge Ulster 500: Takhle se v roce 1930 vyhrávala Tourist Trophy. In: *Motorkari.cz* [online]. 2001 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/veterani/rudge-ulster-500-takhle-se-v-roce-1930-vyhrala-tourist-trophy-43824.html>
- [28] Jawa 500 OHC. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Jawa_500_OHC
- [29] List of motorcycles of the 1940s. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_motorcycles_of_the_1940s
- [30] List of motorcycles of the 1950s. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_motorcycles_of_the_1950s
- [31] Jawa 250. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Jawa_250
- [32] Historické kořeny AJS. In: *ZV MOTO* [online]. b. r. [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.zvmoto.cz/historie-ajs/>
- [33] Katalog motocyklů. In: *Motorkari.cz* [online]. 2001 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/motokatalog/>
- [34] History of BMW Motorcycles. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_BMW_motorcycles
- [35] Specifikace a seznam komponentů BME Top Fuel Dragster. *BME* [online]. Bill Miller Engineering, 2009 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <http://www.bmeltd.com/dragster/specs.htm>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

η_t	[-]	Termodynamická účinnost
Q_H	[J]	Přivedené teplo do termodynamického cyklu
Q_C	[J]	Odvedené teplo z termodynamického cyklu
T_H	[K]	Teplota přívodu tepla v Carnotově cyklu
T_C	[K]	Teplota odvodu tepla v Carnotově cyklu
V_Z	[dm ³]	Zdvihový objem
ΔS	[J·K ⁻¹]	Změna entropie
κ	[-]	Poissonova konstanta
ε	[-]	Kompresní poměr
φ	[-]	Stupeň plnění
ψ	[-]	Stupeň zvýšení tlaků
V	[dm ³]	Objem
p	[Pa]	Tlak
W_t	[J]	Teoretická práce cyklu
π	[-]	Ludolfovo číslo
p_e	[MPa]	Střední efektivní tlak
P_V	[kW/ dm ³]	Objemový výkon
n	[1/min]	Otáčky motoru
p_i	[MPa]	Střední indikovaný tlak (skutečného cyklu)
p_t	[MPa]	Střední teoretický tlak (modelového cyklu)
HÚ	[-]	Dolní úvrat'
DÚ	[-]	Horní úvrat'
η_{mech}	[-]	Mechanická účinnost
P_e	[kW]	Efektivní výkon
P_i	[kW]	Indikovaný výkon
i_p	[-]	Počet činných ploch pístu
i_v	[-]	Počet válců
$p_{2,3}$	[Pa]	Tlak stavu plynu v termodynamickém cyklu
$V_{1,2,3}$	[dm ³]	Objem stavu plynu v termodynamickém cyklu
$d\alpha$	[°]	Diferenciál natočení klikové hřídele
D	[mm]	Průměr válce (vrtání)
η_{tc}	[-]	Termická účinnost Carnotova cyklu
Z	[mm]	Zdvih válce motoru

w_v	[Pa]	Měrná objemová práce
V_{Z1}	[dm ³]	Zdvihový objem válce
V_Z	[dm ³]	Zdvihový objem motoru
P	[W]	Výkon
d_V	[dm ³]	Diferenciál objemu válce
P_Z	[W]	Ztrátový výkon
p_Z	[Pa]	Ztrátový tlak
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost
M_m	[Nm]	Točivý moment motoru
w_e	[J]	Efektivní práce
n_e	[-]	Efektivní účinnost
r_s	[J/kgK]	Molární plynová konstanta plynu v sání motoru
H_u	[MJ/kg]	Výhřevnost paliva
z	[-]	Součinitel plynu v sání motoru
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
L_t	[kg/kg]	Stechiometrický hmotnostní směšovací poměr
m_{teor}	[kg]	Hmotnost náplně válce
m_{skut}	[kg/s]	Skutečný hmotnostní tok vzduchu/směsi
T_s	[K]	Teplota v sání motoru
p_s	[Pa]	Tlak v sání motoru
n_{pl}	[-]	Plnicí účinnost
SV	[-]	Rozvod bočním ventilem
OHV	[-]	Rozvod pomocí vačkové hřídele, zdvihacích tyček a vahadel
OHC	[-]	Rozvod pomocí jedné vačkové hřídele
DOHC	[-]	Rozvod pomocí dvou vačkových hřídelí
τ	[-]	Taktnost motoru