



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 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Oldřich Vopršal**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Drápal**
Akademický rok: 2019/20

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 2019/20

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*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121764>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 38 s. 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 26. června 2020

.....

Oldřich Vopršal

PODĚKOVÁNÍ

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

OBSAH

Úvod	9
1 Termodynamický princip spalovacího motoru	10
1.1 Termodynamické děje k Carnotově cyklu	10
1.2 Termodynamické cykly u spalovacích pístových motorů	11
2 Střední efektivní tlak u spalovacího motoru	14
2.1 Měrná objemová práce a výkon motoru	14
2.2 Definice středního efektivního tlaku	15
2.3 Možnosti zvýšení středního efektivního tlaku	17
3 Historický vývoj středního efektivního tlaku	24
3.1 Střední efektivní tlak u spalovacích motorů automobilů	24
3.2 Střední efektivní tlak u spalovacích motorů motocyklů	29
Závěr	34
Použité informační zdroje	36
Seznam použitých zkratk a symbolů	38

ÚVOD

Efektivita 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 jednotek jsou termická účinnost, emise spalin (výfukových plynů) a měrná spotřeba paliva. Současná produkce emisních plynů a spotřeba pohonných hmot stále roste a tento rozmach klade velký odpor vůči 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 objevování 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 výkonnostní charakteristice, která je obvykle měřena na dynamometrických přístrojích.

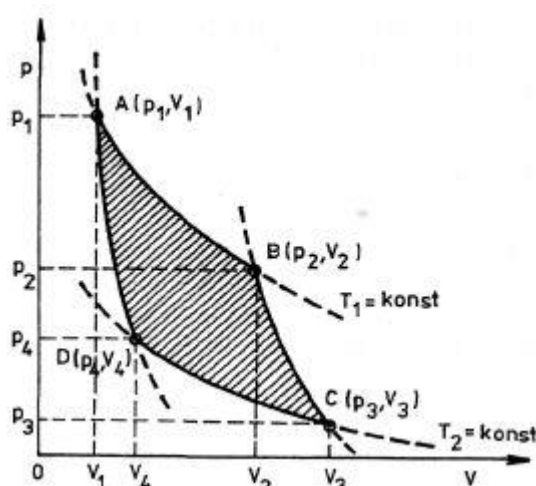
Během uplynulých let od počátku vzniku prvních konstrukčních koncepcí se termická účinnost a střední efektivní tlak měnil v závislosti na typu užití, na vývoji nových technologií, materiálů, kvalitě a typech paliva, a především také na vývoji a konstrukčním typu spalovacího motoru. Na scénu za více než sto dvacet let bylo uvedeno mnoho konstrukčních koncepcí spalovacích motorů. Hlavní rozdíly jsou zejména v řazení a uspořádání válců spalovacího motoru nebo jsou válce nahrazeny jinými mechanismy. Mezi významné typy konstrukčních koncepcí pístových spalovacích motorů patří především šikmý řadový, vidlicový a hvězdicový spalovací motor. Dále vznikly zcela odlišné koncepce spalovacích motorů, kam bychom zařadili motor s protiběžnými písty nebo Wankelův motor, který užívala automobilní firma Mazda a jiné vývojové koncepce.

V oblasti efektivity je důležité, aby pohonná jednotka neboli spalovací motor měl co nejnížší měrnou spotřebu paliva při nejvyšší dosažené termické účinnosti a co nejnížší zákonem stanovenou produkcí výfukových plynů, která je v dnešní době striktně hlídána. Jedná se o krok ke zlepšení užití pohonných hmot, které patří mezi neobnovitelné zdroje energie a 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 a výzkumu pohonných jednotek je vyšší hospodárnost a manipulace s energií, která by měla být co nejefektivněji využita.

1 TERMODYNAMICKÝ PRINCIP SPALOVACÍHO MOTORU

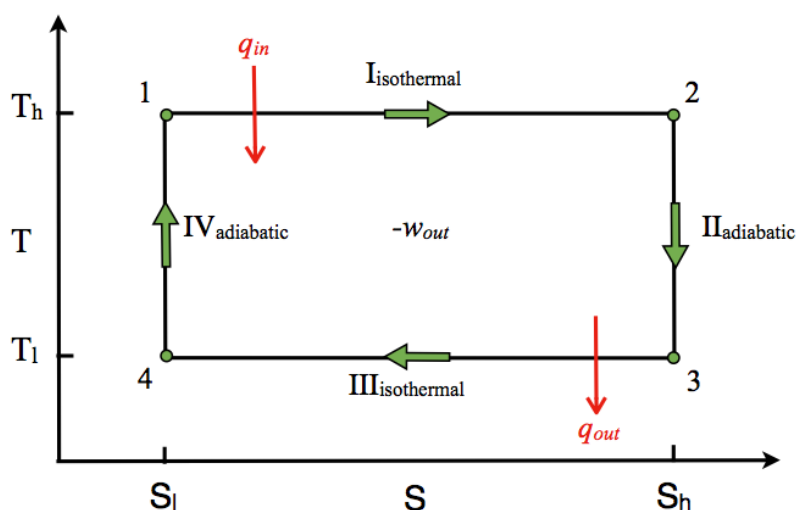
1.1 TERMODYNAMICKÉ DĚJE K CARNOTOVĚ CYKLU

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 považován za cyklicky pracující, byla zavedena veličina termická účinnost, která charakterizuje míru efektivnosti cyklu. Modelový cyklus s největší termickou účinností nazýváme Carnotův cyklus (Obr. 1). Tento cyklus je složen ze dvou adiabatických a dvou izotermických dějů. [1]



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

Termická účinnost Carnotova cyklu je díky vlastnostem dějů 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]

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

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 a teplo Q_C je nutné z cyklu odvést. Z tohoto poznatku lze říci, že by bylo dobré horní teplotu zvýšit na vysoké hodnoty a spodní teplotu naopak velmi snížit, aby se zvýšila termická účinnost cyklu. Spodní teplota je ale obvykle vyšší nebo stejná jako teplota okolí, protože je velmi náročné až nemožné snižovat teplotu pod hranici teploty okolí. Horní teplota lze zvýšit, ale je zde limita konstrukce a vlastností stroje. [1]

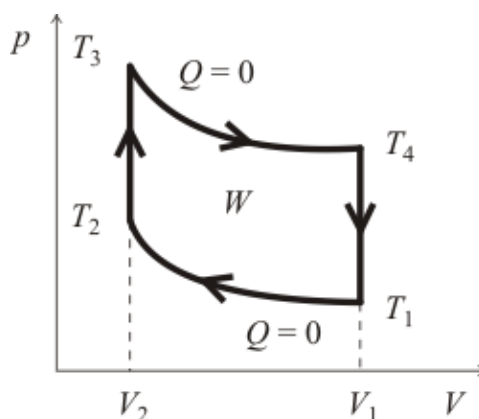
1.2 TERMODYNAMICKÉ CYKLY U SPALOVACÍCH PÍSTOVÝCH MOTORŮ

U spalovacích pístových motorů je transformace (přeměna) energie provedena skrze jednotlivé části motoru. Po kompresi se směs s předem určeným předstihem zažehne zapalovací svíčkou nebo se vznítí se vstřikem vznětlivého paliva. Z chemické formy se energie převádí 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 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. Dodané teplo Q_H se do oběhu přivádí skrze teoretický předpoklad za konstantního objemu a konstantního tlaku. 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 z 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 kompresním poměru ε , který je daný poměrem objemu plynu v dolní úvrati (DÚ) a objemu plynu v horní úvrati (HÚ). Horní úvrat' charakterizuje píst v nejvyšším bodě svého chodu (nejblíže hlavě motoru) a dolní úvrat' charakterizuje polohu pístu v nejnižším bodě (nejblíže ke klikové hřídeli). [1]



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

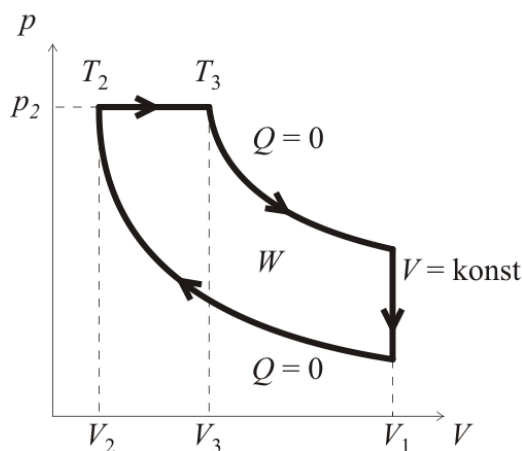
Rovnice pro kompresní poměr modelového cyklu [1]:

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

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

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

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 [1]:

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

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. Tento cyklus se využívá především u moderních vznětových motorů, kde je jako předpoklad hoření a vzniku tepla z části při konstantním objemu a při konstantním tlaku. Tohoto principu se využívá u moderního vstřikování paliva. Termická účinnost závisí nejen na Poissonově konstantě κ , kompresním poměru ε a na 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]

Rovnice pro výpočet stupně zvýšení tlaku:

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

Vztah pro výslednou termickou účinnost Sabatova cyklu [1]:

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

Je ovšem nutné dodat, že se na kvalita koncepce spalovacího motoru není závislá pouze z hlediska termické účinnosti, protože parametry v ní vystupující jsou závislé i na konstrukci určité koncepce spalovacího motoru. To znamená, že není možné například libovolně zvyšovat kompresní poměr a zvyšovat tím termickou účinnost. Je nutné uvážit vždy podmínky vlastního principu, na kterém je daná koncepce motoru vytvořena. 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, musíme také změnit typ paliva, aby oba parametry spolu korespondovali. Kvalita a hospodárnost motoru jsou tudíž závislé na termické účinnosti, která je ovšem podmíněna konstrukčním zpracováním a daným typem spalovacího motoru.

2 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK U SPALOVACÍHO MOTORU

2.1 MĚRNÁ OBJEMOVÁ PRÁCE A VÝKON MOTORU

Pracovní oběh (uzavřený dějový obrazec) spalovacího motoru charakterizuje především vykonanou práci při oběhu charakterem závislosti tlaku na objemu. V modelových případech u Ottova, Dieselova a Sabatova cyklu uzavřená plocha charakterizuje vykonanou práci, kterou modelový stroj vykonal během jednoho cyklu.

U pístových spalovacích motorů je rozšířené používat tzv. měrnou objemovou práci w_V vztaženou na zdvihový objem jednoho válce V_{Z1} , který je určen průměrem vrtání válce D a zdvihem Z . Pro řadově řazené válce platí, že zdvih je roven průměru klikové hřídele. To ale neplatí například pro vidlicové uspořádání, kde úvratě nastávají mimo rovnoběžnost ojnice s osou válce. [1]

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

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

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

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

Dalším důležitým parametrem spalovacího motoru, který spojuje vykonanou práci a čas, za který byla tato práce vykonána je **výkon motoru P** . Výkon motoru je charakterizovaný skrze působení tlaku na plochu pístů ve více válcích a tím je možné oběhy realizovat současně. Výkon spalovacího motoru je závislý na otáčkách n a lze obecně říci, že pro spalovací motor platí, že jeho výkon je úměrný otáčkám, které motor dosahuje. Toto tvrzení má za důsledek výkonostní charakteristiku závislou na daných otáčkách motoru. [1]

Při počítání 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 motorů jsou otáčky pracovní a setrvačné a obecně platí, že se pracovní otáčka střídá s otáčkou setrvačnou. Z toho plyne úsudek, že je výkon čtyřdobého spalovacího motoru o polovinu menší, proto vykonanou práci závislou na otáčkách musíme o polovinu zmenšit. [1]

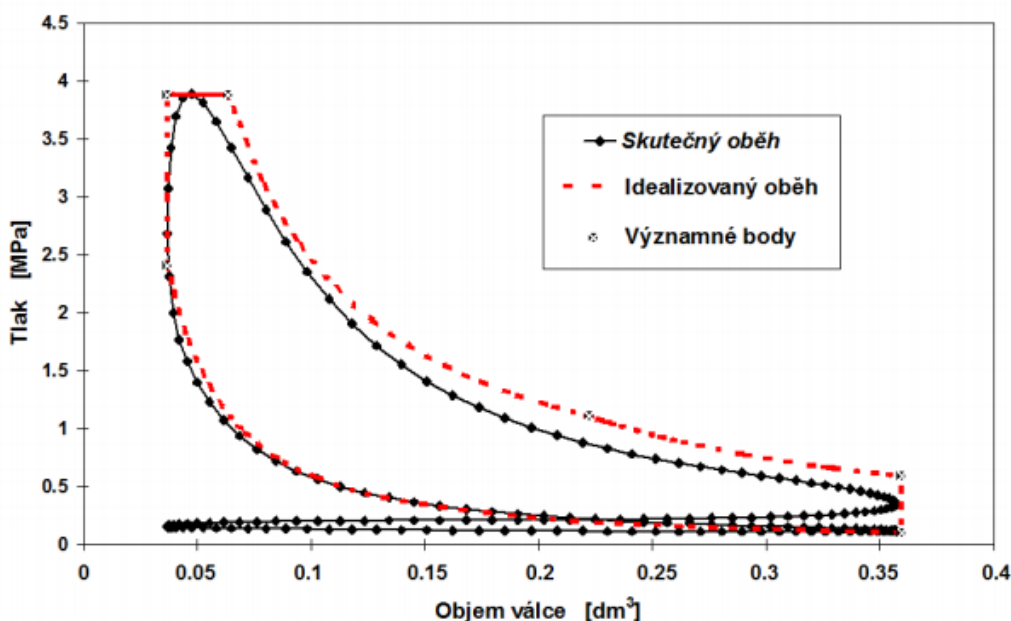
Následující vztah charakterizuje integrovaný vztah pro určení výkonu P spalovacího pístového motoru, který je závislý na práci jednoho oběhu W , otáčkách n , počtu válců i_v , počtu činných ploch i_p a na počtu zdvihů τ (pro dvoudobý spalovací motor $\tau = 2$, pro čtyřdobý spalovací motor $\tau = 4$). [1]

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

2.2 DEFINICE STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU

Střední efektivní tlak je jedním z význačných parametrů spalovacího motoru. Jeho hodnota je závislá na mnoha proměnných, které ve spalovacím motoru účinkují. Hodnota středního efektivního tlaku se určuje z naměřeného výkonu, který je získán v měřicí stanici na dynamometrickém přístroji (dynamometru). Vypovídající výsledek z měření v sobě obsahuje charakteristiku spalovacího motoru. Obecně lze říci, že tento tlak je ovlivněný průběhem cyklů uvnitř válců, ději mimo válec, ale také pasivním odporem součástí, zjednodušeně mechanickou účinností.

Pro následnou analýzu středního efektivního tlaku bude nejprve určen střední teoretický tlak cyklu a střední indikovaný tlak motoru, na kterých lze poukázat důležité podmínky a vlastnosti. Na obrázku níže (Obr. 5) lze vidět reálný tlakový průběh závislý na změně objemu (natočení klikové hřídele).



Obr. 5: P-V diagram pro idealizovaný a skutečný oběh reálného spalovacího motoru [1]

Střední teoretický tlak p_t je určen z definice, která převádí obecný obrazec vykonané práce v idealizovaném cyklu na obdélník s rovnou plochou. 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 tlakového průběhu v P-V diagramu:

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

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

Střední indikovaný tlak p_i je podobný jako střední teoretický tlak ale se změnou jeho určení, která se nyní týká reálného cyklu spalovacího motoru. Tento tlak působí silou přímo na plochu pístu, která uvádí píst do pohybu. Opět jako v předešlém případě se obecný obrazec převádí na obdélník a rovnou plochou. Indikovaný tlak ve válce se měří pomocí snímačů tlaku, které jsou propojeny se snímačem natočení klikové hřídele, která ve výsledném pojetí udává změnu objemu (píst se pohybuje v trajektorii zdvihu). Vztah pro učení středního indikovaného tlaku:

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

Dalším parametrem, který má vztah k indikovanému tlaku je indikovaný výkon motoru P_i , který určuje výkon pouze vnitřní (ne na výstupní hřídeli). Je to práce za čas, kterou cyklus uvnitř válce vytváří. Pokud bude uvaženo, že písty pracují společně, protože jsou spojeny mechanickými vazbami, lze tuto práci vztáhnout na všechny válce. Indikovaný výkonem je vyjádřen rovnicí s veličinami n [min^{-1}], P_i [kW], V_z [dm^3], p_i [MPa]:

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

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

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

Jelikož jsou tyto parametry skutečného motoru vázány pouze na samotné cykly uvnitř válce, je zaveden tlak určený z parametrů na výstupní hřídeli, který se nazývá střední efektivní tlak. Tento parametr je definovaný středním indikovaným tlakem cyklu se snížením o mechanickou účinnost, která charakterizuje míru kvality přenosu výkonu při termodynamických dějích na výkon výstupní hřídele, která přenáší výkon motoru na spojku či jiná zařízení. Obecný vztah pro střední efektivní tlak s mechanickou účinností η_{mech} :

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

Podobně jako střední efektivní tlak je zaveden efektivní výkon motoru, který je již popsán v kapitole 2.1. Vztah k indikovanému výkonu má analogický jako střední efektivní tlak ke střednímu indikovanému tlaku skrze mechanickou účinnost. Pro výpočet platí:

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

Z této rovnice, pokud je známý efektivní výkon při určitých otáčkách, objemu motoru a konstrukci, můžeme vyjádřit střední efektivní tlak v závislosti na hlavních známých parametrem spalovacího motoru, které jsou vždy k určité koncepci uvedeny. Poté pro střední efektivní tlak platí:

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

2.3 MOŽNOSTI ZVÝŠENÍ STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU

Možnost zvýšení středního efektivního tlaku není tak jednoznačná a jednoduchá, jak by se na první pohled mohlo zdát. Ve zvyšování figuruje mnoho parametrů teoretických, technologických či konstrukčních. Je nutné uvážit a uvést celou řadu záležitostí, které se nachází na cestě zvýšení hodnoty středního efektivního tlaku. Se zvýšením tlaku se zároveň zvyšuje také efektivní výkon spalovacího motoru, jak je patrné z definice (15).

Hlavní myšlenkou je tedy zvýšení efektivního výkonu motoru. Jednoduchou variantou by bylo zvýšení počtu válců i_v nebo zvýšení objemu válce V_{z1} . Tento krok ale není přínosný z hlediska zvýšení efektivního tlaku, protože jak je patrné z rovnice (15) by se zvýšení efektivní výkonu motoru týkalo pouze na úkor uvedených veličin, objemu a počtu válců. Proto je potřebné zavést nový parametr, který nebude zohledňovat objem a počty válců daného motoru. Tento parametr se nazývá objemový výkon motoru a je to vztah výkonu efektivního a celkovým zdvihovým objemem motoru, jak ukazuje definice níže [1]:

$$P_V = \frac{P_e}{V_z} = \frac{p_e n i_p}{30\tau} \quad (17)$$

Jak z rovnice (17) vyplývá objemový výkon motoru můžeme dále zvyšovat zvětšením počtu činných ploch pístu. Tato možnost spolu nese velké konstrukční a technologické potíže, tudíž není relevantní. Dalším zlepšením by mohlo být zvýšení otáček, ze kterých plyne vyšší střední pístová rychlost. Ta je také nepříznivá z hlediska konstrukčního, materiálového a tribologického. U takové koncepce rychloběžného motoru je problém se zadíráním kluzných ploch, s vyššími dynamickými vlivy a nižší efektivitou z pohledu měrné spotřeby paliva při vysokých otáčkách. Jediný a přínosný efekt, jak zvýšit výkon spalovacího motoru je právě zvýšení středního efektivního tlaku. Zvýšení tohoto tlaku spočívá ve zvýšení parametrů, kterými je střední tlak definován. Je to střední indikovaný tlak p_i a mechanická účinnost η_{mech} , jak se patrné ze vztahu (14).

Zvýšení mechanické účinnosti je otázka snížení pasivního odporu součástí motoru. Nachází se zde dvě cesty, které toto zvýšení rozdělují. První je cesta nejnižšího tření a druhá je cesta nejnižšího počtu třecích vazeb v konstrukčním konceptu. Z pohledu první možnosti je získat co nejnižší tření ve vazbách součástí jako jsou hlavní dvojice: pístní kroužky – válec v bloku motoru, píst – ojnice, ojnice – kliková hřídel, blok motoru – kliková hřídel, kliková hřídel – rozvodový mechanismus. V tomto řešení zlepšení (zvýšení) mechanické účinnosti zabírají roli dva faktory a jimi jsou mazivo (motorový olej) a kluzné či popřípadě valivé uložení (ložiska motoru). Přínosné je zlepšení kvality maziva, z úhlu zvýšení mazacích účinků, ale také z úhlu trvanlivosti, nebo zvýšení efektivity rozvodu motorového oleje. Dalším je volba kvalitnějších materiálů kluzných a valivých ložisek za účelem snížení opotřebení, které následně vede ke zhoršení kluzných (valivých) vlastností ložiska. Z pohledu druhé možnosti je to složitější, protože redukce třecích vazeb není vždy konstrukčně možná. Prvky motoru jako je píst, ojnice a kliková hřídel z motoru odstranit nelze, pokud je v úvahu obecná konstrukční koncepce spalovacího motoru. Jediným možným je odstranění pasivního odporu rozvodového mechanismu, které by vedlo k jeho náhradě za mechanismus pneumatický nebo elektromechanický.

Pokud bude uvaženo měření výkonu za cílem získání hodnoty středního efektivního tlaku při plně osazeném motoru jeho komponenty, část výkonu se odebere skrze řemen příslušenství k pohonu komponent motoru, což vede k poklesu hodnoty středního efektivního tlaku na výstupní hřídeli motoru. V tomto případě by se zvýšení týkalo snížením odběru výkonu k pohonu komponent a spočívalo by ve snížení potřebného kroutícího momentu k pohonu přídatných komponent.

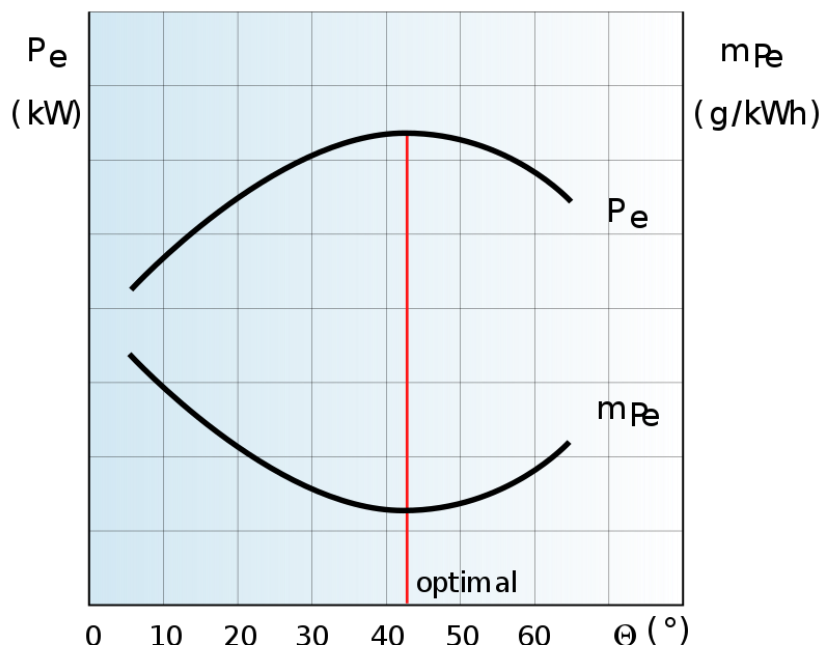
Další veličinou, která se podílí na výši hodnoty středního efektivního tlaku je střední indikovaný tlak. Jeho zvýšení s sebou nese velmi mnoho variant, s jakými lze dosáhnout zvýšení středního indikovaného ale také i efektivního tlaku. Varianty jsou děleny na dvě části. První jsou vlastnosti uvnitř válce, ve kterém probíhá termodynamický cyklus a termochemické procesy. Druhá se týká okolí soustavy.

První část je možné charakterizovat jako část přeměny chemické energie na tepelnou, která se dále transformuje na energii kinetickou (pohybovou). Zvýšení středního indikovaného tlaku spočívá ve zvýšení hodnot energií, které se následně přemění na užitečnou práci. Jinými slovy jde o zvětšení obsahu obdélníku v P-V diagramu při zachování hodnot zdvihového objemu. Cílem je získat ze směsi (zdroje energie) co nejvíce energie, která je transformována z části na užitečnou práci a na odpadní teplo. Tohoto lze dosáhnout mnoha způsoby.

Užití paliva s větší výhřevností může dodat více energie, ale nastává problém dilatace ve stechiometrickém hmotnostním směšovacím poměru, což vede k nežádoucím vlivům. [1]

Možnost zvýšení hmotnosti směsi vede k myšlence přeplňování. Jsou i další způsoby, kterými je možno dosáhnout zvýšení hmotnosti směsi přivedené do válce. Získaná energie je ovlivněná také kvalitou směsi, která se závislá na jejím způsobu tvorby, dále zdrojem zapálení, časem iniciace zážehu nebo vznícení a samotnou rychlostí hoření, která je nezbytně důležitá. Jednotlivé způsoby jsou popsány níže, kde budou spojeny s druhou variantou, která se týká vnějšího okolí (sání, výfuk), které je bezpodmínečně spjaté s těmito ději. Do vnějšího okolí je zahrnutý také způsob výměny pracovní náplně.

Zapálení směsi je s ohledem na přívod energie důležité téma. Týká se především doby hoření a stechiometrického poměru se kterým se směs připravuje. Rolí ve správném zápalu směsi hraje tzv. předstih zápalu, který je definován skrze vzdálenost pístu od HÚ nebo jako úhlové natočení klikové hřídele od nulové polohy (píst v HÚ).

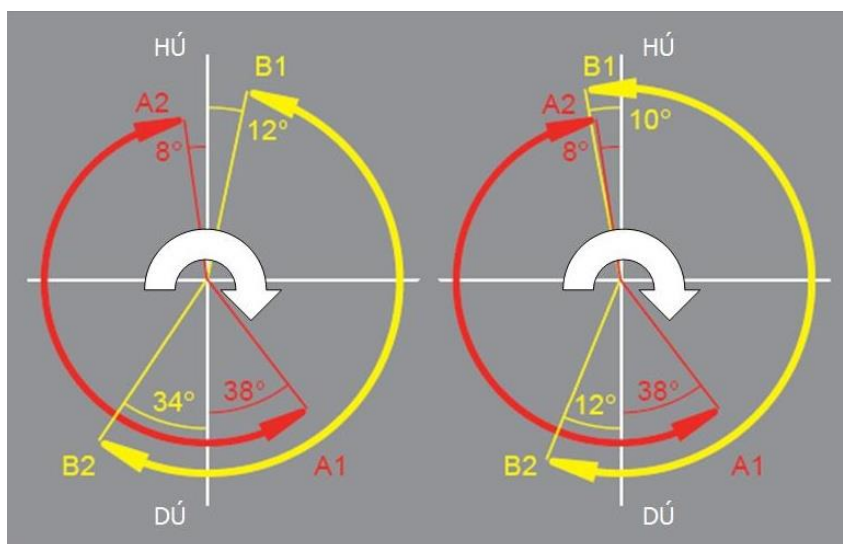


Obr. 6: Graf závislosti výkonu a měrné spotřeby paliva na předstihu [6]

Jak už obrázek vypovídá, pro dosažení co nejlepší hodnoty efektivního výkonu a zároveň vyššího efektivního tlaku je optimalizace nastavení předstihu upravena tak, aby byl dosažen vysoký efektivní výkon s podmínkou nejnižší měrné spotřeby paliva. Toto platí obecně, ale je nutné se řídit druhým faktorem, že statický či mírně regulační předstih, který byl u většiny starších spalovacích motorů není zcela efektivní. Se vzrůstem otáček (zvýšením 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 před HÚ. Tento případ výrazně ovlivňuje výši středního efektivního tlaku, protože hoření směsi před HÚ zpomaluje v jeho chodu. Zvyšuje se měrná spotřeba paliva v důsledku navýšení dávky paliva. Směs hoří několik tisícín sekundy a při pohledu energetické výhodnosti je nejlepší, aby směs byla zapálena v okamžiku, kdy píst projde HÚ, popř těsně za HÚ.

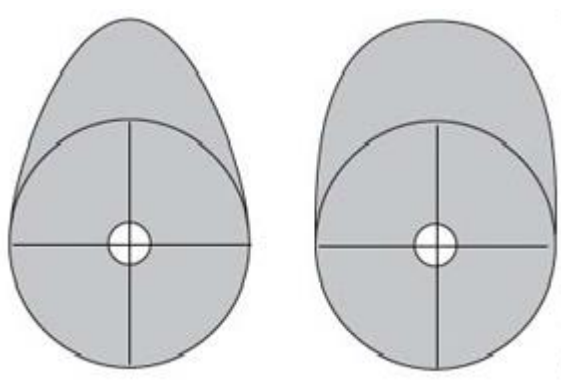
Z některých starších koncepcí spalovacích motorů se používalo statického předstihu nebo předstihu regulovatelného podtlakovým zařízením, které se vzrůstajícími otáčkami upravovalo předstih natáčením rozdělovače. Tento systém však pomůže v řešení ideálnějšího zapálení, protože zahrnuje parametr otáček, ale nelze řešit další okolní parametry. Tento problém vyřeší programovatelná řídicí jednotka motoru, která se používá v moderních vozech. Tato jednotka vyhodnocuje okamžitý stav motoru dle záznamu informací ze snímačů jako jsou například snímač natočení klikové hřídele, vačkové hřídele, teploty chladicí kapaliny, teploty nasávaného vzduchu (váha vzduchu) a další.

Dalším přínosným zvýšením dodané hmotnosti směsi do válce je změna tzv. časování ventilů, které se týká motoru čtyřdobých. Jedná se o úhlově (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 hrají významnou roli v množství dosažené hmotnosti, která se dostane do válce. Pokud je v úvahu výrazný požadovaný nárůst výkonu (středního efektivního tlaku), doba plnění (doby kdy se do válce podtlakem či přetlakem dostává směs) může být prodloužena, avšak existují meze, ve kterých se lze pohybovat. Toto tvrzení je spjaté také s okamžiky otevření a zavření, které jsou vázány na princip (fáze) spalovacího motoru. Sací ventil nesmí být otevřený příliš brzy, aby nedocházelo k průniku spalín do sání a protitlaku, který by brzdil pohybovou energii směsi, která putuje ze sání do motoru, Sací ventil nesmí být zavřený příliš pozdě, aby se směs stihla stlačit 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 přímo nad ventily poháněné přes rozvodový řemen či řetěz).



Obr. 7: Variabilní časování ventilů (A1-A2 výfukový ventil, B1-B2 sací ventil) [7]

U rozvodu principu OHC (jedna vačková hřídel nad ventily poháněná řetězem či řemenem) nebo OHV (zdvih ventilů skrze vačku, zdvihátka a vahadla) je to složitější z důvodu umístění vaček pro sací a výfukový ventil na jedné hřídeli a nelze nezávisle hýbat s časováním sacích a výfukových ventilů. V tomto případě se řeší situace „ostrou“ vačkovou hřídelí. Tato hřídel není jak se patrné z názvu ostrá, ale naopak velmi tupá. Vačka na vačkové hřídeli je konstruovaná tak, že určuje přesný zdvih ventilu a dobu, po kterou bude ventil otevřený. Běžné vačkové hřídele jsou optimalizované na určitý chod a výkon motoru. Zvýšení výstupku vačky se odrazí na vyšším zdvihu ventilu, který je ale vázán konstrukcí koncepce spalovacího motoru. Obvykle se zdvih ventilů nejeví jako extrémně přínosná varianta, proto se změna tvaru týká spíše rychlosti otevření a doby otevření. Tento fakt je patrný právě tím, že je ostrá vačka oblá. Doba otevření se prodlužuje a také se zvyšuje rychlost otevření a zavření ventilů. Vzhled vačky je názorný na Obr. 8 níže.

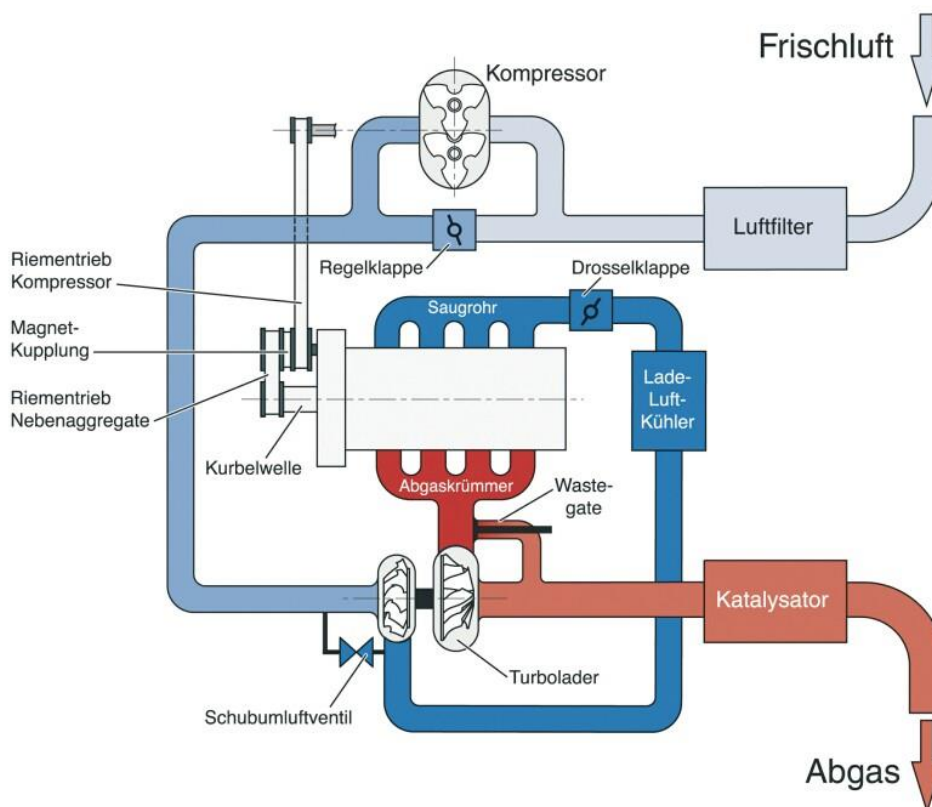


Obr. 8: Vačka vačkové hřídele (vlevo – běžná, vpravo – ostrá) [8]

U motoru dvoutaktních se výměna pracovní náplně neprovádí skrze ventily, ale nýbrž skrze vyplachování válce pomocí vyplachovacích kanálů. Zvýšení výkonu u dvoutaktních motorů je složitější, protože zde se hmotnost směsi, která se dostane do válce vázaná samotnou konstrukcí spalovacího motoru. Směs se nasává sacím kanálem nebo skrze šoupátkový rozvod do dmyhadla (píst – prostor u klikové hřídele), která se následně stlačena a přepuštěna kanály do válce. Možnost dosažení vyšších výkonu lze zamezením prostupnosti směsi zpět do sacího kanálu užitím klapky se zamezeným zpětných chodem, aby se směs pouze dostala dovnitř. Dalším způsobem se zvýšení počtu vyplachovacích kanálů a změna jejich vyústění, které má zásadní vliv na udržení směsi před únikem do výfukového kanálu. Výfukové plyny nejprve opouštějí válec zbytkovým tlakem a v druhé fázi dvou tlačeny čerstvou směsí, která se přetlakem vytlačována vyplachovacími (též přepouštěcími) kanály. Pokud bude špatné vyústění přepouštěcích kanálů, bude se nová směs šířit výfukem ven. Dojde ke zvýšení měrné spotřeby paliva a ke snížení výkonu. Přepouštěcí kanály se konstruují o 90° natočené proti ose výfukového kanálu. Zvýhodnění může též přinést přepouštěcí kanál, jehož vyústění bude o 180° pootočené oproti ose výfukového kanálu a pomůže výfukovým plynům opustit válec. Tento kanál musí být navržen tak, aby neunikala směs ven z válce a pouze pomohla vytlačit zbytkové spaliny. Výhodné je také především, aby kanály měly co nejmenší odpor vůči proudění. To znamená zlepšení průchodnosti směsi do válce a výsledně vyšší výkon a také vyšší střední efektivní tlak.

Spojitosť s výměnou směsi má princip přeplňování spalovacího motoru. Přeplňování v odborné souvislosti znamená navýšení plnicího tlaků vlivem přídavného zařízení, kterým bývá nejčastěji turbokompresor (turbodmyhadlo). Hlavní myšlenka přeplňování je založena na zvýšení hmotnostního toku plynu (vzduchu), který se dostane do válce. Nastává zde ale několik problémů, které tuto metodu znevýhodňují. Vysoká teplota součástí, i samotného motoru, zvětšuje aktuální objem vzduchu, a tudíž snižuje hmotnostní tok. Vyšší teplota stlačeného vzduchu je potřeba snížit, aby se do spalovacího prostoru dostala co největší váha (hmotnost). Řešením je mezichladič (tzv. intercooler), který se nachází na vedení za turbokompresorem. Stlačený vzduch se ochlazuje, snižuje objem a zvyšuje se jeho hmotnost, která se do válce dostane. Tímto způsobem dochází ke zvýšení dodaného tepla, která je následně převedeno s určitou účinností na užitečnou práci.

Vliv účinnosti plnění závisí na konstrukčním řešení, typu pohonu a stavbě vedení stačeného plynu. Pohon je zajištěn dvěma hlavními způsoby. Prvním z nich je zbytková energie výfukových plynů, která je využita k pohonu (roztočení) turbokompresoru. U tohoto způsobu je nutné chlazení mezichladičem, protože se vlivem průchodu přes turbokompresor zahřívá a zvyšuje aktuální objem. Druhým způsobem je řešení pohonu skrze přídatný řemen příslušenství. Tento pohon užívá firma Mercedes Benz. U tohoto řešení není nutné intenzivní chlazení, protože statický turbokompresor není vystaven vysoké teplotě výfukových plynů. Je zde ale nevýhoda nevyužití zbytkové energie. Příkon turbokompresorů je odebíraný přímo z vyprodukovaného výkonu motoru, tudíž motor je o část výkonu „ochuzený“.



Obr. 9: Schéma přepínání motoru [9]

Dalším možným zvýšením středního efektivního tlaku je tvorba směsi. Tvorba směsi je rozdělena do dvou kategorií podle typu paliva, které je užito. U spalovacích vznětových motorů je užíván princip vstřikování paliva do stlačeného ohřátého vzduchu. U motoru zážehových se dříve využívalo tvorby směsi v karburátoru. Nové řešení je skrze elektronické řízení pomocí čerpadla a vstříků. Rozděluje se buď na přímé nebo nepřímé.

Využití a efektivita (zvýšení středního efektivního tlaku) se u vznětových motorů vlivem nových požadavků zvyšovala. Původní řadová či rotační čerpadla se vstříky byla nahrazena systémem Common Rail, který se v dnešní době hojně užívá. Toto zlepšení spočívá v navýšení vstřikovacích tlaků či kvality geometrie vstřikovaného paliva.

U motorů zážehových se zpočátku užívaly jednokomorové karburátory s jednoduchým principem. Jelikož je nutné, aby při chodu motoru byly zaručené stálé stechiometrické parametry směšování. Na tento požadavek vznikla konstrukce dvoukomorových či vícekomorových karburátorů. Střední efektivní tlak motoru závisí na kvalitě hoření. Nové typy karburátorů, více stabilizovaly stechiometrické parametry ve větším rozsahu otáček. Častým problémem byl také akcelerační přechod, ve kterém nastává prudké ochuzení směsi, proto byly karburátory dále vybaveny novým zařízením (ekonostatem), které při prudké akceleraci obohatil směs.

Jelikož je karburátor zařízení, které pracuje na principu Venturiho trubice. Kvalita plnění válců je omezena, tudíž dochází ke změně kvality průtoků vzduchu a následné směsi. S novým vývojem technologií byly karburátory nahrazeny elektronicky řízeným vstřikováním.

Vstřikování bylo zpočátku jednobodové a nahrazovalo karburátor. Později bylo jednobodové řešení nahrazeno vícebodovým (jeden vstřik na jeden válec). Toto řešení optimalizovalo chod každého válce zvlášť. Jednalo se ovšem stále o nepřímé vstřikování. Přímé vstřikování paliva přímo do válce, které začalo být využíváno, má mnoho výhod, ale i nevýhod oproti vstřikování nepřímému. K hlavním výhodám patří nízké palivové ztráty, jelikož je palivo vstřikováno přímo do válce. Další výhodou je navýšení středního efektivního tlaku, protože kvalita směsi se mnohem více idealizovala. Nevýhodou je neočistění sacích ventilů. Vlivem nečistot se na sacím ventilu vytvoří úsada karbonu, která vede k vážným problémům a výsledek může být více negativní a výše výkonu, také středního efektivního tlaku, může klesnout. Další nevýhodou je vyšší emise dusíkatých sloučenin (NOX).

3 HISTORICKÝ VÝVOJ STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU

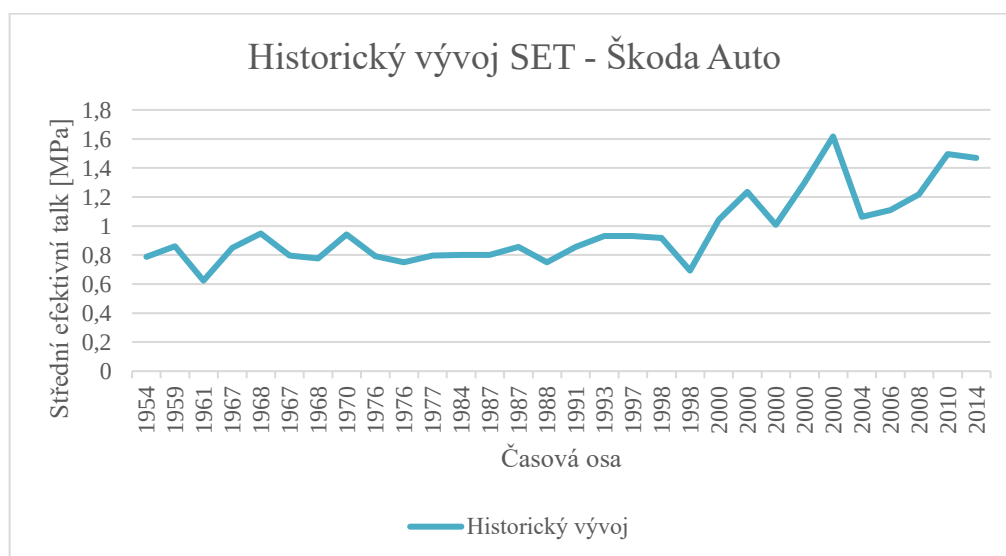
3.1 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK U SPALOVACÍCH MOTORŮ AUTOMOBILŮ

Střední efektivní tlak se vyvíjel v historii skrze mnohé události a důležité průlomové momenty. K významným momentům patří válečné období, kde byl kladen velký důraz na prudký vývoj nových technologií a strojů, protože každý chtěl mít tu nejlepší techniku, která mohla být. Mezi důležité vývojové lidry, které v Evropě působily, jsou nejvýznamnější Německá říše, Sovětský svaz (SSSR) a Velká Británie. Oblast vývoje spalovacích motorů, které byly nedílnou součástí tanků, motocyklů, nákladních automobilů, a především letadel šla v průběhu 2. světové války silně kupředu. Dalším důležitým momentem, který se podílel na vylepšení a zvýšení efektivity spalovacího motorů, byl vývoj rozvodového mechanismu u čtyřdobých spalovacích motorů. Samotné rozvody motoru silně ovlivňují plnění válce směsí či vzduchem a podílí se také na hodnotě maximálních otáček.

V druhé polovině 20. století nastal silný rozmach vývoje elektroniky a elektronických zařízení. Tento průlom se do kategorie spalovacích motorů dostal v podobě řízení tvorby směsi za dosavadní mechanický či elektricky řízený karburátor. Tento přechod navýšil výkon spalovacích motorů, ale především snížil měrnou spotřebu paliva a emisi výfukových plynů.

Moderním trendem dnešní doby se spalovací motor, který se přeplňovaný turbokompresorem. Tento trend je řešením, jak docílit většího výkonu při zachování stejného zdvihového objemu. Jsou zde ale nutné podmínky na vyšší náchylnost a opotřebení dílů, které je potřebné splnit. Mezi hlavní patří vyšší nároky na kvalitu maziva (motorového oleje) a také odolnější materiály pro stavbu samotného motoru.

Pro bližší klasifikaci vývoje středního efektivního tlaku a koncepcí spalovacího motoru jsou níže uvedené grafy a tabulky z vývoje československé a později české firmy Škoda Auto, německého BMW a japonského Nissanu. Pro zjednodušení bude dále střední efektivní tlak označený pod zkratkou SET.



Graf 1: Historický vývoj středního efektivního tlaku – Škoda/Škoda Auto

Tab. 1: Tabulka vývoje hodnot středního efektivního tlaku Škoda/Škoda Auto [10] [11] [12]

Rok	Tovární značka	Zdvihový objem [dm ³]	Výkon [kW]	Otáčky [min- 1]	palivo (B/N)	SET [MPa]
1954	Škoda 440 (Spartak)	1,089	30	4200	B	0,7871
1959	Škoda Felicia	1,089	39	5000	B	0,8595
1961	Škoda Octavia Combi	1,221	33	5200	B	0,6237
1967	Škoda 1000 MBG	0,998	33,9	4800	B	0,8492
1968	Škoda 1000 MBG (závodní A2)	0,998	55,2	7000	B	0,9482
1967	Škoda 1100 MBX	1,107	38,2	5200	B	0,7963
1968	Škoda 1203 (TAZ 1500)	1,443	42	4500	B	0,7762
1970	Škoda 110 R	1,107	45,6	5250	B	0,9415
1976	Škoda 105	1,046	33,1	4800	B	0,7911
1976	Škoda 120 L	1,174	36,7	5000	B	0,7503
1977	Škoda 120 LS	1,174	40,5	5200	B	0,7961
1984	Škoda 130 L	1,289	43	5000	B	0,8006
1987	Škoda 135 L	1,289	43	5000	B	0,8006
1987	Škoda 136 L	1,289	46	5000	B	0,8565
1988	Škoda 125 L	1,174	36,7	5000	B	0,7503
1991	Škoda Favorit (karburátor)	1,289	46	5000	B	0,8565
1993	Škoda Favorit (bod. vstřík)	1,289	50	5000	B	0,931
1997	Škoda Felicia 1.3 MPI	1,289	50	5000	B	0,931
1998	Škoda Felicia 1.6 MPI	1,598	55	4500	B	0,9178
1998	Škoda Felicia 1.9 D	1,896	47	4300	N	0,6918
2000	Škoda Octavia I 1.9 TDI	1,896	66	4000	N	1,0443
2000	Škoda Octavia I 1.9 TDI	1,896	81	4150	N	1,2353
2000	Škoda Octavia I 1.6 i	1,595	75	5600	B	1,0076
2000	Škoda Octavia I 1.8 T	1,781	110	5700	B	1,3003
2000	Škoda Octavia I RS 1.8 T	1,781	132	5500	B	1,6171
2004	Škoda Octavia II 1.6 TSI	1,598	85	6000	B	1,0638
2006	Škoda Octavia II 1.6 FSI	1,984	110	6000	B	1,1089
2008	Škoda Octavia II 1.9 TDI PD	1,896	77	4000	N	1,2184
2010	Škoda Octavia II 2.0 TDI CR	1,968	103	4200	N	1,4954
2014	Škoda Octavia III 1.8 TSI	1,798	132	6000	B	1,4683

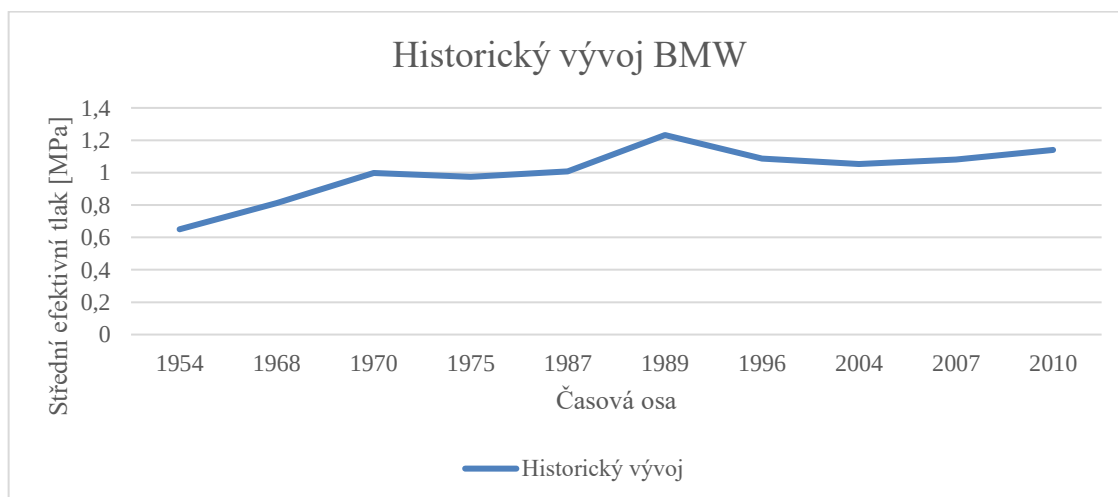
Historický vývoj středního efektivního tlaků se od poválečného období do dnešní doby výrazně zvýšil. Prvotní koncepce spalovacího motoru byly s rozvodem typu SV. Zachycený vývoj se týká motorů především s rozvodovým mechanismem typu OHV, OHC a DOHC. Jak lze z Grafu 1 říci, z hlediska zkoumání, je výrazný nárůst středního efektivního tlaku na přelomu tisíciletí. Tento zlom k vyšším hodnotám způsobila změna typu rozvodu z OHV na OHC a změna typu zařízení pro tvorbu směsi. Rozvodový mechanismus OHC je mnohem výhodnější, protože že je možné výkon zvýšit a zvýšit také běh motoru do vyšších otáček. Tento přechod nastal u výrobní série Škoda Felicia/Octavia a Fabia. Výhodou je také to, že oproti rozvodu OHV nejsou rozvody typu OHC tak hmotně setrvačné.

Vliv na zvýšení výkonu má také plnění válce směsí či vzduchem a kvalita tvorby směsi. Rozvod OHV je díky svému principu silně tepelně náchylný na dilataci. Toto vede k prodlužování součástí (tyčky vahadel, ventily) a je nutné seřizovat vůle takové, aby průběh plnění neovlivnil chod motoru a životnost součástí. Po roku 1990 přišel vůz Škoda Favorit, který měl z počátku motor s mechanickým karburáčním zařízením, poté z části s elektronickou regulací. Nakonec byl od firmy Bosch vyvinut jednobodový vstřikovací mechanismus s řídící jednotkou, který v následujících vozech už zůstal a dále se vyvíjel. Nejprve rozdíl nebyl tak extrémní, ale ukázalo se, že tvorba směsi srze vstřikovací elektronický systém má výhodu nejen snížení emisí a zvýšení výkonu a zvýšení kvality spalování, protože je směs aktuálně nastavována a upravována. Od 90. let šel vývoj dále a jednobodový mechanismus byl nahrazen vícebodovým nepřímým vstřikováním. Tento systém umožnil regulaci směsi pro každý válec zvlášť.

Po roce 2000 ve voze Škoda Octavia s motorem o výkonu 132 kW, který byl již přeplňovaný turbodmychadlem s nepřímým vícebodovým vstřikováním a rozvodem DOHC (dvě vačkové hřídele). Motor byl také vybaven snímači pro regulaci proměnného časování, což z této koncepce učinilo velmi kvalitní stroj.

Moderní spalovací motory typu a TSI a FSI jsou už poznamenány trendem downsizingu. Tento trend spočívá v dosažení co největšího výkonu při co nejmenším zdvihovém objemu. V těchto motorech je užito přímé vícebodové vstřikování paliva přímo do válce s přeplňováním turbodmychadlem.

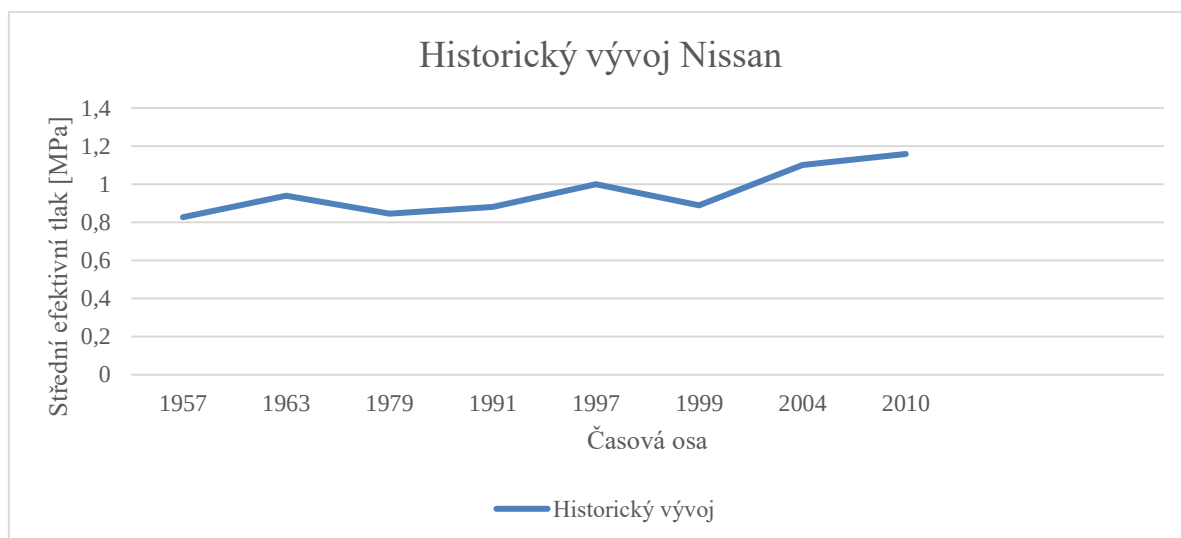
Střední efektivní tlak u koncepcí od motoru TAZ 1500 až do motoru vozu Škoda Favorit se pohyboval v hodnotách kolem 0,8 MPa. Pozdější motory a OHC rozvodem měly střední efektivní tlak 1-1,2 MPa. Nejnovější koncepce, které jsou přeplňované s použitím technologie přímého vstřikování dosahují hodnot 1,5 MPa.



Graf 2: Historický vývoj středního efektivního tlaku – BMW

Tab. 2: Tabulka vývoje středního efektivního tlaku BMW [13] [14]

Rok	Tovární značka/kód motoru	Zdvihový objem [dm ³]	Výkon [kW]	Otáčky [min-1]	Palivo B/N	SET
1954	BMW 501 (M337)	1,971	47	4400	B	0,6503
1968	BMW 2000 (M05)	1,99	74	5500	B	0,8113
1970	BMW E12 (M15)	1,99	96	5800	B	0,9981
1975	BMW E21 (M64)	1,99	92	5700	B	0,9733
1987	BMW E30 (M40)	1,796	83	5500	B	1,0083
1989	BMW E30 (S14B20)	1,99	141	6900	B	1,2322
1996	BMW E36 (M44B19)	1,895	103	6000	B	1,0871
2004	BMW E46 (N46B2)	1,995	105	6000	B	1,0526
2007	BMW E90 (N46NB2)	1,995	115	6400	B	1,0808
2010	BMW E91 (N43B20)	1,995	127	6700	B	1,1402



Graf 3: Historický vývoj středního efektivního tlaku – Nissan

Tab. 3: Tabulka vývoje středního efektivního tlaku Nissan [15]

Rok	Tovární značka/kód motoru	Zdvihový objem [dm ³]	Výkon [kW]	Otáčky [min-1]	Palivo B/N	SET
1957	Nissan (GA30)	1,484	45	4400	B	0,827
1963	Nissan (GB-4)	1,862	70	4800	B	0,9398
1979	Nissan (Z20S)	1,952	66	4800	B	0,8453
1991	Nissan (SR20)	1,998	85	5800	B	0,8802
1997	Nissan (SR18)	1,838	92	6000	B	1,0011
1999	Nissan (NA20S)	1,998	74	5000	B	0,8889
2004	Nissan (QR20DD)	1,998	110	6000	B	1,1011
2010	Nissan (MR20DD)	1,997	108	5600	B	1,1589

Spalovací motory firem BMW a Nissan byly z počátku z hlediska středního efektivního tlaku na podobné úrovni. Firma BMW silně prosperovala na scéně 2. světové války, kde vyvíjela a vyráběla spalovací motory od letadel či motocyklů. Nissan byl po dobu 2. světové války zavřený, tudíž se vývoj nemohl posunout silně v před, nežli tomu tak bylo v německém BMW.

Stejně jako u československé firmy Škoda se vývoj a hodnota středního efektivního tlaku opírala o vývoj nových technologií. Motory tehdejších konstrukcí byly vázány výkonem díky vývoji nových karburátoru a rozvodových mechanismů. Firma BMW, oproti československému vývoji, začala aktivně používat rozvod DOHC a systém nepřímého vstřikování od dekádu dříve. Nejvýznamnější aplikací byl motor BMW S14 s různými parametry výkonu. Jeho nejsilnější (nejvýkonnější) verze BMW S14B Evo3, která se dávala do vozu BMW M3 E30, byla proslulá svým výkonem 175 kW s hodnotou středního efektivního tlaku 1,2 MPa. Tento vůz s motorem Evo 3 byl velmi známý díky užití v závodním prostředí. Samotný vůz BMW M3 E30 byl relativně lehký a výkon motoru a pohon zadní nápravy dával vozu výjimečný charakter.

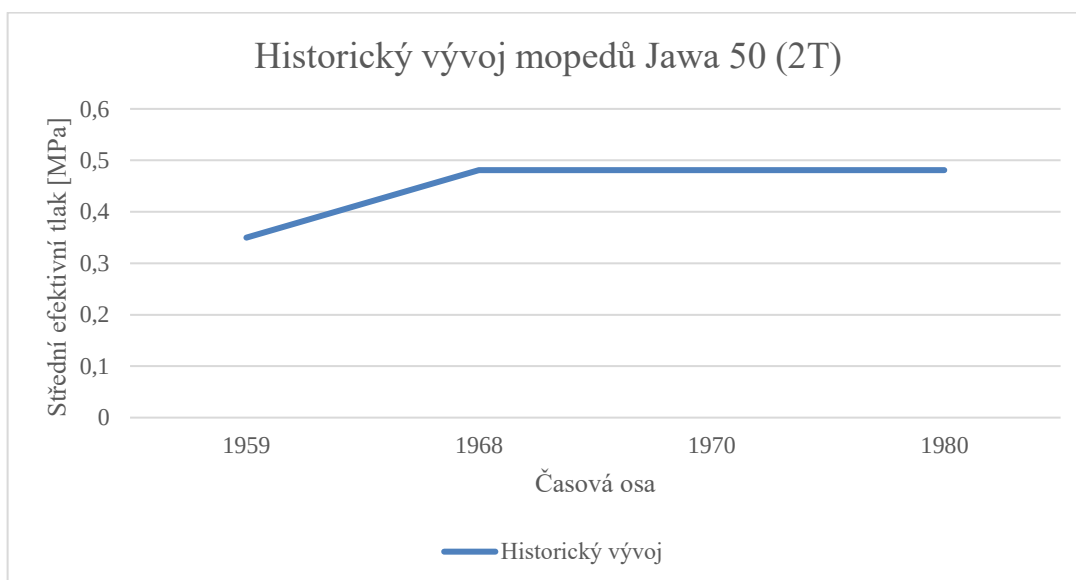
Obecně lze charakterizovat vývoj středního efektivního tlaků u automobilových spalovacích motorů do dekad. Od roku 1950 až do roku 2000 se běžné koncepce spalovacích motorů pohybovaly se středním efektivním tlakem od 0,8 MPa do 1 MPa. Tato hodnota je charakteristická pro konstrukce s OHV rozvodovým mechanismem a karburátorem. Vyšší nárůst středního efektivního tlaku byl zapříčiněn díky vývoji technologií a výzkumu. Z počátku byly jednokomorové karburátory, které měly ale mnoho nedostatku s větší variabilitou otáček a kvalitní tvorby směsi. Vývojem se na scénu dostaly karburátory vícekomorové (nejvýznamnější jsou dvoukomorové), které lépe řešily problém tvorby směsi v různých otáčkách a akceleraci. Tímto byly vylepšena kvalita a dokonalost spalování. Účelným zvýhodněním byl nárůst středního efektivního tlaku, mírné snížení měrné spotřeby paliva a snížení emisí, které jsou přímým důsledkem nedokonalého („studeného“) spalování. Vylepšení díky přidání zařízení obohacující směs při prudké akceleraci (ekonostat), byla vyřešena tzv. díra v chodu, což je náhlé ochuzení směsi díky příliš rychlé změně tlaku s sacím vedením. Od roku 2000 byla většina spalovacích motorů s rozvodovým mechanismem OHC a elektronickým řízením vstřikovacího systému paliva. Tento vývoj zvýšil nárůst středního efektivního tlaku z 1 MPa na 1,2 MPa. Moderní konstrukce s přeplňovanými přímo-vstřikovými systémy v éře downsizingu jsou případ velkého nárůstu středního efektivního tlaku díky malému zdvihovému objemu a extrémního výkonu. Tento nárůst má ale velký požadavek na kvalitu výroby a kvalitu materiálů, protože díky maximálním hodnotám tlaků uvnitř válce dochází k velkému opotřebení. Střední efektivní tlak se u těchto koncepcí pohybuje okolo hodnoty 1,5 MPa.

Mezi významné konstrukce spalovacích motorů patří motor 1203 od firmy škoda („dvanáctistovka“), která se používala v úpravě na závodní účely. Motor TAZ 1500 se v dnešní době upravuje zvýšením objemu, změně vačkové hřídele či laděných svodu pro závodní účely na hasičských soutěžích. Dosahované hodnoty tlaků se pohybují přibližně okolo hodnoty 1,1 MPa, ale za cenu nízké životnosti. Jedním z dalších motorů je nepřepřňovaný šestiválcový motor BMW S54 o výkonu 252 kW a středním efektivním tlaku 1,18 MPa, který se využívá k úpravám v závodní oblasti a pro drift speciály. Nejčastější úpravou je přidání turbokompresoru. Hodnoty středního efektivního tlaku se pohybují kolem 1,6 MPa. [14]

3.2 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK U SPALOVACÍCH MOTORŮ MOTOCYKLŮ

Vývoj spalovacích motorů u motocyklů se vyvíjel příkladným způsobem jako u motorů automobilových. Samotný vliv na výkon a střední efektivní tlak měla dosavadní technologie, která byla v dané době v popředí. Dřívější motocykly buď typu s dvoudobým motorem nebo s motorem čtyřdobých. Z hlediska účinnosti se dvoudobé motory konstruovali především v malém zdvihovém objemu, protože efektivita čtyřdobého spalovacího motoru byla velmi nízká. V dnešní době se od dvoudobých motorů v oblasti pohonu motocyklů upouští, protože mají vysoké emise a relativně nízký výkon v poměru ke zdvihovému objemu. Dvoudobé zážehové motory je možné ale spatřit v motorovém zahradním či lesnickém vybavení (motorové pily, křovinořezy atd.)

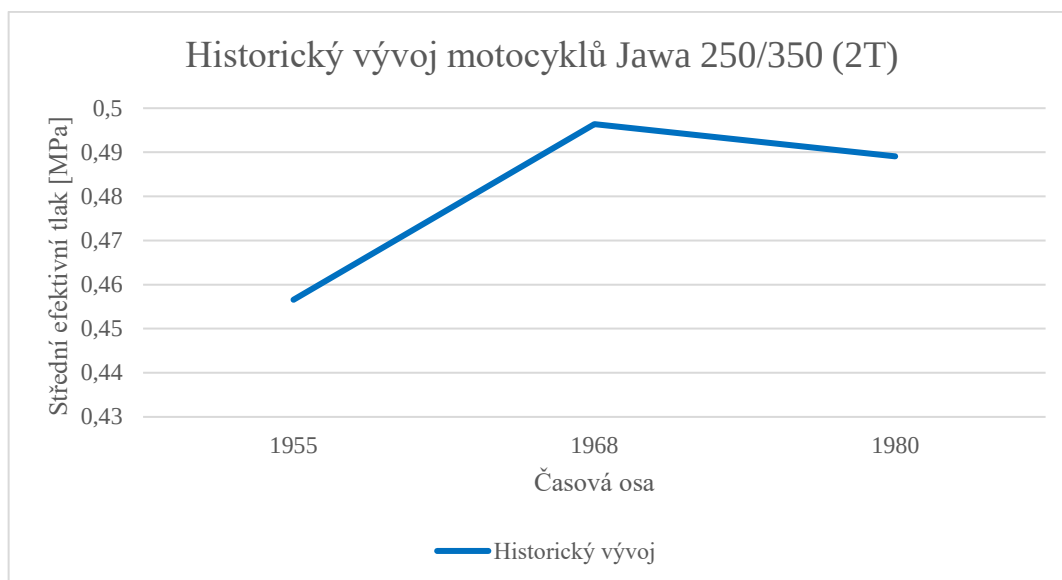
Pro jednotlivý rozbor jsou motory rozděleny do dvou kategorií dle typu. Mezi dvoudobé motory je analýza věnována československé firmě Jawa a pro čtyřdobé mezi hlavní lídry patří BMW, Kawasaki a dále některé koncepce od firmy Jawa.



Graf 4: Historický vývoj středního efektivního tlaku – Jawa 50

Tab. 4: Tabulka vývoje středního efektivního tlaku Jawa 50 [16]

Rok	Tovární značka	Zdvihový objem [dm ³]	Výkon [kW]	Otáčky [min ⁻¹]	SET
1959	Jawa 555	0,0499	1,6	5500	0,3498
1968	Jawa 50/20	0,0499	2,6	6500	0,481
1970	Jawa 50/21 Sport	0,0499	2,6	6500	0,481
1980	Jawa 50/23	0,0499	2,6	6500	0,481



Graf 5: Historický vývoj středního efektivního tlaku Jawa 250/350

Tab. 5: Tabulka vývoje středního efektivního tlaku Jawa 250/350 [17], [18]

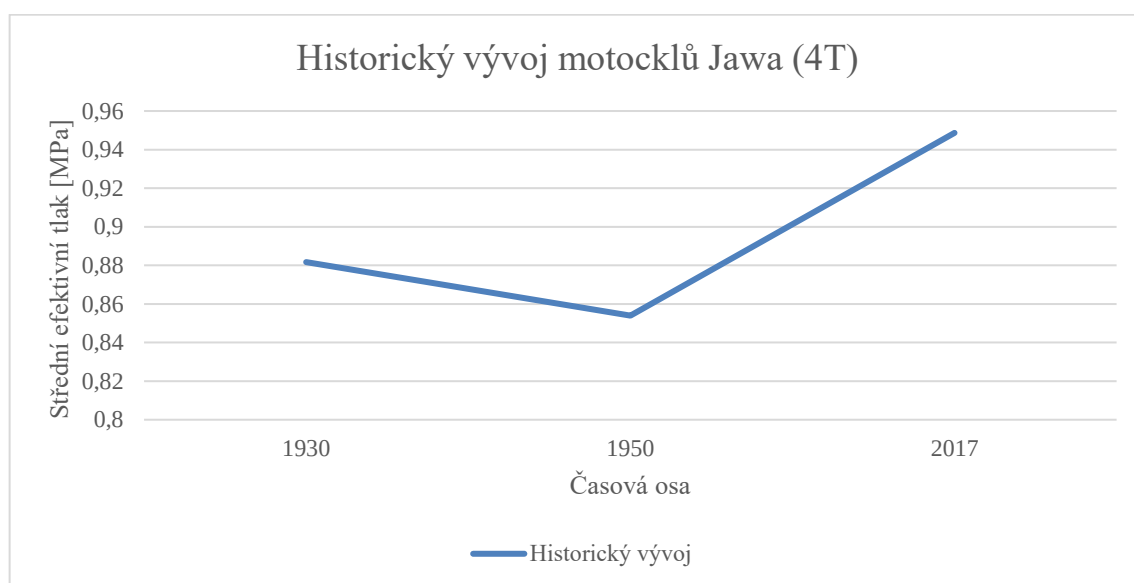
Rok	Tovární značka	Zdvihový objem [dm ³]	Výkon [kW]	Otáčky [min ⁻¹]	SET
1955	Jawa 250/353/4	0,249	9	4750	0,4566
1968	Jawa 250/559	0,249	10,3	5000	0,4964
1980	Jawa 350/634	0,3435	14,7	5250	0,4891

Konstrukce spalovacích motorů díky absenci rozvodového mechanismu silně zjednodušuje princip konstrukce daných spalovacích motorů. S dvoudobými motory je ale silně spjatý systém vyplachování válce (válců). Téměř dokonalé vyplachování je nedílnou podmínkou pro efektivní chod motoru. Časování je velmi složitý proces, kde je nutné vyhledat optimální hladinu uzavření výfukových kanálů, při zachování dostatečné komprese a kompresního poměru. Důležitý faktor zde hraje délka a geometrie výfukového potrubí, které se z velké části podílí na správném vyplachování válce. Jednoduše lze říci, že tlaková vlna šířící se výfukovým vedením se musí odrazit a vrátit se zpět ve chvíli, kdy se zavírá výfukový kanál. V tomto případě nenastane únik směsi z válce do výfukového potrubí a přetlakem zbytkový výplach vtlačí zpět do válce těsně před jeho uzavřením.

Velmi známý stroj malého zdvihového objemu je série motocyklů Jawa 50, která byla a stále je velmi známá. Všechny verze měly zdvihový objem 49,9 cm³. Lišily se ale výkonem a hodnotou středního tlaku. Verze 50/05 stejně jako verze 555 měla výkon 1,6 kW a střední efektivní tlak 0,35 MPa, zatímco novější modely Jawa 50/20, Jawa 50/21 a Jawa 50/23 Mustang měla výkon 2,6 kW a střední efektivní tlak 0,48 MPa. Tohoto zvýšení výkonu a středního efektivního tlaku bylo dosaženo díky lepšímu vyplachování válce změnou geometrie výplachových kanálů. Změna nastala také v oblasti časování. Jelikož se u novějších modelů byla upravena hlava válců, která svojí úpravou zvýšila kompresní poměr. Zvýšením kompresního poměru bylo možné měnit časování výfuku.

Verze Jawy 250 která měla jednoválcový dvoudobý motor dosáhla podobného vylepšení jako Jawa 50. Zvýšení efektivního tlaku nebylo tak prudké, protože při obsahu 250 cm^3 byla úprava motoru mnohem složitější. Jeho paralelní silnější verze Jawa 350 s dvouválcovým motorem (řadový) měla střední efektivní tlak podobný jako Jawa 250 /559, který byl 0,49 MPa.

Dále v československém vývoji nevznikla významná konstrukční koncepce, která by se vyrovnala úspěchům. Moderní dvoutaktní motory, které dosahují maximálního středního efektivního tlaku 1,5 MPa se obvykle konstruuji do 250 cm^3 . V těchto parametrech dosahují nejlepších výkonových charakteristik při výborné dynamice.

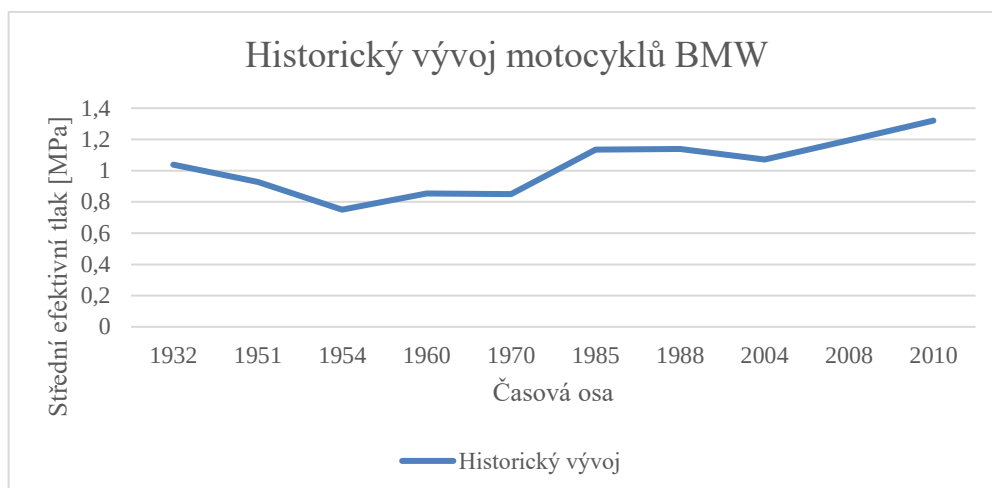


Graf 6: Historický vývoj středního efektivního tlaku Jawa 500 OHV/OHC

Tab. 6: Tabulka vývoje středního efektivního tlaku Jawa 500 OHV/OHC [19], [20]

Rok	Tovární značka	Zdvihový objem [dm ³]	Výkon [kW]	Otáčky [min ⁻¹]	SET
1930	Jawa 500 OHV	0,499	13,2	3600	0,882
1950	Jawa 500 OHC	0,488	19,1	5500	0,854
2017	Jawa 350 OHC	0,397	20,4	6500	0,949

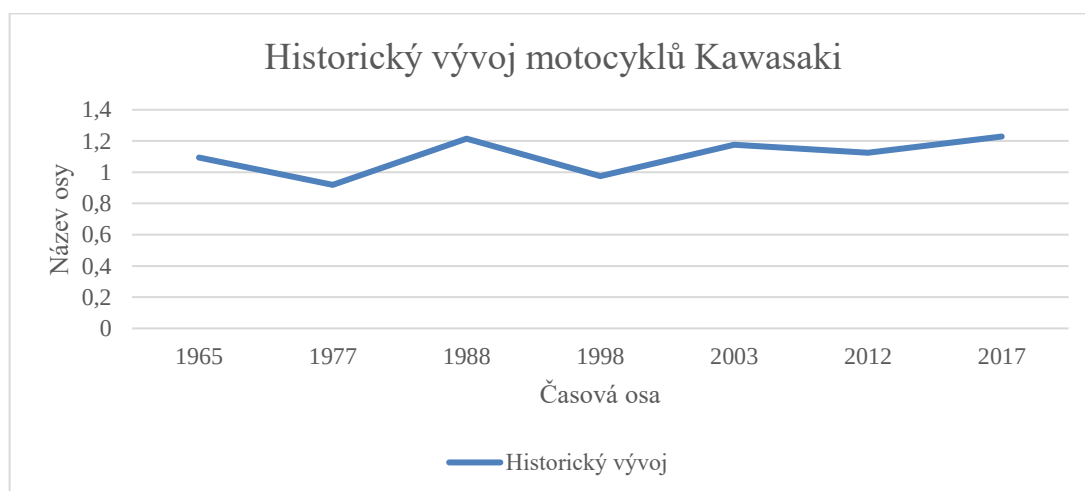
Jawa již v předválečném období vydala model Jawa 500, který měl v roce 1930 motor jednoválcové konstrukce a ventilovým rozvodem OHV. Střední efektivní tlak této koncepce byl na hodnotě 0,88 MPa. Poválečný novější model Jawa 500 OHC měl dvouválcový řadový motor s hodnotou středního efektivního tlaku 0,85 MPa. Moderní retroverze Jawa 350 OHC s jednoválcovým čtyřdobým motorem s elektronickým vstřikováním paliva dosahuje středního efektivního tlaku 0,94 MPa. Tento model je však pouze replika starého modelu.



Graf 7: Historický vývoj středního efektivního tlaku motocyklů BMW

Tab. 7: Tabulka vývoje středního efektivního tlaku motocyklů BMW [21]

Rok	Tovární značka	Zdvihový objem [dm ³]	Výkon [kW]	Otáčky [min ⁻¹]	SET
1932	BMW R2	0,198	6	3500	1,039
1951	BMW R51/3	0,494	21	5500	0,927
1954	BMW R68	0,594	26	7000	0,75
1960	BMW R27	0,247	13	7400	0,853
1970	BMW R50/5	0,498	24	6800	0,85
1985	BMW K75	0,74	56	8000	1,135
1988	BMW K1	0,987	75	8000	1,14
2004	BMW R1200 GS	1,17	81	7750	1,072
2008	BMW F800S	0,798	63,5	8000	1,194
2010	BMW S1000RR	0,999	148,4	13500	1,32



Graf 8: Historický vývoj středního efektivního tlaku motocyklů Kawasaki

Tab. 8: Tabulka vývoje středního efektivního tlaku Kawasaki [22]

Rok	Tovární značka	Zdvihový objem [dm ³]	Výkon [kW]	Otáčky [min ⁻¹]	SET
1965	Kawasaki W1	0,624	37	6500	1,095
1977	Kawasaki Z1000	1,012	62	8000	0,919
1988	Kawasaki ZX-10	0,997	101	10000	1,216
1998	Kawasaki KLE500	0,498	33,6	8300	0,975
2003	Kawasaki Z1	0,953	93,4	10000	1,176
2012	Kawasaki Versys	1,043	88	9000	1,125
2017	Kawasaki Z900	0,948	92,2	9500	1,229

Firma BMW, jak už bylo řečeno u automobilových koncepcí, vyvíjela svoji techniku i během válečného období. Počáteční konstrukce spalovacích motorů byly dvouválcové boxery s rozvodem OHV. Efektivní tlak se pohyboval kolem 1 MPa. Pozdější konstrukce s typy rozvodů OHC vykazovaly nárůst středního efektivního tlaku a stagnovaly kolem hodnoty 1–1,1 MPa. Soudobé motory BMW mají střední efektivní tlak pohybující se kolem hodnoty 1,15 – 1,2 MPa.

Podobný vývoj středního efektivního tlaku jako u BMW má firma Kawasaki. Hodnota středního efektivního tlaku se v průběhu let 1960–1995 pohybuje kolem hodnoty 1 MPa. Dnešní modely Kawasaki Ninja Z900 dosahuje středního efektivního tlaku v hodnotě 1,22 MPa.

Jak německý, tak japonský výzkum a vývoj závisel na tehdejších technologiích. Hlavní moment nárůstu přišel při aplikaci náhrady karburátoru za elektronické vstřikování. Změnou mechanismu rozvodů se motocyklové motory dostaly do vyšších otáčkových tříd, které mnohdy překročili hranici 10 000 otáček za minutu. Tohoto výsledku s OHV rozvody nelze dosáhnout při užití běžných materiálů k jejich konstrukci. Zdvihový objem jednotlivých válců se také začal měnit díky zvýšení jejich počtu. Byl zde problém s vyvážením a kvalitou chodu. Stejně jako u spalovacích motorů automobilů je aplikace variabilního časování, změny předstihu a monitorování dat ze snímačů výfukových plynů spjatá s výkonem a zvýšením středního efektivního tlaku.

Vývojové konstrukce dnešní doby sahají až do tvorby šestiválcových řadových spalovacích motorů. Dnešní motocyklové motory dosahují velmi vysokých otáček. Je nutné snížit setrvačné hmoty, které jsou při jednoválcové či dvouválcové koncepci. Dělení zdvihového objemu motoru z dvou válců do více válců, přináší větší výkon a lepší vyváženost chodu motoru. Lehké součásti nemají tak negativní setrvačné účinky. Mají také vliv na lepším vyvážení statických a dynamických sil a momentů.

ZÁVĚR

Střední efektivní tlak lze charakterizovat jako parametr určující kvalitu koncepce spalovacího motoru. Jeho hodnota vypovídá a míře vykonání práce za určitý čas při daném objemu a otáčkách. Experimentální stanovení tohoto tlaku je stanoveno z dvou hledisek výpočtu. První je skrze dynamometrický přístroj (dynamometr). Z dynamometru je určen točivý moment při určitých otáčkách. Z točivého momentu dle vztahu je určena hodnota středního efektivního tlaku. Druhý je výpočet z výkonu, který je získán také skrze dynamometr a poté vztahem pro výpočet je vypočítána hodnota středního efektivního tlaku.

Střední efektivní tlak spalovacích motorů automobilů a motocyklů v historickém vývoji závisel na mnohým užitých mechanismech a zařízeních. Nedílný vliv na jeho výši měl typ rozvodového mechanismu (SV, OHV, OHC, DOHC). Rozvodový mechanismus typu OHV je rozvod skrze vačkovou hřídel, tyčky vahadel a vahadel. Tento systém má velký setrvačné účinky a velkou náchylnost na tepelnou dilataci. OHC je systém, který se nachází ve spalovacích motorech od 90. let a je charakteristický jednou vačkovou hřídelí umístěnou uvnitř hlavy válců. Tento systém umožňuje vyšší běh spalovacího motoru (vyšší otáčky). DOHC, který je trendem dnešní doby umožňuje časování ventilu nezávisle. Časování sacích a výfukových ventilů je „nezávislé“ a vývojem se stalo i elektronicky řízené. Tento systém se nazývá variabilní časování ventilů. Systém umožňuje okamžitou korekci časování za účelem lepšího plnění válců a zvýšením výkonu v daných otáčkách. Zásadní změnou, která se u většiny spalovacích motorů odehrála v 90. letech bylo nahrazení dosavadních karburátorů za elektronicky řízené vstřikování, které bylo z počátku nepřímé jednobodové a později za účelem zvýšení výkonu a snížení spotřeby nepřímé vícebodové a přímé vícebodové. Dalším pokrokovým vývojem, který měl zásadní podíl na zvyšování středního efektivního tlaku byla aplikace elektronicky řízeného zapalování, které umožňuje aktuální nastavení předstihu. Dosavadní rozdělovače, které byly statické či mírně řízené podtlakovou regulací, měly stále předem definované parametry pouze pro optimální chod. Řízení předstihu má dopad na snížení měrné spotřeby paliva a zvýšení výkonu. Závislost není lineární, tudíž je jí potřebné vždy optimalizovat, aby výsledný zápal byl co nejvíce efektivní. Enormní nárůst po roce 2000 až do dnešní doby způsobila konstrukce s přeplňováním a přímým či nepřímým vstřikováním. Důležitým vývojovým prvkem na přelomu 20. - 21. století, který posunul hranici chodu motoru a zlepšení plnění válců, byla technologická změna z dvou ventilů na válec na čtyři ventily na válec. U dvoudobých motorů velký význam ve zvýšení výkonu přináší nová konstrukce vyplachování a vyšší kompresní poměr.

Vývoj středního efektivního tlaku se u motorů automobilů z počátku 60. let pohyboval okolo hodnoty 0,8 MPa. Hodnota odpovídá konstrukci s rozvodem OHV, karburátorem a statickým zapalováním. V dnešní době dosahuje hodnot až 1,5 MPa u motoru například FSI, TSI. Velký vzrůst byl zapříčiněn dosavadním trendem downsizingu. Samotný význam mluví o zvýšení středního efektivního tlaku. Cílem je získat co nejvyšší výkon za co nejmenšího zdvihového objemu. Má to i své negativa, mezi které patří vyšší požadavek na kvalitu materiálu díky vysokým tlakům. U spalovacího motoru FSI nebo TSI je negativní strana ohledně sacích ventilů, na kterých se díky neočištěné směsi usazují nečistoty a tvoří se nános karbonu. Toto vede výsledně až k poškození motoru.

Střední efektivní tlak u spalovacích čtyřdobých motorů motocyklů se v průběhu šedesáti let zvýšil z hranice 0,95 MPa na 1,3 MPa podle dané konstrukce motoru. Počáteční konstrukce na příkladu motocyklu BMW byly boxerové dvouválcové motory s rozvodem OHV s karburátory.

Soudobé konstrukce jsou většinou vysokootáčkové čtyřválcové nebo dvouválcové vidlicové motory. Dvoudobé motory současně dosahují středního efektivního tlaku 1,4 MPa, které jsou však pouze nižších zdvihových objemů. Toto neplatí u koncepcí dvoudobých motorů pro jiná zařízení a stroje. Historické koncepce dosahovaly tlaků kolem 0,5 MPa až 0,8 MPa. Vyšší výkon odpovídá modernějším konstrukcím za účelem kvalitnějšího výplachu a lepšího utěsnění směsi ve válci.

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] 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%BEdhu#/media/Soubor:Power_and_consumption_on_ignition_timing.svg
- [7] Variabilní časování ventilů. In: *Autolexikon.net* [online]. 2020 [cit. 2020-03-24]. Dostupné z: <https://www.autolexikon.net/cs/articles/variabilni-casovani-ventilu/>
- [8] 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
- [9] 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
- [10] *Automobily Škoda* [online]. Maveric, 2013 [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: <http://www.vozyskoda.wz.cz/>
- [11] Škoda 742. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_742#%C5%A0koda_105
- [12] PAVLŮSEK, Alois. *Století automobilů Škoda*. 1. Brno: CPress, 2012. ISBN 978-80-264-0158-2.

- [13] BMW M10. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/BMW_M10
- [14] Template:BMW automotive petrol engines: 1980s to 2000s. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Template:BMW_automotive_petrol_engines:_1980s_to_2000s
- [15] List of Nissan engines. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_Nissan_engines#Straight-4
- [16] Jawa 50. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Jawa_50
- [17] 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
- [18] Jawa 350/634. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Hlavn%C3%AD_strana
- [19] 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
- [20] Jawa 500 OHV. 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_OHV
- [21] 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
- [22] Template:Kawasaki motorcycles (1980s). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Template:Kawasaki_motorcycles_\(1980s\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Template:Kawasaki_motorcycles_(1980s))

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

η_t	[-]	Termodynamická účinnost
Q_H	[J]	Přivedené teplo do termodynamického cyklu
Q_C	[J]	Odvedené teplo do 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]	Vykonaná práce cyklu
w_t	[J]	Objemová práce
p_e	[MPa]	Střední efektivní tlak
P_V	[kW]	Objemový výkon
n	[min ⁻¹]	Otáčky
p_i	[MPa]	Indikovaný střední tlak reálného cyklu (oběhu)
p_t	[Pa]	Teoretický střední tlak teoretického cyklu
$H\dot{U}$	[-]	Dolní úvrat'
$D\dot{U}$	[-]	Horní úvrat'
η_{mech}	[-]	Mechanická účinnost
P_e	[kW]	Efektivní výkon
P_i	[kW]	Indikovaný výkon
i_p	[-]	Počet činných ploch pístu
P	[W]	Okamžitý výkon
i_v	[-]	Počet válců
$d\alpha$	[°]	Diferenciál natočení klikové hřídele