



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

SPALOVACÍ MOTORY S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

OVER-EXPANDED INTERNAL-COMBUSTION ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Pavel Novotný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Pavel Novotný
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Lubomír Drápal
Akademický rok:	2018/19

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:

Spalovací motory s prodlouženou expanzí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce rešeršní povahy zaměřená na termodynamické oběhy a konstrukční provedení spalovacích motorů s prodlouženou expanzí.

Cíle bakalářské práce:

Uvést motivaci pro použití spalovacích motorů s prodlouženou expanzí. Provést rozbor termodynamiky ideálních oběhů s prodlouženou expanzí a porovnat je s oběhem se stejnou délkou kompresního a expanzního zdvihu. Přehledně zmapovat historický vývoj těchto pohonných jednotek a v technickém popisu se zaměřit zejména na konstrukční prvky umožňující prodloužený expanzní zdvih. Ve stručném souhrnu uvést aktuální poznatky o motorech s prodlouženou expanzí a jejich využití. V závěru zhodnotit dosažené výsledky a nastínit další možný vývoj v této oblasti.

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.

HIERETH, H., PRENNINGER, P. Charging the Internal Combustion Engine. Wien: Springer-Verlag, 2007. ISBN 978-3-211-33033-3.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Úvodem je v práci uvedena stručná historie motorů s prodlouženou expanzí. Následně je rozebrána termodynamika ideálních oběhů s prodlouženou expanzí, která je porovnána s ideálním Ottovým oběhem. Práce se dále zabývá některými konstrukčními řešeními dosažení prodloužené expanze u spalovacího motoru. V práci jsou dále uvedeny vybrané motory s prodlouženou expanzí od předních světových výrobců. V závěru jsou v bakalářské práci řešeny systémy s variabilním kompresním poměrem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Prodloužená expanze, kompresní poměr, expanzní poměr, Atkinsonův cyklus, Millerův cyklus, časování ventilů

ABSTRACT

At the beginning there is a short history of over-expanded engines. Subsequently, the thermodynamics of ideal over-expanded cycles are analysed and compared with the ideal Otto cycle. The thesis also deals with some design solutions for achieving over-expansion in an internal combustion engine. In the thesis there are also selected over-expanded engines from leading world carmakers. At the end the thesis deals with systems with variable compression ratio.

KEYWORDS

Over-expansion, compression ratio, expansion ratio, Atkinson cycle, Miller cycle, valve timing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Novotný, P. *Spalovací motory s prodlouženou expanzí*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 54 s. Vedoucí bakalářské práce Lubomír Drápal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2019

.....

Pavel Novotný

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Lubomíru Drápalovi za odborné vedení a cenné rady, které mi v průběhu tvorby s ochotou poskytl. Také bych rád poděkoval své rodině za veškerou podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Geometrické parametry klikového mechanismu a definice kompresního poměru	10
2 Ideální oběhy spalovacích motorů	12
2.1 Ottův cyklus	14
2.2 Millerův cyklus	17
2.3 Atkinsonův cyklus	19
2.4 Výpočet a porovnání termické účinnosti	20
2.5 Výhody a nevýhody Atkinsonova a Millerova cyklu	23
3 Možnosti dosažení prodloužené expanze	25
3.1 Původní Atkinsonův motor	25
3.2 Původní Millerův motor	26
3.3 Andreáův motor	28
3.4 EXlink Honda system	29
3.5 Časování sacích ventilů	31
4 Systémy proměnného časování ventilů	33
4.1 VarioCam Plus Porsche 911 Turbo	33
4.2 BMW Valvetronic	34
4.3 Nastavovač vačkového hřídele Delphi	35
4.4 VTEC Honda	36
5 Motory a prodlouženou expanzí	38
5.1 NISSAN HR12DDR Engine	38
5.2 FIAT MultiAir Systém	39
5.3 Honda 1,0 l VTEC	40
5.4 VW evo R4 1,5 l TSI	42
6 Systémy Proměnného kompresního poměru	45
6.1 Systém proměnného kompresního poměru v motoru pracujícím s Atkinsonovým cyklem	45
6.2 Duální pístový mechanismus	48
6.3 Proměnná délka ojnice „VCRCOnRod“	48
Závěr	50
Seznam použitých zkratk a symbolů	53

ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je utvořit stručný ucelený přehled motorů s prodlouženou expanzí, tedy motorů, které poskytují delší expanzní zdvih, než je zdvih kompresní.

Spalovací motory mají dlouhou historii, první z nich se objevily již na počátku 50. let 19. století. Původně byly tyto motory vytvořeny pro zcela jiné účely, vyvíjely se jako hnací jednotky pro drobnější průmysl. Postupem času začaly nahrazovat velmi nevhodná parní zařízení a jiné stroje tehdejší doby. Za největšího průkopníka spalovacích motorů je považován Nicolaus Augusta Otto, německý strojař, konstruktér a vynálezce. Svůj první čtyřdobý zážehový motor představil na pařížské výstavě v roce 1878. Motor byl jednoválcový a měl výkon přibližně 3kW. Jeho motor se stal základním pilířem pro konstrukci dalších spalovacích motorů. Postupem času chtěli konstruktéři zlepšovat parametry spalovacích motorů, a tak se začaly vyvíjet spalovací motory s prodlouženou expanzí. Jeden z prvních vynálezců, který se těmito motory zabýval byl anglický inženýr a vynálezce James Atkinson. V 90. letech 19. století si nechal patentovat motor, který disponoval delším expanzním zdvihem než kompresním. Této skutečnosti dosáhl složitým klikovým mechanismem, který se skládal z válce, pístu a tří ojníc. Důvodem pro využití této speciální konstrukce bylo to, že se J. Atkinson chtěl vyhnout patentu N. A. Otta, který, jak již bylo zmíněno, už před nějakou dobou sestavil čtyřdobý pístový spalovací motor. Během dalších let vytvořil J. Atkinson několik modifikací tohoto motoru. Ve 20. letech 20. století byl navržen další motor s prodlouženou expanzí. Motor navrhl francouzský vynálezce Andreau. Prodlouženého expanzního zdvihu dosáhl pomocí speciální konstrukce ojnice. Konstrukce této ojnice spočívala v její proměnlivé délce. Později na začátku 2. poloviny 20. století patentoval podobný typ motoru americký vynálezce Ralph Miller. Rozdílem bylo, že R. Miller dokázal dosáhnout prodloužené expanze bez složitého mechanismu se třemi ojnícemi jako J. Atkinson. R. Miller použil u svého vynálezu klasický klikový mechanismus a standardní časování sacích a výfukových ventilů. Pro dosažení prodloužené expanze využil speciální kontrolní ventil, kdy docházelo k tomu, že tento kontrolní ventil se uzavřel až během kompresního zdvihu. Během tohoto zdvihu se směs vzduchu a paliva vrací zpět do sacího kanálu. Millerův původní motor byl dále opatřen přeplňováním v podobě turbodmyhadla. Motory s prodlouženou expanzí jsou podrobněji probrány v kapitole 4. [1] [2] [3]

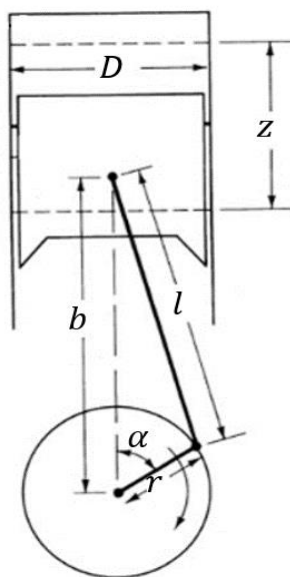
Pro neuspokojivé výsledky tyto motory nebyly dříve více uplatňovány. V posledních letech se však čím dál tím více klade důraz na snižování emisí výfukových plynů a spotřeby paliva, a právě motory s prodlouženou expanzí jsou jedním z možných řešení, jak těchto požadavků docílit. Klasický zážehový spalovací motor pracuje na principu Ottova cyklu, tento cyklus ale není schopen pracovat s prodlouženým expanzním zdvihem. Proto spalovací motory s prodlouženou expanzí pracují na principu Atkinsonova nebo Millerova cyklu. Prodloužené expanze lze docílit několika způsoby, nejčastější jsou však dva následující. Prvním z nich je speciální konstrukce klikového mechanismu a druhým způsobem je změna časování sacích ventilů. Některé tyto vybrané systémy jsou v práci podrobněji vysvětleny.

1 PARAMETRY KLIKOVÉHO MECHANISMU A DEFINICE KOMPRESNÍHO POMĚRU

Na úvod je důležité rozdělit dva základní kompresní poměry. Statický (geometrický) kompresní poměr je definován jako poměr celkového objemu spalovací komory s pístem v dolní úvrati ku celkovému objemu spalovací komory s pístem v horní úvrati. Statický kompresní poměr je měřen, když je sací ventil plně zavřen, při reálném chodu motoru se to však moc často nestává. Naopak dynamický (skutečný) kompresní poměr počítá s pohybem sacího ventilu. Určení tohoto skutečného poměru není vůbec jednoduché. K vypočtení je potřebné znát délku zdvihu a délku ojnice, aby bylo možné určit polohu pístu. Dynamický kompresní poměr je vždy nižší než statický kompresní poměr. Tento poměr je důležitá veličina ovlivňující velkou část parametrů motoru, vliv má na teplotu spalování, tlak ve válci, detonační spalování a mnoho dalšího. [4] [5]

Statický kompresní poměr je definován vztahem, kde V_z je zdvihový objem a V_k je objem směsi při kompresi [5]:

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k} \quad (1)$$



Obr. 1 Geometrie válce, pístu, ojnice a klikového hřídele [5]

Obr. 1 popisuje geometrii válce, pístu, ojnice a klikového hřídele, kde D představuje vrtání válce, z udává zdvih, l je délka ojnice, r je poloměr klikového hřídele a α je úhel natočení klikového hřídele. [5]

b je vzdálenost mezi klikovým hřídelem a osou čepu pístu, je definována vztahem [5]:

$$b = r \cos \alpha + (l^2 - r^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Další důležité veličiny pro výpočet kompresního poměru jsou: poměr vrtání a zdvihu pístu, poměr délky ojnice a poloměru klikového hřídele a zdvih, tyto veličiny můžeme definovat pomocí vztahů (3), (4) a (5). [5]

$$R_a = \frac{D}{z} \quad (3)$$

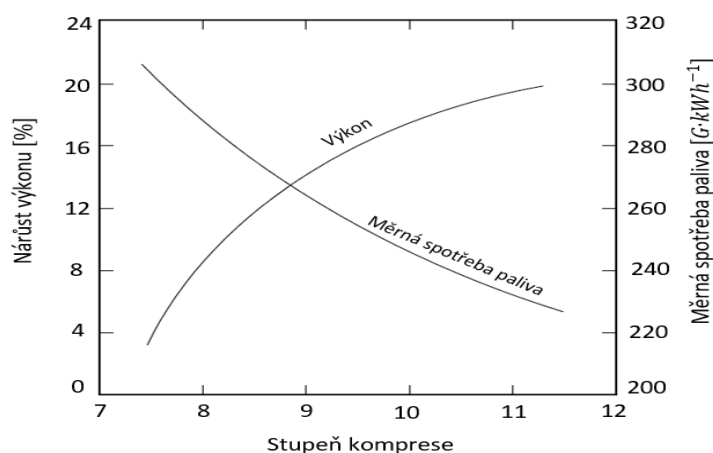
$$R_b = \frac{l}{r} \quad (4)$$

$$z = 2r \quad (5)$$

Jednotlivé hodnoty kompresních poměrů se liší podle toho, jestli spalovací motor spaluje naftu (vznětový motor) nebo benzín (zážehový motor). Zatímco u zážehových spalovacích motorů se kompresní poměr pohybuje přibližně v rozmezí od 8,0 : 1 do 12,0 : 1, vznětové spalovací motory mají kompresní poměr vyšší, a to od 12,0 : 1 do 24,0 : 1. [5]

VLIV KOMPRESNÍHO MOTORU NA PARAMETRY MOTORU

Se zvyšujícím se kompresním poměrem se zvyšuje také tlak a teplota ve válci při kompresi. Naopak časová prodleva mezi sepnutím zapalování a skutečným zážehem směsi se snižuje. Tlak a teplota ve válci dále záleží na otáčkách motoru, čím jsou otáčky vyšší, tím méně dochází k tlakovým a tepelným ztrátám. Pro vznětové (dieselové) motory je nezbytné mít dostatečně velký kompresní poměr, který zvýší teplotu vzduchu těsně nad hodnotu teploty samovznícení vstříkovaného paliva. Se zvýšením kompresního poměru také dojde ke zvýšení hustoty směsi. Díky této skutečnosti roste rychlost hoření, tedy rychlost vzestupu tlaku a velikost maximálního tlaku ve válci. Jinak řečeno, zvýší se celková tepelná účinnost. S rostoucí tepelnou účinností se snižuje měrná efektivní spotřeba paliva. Vyšší kompresní poměr má však i své nevýhody. Vyšší tlaky ve válci, které zvyšují třecí ztráty pístních kroužků a kompresní a expanzní ztráty, kdy dochází k většímu prostupu tepla do stěny válce. Také musí být vynaloženo více práce pro stlačení nasáté směsi. Tyto skutečnosti vedou ke snižování mechanické účinnosti. Další nevýhodou je, že motor musí být robustnější a tím se stává těžším. [4]



Obr. 2 Vliv stupně komprese na měrnou spotřebu paliva a výkon motoru [4]

2 IDEÁLNÍ OBĚHY SPALOVACÍCH MOTORŮ

Spalovací motory se používají k pohonu různých strojů a zařízení, jako jsou např. automobily, motocykly, vrtulová letadla a jiné. Pro znázornění průběhu cyklu spalovacího motoru se používá tzv. p - V diagram, který znázorňuje závislost tlaku na objemu. U ideálních oběhů spalovacích motorů se reálné děje nahrazují vratnými termodynamickými ději. Tato skutečnost přináší jistá zjednodušení. Vratné děje mohou být uskutečněny pouze s ideálním plynem. Složení a objem plynu se v průběhu nemění. Hoření je nahrazeno přívodem tepla a výfuk odvodem tepla. [6]

Ideální plyn je popsán stavovou rovnicí ideálního plynu [6]:

$$pV = mrT \quad (6)$$

Kde: p je tlak, V je objem ideálního plynu, m je hmotnost plynu, r je měrná plynová konstanta a T je teplota.

Viz obr. 3 rozlišujeme následující ideální vratné termodynamické děje [6]:



Obr. 3 Ideální vratné termodynamické děje znázorněné v p - V a T - s diagramu [6]

IZOTERMICKÝ DĚJ

Izotermický děj znázorňuje termodynamická křivka izoterma. Při izotermické expanzi koná práci ideální plyn a teplo se musí do soustavy dodávat. Při izotermické kompresi je tomu přesně naopak. Izotermická expanze i komprese probíhají za konstantní teploty. [6]

Děj popisuje Boyle-Mariotteův zákon, který současně představuje rovnici změny stavu při tomto ději, lze vyjádřit následujícími vztahy [6]:

$$dT = 0, \quad T = konst \quad (7)$$

$$pV = konst \quad (8)$$

Izobarický děj

Tento děj představuje křivka izobara. Rozdělujeme izobarický ohřev, při kterém se přivádí teplo do soustavy a tím soustava koná práci a izobarické ochlazování, což je děj opačný. Izobarický děj probíhá za konstantního tlaku. [6]

Izobarický děj vyjadřuje Gay-Lussacův zákon, který je také rovnicí změny stavu. Děj je možné popsat těmito vztahy [6]:

$$dp = 0, \quad p = konst \quad (9)$$

$$\frac{V}{T} = konst \quad (10)$$

Izochorický děj

Izochorický děj představuje křivka izochora. Opět lze rozlišit dva takové děje. Při izochorickém ohřevu se teplo do soustavy přivádí, naopak tomu je při obráceném ději, kdy nastává izochorické ochlazování. Oba tyto děje probíhají za konstantního objemu plynu. [6]

Izochorický děj je vyjadřován pomocí Charlesova zákona, který současně představuje rovnici změny stavu [6]:

$$dV = 0, \quad V = konst \quad (11)$$

$$\frac{p}{T} = konst \quad (12)$$

Adiabatický děj

Při adiabatickém ději nedochází k výměně tepla s okolím, děj probíhá v tepelně izolované termodynamické soustavě. [6]

Pro adiabatický děj je nutné zavést Poissonovu konstantu, která popisuje daný plyn, následně můžeme adiabatický děj vyjádřit následujícími vztahy [6]:

$$dQ = 0, \quad Q = 0 \quad (13)$$

$$pV^\kappa = konst \quad (14)$$

Polytropický děj

Polytropický děj byl zaveden z toho důvodu, že izotermický a adiabatický děj jsou mezní děje při expanzi a kompresi a nelze je tedy v reálném oběhu realizovat. Polytropický děj se pohybuje v oblasti mezi adiabatickým a izotermickým dějem, a tak lépe modeluje dané změny. [6]

Takový děj znázorňuje technická polytropa a lze popsat následující rovnicí změny stavu [6]:

$$pV^n = konst \quad (15)$$

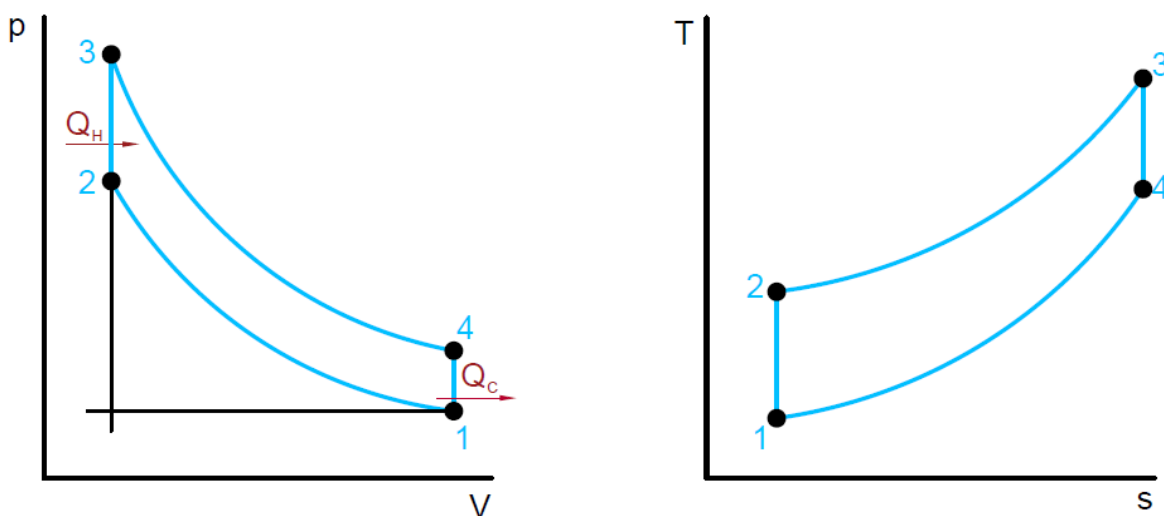
Kde exponent n náleží intervalu 1 až κ .

Všechny výše zmíněné termodynamické děje lze považovat za speciální případy obecného polytropického děje, pro který platí rovnice (14). Pro některé hodnoty exponentu n lze odvodit rovnice všech doposud uvedených termodynamických dějů. [6]

2.1 OTTŮV CYKLUS

2.1.1 PRŮBĚH IDEÁLNÍHO CYKLU

Ottův cyklus popisuje činnost zážehového spalovacího pístového motoru. [6]



Obr. 4 p-V a T-s diagram Ottova cyklu [7]

Obr. 4 popisuje teoretický Ottův cyklus. Cyklus je popsán čtyřmi základními ději, kde jsou reálné děje nahrazeny ději ideálními termodynamickými. Nejprve mezi body 1 a 2 dochází k adiabatické kompresi, kde narůstá tlak a teplota, naopak se snižuje objem. Tento děj je následován izochorickým přívodem tepla mezi body 2 a 3. Při tomto ději narůstá tlak a teplota za konstantního objemu. Po přivedení tepla následuje adiabatická komprese probíhající mezi body 3 a 4, kde klesá tlak a teplota, naopak objem roste. Poslední děj cyklu je izochorický odvod tepla, děj nastává mezi body 4 a 1, zde se snižuje teplota a tlak při konstantním objemu. Následně se celý cyklus znovu opakuje. [6]

2.1.2 TERMODYNAMIKA CYKLU

Pro odvození termické účinnosti je potřeba definovat několik základních vztahů. [6]

Prvním parametrem nezbytným pro popsání cyklu je zdvihový objem, který je charakterizován pohybem pístu mezi dolní a horní úvrátí a můžeme ho vyjádřit následujícím vztahem [6]:

$$V_z = V_1 - V_2 \quad (16)$$

Kde: V_1 je objem směsi, když je píst ve spodní úvrátí a V_2 je objem směsi, když je píst v horní úvrátí (objem směsi při kompresi).

Další nezbytnou veličinou pro definici cyklu je kompresní poměr ε , který udává poměr objemů směsi nasáté a směsi stlačené [6]:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_z + V_k}{V_k} \quad (17)$$

Kde: $V_k = V_2$ je Objem směsi při kompresi (objem směsi, když je píst v horní úvrátí).

Expanzní poměr můžeme definovat jako [6]:

$$\beta = \frac{V_4}{V_3} \quad (18)$$

Teplo se přivádí i odvádí u Ottova cyklu izochoricky. Vztahy jsou definovány jako [6]:

$$Q_H = mc_v(T_3 - T_2) \quad (19)$$

$$Q_C = mc_v(T_1 - T_4) \quad (20)$$

Kde: Q_H představuje přivedené teplo, Q_C je odvedené teplo, T_1, T_2, T_3, T_4 jsou teploty v jednotlivých bodech cyklu, m je hmotnost směsi a c_v vyjadřuje měrnou tepelnou kapacitu za konstantního objemu.

Ze vztahů (19), (20) poté můžeme vyjádřit práci cyklu A_0 [6]:

$$A_0 = Q_H - |Q_C| \quad (21)$$

Dále ze vztahů (19), (20) a (21) lze odvodit termickou účinnost [6]:

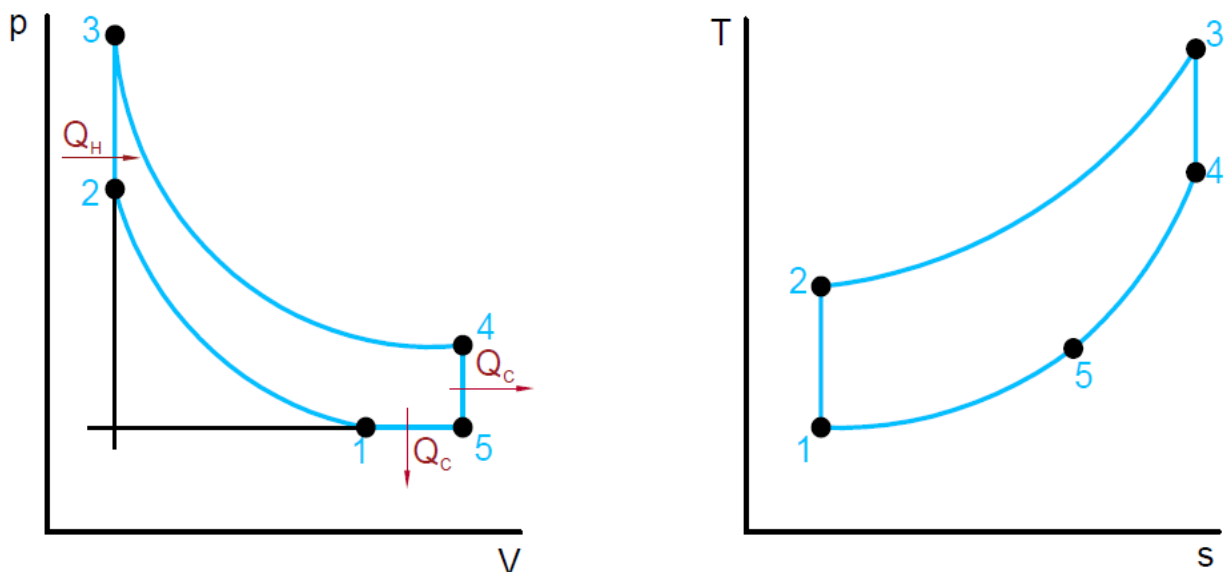
$$\eta_t = \frac{A_0}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (22)$$

čímž se vznítí a následně expanduje. Poté až do bodu 3 prudce narůstá tlak. Mezi body 3 a 4 dochází k adiabatické expanzi, kde se snižuje tlak a zvyšuje objem pracovní látky. V bodě 4 se otevírá výfukový ventil. Následuje poslední děj, ke kterému dochází mezi body 4 a 5, zde se vyfukují zplodiny ven z válce. Cyklus se poté opakuje celý znovu. [6]

2.2 MILLERŮV CYKLUS

Millerův cyklus je oproti Ottovu cyklu charakteristický prodlouženou expanzí. Tento cyklus má poměrně nízký kompresní poměr a zároveň je jeho expanzní poměr vyšší než kompresní. Jak bylo zmíněno v kapitole 1, Ralph Miller dosáhl prodloužené expanze pomocí uzavření sacího ventilu během komprese. V dnešní době se nejčastěji využívá k dosažení prodloužené expanze změna časování ventilů, například EIVC, což znamená Early Intake Valve Closing (dřívější uzavření sacího ventilu) a LIVC, což znamená Late Intake Valve Closing (pozdější uzavření sacího ventilu). Tato problematika je podrobněji popsána v kapitole 4. Původní Millerův návrh měl navíc přidáno přepřňování v podobě turbodmychadla. Avšak Millerův cyklus může pracovat i s motory nepřepřňovanými. [8] [2]

2.2.1 PRŮBĚH IDEÁLNÍHO CYKLU



Obr. 6 p-V a T-s diagram Millerova cyklu [7]

Obr. 6 popisuje průběh Millerova cyklu. Nejprve mezi body 1 a 2 probíhá adiabatická komprese, zvyšuje se tlak a teplota. Objem se snižuje. Následuje děj mezi body 2 a 3, který charakterizuje přívod tepla, které je přiváděno izochoricky, kde narůstá teplota a tlak za konstantního objemu. Děj 3 až 4 popisuje adiabatická expanze. Tento děj simuluje zážeh směsi elektrickou jiskrou ve spalovacím prostoru motoru. Následuje děj probíhající mezi body 4 a 1, kde dochází k odvádění tepla. Teplo se odvádí ve dvou různých krocích. Nejprve nastává mezi body 4 a 5 izochorický odvod tepla, následuje mezi body 5 a 1 izobarický odvod tepla. [7]

2.2.2 TERMODYNAMIKA CYKLU

Obdobně jako u Ottova cyklu, nejprve uvedeme několik základních vztahů, tak aby bylo možné definovat termickou účinnost.

Kompresní poměr je charakterizován vztahem [9] [6]:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (26)$$

Expanzní poměr Millerova cyklu lze zapsat pomocí následujícího vztahu [6]:

$$\beta = \frac{V_4}{V_3} \quad (27)$$

Teplo je dodáváno izochoricky při ději 2→3 a celý proces lze definovat následující rovnicí [9] [6]:

$$Q_H = Q_{23} = mc_v(T_3 - T_2) \quad (28)$$

Odvod tepla probíhá během dvou dějů 4→5 (izochorický děj) a 5→1 (izobarický děj) [9] [6]:

$$Q_C = Q_{45} + Q_{51} = mc_v(T_5 - T_4) + mc_p(T_1 - T_5) \quad (29)$$

Ze vztahů (21) a (22) můžeme odvodit vztah pro práci cyklu [9] [6]:

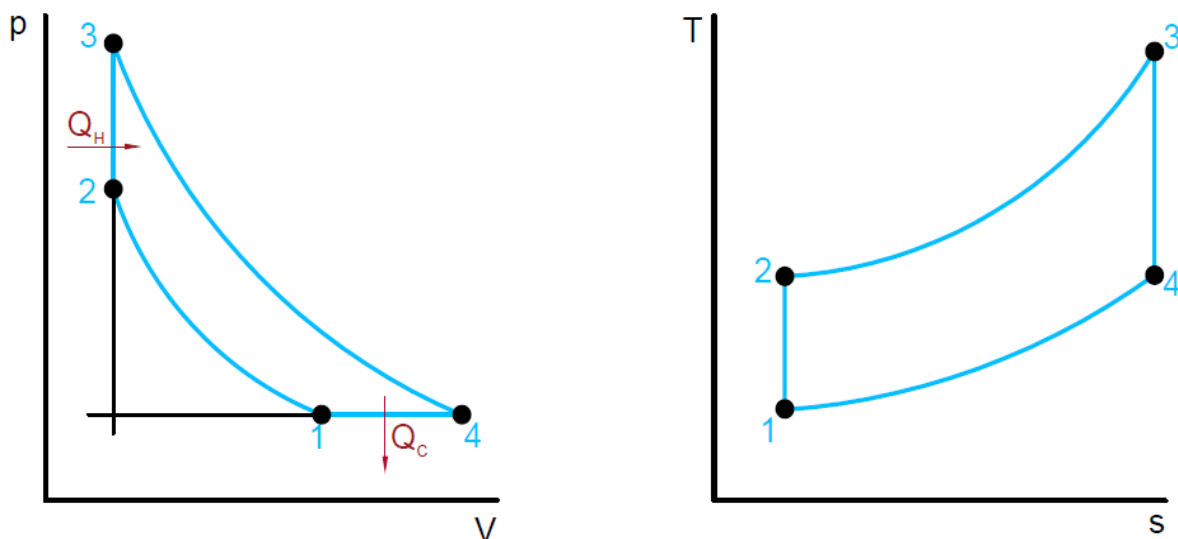
$$A_0 = Q_H - |Q_C| \quad (30)$$

Termická účinnost cyklu lze poté vyjádřit ze vztahů (28), (29) a (30) jako [9] [6]:

$$\eta_t = \frac{A_0}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_5) + mc_p(T_5 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} \quad (31)$$

2.3 ATKINSONŮV CYKLUS

Atkinsonův cyklus je stejně jako Millerův cyklus založen na principu prodloužené expanze. Jeho průběh na první pohled vypadá obdobně jako předchozí cyklus, avšak je zde patrný jeden rozdíl. Tím je, že u Atkinsonova cyklu probíhá expanze až na úroveň barometrického tlaku. Cyklus je navržen tak, aby poskytoval vyšší účinnost na úkor výkonu. Díky této skutečnosti se nepoužívá pouze u klasických automobilů, ale je výhodné použít spalovací motor v kombinaci s elektromotorem, kde je nižší výkon spalovacího motoru doplněn výkonem elektromotoru. [7]



Obr. 7 p-V a T-s diagram Atkinsonova cyklu [7]

2.3.1 PRŮBĚH IDEÁLNÍHO CYKLU

Průběh cyklu popisuje obr. 7. Nejprve nastává mezi body 1 a 2 podobně jako u Millerova cyklu adiabatická expanze. Následuje opět izochorický přívod tepla, ke kterému dochází mezi body 2 a 3. Nasátá směs mezi body 3 a 4 adiabaticky expanduje. Ovšem, jak již bylo zmíněno, expanze Atkinsonova cyklu se od expanze Millerova cyklu liší. Jakmile je ukončena adiabatická expanze, následuje odvod tepla mezi body 4 a 1, což lze přirovnat k výfuku spalin přes výfukový ventil do výfukového potrubí. [7]

2.3.2 TERMODYNAMIKA CYKLU

Kompresní poměr je dán vztahem [9] [6]:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (32)$$

Expanzní poměr je obdobně jako u Ottova a Millerova cyklu dán vztahem [6]:

$$\beta = \frac{V_4}{V_3} \quad (33)$$

Izochorický přívod tepla mezi body 2 a 3 lze popsat rovnicí [9] [6]:

$$Q_H = Q_{23} = mc_v(T_3 - T_2) \quad (34)$$

Izobarický odvod tepla mezi body 4 a 1 je charakterizován vztahem [9] [6]:

$$Q_C = Q_{41} = mc_p(T_1 - T_4) \quad (35)$$

Práci cyklu lze vyjádřit pomocí vztahů (21) a (30) [9] [6]:

$$A_0 = Q_H - |Q_C| \quad (36)$$

Termická účinnost je opět rovna podílu práce cyklu a dodaného tepla a lze ji vyjádřit vztahem [9] [6]:

$$\eta_t = \frac{A_0}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = \frac{mc_p(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} \quad (37)$$

2.4 VÝPOČET A POROVNÁNÍ TERMICKÉ ÚČINNOSTI

Pro uskutečnění výpočtu byl vybrán program MATLAB.

Z důvodu idealizace celého výpočtu byla jako pracovní látka zvolen vzduch s následujícími vlastnostmi:

Tab. 1 Parametry pracovní látky

Hmotnost	m	0,0026	[kg]
Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku	c_p	1,01	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu	c_v	0,72	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
Plynová konstanta	R	287,1	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
Izoentropický exponent	κ	1,4	[–]

OTTŮV CYKLUS*Tab. 2 Vstupní parametry Ottova cyklu*

Typ oběhu	–	Nepřepřítňovaný	–
Zdvihový objem	V_z	2750	$[cm^3]$
Přivedené teplo	Q_H	800	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
Vstupní tlak	p_1	101,325	$[kPa]$
Vstupní teplota	t_1	25	$[^{\circ}C]$
Stupeň komprese	ε	12	$[-]$
Stupeň expanze	β	12	$[-]$

ATKINSONŮV CYKLUS*Tab. 3 Vstupní parametry Atkinsonova cyklu*

Typ oběhu	–	Nepřepřítňovaný	–
Zdvihový objem	V_z	2750	$[cm^3]$
Přivedené teplo	Q_H	800	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
Vstupní tlak	p_1	101,325	$[kPa]$
Vstupní teplota	t_1	25	$[^{\circ}C]$
Stupeň komprese	ε	12	$[-]$
Stupeň expanze	β	16	$[-]$

MILLERŮV CYKLUS

Tab. 4 Vstupní parametry Millerova cyklu

Typ oběhu	–	Nepřepřítňovaný	–
Zdvihový objem	V_z	2750	$[cm^3]$
Přivedené teplo	Q_H	800	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
Vstupní tlak	p_1	101,325	$[kPa]$
Vstupní teplota	t_1	25	$[^{\circ}C]$
Stupeň komprese	ε	12	$[-]$
Stupeň expanze	β	16	$[-]$

POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

```

Command Window
>> Otto

p1 = 101325.000000, V1 = 0.003000, T1 = 298.150000,
p2 = 3285264.621674, V2 = 0.000250, T2 = 805.577471,
p3 = 6966913.739637, V3 = 0.000250, T3 = 1916.688582,
p4 = 214875.395428, V4 = 0.003000, T4 = 709.380192

Command Window
>> Atkinson

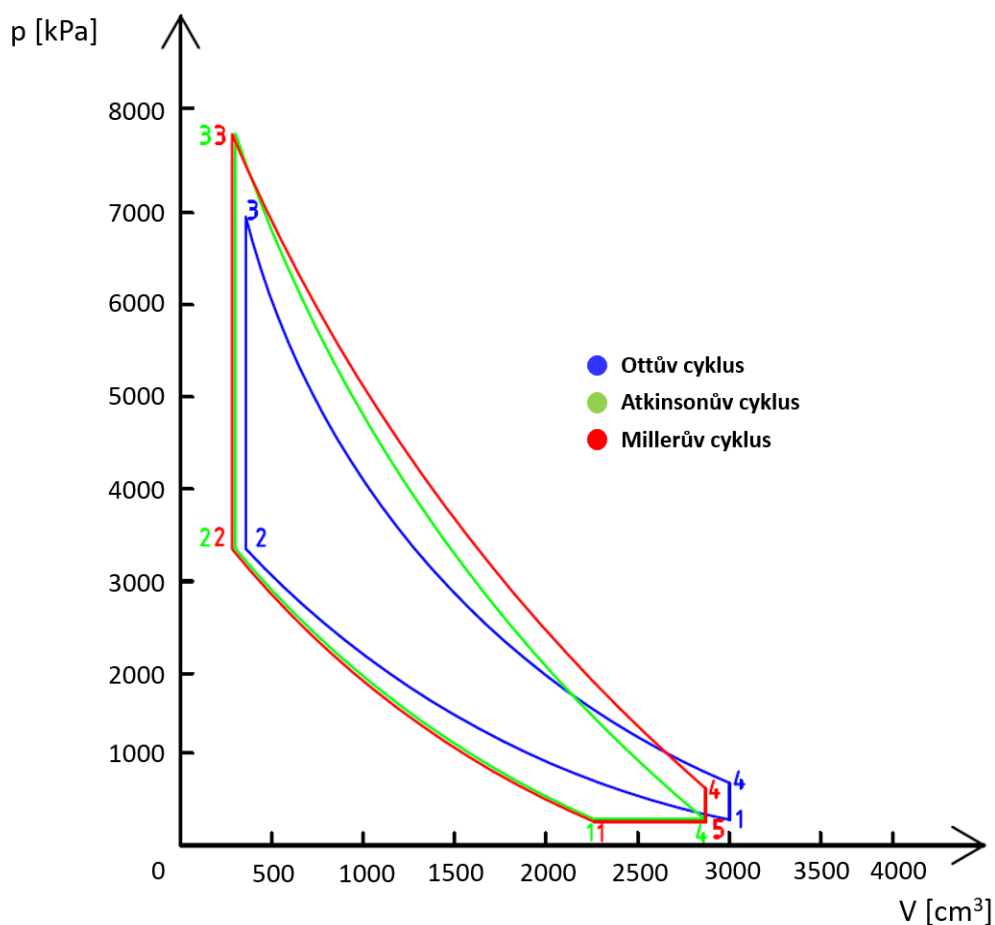
p1 = 101325.000000, V1 = 0.002200, T1 = 298.150000,
p2 = 3285348.248417, V2 = 0.000183, T2 = 805.583330,
p3 = 7816706.840008, V3 = 0.000183, T3 = 1916.694441,
p4 = 101325.000000, V4 = 0.002933, T4 = 397.526105

Command Window
>> Miller

p1 = 101325.000000, V1 = 0.002200, T1 = 298.150000,
p2 = 3285348.248417, V2 = 0.000183, T2 = 805.583330,
p3 = 7816706.840008, V3 = 0.000183, T3 = 1916.694441,
p4 = 161159.476743, V4 = 0.002933, T4 = 632.273369,
p5 = 101325.000000, V5 = 0.002933, T5 = 397.526105

```

Obr. 8 Hodnoty tlaku, objemu a teploty v jednotlivých bodech



Obr. 9 Porovnání cyklů v p-V diagramu

Pomocí hodnot tlaku, objemu a teploty v jednotlivých bodech oběhů byly spočteny následující termodynamické účinnosti:

$$\eta_{t,Otto} = 0,63 \quad (38)$$

$$\eta_{t,Atkinson} = 0,81 \quad (39)$$

$$\eta_{t,Miller} = 0,68 \quad (40)$$

2.5 VÝHODY A NEVÝHODY ATKINSONOVA A MILLEROVA CYKLU

V této podkapitole je pojednáno o výhodách a nevýhodách mezi cykly s prodlouženou expanzí a klasickým Ottovým cyklem. Atkinsonův i Millerův cyklus vykazují lepší termodynamické vlastnosti než Ottův cyklus, avšak tyto cykly s prodlouženou expanzí mají i některé nevýhody, které je potřeba zmínit. [7]

Výhody:

- vyšší termodynamická účinnost než Ottův cyklus za stejných podmínek
- nižší měrná efektivní spotřeba
- nižší teploty výfukových plynů - snižuje se riziko přehřátí při vysokém zatížení
- nižší obsah škodlivin ve výfukových plynech
- možnost využití v hybridních pohonech

Nevýhody:

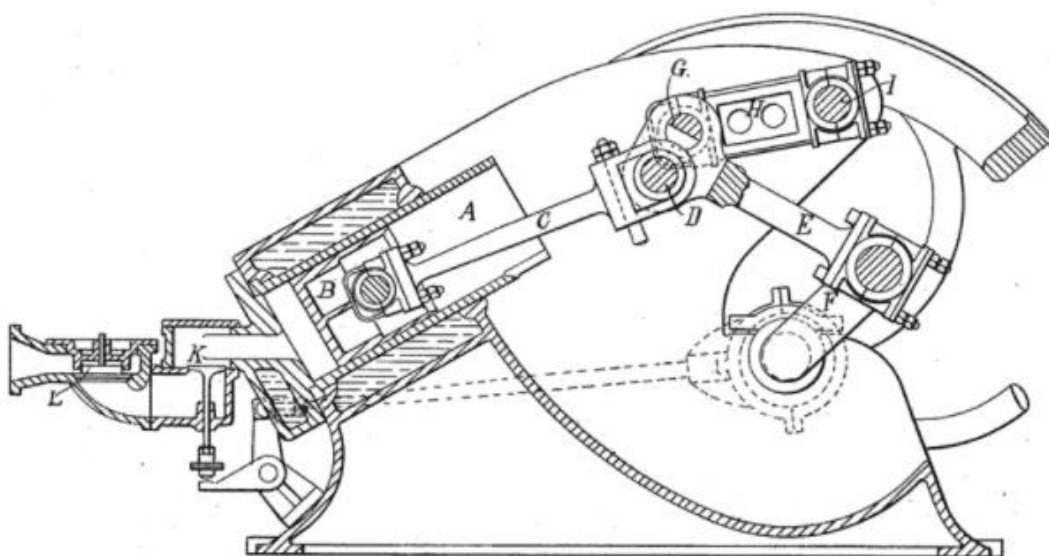
- nižší hustota výkonu, pokud není použito přeplňování

3 MOŽNOSTI DOSAŽENÍ PRODLOUŽENÉ EXPANZE

Prodložené expanze u spalovacího motoru lze dnes dosáhnout hned několika způsoby. Jednou z možností je využití vhodného mechanismu, který nahradí klasický klikový mechanismus tak, že poskytuje různé délky zdvihu pístu při expanzi a kompresi. Těchto řešení existuje více, vybrané mechanismy budou podrobněji zpracovány v podkapitolách této kapitoly. Další a dnes nejrozšířenější možností, jak realizovat prodloženou expanzi je změnou časování sacích ventilů, přičemž je použit klasický klikový mechanismus. Tato možnost dosažení prodložené expanze s sebou nese značnou výhodu, není zapotřebí žádná složitější konstrukce klikového mechanismu. [7]

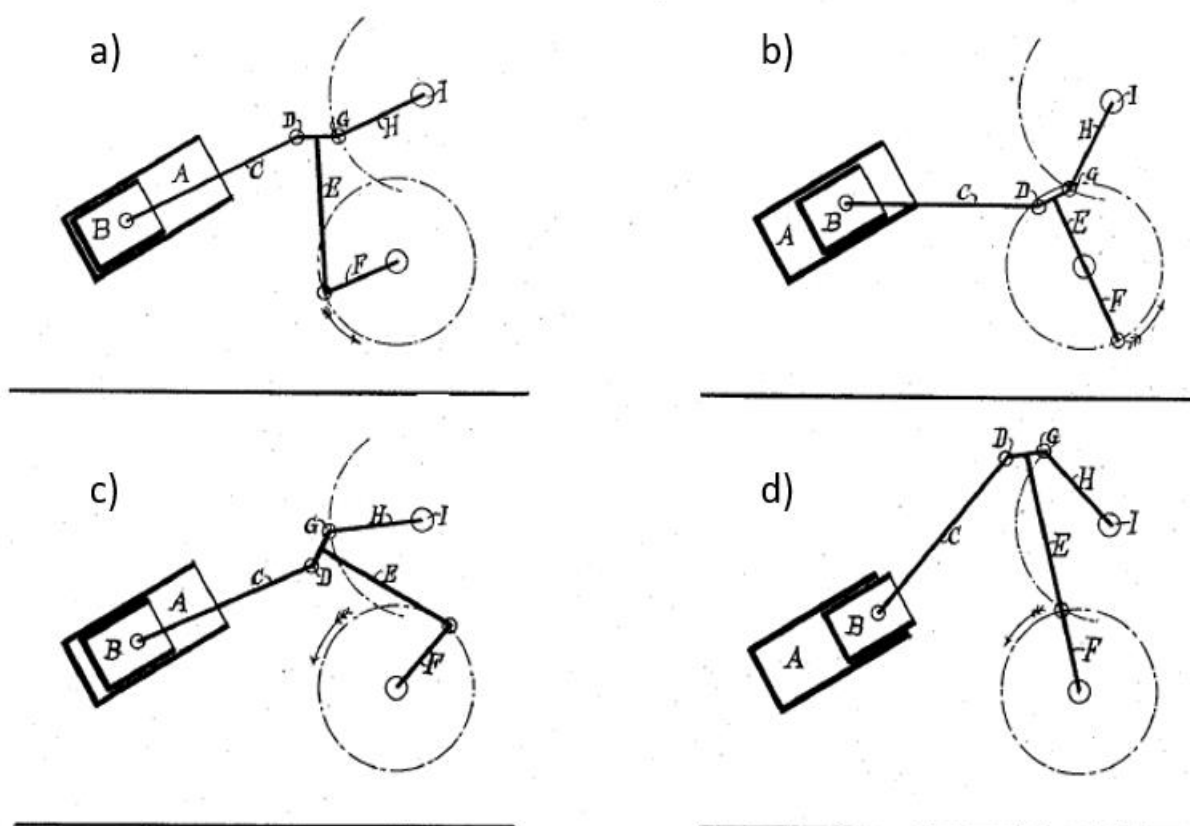
3.1 PŮVODNÍ ATKINSONŮV MOTOR

Tento motor si nechal patentovat roku 1887 James Atkinson. Mechanismus (obr. 10) se skládá z válce A, který má jeden svůj konec uzavřen víkem. Víko disponuje průduchy pro přívod směsi a odvod výfukových plynů. Druhý konec je otevřen. V tomto válci koná svůj pracovní pohyb píst B, který není spojen přímo s klikovým hřídelem F, ale je připojen prostřednictvím speciálního mechanického propojení přes ojnice C, H a E. Taková konstrukce umožňuje, že se všechny pracovní cykly odehrají během jediné otáčky klikového hřídele, a také díky tomuto uspořádání motor disponuje větší délkou expanzního zdvihu než zdvihu kompresního. Expanzní poměr je u tohoto motoru přibližně 1,78násobek poměru kompresního. [8] [1]



Obr. 10 Původní Atkinsonův motor [1]

Schéma na obr. 11 vyobrazuje mechanismus v různých polohách. Část a) znázorňuje pozici na konci expanzního zdvihu. V tomto stavu se píst nachází co nejbliže u víka válce. S otáčením klikového hřídele ve směru naznačeným šipkou se píst pohybuje do polohy b). V průběhu tohoto pohybu dochází během kratšího zdvihu k nasávání směsi do válce. Klikový hřídel pokračuje v rotaci ve stejném směru a píst se posouvá zpět směrem k víku, dochází ke kompresi, až do doby, dokud se nedostane do pozice c), kdy je směs zažehnuta. Schéma d) znázorňuje expanzi, při které se píst pohybuje směrem k dolní úvratí. V tomto případě dochází k delšímu zdvihu. [1]

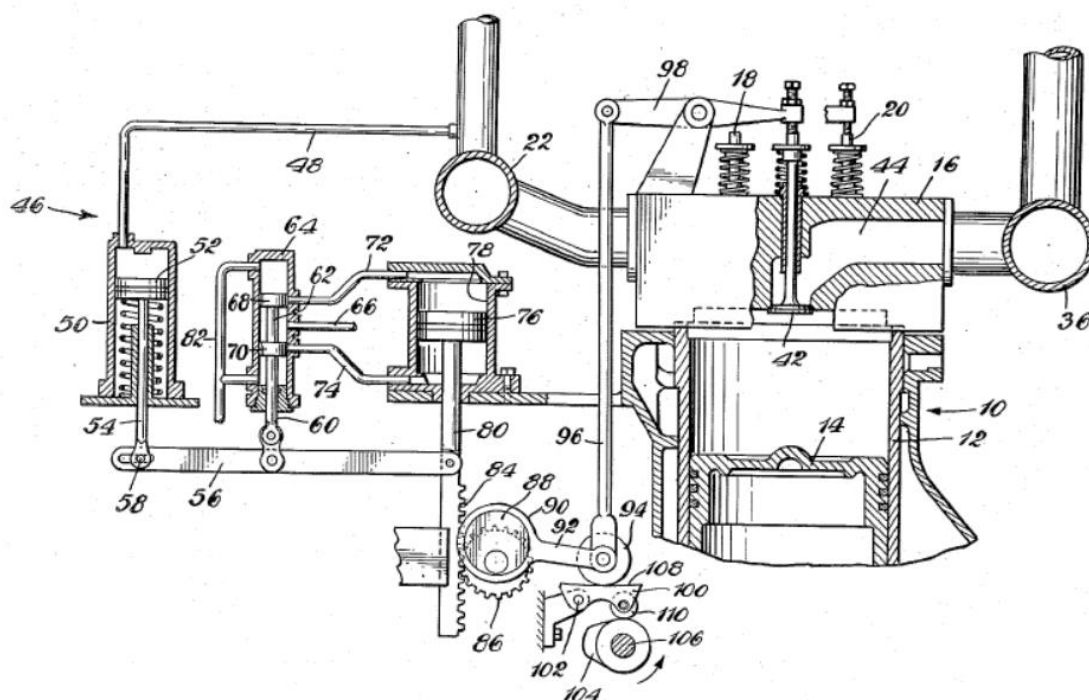


Obr. 11 Schéma mechanismu Atkinsonova motoru v různých polohách [1]

3.2 PŮVODNÍ MILLERŮV MOTOR

Ralph Miller, americký inženýr, vynalezl a následně patentoval svou verzi motoru s prodlouženou expanzí. Tak se stalo v roce 1957. R. Miller se inspiroval původním návrhem Jamese Atkinsona, ovšem prodloužené expanze dosáhl výrazně odlišným a jednodušším způsobem. Nepoužil žádný složitý klikový mechanismus, nýbrž klasický. Prodloužené expanze dosáhl pomocí speciálního kontrolního ventilu. R. Miller navrhl tento motor za účelem snížení zatížení a teploty spalování při vysokých zatížení. [2]

Millerův motor (obr. 12) je složen z válce 12, pístu 14 a klasického klikového mechanismu. Sací ventil 18 a výfukový ventil 20 jsou umístěny na hlavě válce 16. Na hlavě válce je také umístěn speciální kontrolní výtlačný ventil 42, který se uzavírá až během kompresního zdvihu pístu. Tato skutečnost způsobuje to, že část směsi je vytlačena zpět výfukového potrubí 44. Množství směsi, které je vytlačeno je kontrolováno změnou zdvihu kontrolního výtlačného ventilu v závislosti na zatížení motoru (tlaku v plicím potrubí). Hodnota zdvihu výtlačného ventilu závisí na pozici kladky 94. Ta je umístěna na zdvihací tyči 96, která ovládá kontrolní výtlačný ventil přes vahadlo 98. Kladka může konat pohyb oběma směry (viz. obr. 12). Pokud se kladka nachází na straně více vlevo, je zdvih ventilu větší. Je-li kladka více vpravo, pak je zdvih ventilu menší. [2]



Obr. 12 Původní Millerův motor [2]

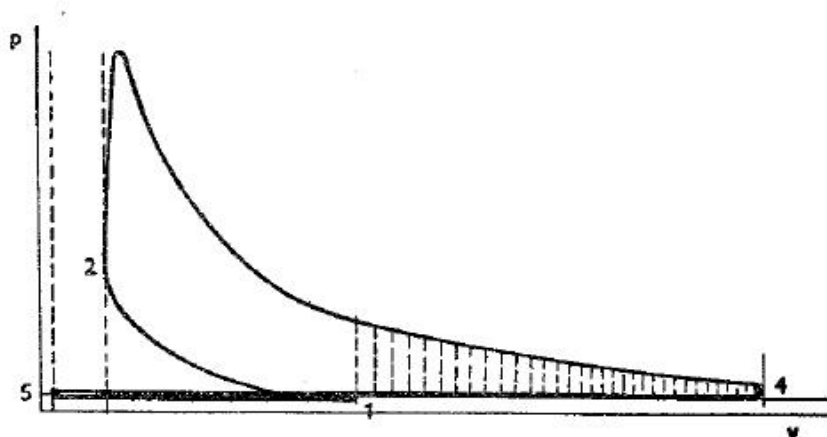
Ve vznětovém motoru může být zdvih kontrolního ventilu měněn v závislosti na zatížení tak, že při plném zatížení má ventil velký zdvih, velké množství vzduchu je vytlačeno do výfukového potrubí a menší množství vzduchu zůstává ve válci. Naopak při malém zatížení má kontrolní ventil pouze minimální zdvih, tedy skoro žádný vzduch není vytlačěn do výfukového potrubí (nastává plná komprese). Tato skutečnost zajišťuje řádné startování motoru a zapalování směsi v nízkém zatížení. [2]

V zážehovém motoru není startování a běh motoru v nízkém zatížení problém, ale zdvih kontrolního ventilu může být nastavován tak, aby bylo dosaženo co nejpřesnějšího poměru vzduchu a paliva. Při nízkém zatížení má kontrolní ventil velký zdvih, a ve válci zůstává pouze malé množství vzduchu. Při plném zatížení má kontrolní ventil minimální zdvih, skoro žádné množství vzduchu není vytlačeno do výfukového potrubí a maximální množství vzduchu ve válci se mísí s maximálním množstvím paliva. [2]

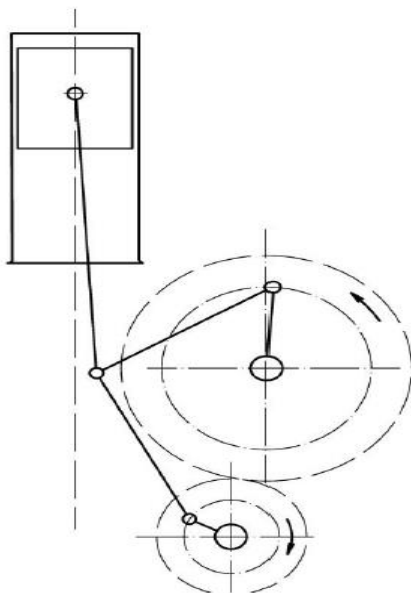
Ve všech výše uvedených případech kontrolní výtlačný ventil pracuje při kompresním zdvihu motoru, tudíž při plném zatížení je skutečné množství vzduchu ve válci vždy nižší než skutečný objem válce. [2]

3.3 ANDREÁŮV MOTOR

Motor byl navržen Francouzem Andreauem ve 20. letech 20. století. Konstrukce spočívá v proměnlivé délce ojnice. Klikový hřídel pohání pomocí ozubených kol druhý klikový hřídel, který pomocí táhla vyklání dvojdílnou hlavní ojnici. Díky této skutečnosti může ojnice měnit svou délku, a proto je expanzní zdvih delší než zdvih kompresní. Píst při výfukovém zdvihu dobíhá téměř do dolní úvrati, což zajišťuje velmi dobré vytlačení zbylých výfukových plynů z kompresního prostoru, což zároveň zapříčiňuje přivedení nové čisté náplně válce. Motor krátkou dobu vyráběla společnost Citroën, ale kvůli jeho složitosti a nižšímu střednímu efektivnímu tlaku pístu, disponoval poměrně malým měrným výkonem, a proto byla jeho produkce ukončena. [3]



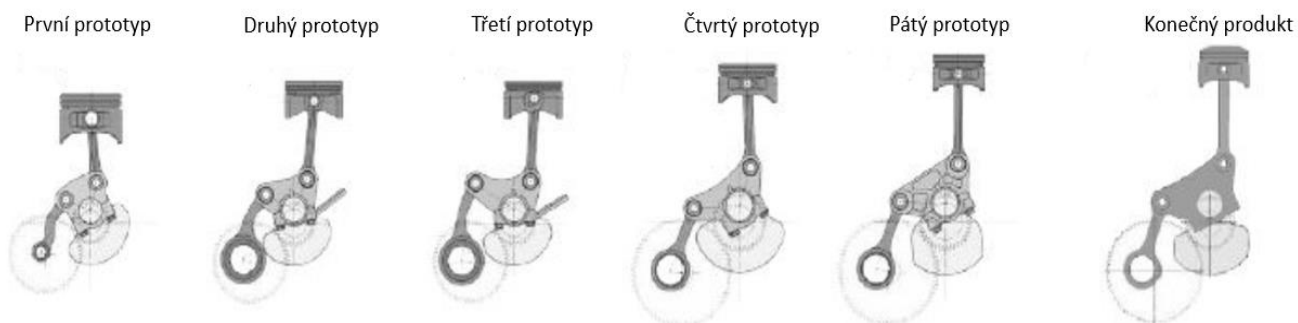
Obr. 13 p-V diagram Andreauova motoru [3]



Obr. 14 Schéma Andreauova motoru [3]

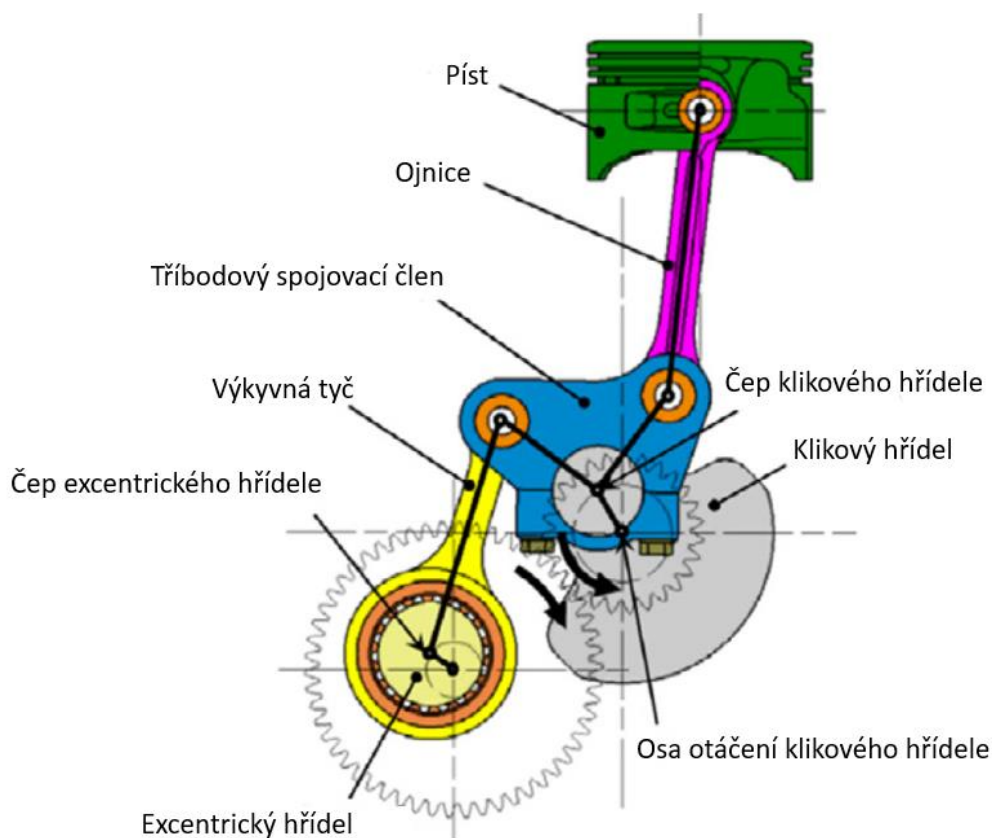
3.4 EXLINK HONDA SYSTEM

Další z možností, jak dosáhnout prodloužené expanze je systém EXlink (Extended Expansion Linkage System) od výrobce Honda. Vývojáři ze společnosti Honda se tímto systémem začali zabývat v roce 2001. Od té doby toto zařízení prošlo několika úpravami. Největší problémy způsobovalo příliš velké tření. [10]



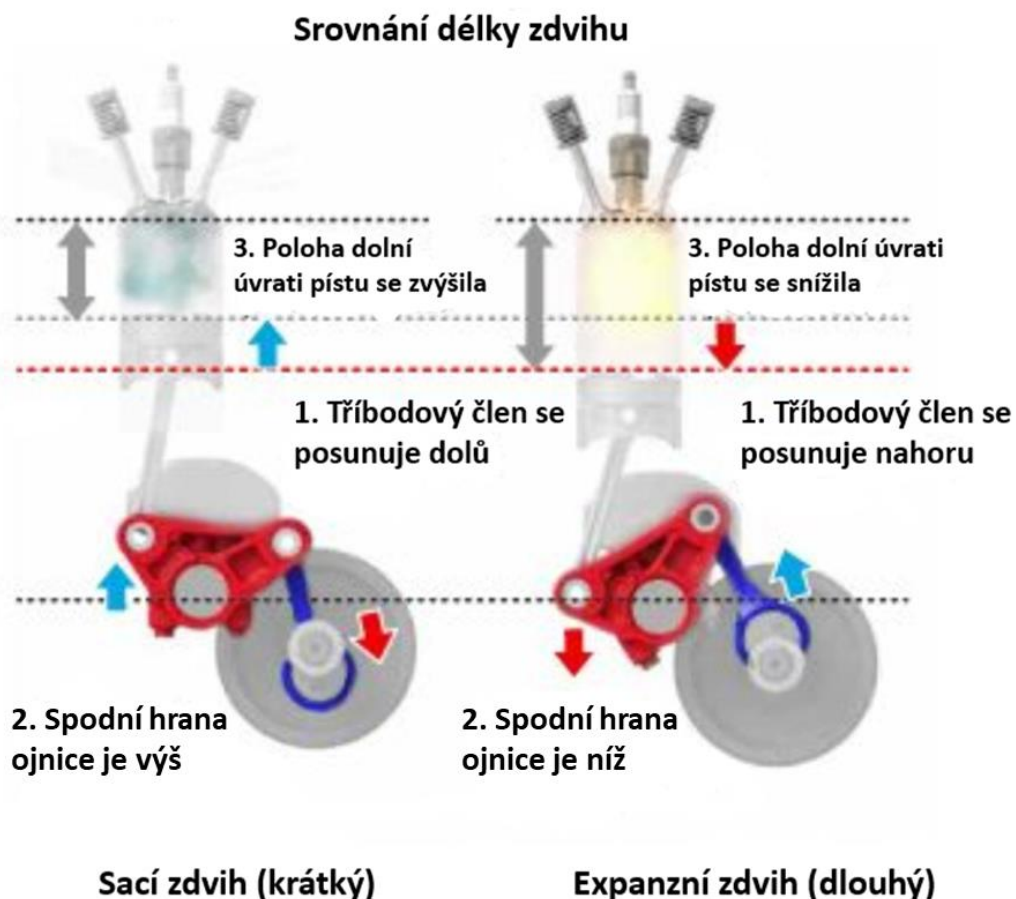
Obr. 15 Vývoj mechanismu EXlink [10]

Mechanismus EXlink je založen na tříbodovém spojovacím členu, jenž je umístěn mezi ojnící a klikovým hřídelem. Tříbodový člen je také připojen k excentrickému hřídeli přes výkyvnou tyč. Excentrický hřídel se otáčí polovinou rychlosti klikového hřídele (oba hřídele jsou spojeny ozubením), což umožňuje pístům zkrátit nebo prodloužit zdvih během 1 cyklu. [10]



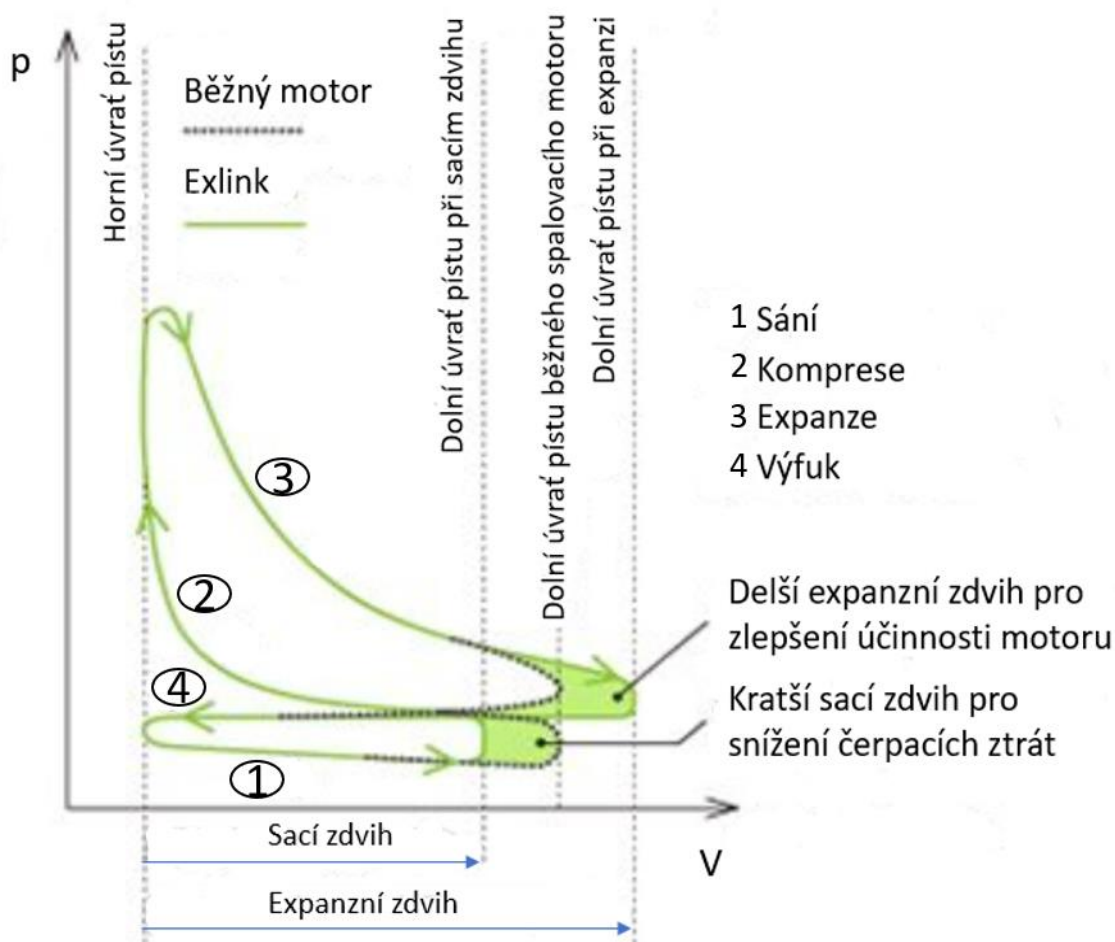
Obr. 16 Schéma mechanismu EXlink [7]

Jak bylo dříve zmíněno, ke změně délky zdvihu dochází změnou natočení tříbodového spojovacího členu, což je umožněno pomocí výkyvné tyče, která je připojena k excentrickému hřídeli. Poloha dolní úvrati pístu se liší podle úhlu natočení spodního okraje výkyvné tyče. Je-li spojení dolního okraje výkyvné tyče v jeho nejnižším bodě (obr. 17 - vlevo), tak se pravá strana tříbodového spojovacího členu spouští dolů a spodní hrana ojnice stoupá nahoru. Zdvih je poměrně malý, protože dolní úvrat pístu je posunuta výše. Pokud je ale spodní okraj výkyvné tyče v jeho nejvyšším bodě (obr. 17 - vpravo), posouvá se pravá strana tříbodového spojovacího členu nahoru, čímž se snižuje pozice ojnice a tím je vykonán delší zdvih pístu. Pro každé otočení klikového hřídele je zdvih pístu jednou krátký a jednou dlouhý. [10]



Obr. 17 Srovnání délky zdvihu systému EXlink [10]

Je známo, že čím vyšší je kompresní poměr, tím vyšší je účinnost motoru. V konvenčním motoru (motor pracující na principu Ottova cyklu) se předpokládá, že s vyšším kompresním poměrem, bude motor účinnější. Zvyšování kompresního poměru má však svá omezení, například v podobě detonačního spalování. S použitím systému Exlink umožňuje víceprvkový mechanismus dosáhnout většího zdvihu při expanzi než při kompresi. Jednoduše řečeno, expanzní poměr je vyšší než kompresní poměr. Kompresní poměr byl u tohoto systému stanoven na hodnotu 12,2 : 1, což je dostatečné pro zabránění detonačního spalování, zatímco expanzní poměr je zvýšen na hodnotu 17,6 : 1. Díky stlačení menšího množství směsi a rozšířené expanzi, lze využít maximální množství energie paliva. Jelikož je sací zdvih krátký, mohou být sníženy čerpací ztráty během přívodu směsi a zároveň může být zlepšena celková účinnost v porovnání s běžnými motory. [10]

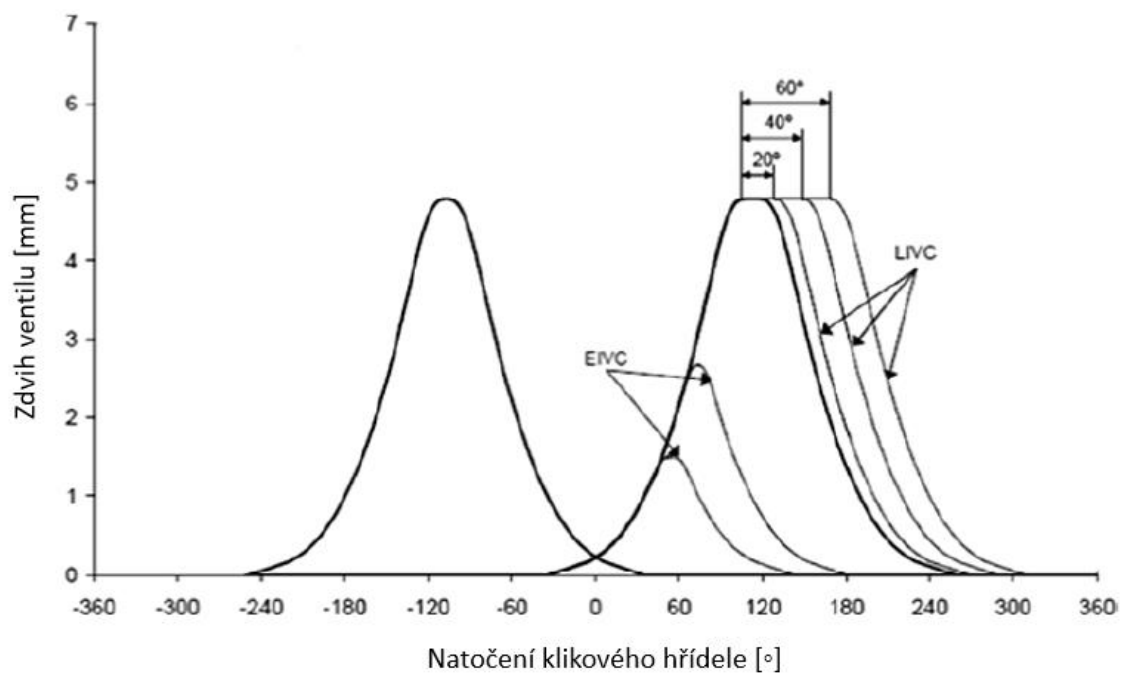


Obr. 18 p-V diagram motoru se systémem EXlink [10]

3.5 ČASOVÁNÍ SACÍCH VENTILŮ

V tomto případě se prodloužené expanze nedosahuje změnou dráhy pístu, ale různým časováním sacích ventilů. Jednou z možností je dřívější uzavření sacích ventilů EIVC (Early Intake Valve Closing). Sací ventily se uzavírají brzy, již během sacího zdvihu, to znamená, že píst před jejím uzavřením nedosáhne dolní úvratí, což vede ke skutečnosti, že do válce je nasáto menší množství směsi. Po uzavření sacích ventilů začne směs expandovat a snižovat tak svou teplotu a tlak. Další možností je pozdní uzavírání sacích ventilů LIVC (Late Intake Valve Closing). Zde naopak zůstávají sací ventily otevřeny déle a k jejich uzavření dochází až za dolní úvratí pístu. Jinak řečeno, sací ventily se zavírají až během kompresního zdvihu. Díky této skutečnosti se část směsi vtlačuje zpět do sání, což vede k tomu, že ke kompresi zbytku směsi dojde po uzavření sacích ventilů. Jelikož se ventily zavírají až během komprese, dochází ke snížení kompresního poměru. Studie a aplikace pro systém LIVC jsou více rozšířeny než pro EIVC. Hlavním důvodem je, že použití EIVC vede k vyšším ztrátám výkonu, zejména ve vysokých otáčkách. Pro kompenzaci těchto ztrát u systému EIVC je potřeba nasávat směs paliva a vzduchu pod vyšším tlakem. Navzdory těmto vyšším ztrátám výkonu, vykazuje použití EIVC

vyšší tepelnou účinnost, která je způsobena nižší vykonanou prací při kompresi v porovnání s LIVC při zpětném toku směsi do sacího potrubí. [7] [4]



Obr. 19 Srovnání zdvihu sacích ventilů EIVC a LIVC [7]

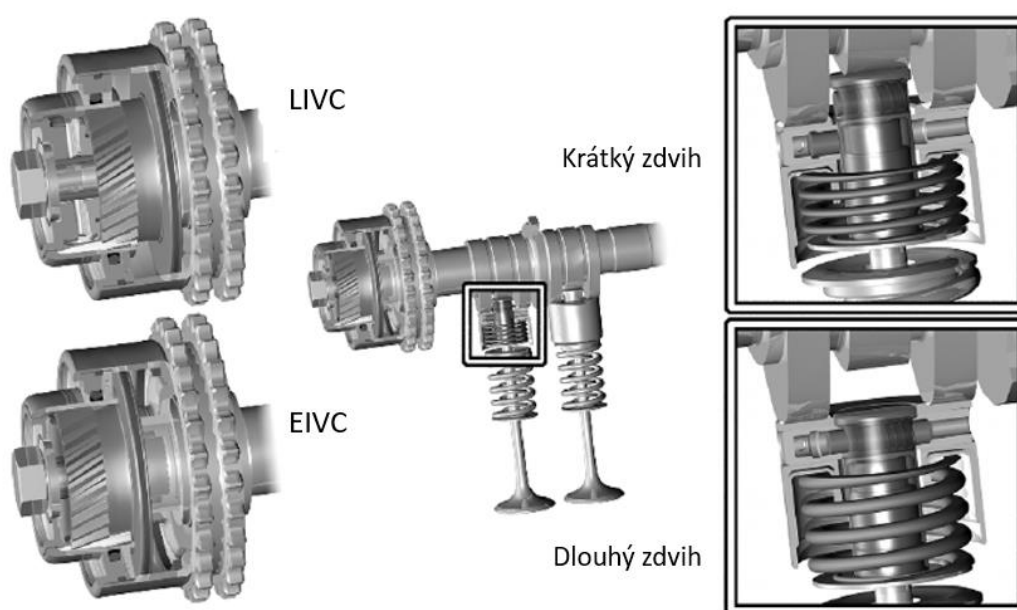
4 SYSTÉMY PROMĚNNÉHO ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4, jednou z možností, jak docílit prodloužené expanze u spalovacího motoru, je změna časování sacích ventilů. Existují dva základní způsoby, dřívější uzavírání sacích ventilů EIVC a pozdní uzavírání sacích ventilů LIVC. V této kapitole budou blíže představeny některé systémy od různých výrobců, které umožňují změnit časování ventilů v průběhu chodu motoru. [7]

4.1 VARIOCAM PLUS PORSCHE 911 TURBO

Systém VarioCam Plus kombinuje variabilní zdvih a variabilní časování ventilů. Změna časování je docílena pootočením vačkového hřídele o určitý úhel a zdvih je měněn pomocí přepínacích zdvihátek ventilů, která přepínají mezi krátkým a dlouhým zdvihem. Díky této skutečnosti bylo při krátkém zdvihu za malého zatížení docíleno nižší spotřeby paliva a snížení škodlivin ve výfukových plynech. Naopak při dlouhém zdvihu za vysokého zatížení umožňuje systém VarioCam Plus dosažení maximálního točivého momentu. [11]

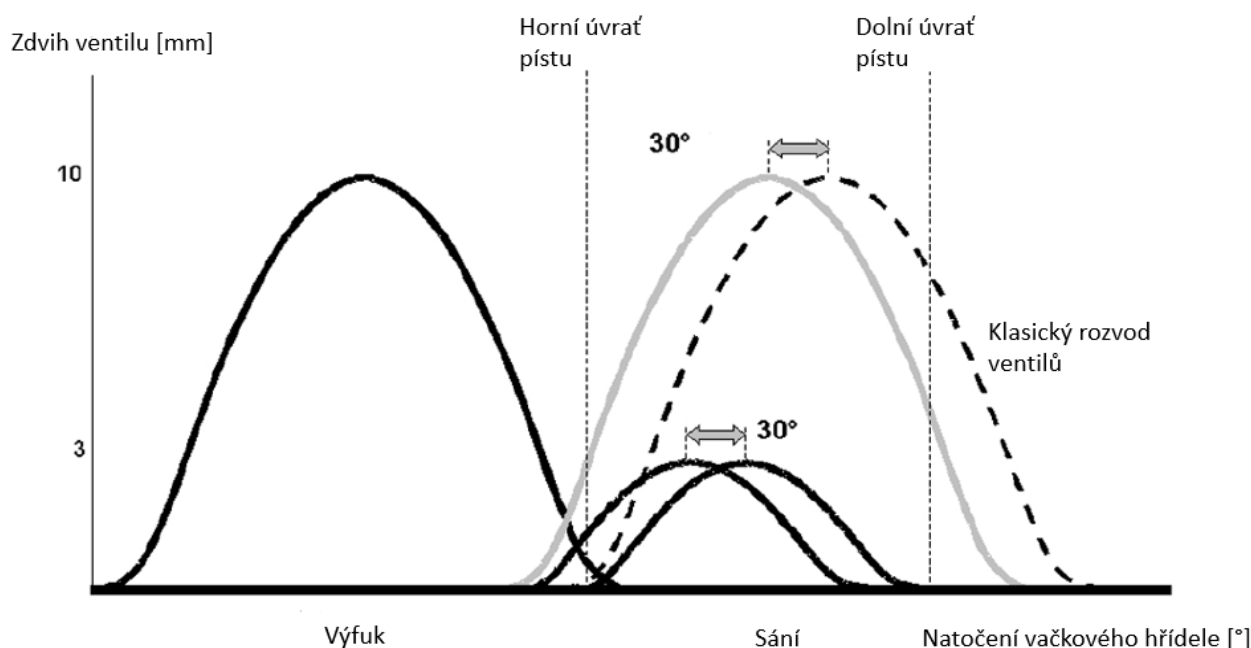
Krátký zdvih ventilu je určen vnitřním zdvihátkem s integrovaným hydraulickým ventilem o průměru 11 mm. Dlouhý zdvih určuje vnější zdvihátko, které je spojeno s vnitřním zdvihátkem přes pružinový píst. Systém se přepíná tlakem oleje díky elektro-hydraulickému spínacímu ventilu s minimálním tlakem oleje 1,2 bar. Pro změnu časování ventilů se používá nastavovač vačkového hřídele s rozmezím 30°. Mechanismus nastavovače obsahuje axiální píst, který je podrobován tlaku oleje prostřednictvím spínacího ventilu. Z důvodu větší spolehlivosti je VarioCam Plus systém vybaven dvěma samostatnými olejovými okruhy v hlavě válce. Jeden okruh pro časování ventilů a přepínání zdvihu ventilů a druhý okruh pro mazání ložisek vačkového hřídele. [11]



Obr. 20 Systém VarioCam Plus [11]

Pro optimalizaci spalování v celém otáčkovém spektru byla do motoru začleněna regulace spínání ventilů a nastavení vačkového hřídele. Systém nabízí celkem 4 nastavení: [11]

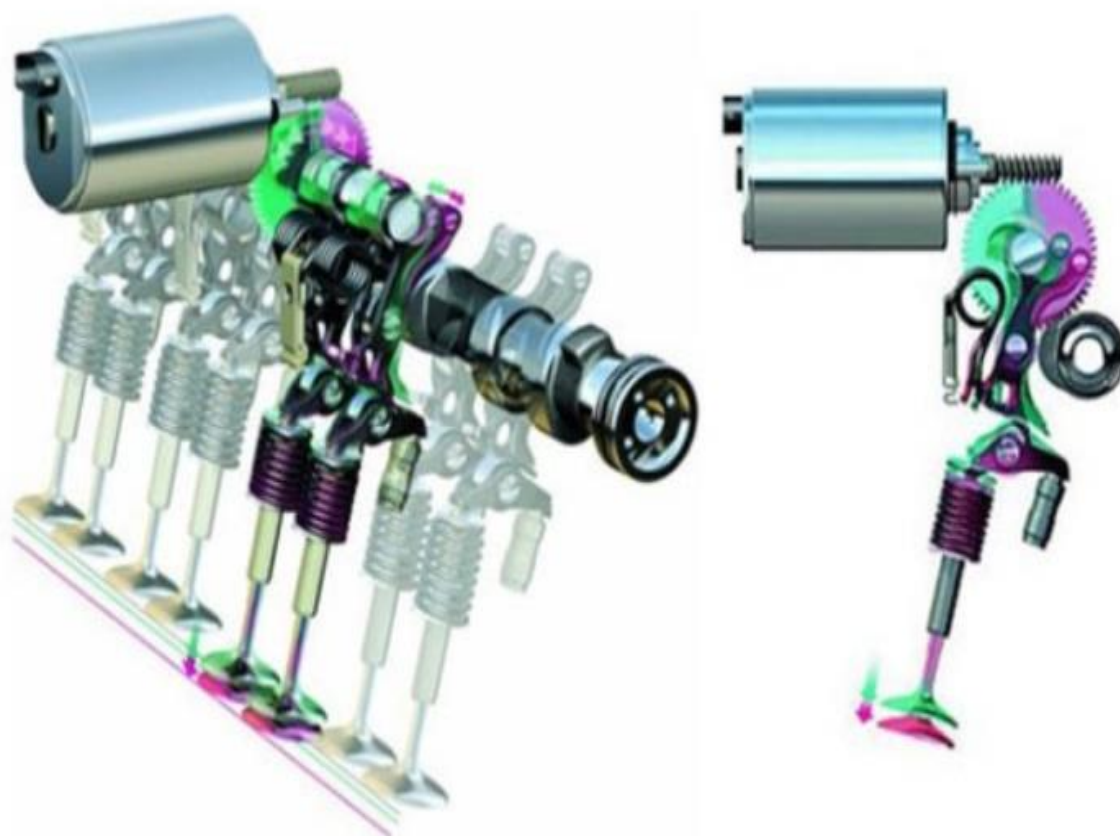
- Sací zdvih 3 mm / LIVC
- Sací zdvih 3 mm / EIVC (30° natočení vačkového hřídele)
- Sací zdvih 10 mm / LIVC
- Sací zdvih 10 mm / EIVC (30° natočení vačkového hřídele)



Obr. 21 Křivky zdvihu sacích ventilů VarioCam Plus [11]

4.2 BMW VALVETRONIC

Systém Valvetronic poprvé použila společnost BMW v roce 2001. Tento systém kombinuje variabilní časování a zdvih sacích ventilů. Valvetronic dosahuje proměnného časování pomocí implementovaného systému Double-Vanos. Systém Double-Vanos mění časování sacích ventilů natáčením vačkového hřídele vůči klikovému hřídeli. Zdvih ventilů je ovládán prostřednictvím pohybu excentrického hřídele a mezivahadla, které bylo navíc implementováno do rozvodového mechanismu. Pohyb excentrického hřídele je docílen přes šnekový převod elektromotorem. Minimální zdvih sacích ventilů je přibližně 0,2 mm, maximální hodnota zdvihu se pohybuje okolo 9,5 mm. Excentrický hřídel je poháněn elektromotorem, to umožňuje velmi rychlou změnu zdvihu sacích ventilů z minimální na maximální hodnotu. Plně variabilní zdvih umožňuje nahrazení škrtkové klapky. To znamená, že množství přivedené směsi do válce není řízeno otevřením a uzavřením škrtkové klapky, ale různým zdvihem sacích ventilů. Motory se systémem Valvetronic ji i přesto mají pro případ nouzového režimu. Díky kombinaci se systémem Double-Vanos lze nastavit úhel vačkového hřídele vůči hřídeli klikovému až o 60°. Systém Valvetronic vyžaduje maximální přesnost nastavení polohy jednotlivých komponent, což si žádá také velmi přesnou výrobu. [12] [13] [14]

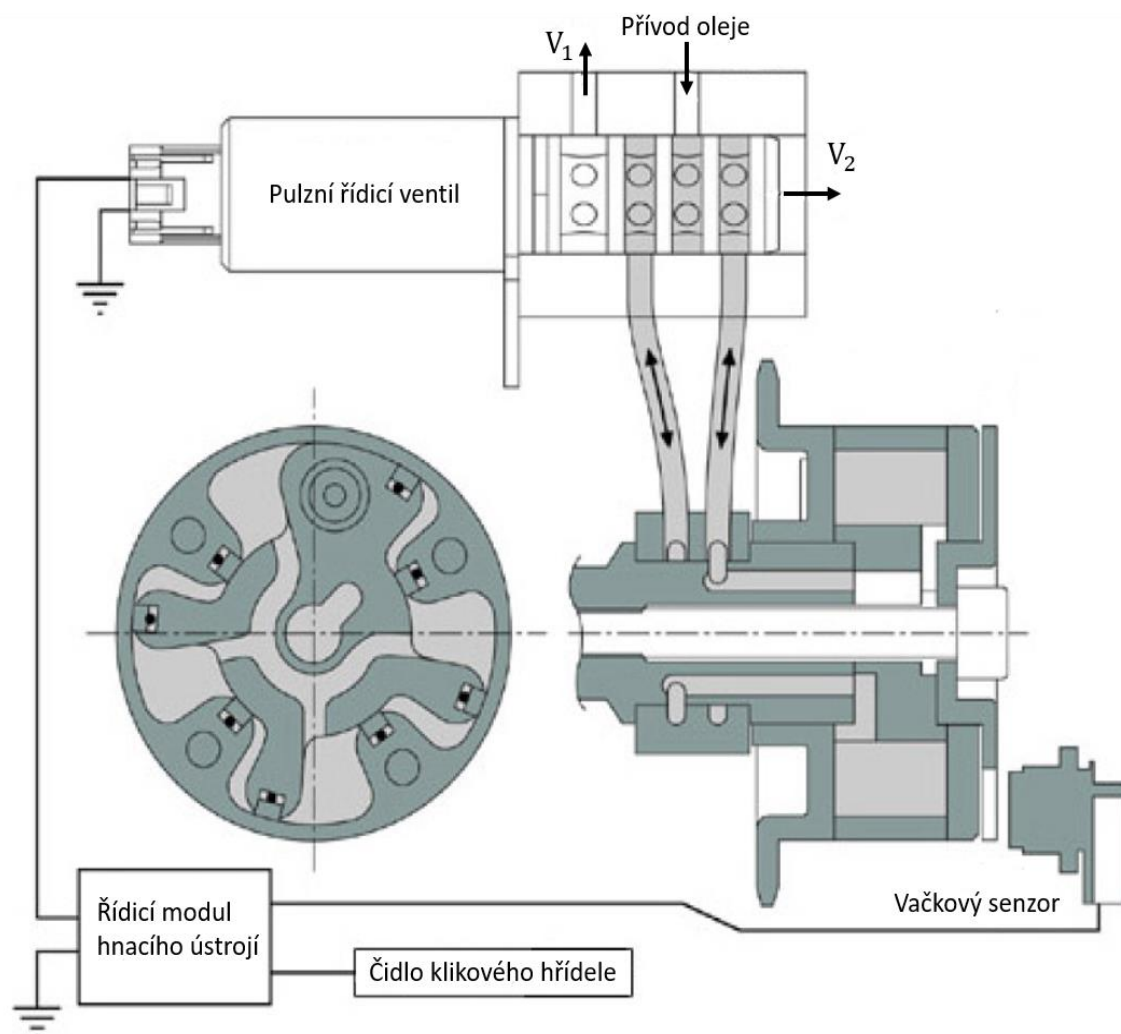


Obr. 22 Systém Valvetronic BMW [14]

Je důležité poznamenat, že i když je škrticí klapka slouží převážně v případě selhání systému Valvetronic, má i další funkci. Při nastartování motoru je škrticí klapka částečně uzavřena, aby se vytvořil počáteční podtlak potřebný pro určité funkce motoru, jako například redukce emisí. Jakmile motor dosáhne provozních podmínek, škrticí klapka opět přejde do plně otevřené polohy. [13]

4.3 NASTAVOVAČ VAČKOVÉHO HŘÍDELE DELPHI

Nastavovač vačkového hřídele od výrobce Delphi nahrazuje klasické řetězové kolo nebo řemenici ve ventilovém rozvodu. To umožňuje různé nastavení vačkového hřídele vůči klikovému hřídeli v průběhu chodu motoru. Nastavení úhlu, o který je vačkový hřídel pootočen proti výchozímu (nulovému) stavu je řízen vnitřním lopatkovým mechanismem. Příkazy z řídicí jednotky automobilu nastavují velikost průtoku oleje regulačního (pulzního) ventilu, který je uložen v hlavě válců a umožňuje průtok oleje na obě strany lopatek. Tlak oleje na lopatky způsobí pootočení vačkového hřídele vpřed, vzad nebo setrvání v aktuální pozici. Vysoká průtoková rychlost umožňuje měnit natočení vačkového hřídele velmi rychle a zároveň funguje jako filtrace a udržuje systém bez nečistot. Mechanismus od výrobce Delphi může být použit prakticky v jakémkoli motoru z důvodu zlepšení průběhu točivého momentu v širokém pásmu otáček, zvýšení výkonu ve vysokých otáčkách, snížení emisí výfukových plynů a snížení spotřeby paliva. [15]



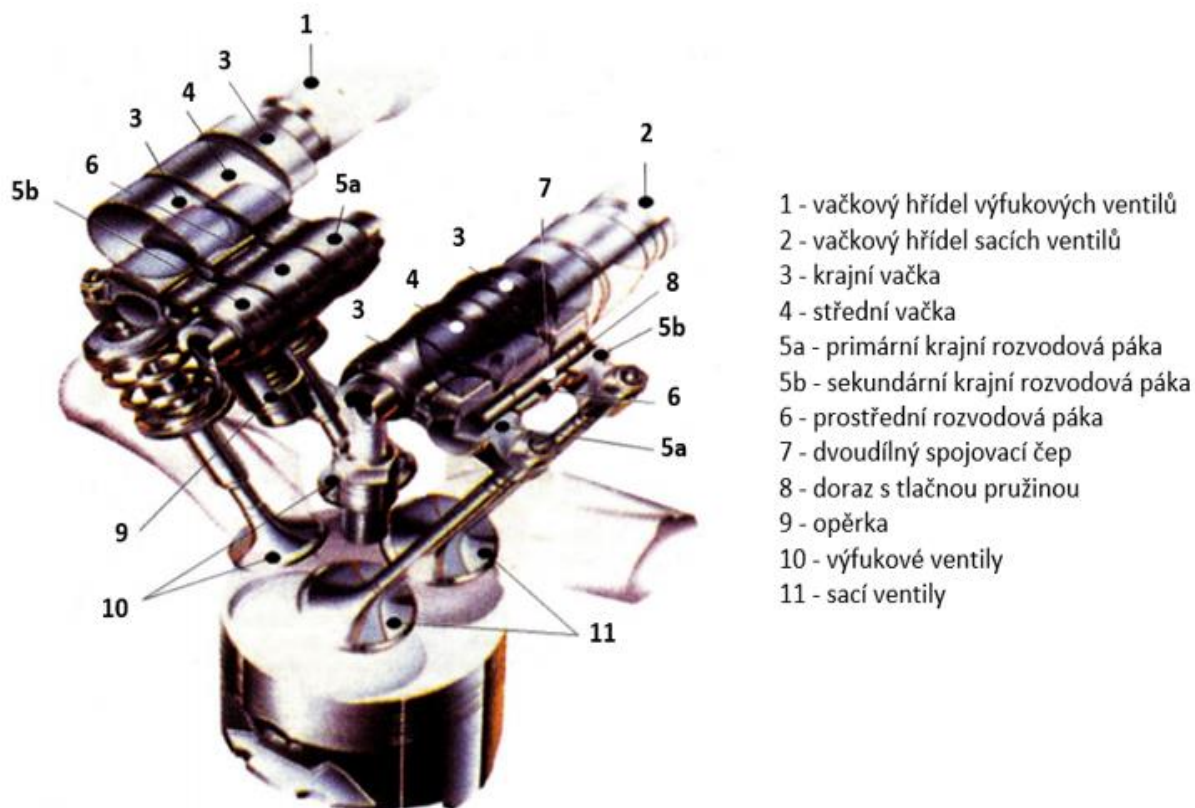
Obr. 23 Schéma nastavovače vačkového hřídele a regulačního ventilu [15]

4.4 VTEC HONDA

Systém VTEC vychází z anglického názvu Variable Valve Timing and Lift Electronic Control a v překladu toto slovní spojení vyjadřuje variabilní časování a elektronické řízení zdvihu ventilů. VTEC, stejně jako některé dříve zmíněné systémy, kombinuje variabilní časování s variabilním zdvihem sacích ventilů. Společnost Honda tento systém vyvinula nejprve pro závodní vozy Formule 1, později byl však tento systém upraven i pro sériově vyráběné vozy. [14] [16]

VTEC systém je zde popsán na motoru Honda Civic 1,6 VTi. Rozvod DOHC se systémem VTEC se čtyřmi ventily na válec má pro všechny dvojice sacích ventilů tři rozvodové páky a tři vačky. Při nízkém zatížení v nižších otáčkách jsou ventily otevírány přímo rozvodovými pákami. Každý ventil má odlišný zdvih, aby docházelo k potřebnému rozvíření směsi ve spalovacím prostoru, což ovlivňuje její prohořívání. Časování i zdvih ventilů zaručují dobrý průběh točivého momentu a snižují spotřebu paliva. Střední vačka jde naprázdno a střední rozvodová páka se volně vykyvuje. Při vysokém zatížení ve vysokém otáčkovém spektru dochází k propojení všech rozvodových pák, tím se aktivuje střední rozvodová páka a ventily

začíná ovládat střední vačka. Střední vačka má jiný zdvih a profil než boční vačky. Pomocí elektronické řídicí jednotky lze přecházet mezi jednotlivými režimy v závislosti na otáčkách motoru, zatížení, rychlosti jízdy a teplotě chladicí kapaliny. Systém VTEC byl později aplikován i u motorů s jedním vačkovým hřídelem a čtyřventilovým rozvodem SOHC. Ovládání ventilů se trochu liší, nejsou ovládány rozvodovými pákami, ale vahadly. Nicméně princip zůstává nadále stejný. [14]



Obr. 24 Systém VTEC Honda Civic 1,6 VTi [14]

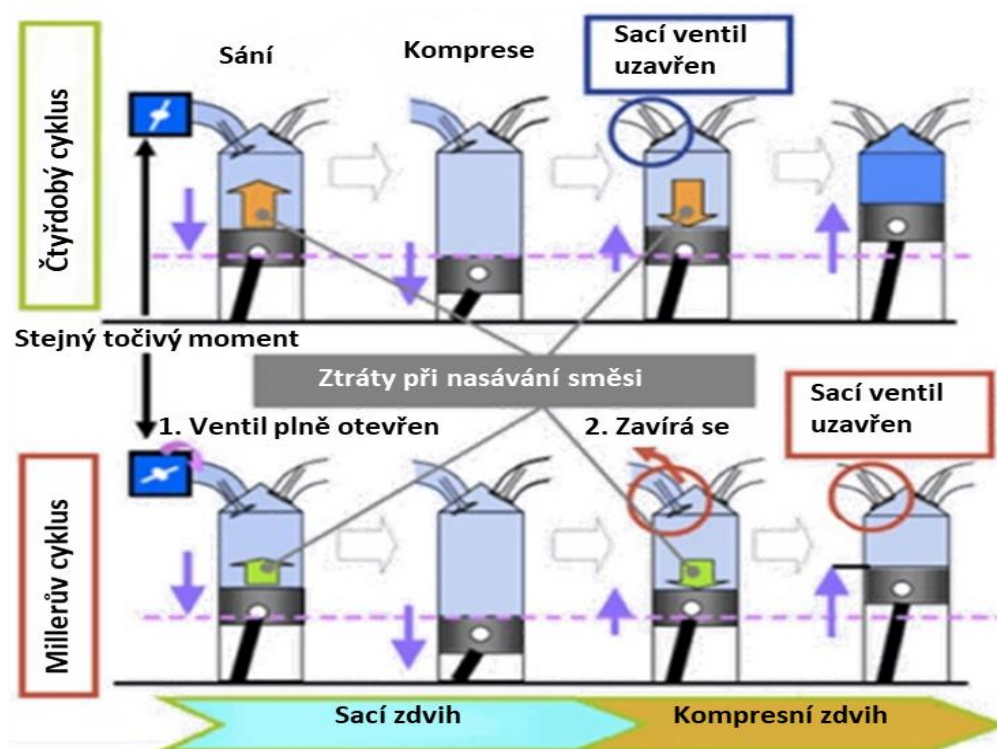
5 MOTORY S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

V této kapitole je pojednáno o motorech s prodlouženým expanzním zdvihem od předních výrobců automobilů. Postupně jsou zde popsány motory od výrobců Nissan, Fiat, Honda a Volkswagen.

5.1 NISSAN HR12DDR ENGINE

Motor je čtyřdobý tříválcový přeplňovaný s přímým vstřikováním a disponuje zdvihovým objemem 1198 cm³. Nissan HR12DDR má kompresní poměr 12,0 : 1, výkon 72 kW a točivý moment 143 N·m. Motor je dále vybaven čerpadlem s proměnným průtokem a elektronickým zapalovacím systémem. Motor má ventilový rozvod DOHC se čtyřmi ventily na jeden válec. Blok motoru je vyroben z hliníku tlakovým litím. Nevýhoda klasického motoru pracujícího na principu Ottova cyklu je, že při sacím zdvihu, kde je směs nasávána do pracovního prostoru, dochází k čerpacím ztrátám a v důsledku toho se snižuje celková účinnost motoru. Zvýšení této účinnosti dosahuje motor HR12DDR pomocí použití Millerova cyklu s pozdním uzavíráním sacích ventilů, kdy jsou sací ventily otevřeny i během kompresního zdvihu. [17]

Obr. 25 vyobrazuje porovnání časování sacích ventilů motoru HR12DDR s Millerovým cyklem a klasického čtyřdobého motoru. [17]

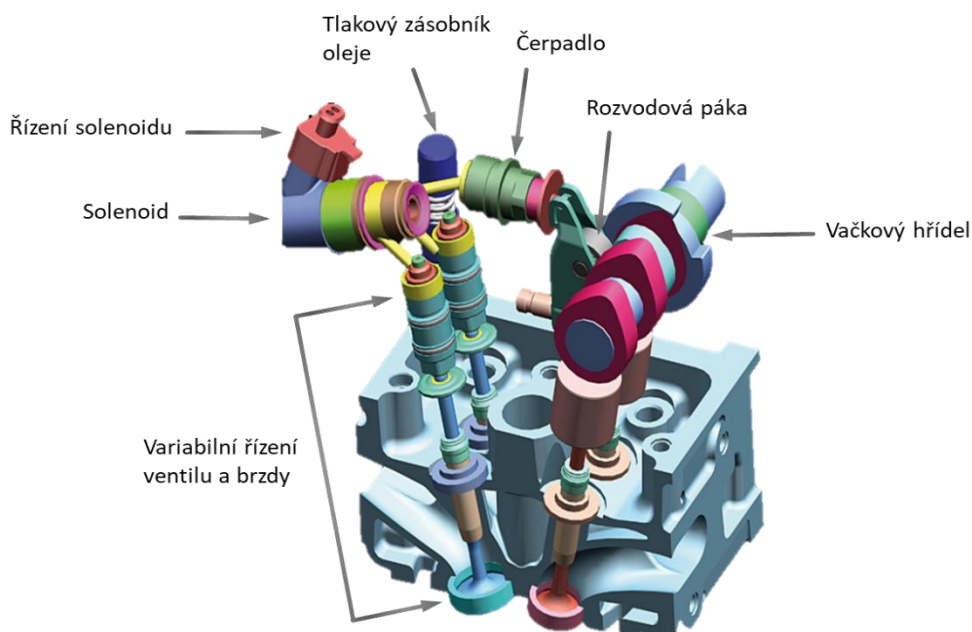


Obr. 25 Snižování ztrát při nasávání směsi [17]

Díky použití přeplňování v podobě turbodmychadla dosahuje motor HR12DDR vyšší tepelné účinnosti, tím dochází ke snížení spotřeby paliva. Tím pádem může dojít ke snížení zdvihového objemu motoru. Tento motor poskytuje ekvivalentní výkon k motoru bez přeplňování o zdvihovém objemu 1,5 litru. [17]

5.2 FIAT MULTI AIR SYSTÉM

Systém MultiAir (obr. 26) nahrazuje jeden vačkový hřídel. Motor je osazen jediným vačkovým hřídelem, který ovládá píst působící na všechny sací ventily prostřednictvím zásobníku oleje. Objem oleje v zásobníku lze měnit pomocí elektromagnetického ventilu. Pokud je zásobník zaplněn, olej se v něm chová jako tuhé těleso a vačka na vačkovém hřídeli otevírá sací ventily. Při otevření elektromagnetického ventilu klesá tlak oleje a podle toho se optimalizuje otevírání sacích ventilů. Při maximálním výkonu je elektromagnetický ventil vždy uzavřen a dochází k plnému otevření sacích ventilů (režimy sacích ventilů na obr. 27), vačka na vačkovém hřídeli je navržena pro vysoký výkon při vysokých otáčkách. Při nízkých otáčkách se elektromagnetický ventil otevře a sací ventily jsou uzavřeny dříve. Při částečném zatížení se elektromagnetický ventil otevírá dříve, což vyvolá jen částečné otevření sacích ventilů. Vzhledem k této skutečnosti je možné regulovat množství vzduchu pro požadovaný točivý moment motoru. Řešení MultiAir lze aplikovat na všechny zážehové motory. MultiAir je vhodný, jak pro přeplňované, tak i nepřepřňované motory. [18]



Obr. 26 Fiat MultiAir systém [18]

Provozní režim sacího ventilu



Obr. 27 Časování sacího ventilu u motoru Fiat MultiAir [18]

Výsledky dosažené touto konstrukcí motoru jsou působivé. Maximální výkon je možné zvýšit až o 10 %, zároveň dochází ke snížení emisí CO₂ přibližně o 15 %. Motory se systémem MultiAir, které využívají přeplňování mohou dosáhnout až o 25 % lepší spotřeby paliva než motory, které nasávají směs pod atmosferickým tlakem s vyšším zdvihovým objemem o stejném výkonu. Sací a výfukové ventily mohou být otevřeny současně, což podporuje vnitřní recirkulaci výfukových plynů. V neposlední řadě dochází k poklesu emisí HC a NO_x, a to přibližně o 40 % a 60 %. [18]

5.3 HONDA 1,0 L VTEC

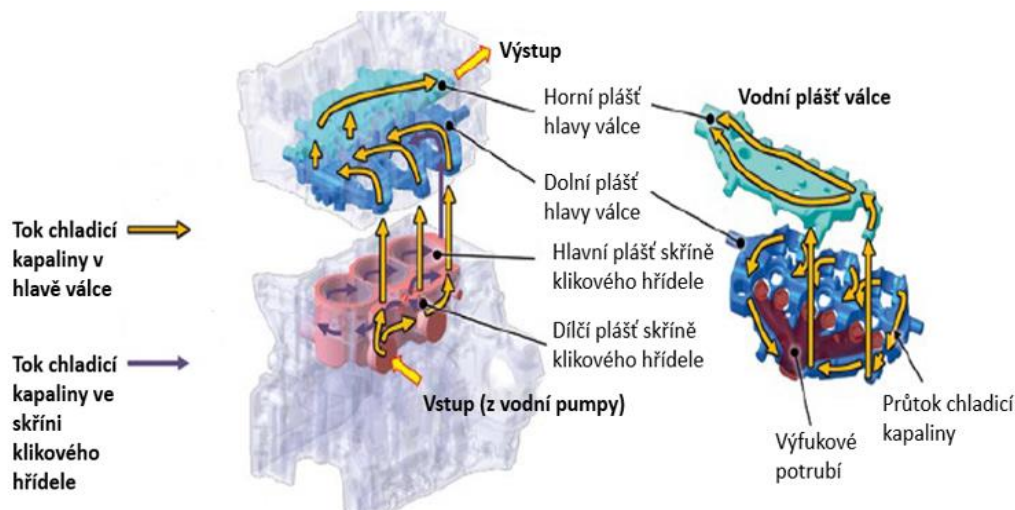
Tříválcový zážehový přeplňovaný motor (obr. 28) od společnosti Honda. Motor o zdvihovém objemu 988 cm³ s přímým vstřikováním využívá systém VTEC (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control). Systém VTEC je vybaven vahadly s různou geometrií. Jejich zajištění je dosaženo spojovacími čepy. V nízkých a středních otáčkách jsou sací ventily ovládány krajními vačkami s nižším zdvihem. Ve vysokých otáčkách jsou vahadla propojena čepem, tím se zapojí prostřední vačka s vyšším zdvihem. Pro všechny VTEC motory je společným charakteristickým znakem rychlé spalování, které je realizováno pomocí konstrukce s vysokým množstvím nasávané směsi v kombinaci s bočním systémem vstřikování a turbodmychadlem s elektronicky řízeným obtokovým ventilem. Tento ventil reguluje maximální plnicí tlak turbodmychadla, aby nedošlo k poškození jeho samého nebo celého motoru. Systém VTEC byl použit, aby bylo dosaženo prodloužené expanze. Zároveň došlo k výraznému snížení spotřeby paliva a tření. Tento motor s přeplňováním je schopen vyvinout stejný výkon jako nepřepřňované motory s objemem v rozmezí 1,5 až 1,8 litrů. [16]



Obr. 28 motor Honda 1,0 l VTEC [16]

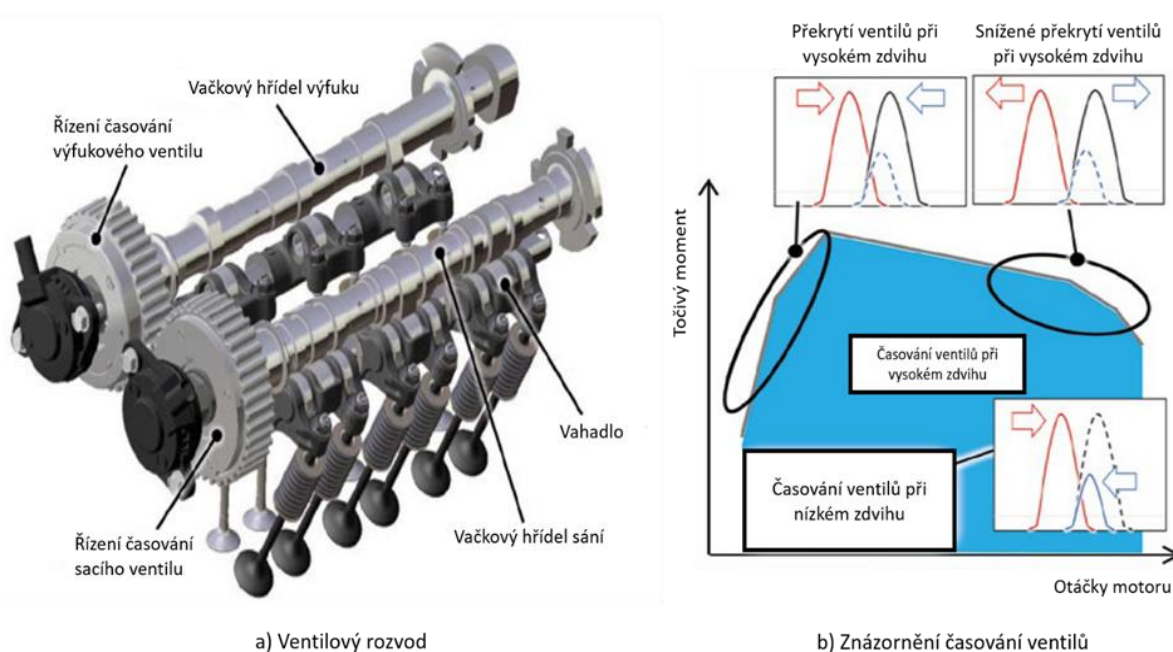
Skříň klikového hřídele je vyrobena z hliníkové slitiny tlakovým litím. Tok chladicí kapaliny je rozdělen do dvou proudů v plášti vytvořeném před skříní klikového hřídele. Jeden proud vstupuje do vodního pláště klikové skříně a pokračuje až po hlavu válce. Druhý proud stoupá přímo k hlavě válce. To umožňuje vyvážení průtoku mezi skříní klikového hřídele a hlavou válce prostřednictvím nastavení průřezu otvoru v těsnění hlavy válce, čímž se zajistí potřebné tepelné podmínky. Chlazení spalovacího prostoru bylo vylepšeno kombinací výše uvedeného průtoku chladiva a vertikálně rozděleného dvoudílného vodního pláště v hlavě válce. Díky

takovému uspořádání je možné chladit každý válec rovnoměrněji. Dvoudílný vodní plášť také účinně chladí výfukové potrubí z obou stran. Hlava válce má integrovaný systém výfukového potrubí, které je svedeno do jediného vývodu, aby se snížilo množství ztraceného tepla. To přispívá k rychlé aktivaci katalyzátoru a nakonec vede ke snížení emisí výfukových plynů a spotřeby paliva. Současně byla snížena teplota výfukových plynů při vysokém zatížení motoru, což umožňuje použít pro výrobu turbodmychadla standardně tepluodolný materiál. Chladicí systém je popsán níže na obr. 29. [16]



Obr. 29 Chladicí systém motoru Honda 1,0 l VTEC [16]

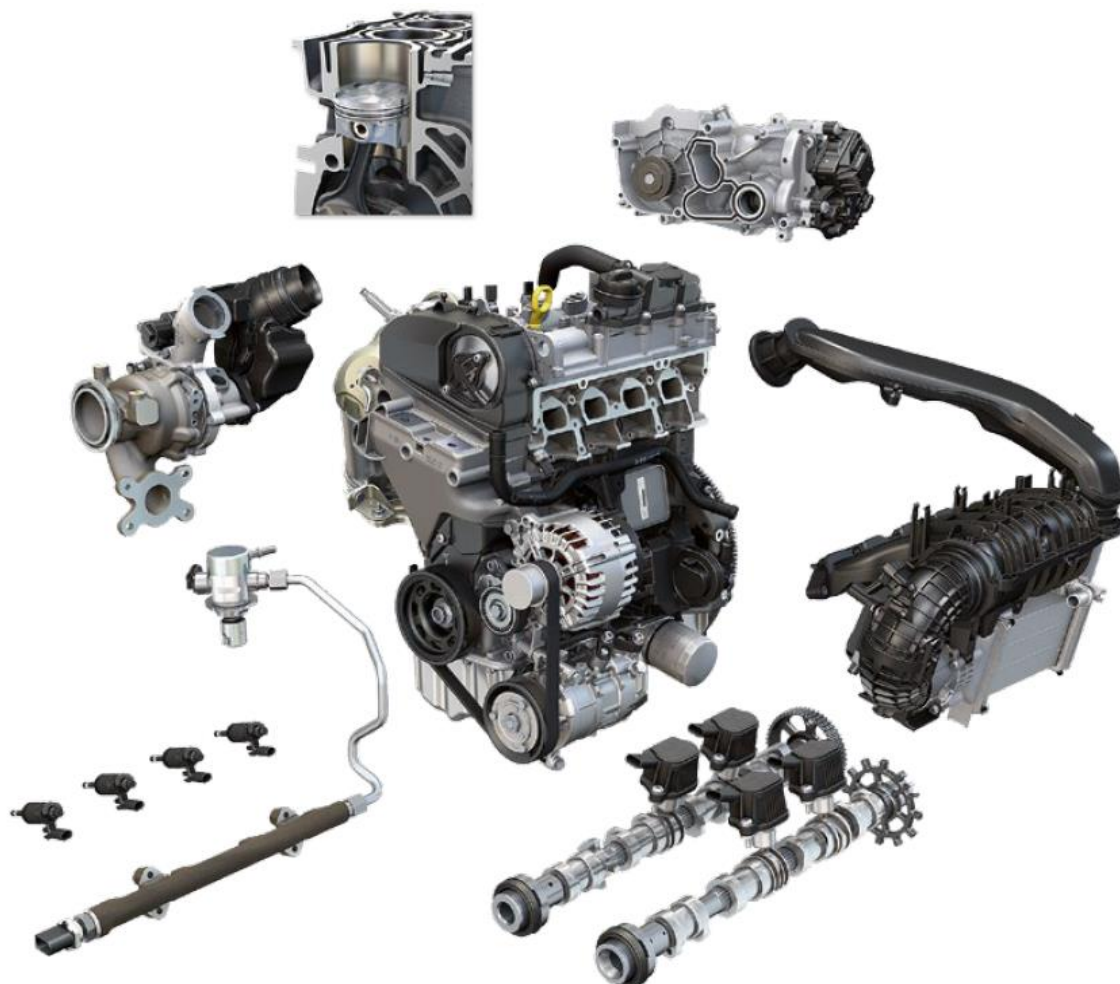
Obr. 30a zobrazuje ventilový rozvod motoru Honda, je vidět, že pro sání a výfuk jsou použity dva vačkové hřídele. Řízení časování ventilů je také rozděleno tak, že sací a výfukové ventily jsou řízeny odděleně. Obr. 30b znázorňuje časování sacích ventilů při nízkém a vysokém zdvihu v závislosti na točivém momentu a otáčkách motoru. [16]



Obr. 30 Ventilový rozvod a časování ventilů motoru Honda 1,0 l VTEC [16]

5.4 VW EVO R4 1,5 L TSI

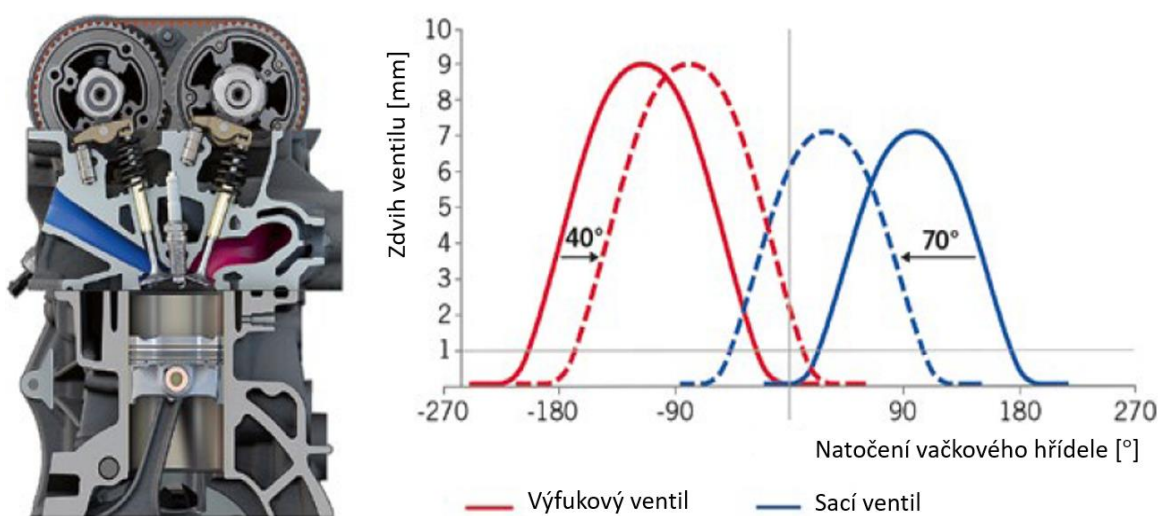
Motory s označením TSI patří od svého zavedení v roce 2005 mezi přední světové pohonné jednotky v oblasti přeplňovaných zážehových motorů s přímým vstřikováním paliva. S uvedením modelu EVO R4 1,5 l TSI v roce 2017 byl dosažen další vývojový krok. [19]



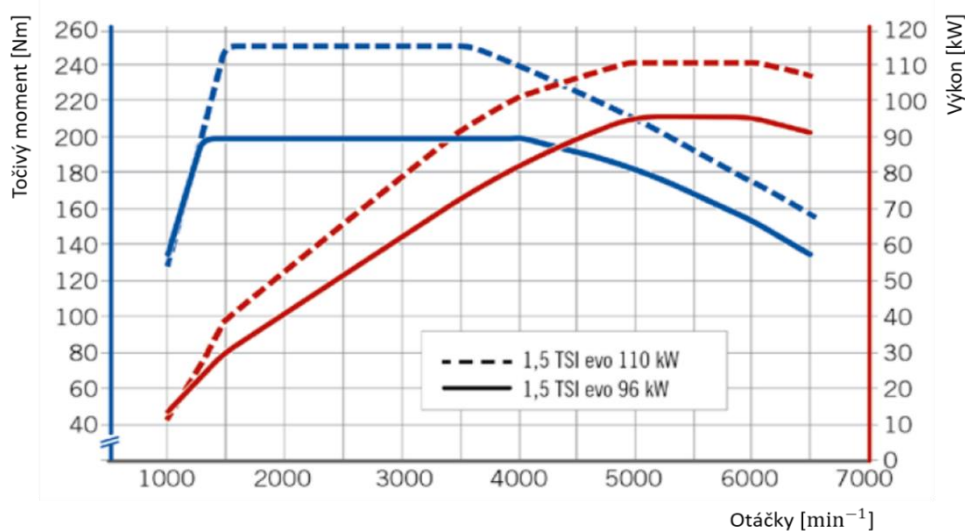
Obr. 31 motor VW evo R4 1,5 l TSI [19]

Tento motor (obr. 31) o zdvihovém objemu 1498 cm^3 se vyrábí ve dvou výkonostních kategoriích, 96 kW a 110 kW. Pracuje na principu Millerova cyklu a používá systém dřívějšího uzavírání sacích ventilů EIVC. Motor je založen na konceptu stavební řady EA 211. Otevírání a uzavírání sacích ventilů je realizováno pomocí vačkové hřídele, která přes zdvihací kladku s ložiskem ovládá zdvih ventilů. Blok válců je kompletně vyroben z hliníku tlakovým litím, každý válec disponuje 4 ventily. Hlava válce je opatřena integrovaným výfukovým potrubím. Nižšího tření bylo docíleno použitím bezúdržbového ozubeného řemene. Motor nadále disponuje technologií deaktivace válců, která v případě nízkého zatížení motoru dovolí deaktivovat (vypnout) dva střední válce za účelem snížení emisí výfukových plynů a spotřeby paliva. Vzhledem ke krátké době otevření sacího ventilu při nasávání směsi, musel být vyvinut speciální plnicí kanál, aby nedocházelo k přerušení průtoku při malém zdvihu ventilu. [19]

Motor pracuje na principu Millerova cyklu a systému dřívějšího uzavírání sacích ventilů. Na obr. 32 je zobrazeno časování ventilů tohoto motoru. [19]



Obr. 32 Časování ventilů motoru VW evo R4 1,5 l TSI [19]

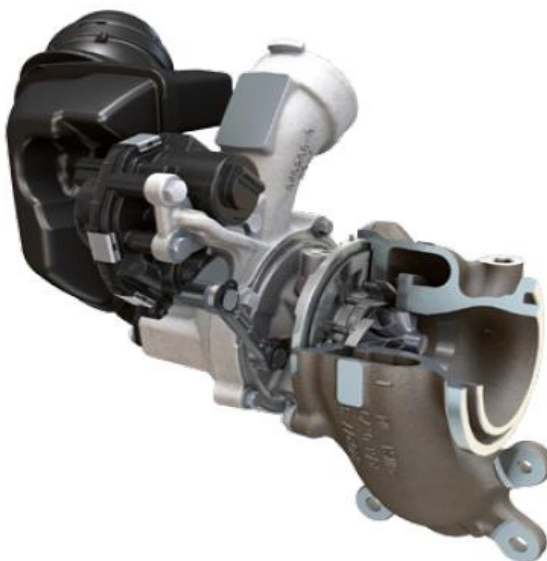


Obr. 33 Křivky točivého momentu a výkonu motoru VW evo R4 1,5 l TSI [19]

Motor se vyrábí ve dvou výkonnostních kategoriích, obr. 33 představuje rozdílné křivky točivého momentu a výkonu v závislosti na otáčkách motoru. [19]

Pro regulaci maximálního plnicího tlaku a snížení prodlevy turbodmychadla bylo použito turbodmychadlo VTG (Variable Turbine Geometry). Jak je patrné z názvu, VTG disponuje možností natáčení rozváděcích lopatek. Natočením lopatek se reguluje průtokový průřez a úhel, pod kterým vstupují spaliny do turbíny. Turbodmychadla s proměnnou geometrií lopatek se převážně používají ve vznětových motorech, pro zážehové motory je častěji využíván pro regulaci maximálního plnicího tlaku obtokový ventil (WasteGate). [19]

Díky využití Millerova cyklu, turbodmychadla VTG, dřívějšího uzavírání sacích ventilů EIVC a snížení tření, dosahuje motor podstatného snížení spotřeby paliva a emisí výfukových plynů. [19]



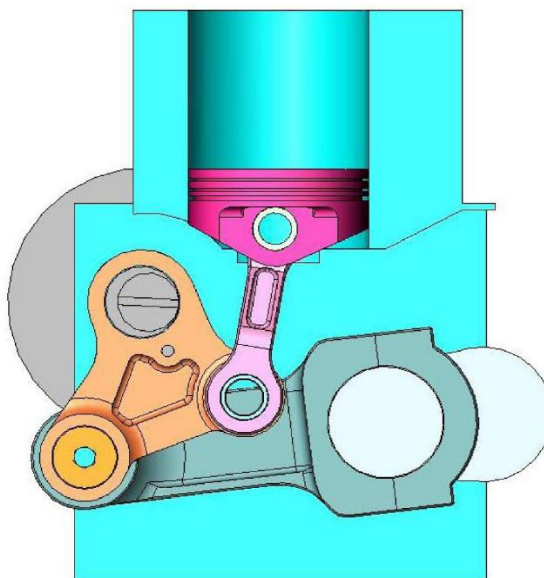
Obr. 34 Turbodmychadlo VTG s proměnnou geometrií lopatek [19]

6 SYSTÉMY PROMĚNNÉHO KOMPRESNÍHO POMĚRU

Zvýšení kompresního poměru vede ke zvýšení účinnosti motoru. Benzínové motory používají v porovnání s dieselvými nižší kompresní poměry, důsledkem toho je nižší efektivita přeměny chemické energie paliva na mechanickou práci, způsobená detonačním limitem při provozu ve vysokém zatížení. Tento nedostatek je možné zlepšit mechanismem, který umožňuje v každém provozním bodu motoru měnit kompresní poměr. Mechanismus s proměnným kompresním poměrem tedy dává možnost zážehovému spalovacímu motoru použít při nízkém zatížení, kde se spaluje méně směsi, vyšší kompresní poměr a při vysokém zatížení se kompresní poměr snižuje. Pokud je použit současně s tímto mechanismem Atkinsonův nebo Millerův cyklus, tedy cyklus, který poskytuje prodloužený expanzní zdvih, přínosy mohou být mnohem větší. Použití mechanismu proměnného kompresního poměru tedy přináší zvýšení účinnosti motoru, snížení spotřeby paliva a emisí výfukových plynů u zážehových motorů. [20]

6.1 SYSTÉM PROMĚNNÉHO KOMPRESNÍHO POMĚRU V MOTORU PRACUJÍCÍM S ATKINSONOVÝM CYKLEM

Motor pracující s Atkinsonovým cyklem, který je zde porovnáván s klasickým Ottovým motorem, používá pro změnu kompresního poměru mechanismus, který spojuje píst s klikovým hřídelem přes oscilační člen. Oscilační člen je uložen na excentrickém hřídeli, který se otáčí při polovičních otáčkách klikového hřídele ve stejném směru. Mechanismus mezi klikovým a excentrickým hřídelem umožňuje relativní úhlový pohyb mezi těmito hřídeli. Tento pohyb umožňuje měnit kompresní poměr velmi plynule mezi dvěma limity. Tento mechanismus může být použit ve všech motorech řadového typu nebo motoru, který má válce uspořádané do V. Dosažení různých modifikací může být docíleno změnou polohy excentrického hřídele. [21]



Obr. 35 Mechanismus proměnného kompresního poměru [21]

6.1.1 POROVNÁNÍ MOTORŮ Z HLEDISKA ÚČINNOSTI PŘI RŮZNÉM STŘEDNÍM EFEKTIVNÍM TLAKU

Pro porovnání byl vybrán motor s následujícími parametry: [21]

Tab. 5 Parametry motoru [21]

Typ motoru	Zážehový přepřňovaný
Zdvihový objem [cm ³]	1998
Počet válců [–]	4
Vrtání [mm]	86
Zdvih [mm]	86
Délka ojnice [mm]	143
Kompresní objem [cm ³]	55
Maximální zdvih sacího ventilu [mm]	10,05
Maximální zdvih výfukového ventilu [mm]	10

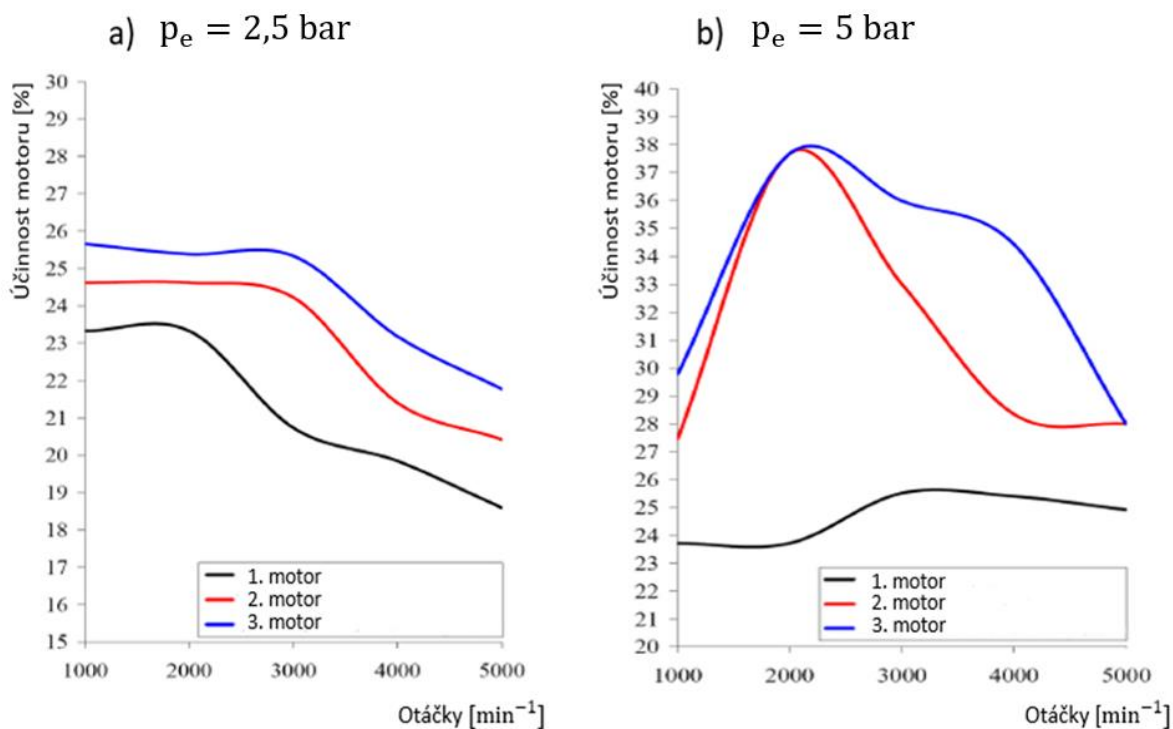
Tento motor byl následně upraven ve 3 různých variantách: [21]

Tab. 6 Jednotlivé verze motoru [21]

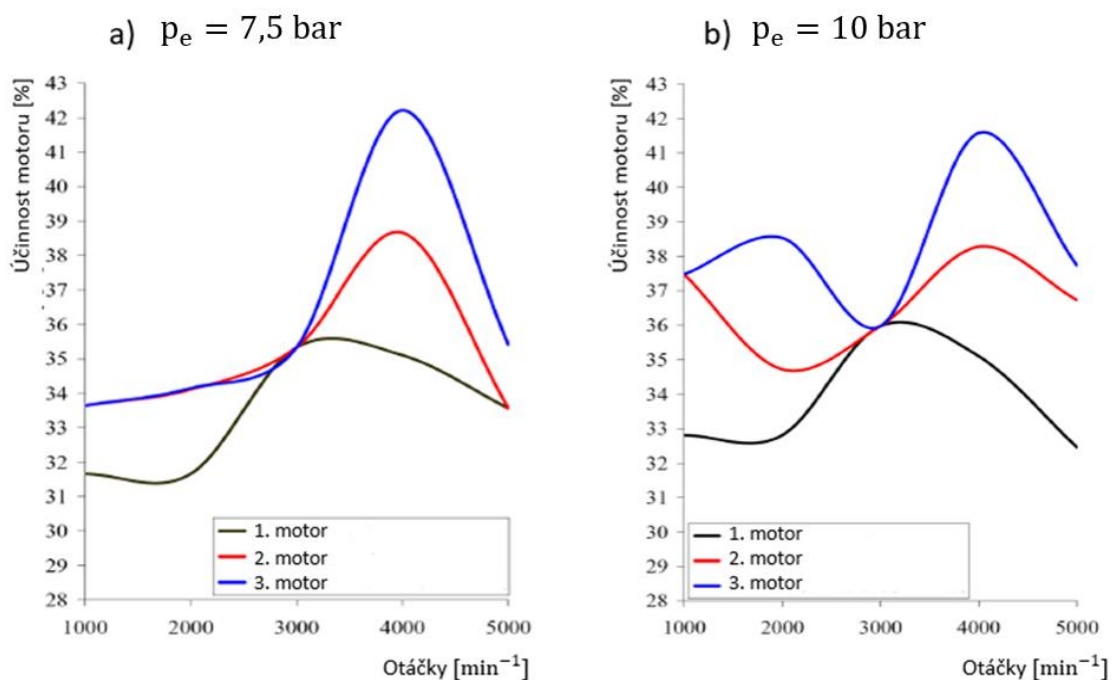
1. motor	Stálý kompresní poměr 9,5 : 1 + Ottův cyklus
2. motor	Proměnný kompresní poměr 9,5 : 1 až 15,5 : 1 + Ottův cyklus
3. motor	Proměnný kompresní poměr 9,5 : 1 až 15,5:1 + Atkinsonův cyklus

Jak již bylo několikrát zmíněno, vyšší kompresní poměr zvyšuje celkovou účinnost motoru. Po překročení určité hodnoty kompresního poměru se přírůstky účinnosti zmenšují. Maximální kompresní poměr je také ovlivňován detonačním spalováním motoru. Obr. 36 a obr. 37 vyobrazují závislost účinnosti na otáčkách motoru při různých středních efektivních tlacích. [21]

Z obr. 36 a obr. 37 je patrné, že motor pracující s Ottovým cyklem a stálým kompresním poměrem dosahuje nejnižší tepelné účinnosti při všech hodnotách středního efektivního tlaku v celém otáčkovém rozsahu. Vyšší tepelné účinnosti dosahuje motor pracující s Ottovým cyklem a systémem proměnného kompresního poměru. Jako nejúčinnější se však jeví poslední motor, tedy motor využívající systém proměnného kompresního poměru v kombinaci s Atkinsonovým cyklem, který poskytuje prodloužený expanzní zdvih. [21]



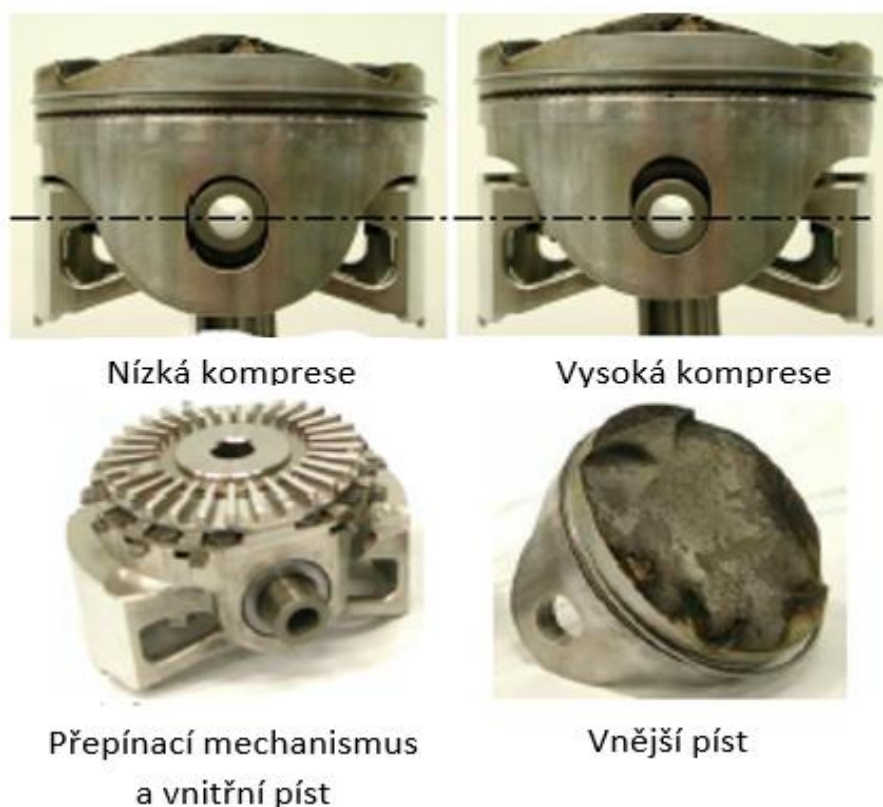
Obr. 36 Porovnání tepelné účinnosti 3 odlišných motorů [21]



Obr. 37 Porovnání tepelné účinnosti 3 odlišných motorů [21]

6.2 DUÁLNÍ PÍSTOVÝ MECHANISMUS

Jednou z možností, jak měnit kompresní poměr je duální pístový mechanismus. Skládá se z vnějšího pístu, vnitřního pístu, pístního čepu a přepínacího mechanismu. Vnější píst je sestaven z dna pístu, drážky pístního kroužku a pístních čepů. Přepínací mechanismus a plášť pístu jsou zabudovány ve vnitřním pístu. Tento systém funguje na principu přepínání mezi dvěma pozicemi. Přepínat lze na nízkou a vysokou kompresi. Pro nízkou kompresi je kompresní poměr stanoven na hodnotu 9,6 : 1 a pro vysokou kompresi na 14,2 : 1. Přepínání mezi pozicemi je dosaženo zvýšením nebo snížením polohy vnějšího pístu vzhledem k poloze vnitřního pístu. Toto přepnutí je umožněno pomocí tlaku oleje, který je docílen pomocí dvou hydraulických zařízení a pružin. Pohyb vnějšího pístu nevyžaduje žádné přidavné zařízení, je totiž poháněn setrvačnou silou vratného pohybu pístu. Je nutno podotknout, že olej, který je využíván k přepínání komprese proudí jinými kanály než olej, který slouží k mazání klikového mechanismu. Systém je tedy vybaven dvěma oddělenými olejovými okruhy. [22]

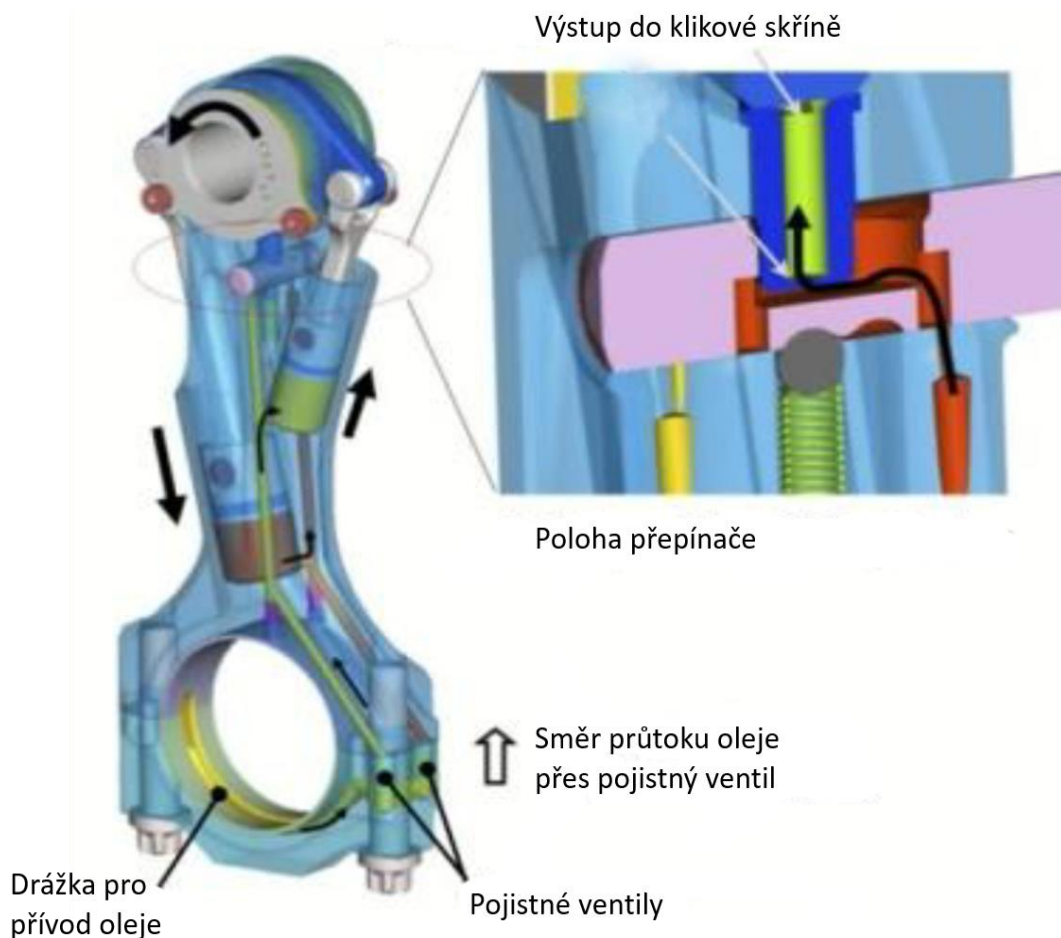


Obr. 38 Duální pístový mechanismus [22]

6.3 PROMĚNNÁ DÉLKA OJNICE „VCRConRod“

„VCRConRod“ (obr. 39) je systém proměnného kompresního poměru realizovaný excentrickým uložením pístního čepu, které využívá sil v klikovém mechanismu pro nastavení kompresního poměru. Excentrické uložení je nastavováno momentem, který se skládá ze síly od tlaků plynů (spalování) a setrvačných sil vzniklých pohybem klikového mechanismu. Excentr může být nastaven na obě strany, rozteč uložení ojnice lze tedy zvětšovat i zmenšovat. Ojnice je opatřena dvěma komorami napojenými na olejový okruh přes pojistné ventily (přes

tyto ventily vtéká olej do prostoru obou komor). Pod malým okem ojnice je umístěn další pojistný ventil, který funguje jako mechanický přepínač a zároveň přes něj vytéká olej z obou komor zpět do klikové skříně motoru. Pokud olej vytéká z komory uvnitř ojnice, pístek v této komoře klesá a druhá komora je plněna olejem. Táhlá napojená na pístky tímto způsobem otáčí s excentrickým uložením a nastavují rozteč ojnice. Přepínání směru natočení excentrického uložení, a tedy změna kompresního poměru je dosažena přepínáním pojistného ventilu pod malým okem ojnice, který je mechanicky ovládán a přestavován mezi dvěma pozicemi. Dle pozice poté excentr rotuje v jednom nebo druhém směru. Mechanický přepínač je přepínán pomocí dvou vaček, které s ním axiálně pohybují mezi dvěma polohami. V každé poloze je pístek zajištěn kuličkou na pružince tak, aby se nemohl sám axiálně posunout. Přepnutí směru je možné vykonat v jedné otáčce klikového hřídele. Mechanický přepínač je umístěn přímo pod malým okem ojnice a ojnice, které ho posunují z jedné pozice do druhé jsou umístěny mezi pohybovou obálkou protizávaží klikového hřídele a nálitky pro pístní čep na můstku bloku motoru. Takové uspořádání má velkou výhodu v tom, že při kontaktu těla přepínacího ventilu s ovládací vačkou je rychlost ojnice relativně malá. Naopak toto uspořádání vyžaduje vymezení dostatečné vůle mezi vývažkem a nálitkem pro pístní čep v dolní úvrti. [23]



Obr. 39 Ojnice s proměnnou délkou [23]

ZÁVĚR

Závěrem je nezbytné uvést stručné shrnutí poznatků, které byly uvedeny v této práci a naznačit výhody a nevýhody uvedených konstrukčních řešení spalovacích motorů s prodlouženou expanzí.

Jak plyne z kapitoly 2, motory s prodlouženou expanzí pracující na principu Atkinsonova nebo Millerova cyklu jsou ve většině ohledů výhodnější než motory s klasickým Ottovým cyklem. Velkým pozitivem těchto motorů je vyšší termodynamická účinnost, která byla prokázána výpočtem, avšak reálné hodnoty se mohou lišit z toho důvodu, že výpočet byl prováděn za ideálních podmínek s ideální pracovní látkou. Nejen, že tyto motory dosahují vyšší termodynamické účinnosti a tím snížené spotřeby paliva a nižších škodlivých emisí výfukových plynů, ale také mají nižší teplotu výfukových plynů. Tím se snižuje riziko poškození motoru při vysokém zatížení. Další výhodou je rozmanitost použití takového motoru, velké uplatnění mají motory s prodlouženou expanzí i v hybridních pohonech, kde využívají své vysoké termodynamické účinnosti. I tyto motory ale nejsou dokonalé a mají své nevýhody. Největší z nich je nižší hustota výkonu právě na úkor vyšší termodynamické účinnosti. Tento nedostatek je však poměrně snadno řešitelný, a to přidáním přeplňování, převážně v podobě turbodmychadla.

Problematikou dosažení prodloužené expanze se zabývá kapitola 3. V práci jsou popsány dvě možnosti, jak dosáhnout prodloužené expanze. Nejprve zde máme použití speciálního klikového mechanismu. Avšak tento způsob je využíván méně, hlavně z důvodu složitosti konstrukce a vysokých finančních nároků. Druhým způsobem je změna časování sacích ventilů. Způsoby dosažení variabilnosti časování ventilů jsou různé, nejpoužívanější je natáčení vačkového hřídele (VarioCam Plus, Delphi) nebo také upravení geometrie rozvodového mechanismu (VTEC, Valvetronic). Velkou výhodou poskytuje variabilní časování ventilů v možnosti ovládat zdvih ventilu, okamžik otevření ventilu a samozřejmě také dobu otevření ventilu, popřípadě kombinaci některých těchto parametrů. To je realizováno v závislosti na zatížení motoru. Změnu časování lze uskutečňovat skokově i plynule.

Poslední kapitola zabývající se systémy proměnného kompresního poměru je vytvořena spíše pro zajímavost. Tyto systémy přímo s motory s prodlouženou expanzí nesouvisí, je to však další možnost, jak zlepšit spotřebu paliva a emise výfukových plynů, na což jsou momentálně nejvíce kladené nároky.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ATKINSON, James. *Gas engine*. 1887. US. 367496. Zapsáno 2. 8. 1887.
- [2] MILLER, Ralph. *Supercharged engine*. 1957. US. 581713. Zapsáno 24. 12. 1957.
- [3] KOŠŤÁL, Jan a Bohuslav SUK. *Pístové spalovací motory*. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1963
- [4] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale, PA: SAE International, c1995. ISBN 1560917342.
- [5] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 007028637x.
- [6] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [7] ZHAO, Jinxing. Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines – A review. *Applied Energy* [online]. 2017, 185, 300-319 [cit. 2019-02-18]. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.10.063. ISSN 03062619. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261916315069>
- [8] Lin, J.M.; Xu, Z.P.; Chang, S.Q.; Yan, H. Finite-time thermodynamic modeling and analysis of an irreversible Miller cycle working on a four-stroke engine. *Int. Commun. Heat Mass* **2014**, 54, 54–59.
- [9] R. Ebrahimi, Thermodynamic modeling of performance of a Miller cycle with engine speed and variable specific heat ratio of working fluid, *Comput. Math. Appl.* 62 (5) (2011) 2169-2176
- [10] EXlink. *World.honda.cz* [online]. [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://global.honda/innovation/technology/power/Exlink-picturebook.html>
- [11] BRÜSTLE, Claus a Dietmar SCHWARZENTHAL. VarioCam Plus-A Highlight of the Porsche 911 Turbo Engine. *SAE Technical Paper*. 0245n. 1., , 11. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0245>.
- [12] KLAUS, Benedikt, Gottfried DREXLER, Torsten EDER, Markus EISENKÖLBL, Christoph LUTTERMANN a Michael SCHLEUSENER. Weiterentwicklung der vollvariablen Ventilsteuerung: BMW-Valvetronic. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. 2005-06, **66**, 9
- [13] SANDEEP, Venkata Siva a L RAMESH. Valvetronic Engine Technology. *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*. Mechanical Engineering Department, K. L. University Andhra Pradesh, India, 2013-05, , 5. ISSN ISSN: 2231-5381.
- [14] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily. 3, Motory*. 5. vyd. Brno: Avid, 2008, 179 s. : il. (převážně barev.). ISBN 978-80-87143-06-3.

- [15] Powetrain Systems: Delphi Variable Cam Phaser [online]. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.delphiautoparts.com/deu/en/product/delphi-cam-phasers>
- [16] NIIZATO, Tomonori, Mitsuhiro SHIBATA, Michael FISCHER a Ulf REINSCHMIDT. New 1.0-I Three-cylinder Gasoline Engine from Honda. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. 2018, , 8.
- [17] HR12DDR Engine. [Nissan motor corporation] [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/hr12ddr.html>
- [18] BERNARD, Lucio, Andrea FERRARI, Damiano MICELLI, Aldo PEROTTO, Rinaldo RINOLFI a Francesco VATTANEO. Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem „MultiAir“-Verfahren. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. 2009, 70, 8.
- [19] DEMMELBAUER-EBNER, Wolfgang, Kai PERSIGEHLE, Michael GÖRKE a Eike WERSTAT. Der neue 1,5-I-Vierzylinder-TSI-Motor von Volkswagen. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. Frankfurt/Main, 2017, **78**, 8.
- [20] LI, Yuanping. *Experimental study of a Miller cycle based approach for an efficient boosted downsized gasoline engine*. Department of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering, College of Engineering, Design and Physical Sciences, Brunel University London, United Kingdom, 2017. Disertační práce. Brunel University London.
- [21] BORETTI, Alberto a Joseph SCALZO. Exploring the Advantages of Atkinson Effects in Variable Compression Ratio Turbo GDI Engines. *SAE Technical Paper*. 2011-12, (2011-01-0367), 13. DOI: DOI: 10.4271/2011-01-0367. ISSN ISSN 0148-7191.
- [22] ISHIKAWA, S, M KADOTA, K YOSHIDA, K TAKAHASHI a S KAWAJIRI. Advanced Design of Variable Compression Ratio Engine with Dual Piston Mechanism. *SAE Technical Paper*. 2009, (2009-01-1046), 9.
- [23] TOMAR, Savita, Reena MISHRA, Sarita BISHT, Sanjeev KUMAR a Gaurav SAXENA. Design of Variable Length Connecting rod for VCR Engine. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*. Rustamji Institute of Technology, 2014, 6. ISSN ISSN: 2248-9622.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

CO ₂		Oxid uhličitý
DOHC		Double Over Head Camshaft - Rozvod s dvěma váčkovými hřídeli v hlavě válce
EIVC		Early Intake Valve Closing - Dřívější uzavírání sacích ventilů
EXlink		Extended expansion linkage system
HC		Uhlovodíky
LIVC		Late Intake Valve Closing - pozdní uzavírání sacích ventilů
NO _x		Oxidy dusíku
SOHC		Single Over Head Camshaft - Rozvod s jednou váčkovou hřídelí v hlavě válce
TSI		Twincharged Stratified Injection - Přepřňované motory s přímým vstřikováním
VCR		Variable Compression ratio - Variabilní kompresní poměr
VTEC		Variable Valve Timing and Lift Electronic Control
VTi		Variable Valve Lift and Timing injection
VTG		Variable Turbine Geometry - Turbodmychadlo s nastavitelnou geometrií lopatek
VW		Volkswagen
A_0	[J]	Práce cyklu
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K]	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
c_v	[J·kg ⁻¹ ·K]	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
b	[mm]	Vzdálenost mezi klikovým hřídelem a osou čepu pístu
D	[mm]	Vrtání válce
l	[mm]	Délka ojnice
m	[kg]	Hmotnost směsi
p	[Pa]	Tlak
p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
Q_C	[J]	Odvedené teplo
Q_H	[J]	Přivedené teplo
Q_{23}	[J]	Izochoricky přivedené teplo
Q_{45}	[J]	Izochoricky přivedené teplo
Q_{51}	[J]	Izobaricky odvedené teplo
r	[mm]	Poloměr klikového hřídele
R_a	[-]	Poměr vrtání a zdvihu pístu

R_b	[-]	Poměr délky ojnice a poloměru klikového hřídele
T_1	[K]	Teplota v bodě 1
T_2	[K]	Teplota v bodě 2
T_3	[K]	Teplota v bodě 3
T_4	[K]	Teplota v bodě 4
T_5	[K]	Teplota v bodě 5
V_K	[m ³]	Objem směsi při kompresi
V_Z	[m ³]	Zdvihový objem
V_1	[m ³]	Objem v bodě 1
V_2	[m ³]	Objem v bodě 2
V_3	[m ³]	Objem v bodě 3
V_4	[m ³]	Objem v bodě 4
V_5	[m ³]	Objem v bodě 5
z	[mm]	Zdvih
α	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
β	[-]	Expanzní poměr
ε	[-]	Kompresní poměr
η_t	[-]	Tepelná účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta