



# 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

# ZÁŽEHOVÝ MOTOR S PROMĚNNÝM STUPNĚM KOMPRESSE

SPARK IGNITION ENGINE WITH VARIABLE COMPRESSION RATIO

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Peter Fúri

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

BRNO 2023



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Peter Fůri
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
Akademický rok:	2022/23

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 diplomové práce:

### Zážehový motor s proměnným stupněm komprese

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem práce je systematické komplexní studium problematiky zážehových motorů s důrazem na možnost přímo za chodu motoru měnit jeho stupeň komprese pro dosažení lepších výkonových parametrů.

#### Cíle diplomové práce:

Na základě dosud známých poznatků zpracovat návrh způsobu změny stupně komprese zážehového motoru v závislosti na provozních parametrech jeho jednotlivých pracovních režimů, včetně analýzy potenciálního zatížení a pevnostní kontroly klikového mechanismu uvažovaného motoru.

#### Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motomechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst and MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

SKOTSKY, Alexander. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

S cieľom znížiť emisie znečisťujúcich látok zo spaľovacích motorov aplikácia stechiometricky riadených zážihových motorov pre ľahké vozidlá prekonala v posledných rokoch trhový podiel vznetrových motorov. Hlavným dôvodom je schopnosť podstatne znížiť primárne škodlivé emisie (HC, CO a NO<sub>x</sub>). S rastúcou pozornosťou venovanou emisiám CO<sub>2</sub> sa však vývoj vysoko účinných zmenšených zážihových motorov stáva mimoriadne zaujímavým. Aby sa však umožnila prevádzka pri vysokom zaťažení na takýchto zmenšených motoroch, kompresný pomer sa musí znížiť z dôvodu obmedzení klepania, čím sa zníži účinnosť prevádzky pri čiastočnom zaťažení. Táto práca sa snaží opísať riešenia, ktoré už boli vyvinuté rôznymi výrobcami automobilov a detailne opísať mnou navrhnuté konštrukčné riešenie na zmenu kompresného pomeru pomocou dvojstupňového systému.

## KLÚČOVÉ SLOVÁ

Premenlivý kompresný pomer, ojnica, piest, hydraulické ovládanie, excenter, variabilná dĺžka ojnice.

## ABSTRACT

With the aim of reducing pollutant emissions from internal combustion engines, the application of stoichiometrically operated spark ignition engines, for light vehicles, has been overcoming the compression ignition engines market share throughout the past years. The ability of a substantial reduction of the primary harmful emissions (HC, CO, and NO<sub>x</sub>). Nonetheless, with increasing attention to CO<sub>2</sub> emissions, the development of highly efficient downsized spark ignition engines turns to be of enormous interest. However, to enable high load operation on such downsized engines, the compression ratio must be reduced due to knock limitations, reducing the partial-load operations efficiency. The work tries to describe solutions that have already been developed by various car manufacturers and to describe in detail my proposed design solution for changing the compression ratio using two-stage system.

## KEYWORDS

Variable compression ratio, connecting rod, cylinder, hydraulic support, eccentric, variable length of connecting rod.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

FÚRI, Peter. *Zážehový motor s proměnným stupněm komprese* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-03-27]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145933>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Zdeněk Kaplan.

## ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Vyhlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením doc. Ing. Zdeněka Kaplana, CSc. vedúceho záverečnej práce a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dne 19. května 2023

.....

Peter Fůri

## POĎAKOVANIE

Touto cestou by som sa chcel poďakovať vedúcemu diplomovej práce, doc. Ing. Zdeněkovi Kaplanovi, CSc. za odborné vedenie, pomoc, cenné rady a pripomienky pri vypracovaní tejto práce. Ďalej by som sa chcel poďakovať mojim rodičom, snúbenici a priateľom za podporu počas môjho štúdia.



# OBSAH

Úvod.....	10
<b>1 Základné pojmy .....</b>	<b>11</b>
1.1 Kompresný pomer.....	11
1.2 Zmena kompresného pomeru.....	11
1.2.1 Možnosti zmeny kompresného pomeru.....	12
1.3 Vplyv kompresného pomeru na účinnosť motora .....	14
1.3.1 Tepelná účinnosť .....	14
1.3.2 Mechanická účinnosť .....	14
1.3.3 Vplyv meniaceho sa kompresného pomeru na účinnosť motora .....	15
<b>2 Možnosti zmeny kompresného pomeru .....</b>	<b>16</b>
<b>3 Riešenia konštrukcie motorov s premenným kompresným pomerom u konkrétnych firmách.....</b>	<b>18</b>
3.1 SAAB (SVC) .....	18
3.1.1 Spôsob zmeny kompresie .....	19
3.1.2 SAAB 1,6 SVC koncept .....	19
3.2 Peugeot société anonyme .....	20
3.2.1 Spôsob zmeny kompresie .....	20
3.2.2 Koncept MCE-5 VCRi .....	22
3.3 Nissan.....	23
3.3.1 Infiniti 2,0 VC-T.....	23
3.4 Mercedes-Benz (Daimler).....	25
3.5 Lotus – Omnicore .....	27
<b>4 Podrobný popis riešenia VCR technológie excentricky uloženým ložiskom piestového čapu .....</b>	<b>29</b>
4.1 Konštrukcia a mechanika ojnice s VCR .....	34
4.1.1 Zmena dĺžky ojnice .....	35
4.1.2 Sila v ojnici .....	35
4.1.3 Excentrický moment.....	37
4.1.4 Faktory sily k momentu .....	38
4.1.5 Tlaky v podporných komorách.....	38
4.1.6 Hydraulický obvod .....	40
4.2 Súčasti a dizajn ojnice VCR .....	42
4.3 Mechanické ovládanie .....	45
4.4 Výsledky simulácií .....	47
4.5 Pevnostné simulácie.....	54
<b>Záver.....</b>	<b>57</b>
<b>Použité informačné zdroje .....</b>	<b>58</b>
<b>Zoznam použitých skratiek a symbolov .....</b>	<b>60</b>
<b>Zoznam príloh.....</b>	<b>63</b>

## ÚVOD

Od škandálu Dieseldgate pred niekoľkými rokmi sa pohľad na spaľovacie motory náhle zmenil. Veľké úsilie bolo vynaložené na vývoj a znižovanie emisií z dieselových motorov a to najmä vývojom vysokotlakových vstrekovacích systémov common-rail, pokrokových technológií preplňovania turbodúchadlom, systémov dodatočnej úpravy, stratégií studeného štartu, alternatívnych palív a pokročilých režimov spaľovania. Preto benzínové motory začali zaberat' rastúci podiel na trhu nových osobných automobilov, najmä vďaka použitiu jednoduchého a relatívne lacného systému dodatočnej úpravy, trojcestného katalyzátora. Trojcestný katalyzátor môže účinne znížiť škodlivé emisie primárneho spaľovania (HC, CO a NO<sub>x</sub>) v motoroch. Tieto motory však majú nevýhodu škrtenia nasávania pri čiastočnom zaťažení, aby sa zachoval stechiometrický pomer vzduch/palivo, čo spôsobuje vysoké straty účinnosti. Konceptia zmenšenia motora prišla so zámerom znížiť straty pri čiastočnom zaťažení znížením plynu pomocou menšieho objemu. Preto musíme používať turbodúchadlo, aby sa dosiahol rovnaký krútiaci moment ako pri atmosférických motoroch s väčším zdvihovým objemom. Avšak pri vysokých zaťaženiach sa doba indukcie samovznietenia v nespálenej zmesi skrakuje, čím sa zvyšuje tendencia klepania.

Kompresný pomer hrá najdôležitejšiu úlohu pri kompromise medzi limitom klepania a tepelnou účinnosťou. Z tohto dôvodu je kompresný pomer bežne znížený v zmenšených preplňovaných zážihových motoroch v porovnaní s atmosférickými motormi, čím sa obmedzuje najmä účinnosť prevádzky pri škrtení. Systémy s variabilným kompresným pomerom (VCR) boli vytvorené na prekonanie tohto handicapu, umožňujú zvýšenú účinnosť čiastočného zaťaženia (s vyššími komp. pomerom) a prevádzku pri vysokom zaťažení bez klepania (s nižším komp. pomerom). Okrem toho sa používanie obnoviteľných palív vo veľkej miere rozšírilo vo forme prísady alebo náhrady benzínu v dôsledku zníženia uhlíkovej stopy. V krajinách ako Brazília, kde je etanol dostupný na čerpacích staniách ako úplná náhrada benzínu (ktorý je už s etanolom primiešaný kvôli jeho odolnosti proti klepaniu), je na trhu dominantné používanie motorov na flexibilné palivo. Optimálny fixný kompresný pomer však nie je možné dosiahnuť pri použití etanolu v takýchto motoroch. Použitím systémov VCR by sa dal využiť optimálny kompresný pomer pre vysokooktánové palivo, čo by viedlo k efektívnejšiemu využitiu oboch palív.

Vývoj VCR systémov nie je novou témou. Malá penetrácia v sériovej výrobe však naznačuje náročnosť jeho aplikácie, a to najmä z dôvodu vysokého počtu pohyblivých častí alebo intenzívnych úprav existujúcej architektúry motora a výrobnéj linky. Spôsoby na zmenu kompresného pomeru môžeme klasifikovať do troch hlavných kategórií: 1) nekonvenčné kľukové ústrojenstvo (obsahujúce ďalšie časti), 2) variabilná vzdialenosť kľukového hriadeľa od hlavy valcov (zmena geometrie konštrukčných komponentov), a 3) variabilné kinematické dĺžky (zmena geometrie kľukového hriadeľa, piestov alebo ojníc na motore s pevnou geometriou). Dvojstupňový systém VCR použitý v tejto práci je založený na ojnici s premenlivou dĺžkou, ktorá poskytuje jednoduché riešenie. Ojnica sa skladá z pohyblivého excentrického malého oka, poháňaného dvoma hydraulickými valcami, predlžujúcimi alebo skraccujúcimi účinnú dĺžku ojnice. Hydraulické valce sú ovládané cez 3-cestný/2-cestný ventil ktorý je namontovaný na ojniciu.

# 1 ZÁKLADNÉ POJMY

## 1.1 KOMPRESNÝ POMER

Kompresný pomer alebo stupeň stlačenia zmesi  $\varepsilon$ , je pomer celého pracovného objemu valca k objemu spaľovacieho priestoru, teda pomer zmesi nasatej k zmesi stlačenej. Kompresný pomer zážihových motorov je od 8:1 do 13:1, zatiaľ čo pri vznetrových býva 14:1 až 23:1. Aj keď sú tieto čísla veľmi relatívne, keby mali byť zhodnotené pred 30. rokmi, boli by iné. Aktuálny kompresný pomer sa vyvíja s požiadavkami na zlepšovanie vývoja. Pomer zohráva dôležitú úlohu pre využitie energetického potenciálu paliva pri nízkych emisiách výfukových plynov, preto je dôležité zvoliť kompromis pre daný spôsob určenia.

### Výpočet kompresného pomeru

Vzorec pre výpočet kompresného pomeru z geometrického hľadiska:

$$\varepsilon = \frac{V_V + V_p}{V_p} \quad (1)$$

### Zdvihový objem

Zdvihový objem je časť pracovného priestoru valca v motore s priamočiarym vratným pohybom piesta vymedzený hornou (HÚ) a dolnou (DÚ) úvrat'ou. Zdvihový objem neznamena celkový objem piestového stroja, pretože aj v hornej úvrati piesta zostáva časť pracovného priestoru s nenulovým objemom:

$$V_V = \frac{\pi * d^2}{4} * (HÚ - DÚ) \quad (2)$$

### Objem spaľovacieho priestoru

Objem spaľovacieho priestoru  $V_p$  sa odvíja od tvaru spaľovacieho priestoru. Ak si ho rozdelíme na časti  $V_{p1}$  a  $V_{p2}$ .

#### $V_{p1}$

Pod pojmom  $V_{p1}$  budeme rozumieť časť valca, ktorá zostáva medzi HÚ a okrajom valca. Vzorec bude podobný ako pre objem valca:

$$V_{p1} = \frac{\pi * d^2}{4} * v \quad (3)$$

#### $V_{p2}$

Pojem  $V_{p2}$  potom značí hlavný spaľovací priestor v hlave valcov, poprípade v pieste. Jeho vzorec podlieha tvaru spaľovacieho priestoru.

## 1.2 ZMENA KOMPRESNÉHO POMERU

Pri konštrukcii nového agregátu konštruktéri musia brať do úvahy, akým spôsobom bude motor zaťažovaný. Pretože môže byť určený na mestskú či cestnú premávku, alebo sa bude jednať o čisto športové vozidlo, prípadne bude motor používaný do viacerých modelov, možno aj viacerými automobilkami, musí byť čisto univerzálny, ľahko a lacno vyrobiteľný. Ohľad sa musí brať aj na stále sa sprísňujúce emisie výfukových plynov, prípadne vybaviť agregát príslušenstvom na ich úpravu. Výrazný je tiež tlak konkurencie a požiadavky trhu na čo najvyšší výkon a krútiaci moment pri malom objeme valcov a nízkej spotrebe paliva. Jednou z volieb je aj voľba kompresného pomeru. Ak bude vysoký, motor bude veľmi náchylný na detonačné horenie a bude dostatočne výkonný pri vysokých zaťaženiach, ale s vyššou spotrebou. Bude vhodný do mestskej premávky a malých automobilov. Naopak, ak sa zvolí príliš malý pomer,

bude vhodný pre vysoké zaťaženia, ale pri nízkych zaťaženiach bude veľmi neekonomický. Takýto motor bude lepší do výkonných veľkoobjemových motorov na jazdu mimo mesta a pre športové vozidlá. Do istej miery režimy jazdy v meste a mimo mesta spĺňali spoľahlivo vznetové vozidlá spaľujúce naftu. Riešením, ako sa svojou charakteristikou vyrovnáť dieselovým motorom, je mechanizmus umožňujúci počas jazdy plynulo meniť kompresný pomer. Možnosť optimalizácie v závislosti od zaťaženia: úprava kompresného pomeru umožňuje prispôbiť sa rôznym zaťažovacím podmienkam. Zvýšenie kompresného pomeru pri nízkom zaťažení a jeho zníženie pri vysokom zaťažení môže viesť k efektívnejšiemu využitiu energie a lepšiemu výkonu motora v rôznych situáciách.

### 1.2.1 MOŽNOSTI ZMENY KOMPRESNÉHO POMERU

- zväčšovaním a zmenšovaním priemeru valca  $d$  (značne nepravdepodobné)
- nekonštantnou polohou  $HÚ$  a  $DÚ$
- zmenou výšky valca vo  $V_{p1}$
- posledná z možností je zmena objemu hlavného spaľovacieho priestoru  $V_{p2}$ .

#### Zmena polohy $HÚ$ a $DÚ$

Ak budeme meniť iba polohu  $DÚ$ , dostaneme rovnicu kompresného pomeru:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (HÚ - DÚ) + (V_{p1} + V_{p2})}{(V_{p1} + V_{p2})} \quad (4)$$

kde  $DÚ$  je funkcia premenných vonkajších vplyvov:

$$DÚ = f(x).$$

Pokiaľ budeme meniť polohu  $HÚ$ , dostaneme rovnicu kompresného pomeru:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (HÚ - DÚ) + (\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v + V_{p2})}{(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v + V_{p2})} \quad (5)$$

kde poloha  $HÚ$  je funkcia premenných vonkajších vplyvov ako pri zmene  $DÚ$  a zvyšná výška valca v spaľovacom priestore  $V_{p1}$  je funkciou  $HÚ$ .

$$HÚ = f(x)$$

$$v = f(HÚ)$$

Keď sa bude meniť poloha HÚ aj DÚ vzorec na výpočet kompresného pomeru bude:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (HÚ - DÚ) + (\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v + V_{p2})}{(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v + V_{p2})} \quad (6)$$

Kde poloha HÚ a DÚ je funkcia premenných vonkajších vplyvov. DÚ a zvyšná výška valca v spaľovacom priestore  $V_{p1}$  je funkciou HÚ.

$$HÚ = f(x)$$

$$DÚ = f(x)$$

$$v = f(HÚ)$$

### Zmena výšky $V_{p1}$

Zmenou výšky sa rovnica pre výpočet kompresného pomeru zmení na:

$$\varepsilon = \frac{V_V + (\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v + V_{p2})}{(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v + V_{p2})} \quad (7)$$

kde výška valca  $v$  je funkciou premenných vonkajších vplyvov

$$v = f(x)$$

### Zmena objemu spaľovacieho priestoru v hlave valcov

Touto zmenou ale narušíme tvar spaľovacieho priestoru, čím negatívne ovplyvníme prúdenie zmesi a následné horenie. Prúdenie a horenie sa potom odvíja od novo vzniknutého tvaru spaľovacieho priestoru. Vzorec pre výpočet kompresného pomeru bude nasledujúci:

$$\varepsilon = \frac{V_V + (V_{p1} + V_{p2})}{(V_{p1} + V_{p2})} \quad (8)$$

kde objem a tvar spaľovacieho priestoru je funkciou premenných vonkajších vplyvov

$$V_{p2} = f(x)$$

## 1.3 VPLYV KOMPRESNÉHO POMERU NA ÚČINNOSŤ MOTORA

### 1.3.1 TEPELNÁ ÚČINNOSŤ

Využitie energie zo spaľovania paliva: „Napriek veľkému pokroku je celkové využitie energie obsiahnutej v palive u dnešných zážihových motorov ešte stále veľmi nedokonalé. Straty chladením sú 30 % až 32 %, výfukom 32 % až 34 %, trením 5 % až 7 %. Celkové straty v motore sú asi 67 % až 72 %. Časť práce (2 %) je využitá na pohon príslušenstva.“ [1]

Pre pohon vozidla teda zostane asi 1/3 využiteľnej energie. Vznetové agregáty majú o niečo vyššie percento využiteľnosti energie z paliva vďaka jeho kvalitnejšiemu prehorievaniu. Síce je možné využiť energiu z chladenia na vykurovanie vozidla a energiu výfukových plynov na pohon turbodúchadla u preplňovaných motorov, ale toto využitie je len minimálne v porovnaní s nevyužitou energiou, ktorá sa väčšinou premárni v podobe tepla a je odvedená do okolia. Jednou z možností využitia vyššej účinnosti, a tým aj tepelnej energie, je zvyšovanie kompresného pomeru. Žiaľ, zvyšovanie nie je lineárne a pri použití vyššej kompresie krivka účinnosti nerastie tak rýchlo, ako by sme si priali, teda pri zážihových motoroch nemá význam prekračovať kompresný pomer 13:1. Nastáva totiž problém s kvalitou paliva, ktoré je náchylné na detonačné horenie pri nedostatočnom oktánovom čísle. Tento nedostatok čiastočne rieši senzor klepania, ktorý zaznamenáva detonačné spaľovanie a riadiaca jednotka tak môže upraviť dávku paliva a predovšetkým predstih zážihu. Pri zážihovom motore navyše skutočné stlačenie zmesi v spaľovacom priestore za bežných jazdných podmienok nezodpovedá teórii. Maximálnu hodnotu kompresného pomeru udávaného výrobcami je možné doceliť len za predpokladov plného otvorenia škrtiacej klapky pri maximálnom točivom momente. Pri korigovaní škrtiacej klapky, teda čiastočnom zaťažení, klesá účinnosť naplnenia valca a kompresný pomer by sa mohol pohybovať okolo polovice výrobcom udávanej hodnoty. Tým sa ďalej zhoršuje tepelná účinnosť. Pri vznetových motoroch je dôležitá vyššia kompresia pre väčšiu teplotu vzduchu a následné vznietenie paliva, a tým aj dokonalejšie horenie, ktoré má za následok vyššiu tepelnú využiteľnosť energie vzniknutej pri spaľovaní.

### 1.3.2 MECHANICKÁ ÚČINNOSŤ

Mechanická účinnosť: „Mechanická účinnosť predstavuje bilanciu motora pomeru produkovaného výkonu a výkonu strateného mechanickým odporom sústrojenstva, vírením náplní a vplyvom zvyšujúcich sa otáčok. Započítavajú sa sem aj hydraulické straty vznikajúce škrtaním sania v súvislosti s plniacou účinnosťou.“ [1]

Mechanická účinnosť spaľovacieho motora sa vypočíta ako:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (9)$$

Kde  $W_e$  je efektívna (užitočná) práca (v kJ) ktorú spaľovací motor odovzdá na výstupnom hriadeľi a  $W_i$  je indikovaná práca (v kJ), t.j. práca ktorú je schopný vykonávať pracovný plyn vo valci závisiaca od priebehu tlaku počas zdvihu piesta.

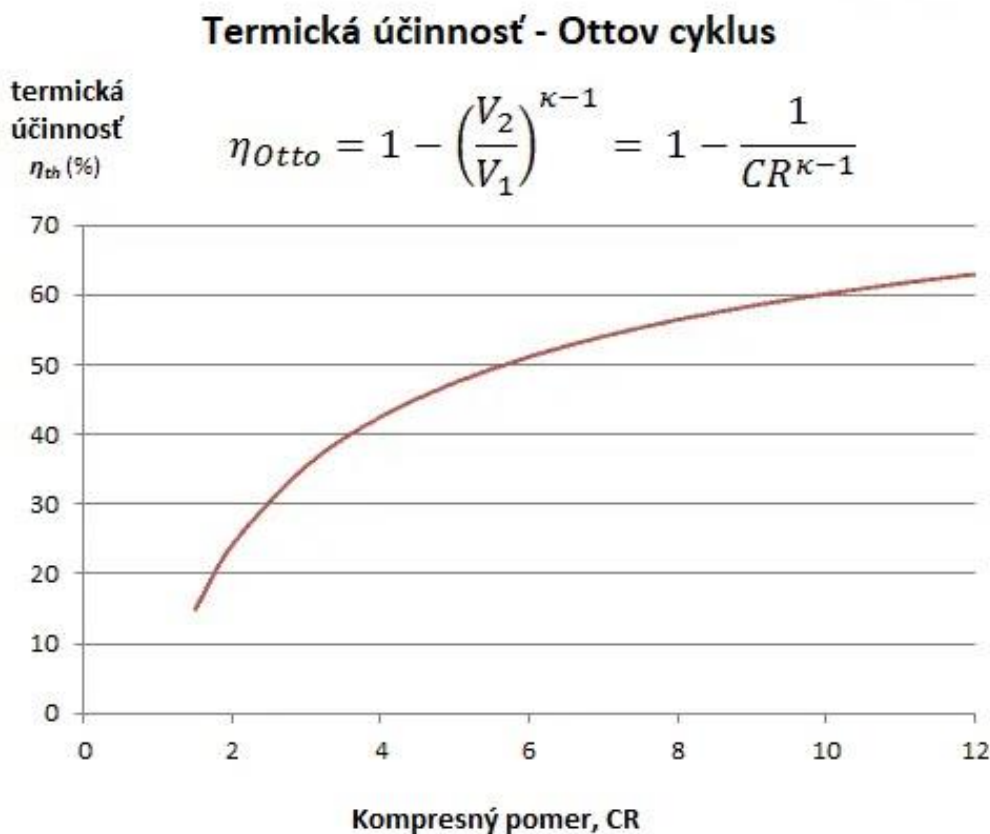
Zlepšovanie mechanickej účinnosti v súčasných motoroch vedie k nižšej spotrebe paliva a väčšiemu výkonu. Straty v dôsledku vnútorných trení sú jedným z hlavných faktorov, ktoré ovplyvňujú mechanickú účinnosť motora. Vnútorné trenie vzniká v rôznych súčiastkach motora, ako sú ložiská uloženia kľuky, ojnica, čap a piesty, a najmä trením piestu a piestnych krúžkov o steny valca. Trenie má významný vplyv na stratu mechanického výkonu motora.

Trecie straty sú ovplyvnené zaťažujúcimi silami, ktoré vznikajú hlavne v dôsledku spaľovania paliva. Na prvý piestny krúžok pôsobí rovnaký tlak ako v spaľovacom priestore, na druhý krúžok je tento tlak už tretinový a pod prípadným tretím krúžkom je minimálny. Vyšší kompresný tlak vznikajúci v dôsledku vyššieho kompresného pomeru a teploty spaľovania spôsobuje zvýšené zaťažovacie sily na piest a piestne krúžky, čo zvyšuje trecie straty.

Ak by sme zvyšovali tepelnú účinnosť motora prostredníctvom vyššieho kompresného tlaku, mechanická účinnosť by mohla klesnúť vplyvom zvýšeného trenia. To znamená, že zvýšený kompresný tlak by mohol zvýšiť účinnosť spaľovania, ale súčasne by mohol spôsobiť vyššie straty v dôsledku trenia, čo by mohlo znížiť celkovú mechanickú účinnosť motora.

Pri vývoji motorov sa preto musí vykonávať komplexná optimalizácia, ktorá zahŕňa rôzne faktory, ako sú kompresný pomer, geometria piestov, materiály, mazivá a povrchové úpravy, aby sa dosiahol vyvážený výkon a efektívnosť motora. Cieľom je minimalizovať trecie straty a dosiahnuť maximálnu mechanickú účinnosť bez negatívneho vplyvu na ostatné aspekty výkonu a spoľahlivosť motora.

### 1.3.3 VPLYV MENIACEHO SA KOMPRESNÉHO POMERU NA ÚČINNOSŤ MOTORA



Obr. 1–Závislosť termickej účinnosti na kompresnom pomere u zážihového motora [2]

Tepelná účinnosť podľa Ottovho cyklu pre vzduch je funkciou kompresného pomeru a  $\kappa = c_p/c_v$ .

Cieľom je dosiahnuť vysoký kompresný pomer na extrakciu väčšieho množstva mechanickej energie z danej hmotnosti zmesi vzduch-palivo. Vyšší kompresný pomer umožňuje dosiahnuť rovnakú teplotu spaľovania s menším množstvom paliva a zároveň poskytuje dlhší expanzný cyklus. To vytvára väčší mechanický výkon a znižuje teplotu výfukových plynov. Zníženie teploty výfukových plynov spôsobuje zníženie energie odvádzanej do atmosféry. Tento vzťah na obrázku je znázornený pre  $\kappa = 1,4$ , ktorý predstavuje okolitý vzduch.

### **Mechanická účinnosť**

Mechanická účinnosť začne klesať až s pribúdajúcimi záťažnými účinkami, vznikajúcimi od vysokých tlakov pri veľkom kompresnom pomere. Vzniká tým väčšie trenie v ložiskách, v dôsledku čoho sa zhoršuje mechanická účinnosť.

### **Termická účinnosť**

Veľký nárast termickej účinnosti je najmä pri menších kompresných pomeroch. S pribúdajúcim pomerom už účinnosť rastie veľmi pozvoľna, a to vďaka malému využitiu energetického potenciálu paliva a odvodu väčšiny tepla do výfukových plynov.

### **Celková účinnosť**

Mechanická a tepelná účinnosť dáva obraz o celkovej účinnosti, ktorá pri zvyšujúcom sa kompresnom tlaku mierne klesá. Nie je teda vhodné zvyšovať kompresný pomer nad určitú hranicu, danú poklesom celkovej účinnosti.

## **2 MOŽNOSTI ZMENY KOMPRESNÉHO POMERU**

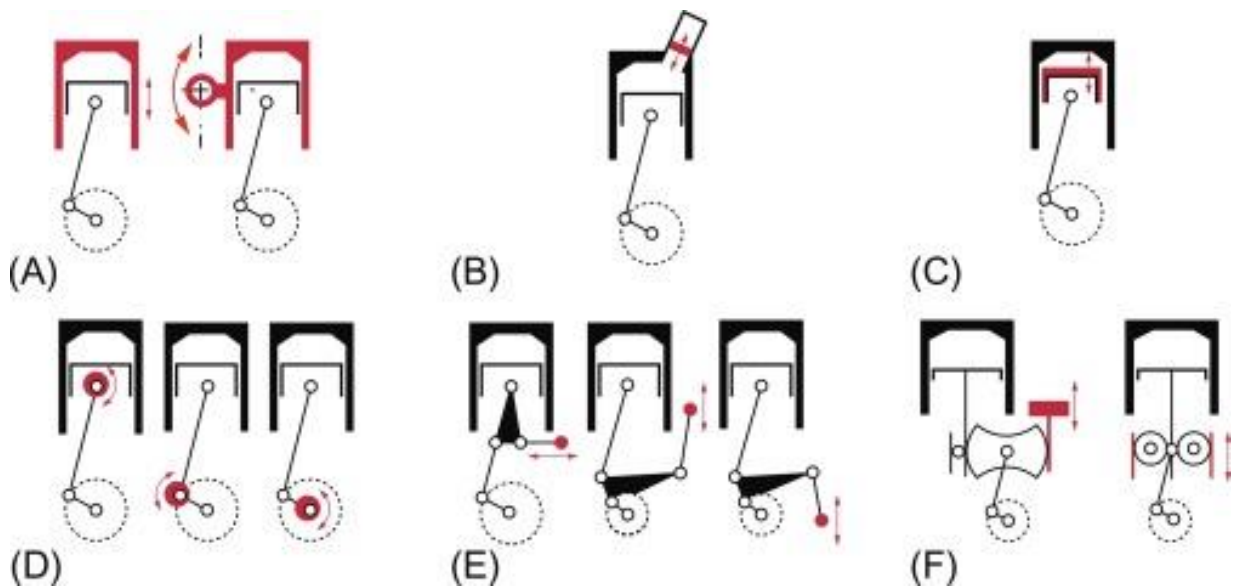
Konštrukčných možností, z ktorých si výrobcovia môžu vybrať pre mechanizmus slúžiaci na zmenu kompresného pomeru, nie je príliš veľa. Použiteľné riešenia sú zjednotené na obrázku 2. V priloženej tabuľke je potom uvedený prehľad výhod a nevýhod jednotlivých konštrukčných riešení oproti klasickým konvenčným motorom. Z uvedeného zoznamu vynikajú svojimi vlastnosťami dve konštrukčné metódy. Systém s mechanickým prevodom vychádza veľmi priaznivo vo väčšine sledovaných parametrov. Nasleduje ho systém s vloženým ďalším piestom, ktorý ale negatívne ovplyvňuje prúdenie plynov v spaľovacom priestore. Naopak, niektoré konštrukcie sú veľmi nevýhodné, a pokiaľ už boli niekedy realizované, väčšinou sa neosvedčili a ukázali sa byť slepou uličkou automobilovej konštrukcie motorov.

### **Hlavné sledované parametre sú:**

- kompaktnosť spaľovacieho priestoru s ohľadom na prúdenie zmesi a následné horenie
- kinematika kľukového mechanizmu, ktorá ovplyvňuje priebeh síl, a tým celkové namáhanie ložísk
- otáčky motora
- ovládanie zmeny kompresného pomeru a hlavne časová náročnosť na zmenu
- trecie straty, súvisiace s kinematikou kľukového mechanizmu a priebehom síl
- spoľahlivosť a hlavne životnosť, ktorá je alfou a omegou všetkých motorov a určuje ich masové rozšírenie
- zotrvačné sily a možnosti vyvažovania



- emisie hluku, ako dôležitý znak pre jazdný komfort
- realizovateľnosť a integrácia do súčasných automobilov



Obr. 2 - Schematické znázornenie spôsobov zmeny kompresného pomeru [3]

Tabuľka 1 - Hlavné sledované parametre pri zmene kompresie [4]

Schéma princípu zmeny K.P. → Charakteristiky ↓							
Integrita spaľovacej komory	O	↘↘↘	O	O	O	O	O
Kinematika sústavy	≠	O	O	≠	≠≠≠	≠≠≠	O
Mechanické straty	O	O	↘	O	↘↘	↗	O
Celková integrita motora	↘	↘	↘	↘	↘	↘	↘
Vyvažovanie/stabilita	O	O	O	O	↘↘	O	O
Limity a presnosť riadenia	↑↑	↑	↓↓↓	↑↑	↑	↑↑	↑↑↑

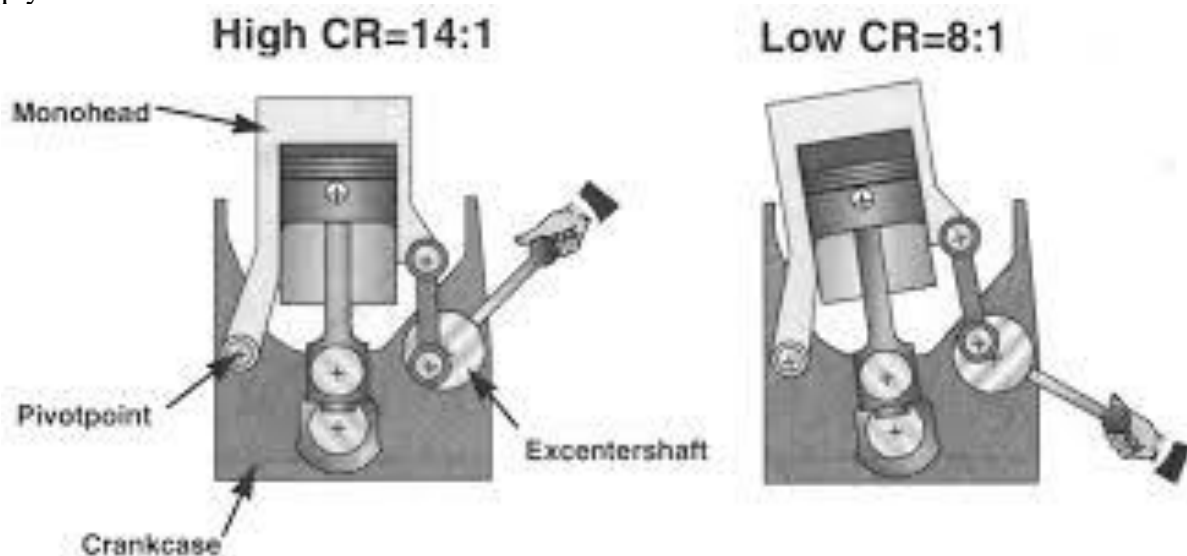
Legenda značiek v tabuľke:

- Zlepšenie: ↗
- Zhoršenie: ↘
- Vysoká: ↑
- Nízka: ↓
- Odlišný: ≠
- Totožný: O

### 3 RIEŠENIA KONŠTRUKCIE MOTOROV S PREMENNÝM KOMPRESNÝM POMEROM U KONKRÉTNYCH FIRIEM

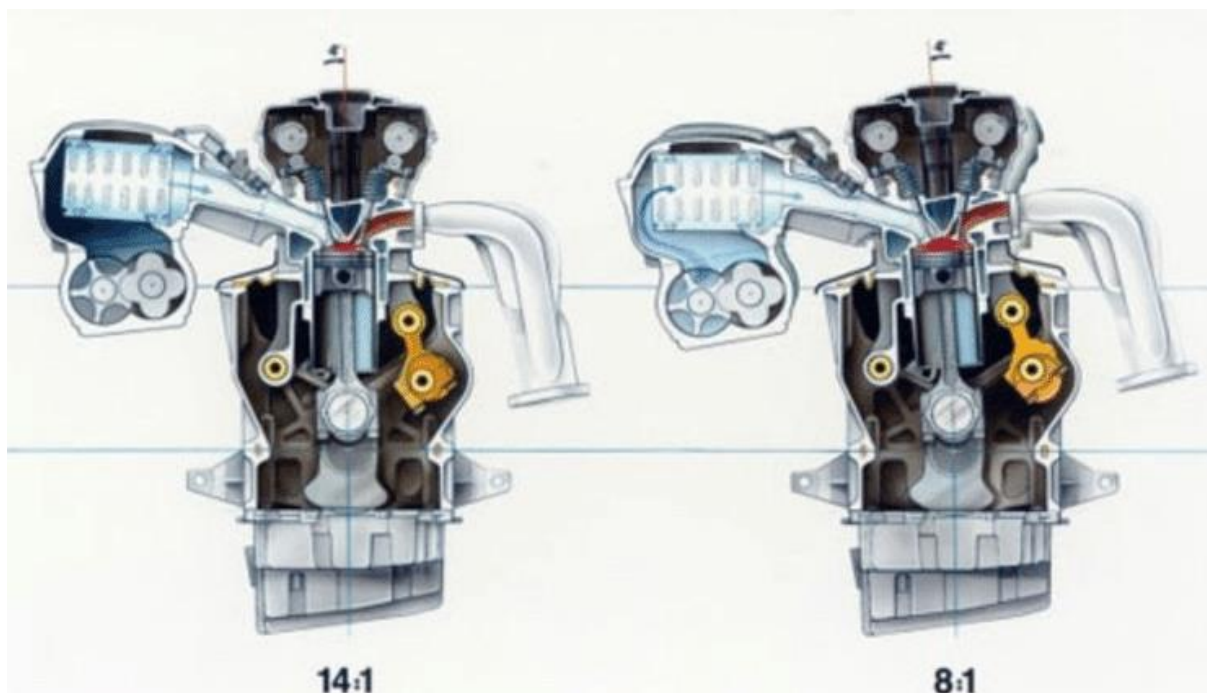
#### 3.1 SAAB (SVC)

Na autosalóne v Ženeve v roku 2000 spoločnosť Saab Automobile AB prezentoval motor Saab s premenlivou kompresiou (SVC), nový koncept motora, ktorý umožnil radikálne znížiť spotrebu paliva a zároveň zvýšiť výkon motora na liter zdvihového objemu. Kombinácia zníženého zdvihového objemu motora, vysokého preplňovacieho tlaku a jedinečného systému zmeny kompresného pomeru umožňovali motoru SVC využívať energiu v palive oveľa efektívnejšie ako súčasné bežné automobilové motory. SVC ponúkal úplne nový koncept kombinácie vysokého výkonu s nízkou spotrebou paliva a nízkymi emisiami výfukových plynov.



Obr. 3 - Znáznornenie princípu fungovania konštrukcie od firmy SAAB [5]

Koncepcia SVC znižovala spotrebu paliva konvenčného atmosférického motora až o 30 percent a zároveň poskytovala pôsobivý výkon. Päťvalcový motor SVC mal zdvihový objem 1,6 litra a za normálnych podmienok bol rovnako úsporný ako bežný 1,6-litrový motor, no v prípade potreby dokázal dodať výkon porovnateľný s vysoko vyladeným 3,0-litrovým motorom. Emisie oxidu uhličitého ( $\text{CO}_2$ ) sa znižovali úmerne spotrebe paliva, zatiaľ čo emisie CO, HC a  $\text{NO}_x$  umožnili motoru SVC spĺňať všetky súčasné a navrhované budúce emisné predpisy. Jedinečnou vlastnosťou motora SVC - a kľúčom jeho vysokej účinnosti bolo, že motor mal variabilný kompresný pomer. Pevný kompresný pomer bežného motora je kompromisom medzi širokou škálou prevádzkových podmienok. Kompresný pomer motora SVC sa neustále upravuje tak, aby poskytoval optimálnu hodnotu pre rôzne jazdné podmienky. [5]



Obr. 4 - Spôsob zmeny kompresného pomeru u motora SVC [6]

### 3.1.1 SPÔSOB ZMENY KOMPRESIE

Motor SVC sa skladá z hlavy valcov s integrovanými valcami, ktorá je známa ako „monohead“, a spodnej časti pozostávajúcej z bloku motora, kľukového hriadeľa a piestov. Kompresný pomer sa mení nastavením sklonu „monohead“ k bloku motora a vnútorným komponentom. Tým sa mení objem spaľovacieho priestoru, čím sa mení kompresný pomer.

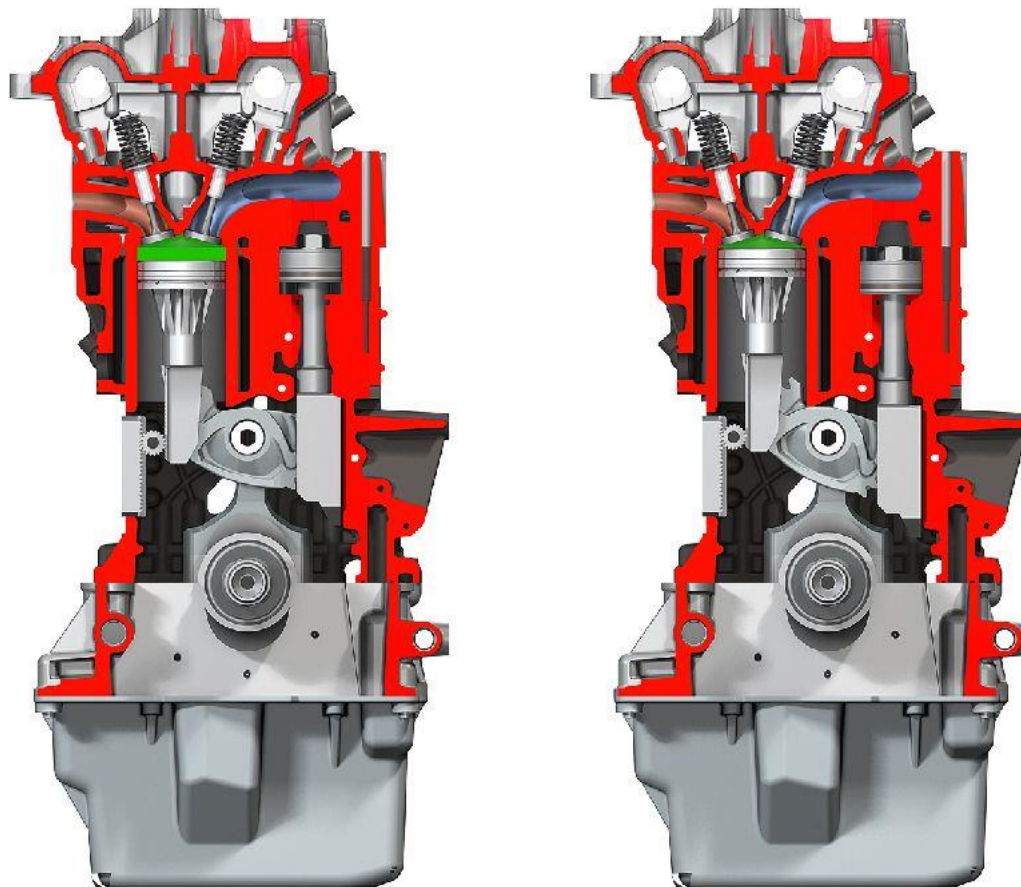
Kombinácia zníženého zdvihového objemu motora, vysokého preplňovacieho tlaku a premenlivého kompresného pomeru umožňuje konceptu SVC poskytnúť motorom vysoký výkon. 1,6-litrový 5-valcový motor produkoval 200 Nm krútiaceho momentu a 150 koní na liter zdvihového objemu motora. Variabilný kompresný pomer tiež dáva motoru vynikajúcu pružnosť ohľadom kvality použitého paliva. Keďže kompresný pomer možno meniť a upravovať tak, aby vyhovoval vlastnostiam paliva, motor je schopný bežať vždy s kompresným pomerom, ktorý je najvhodnejší pre používané palivo. [5]

### 3.1.2 SAAB 1,6 SVC KONCEPT

Malý objem, preplňovanie a premenná kompresia prepožičiavajú motoru 1.6 SVC automobilky Saab bezkonkurenčné parametre. Aj keď ale v princípe všetko vyzerá pomerne jednoducho, ide o veľmi zložitý systém. Aj preto Saab považoval svoj motor SVC stále „len“ za vývojovú platformu, ktorá poslúžila na prípravu motorov určených pre sériovú výrobu. Po dlhodobom výskume automobilka koncept upustila a v dnešnej dobe sa venuje hlavne zvyšovaniu výkonu, znižovaniu emisií pomocou preplňovania a iným konštrukčným riešeniam. V každom prípade ale Saab motorom SVC celému automobilovému svetu ukázal, že vo vývoji moderných motorov si vybudoval slušný náskok. [5]

### 3.2 PEUGEOT SOCIÉTÉ ANONYME

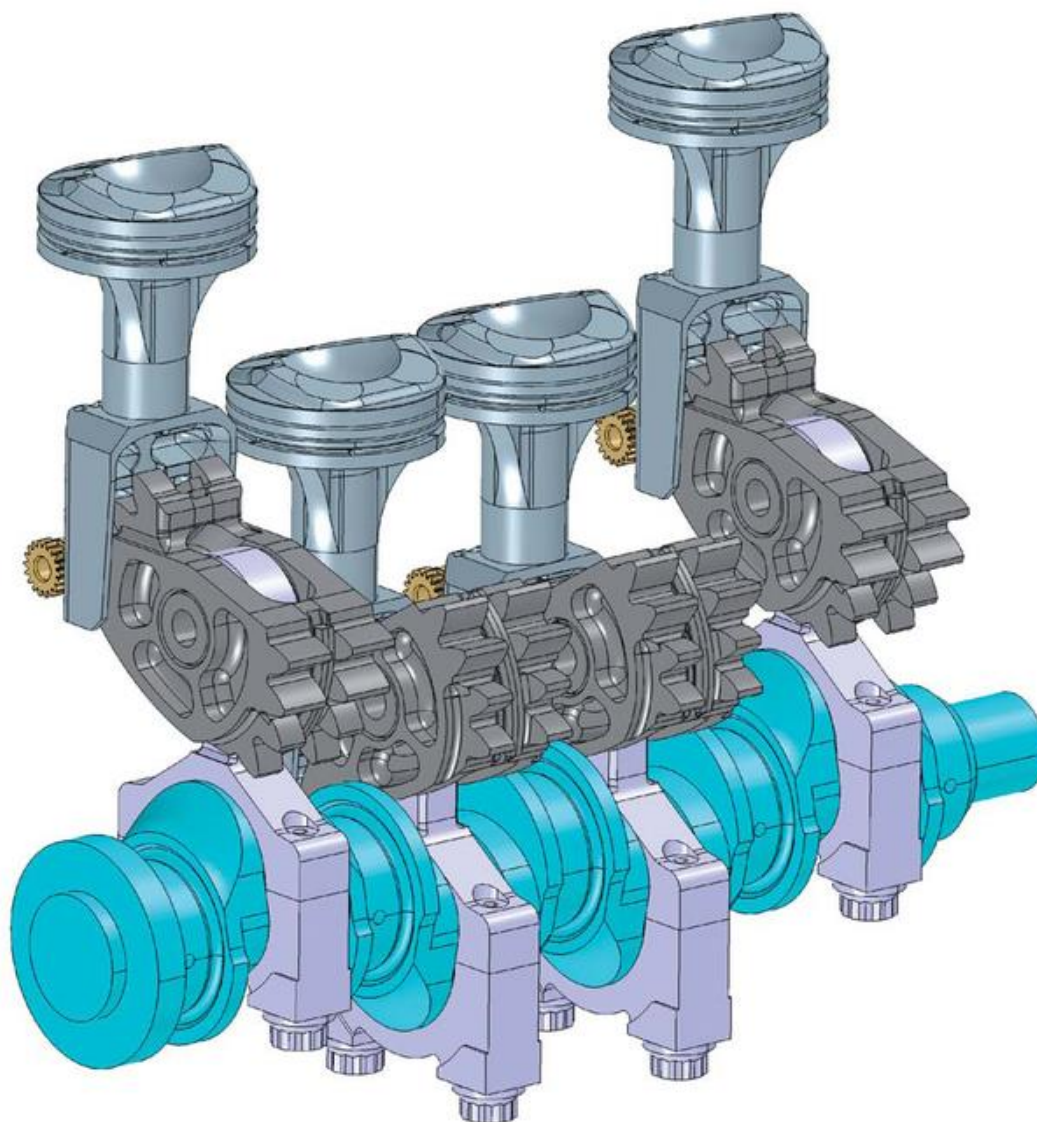
V roku 2009 na 79. medzinárodnom autosalóne v Ženeve predstavila francúzska spoločnosť MCE-5 Development svoju prvú automobilovú aplikáciu (Peugeot 407) prototypu 1,5-litrového benzínového motora MCE-5 VCRi (variabilný kompresný pomer). Štvorvalec 1,5 l VCRi, vybavený dvojstupňovým turbodúchadlom, vyvinul výkon 164 kW (porovnateľný s motorom 3,0 l V6) a krútiaci moment 420 Nm pri 1500 ot./min. (porovnateľný s benzínovým motorom V8). Spotreba paliva bola 6,7 l/100 km s emisiou 158 g CO<sub>2</sub>/km. [6]



Obr. 5 - Znáznornenie princípu fungovania motora MCE-5 VCRi v rezu [6]

#### 3.2.1 SPÔSOB ZMENY KOMPRESIE

Motor MCE-5 poskytuje plynulé a reaktívne riadenie kompresného pomeru s rozsahom medzi 7:1 a 20:1 na každý valec motora. Blok motora MCE-5 integruje riadenie prenosu výkonu a kompresného pomeru prostredníctvom kombinácie tyčovo-klukového mechanizmu, ozubených kolies s dlhou životnosťou a aktuátorov. V hlave valcov sú umiestnené spaľovacie komory a komory riadiaceho zdviháka – jedna pre každý valec. Zdviháky sú umiestnené na studenej strane hlavy valcov, pod sacími potrubiami. Mechanizmus riadenia kompresného pomeru je umiestnený pod ovládacími zdvihákmi a je založený na excentrickom hriadeľi poháňanom elektrickým servomotorom. Prevod medzi servomotorom a excentrickým hriadeľom zabezpečuje ozubené uloženie. Čas potrebný na zmenu z minimálneho na maximálny kompresný pomer je kratší ako 100 ms.[6]



*Obr. 6 - Vahadlový mechanizmus na zmenu kompresného pomeru MCE-5 VCRi [7]*

Ozubenému elementu (jeho tvorcovia ho nazývajú všeobecne ozubeným kolesom) je pridelená najdôležitejšia rola. Slúži totiž tak na prenos krútiaceho momentu, vyvinutého expanziou v pracovnom valci na ojnici a ďalej na kľukový hriadeľ, ako aj na realizáciu variabilného kompresného pomeru. Je natáčací a na jednej strane zasahuje do ozubenej tyče (hrebeňa), na druhej strane potom do ozubenej riadiacej tyče, ktorej poloha je ovplyvnená tlakovými pomermi v motore a určuje tak zdvih piestu pracovného valca, čím sa mení kompresný pomer. Tento presný odliatok sa musí vyrovnáť s mnohonásobnou zmenou smeru prenášanej sily počas jedinej sekundy, pričom silové maximum presahuje hodnotu 550 kN (cca 5,5 tony). Bol vybraný zodpovedajúci kvalitný materiál vysokej odolnosti a vyvinutá optimalizovaná technológia výroby, takže pri veľkosériovej produkcii by cena tohto dielu nepresiahla pätnásť eur. [7]

### 3.2.2 KONCEPT MCE-5 VCRI

Motor bol konštruovaný tak, aby bol schopný sériovej produkcie a bol podobne finančne náročný ako konvenčný motor súčasnej produkcie. Vďaka zdokonaleným postupom výroby ozubenia sa táto podmienka stala reálnou. Najväčší problém netradičných riešení je životnosť netradičných dielov. Povrchové úpravy ozubených kolies a presnosť opracovania hrajú dôležitú rolu, pretože nastavovací mechanizmus je náchylný na potenciálne nebezpečenstvo z hľadiska spoľahlivosti a funkčnosti. V ozubení by tiež mohol vznikáť nepríjemný hluk, znižujúci komfort jazdy. V súčasnej dobe francúzski konštruktéri plne spolupracujú s automobilkami a firmami zaoberajúcimi sa výrobou pohonných agregátov. Do budúcnosti sa tiež počíta s úsporným Atkinsonovým cyklom.

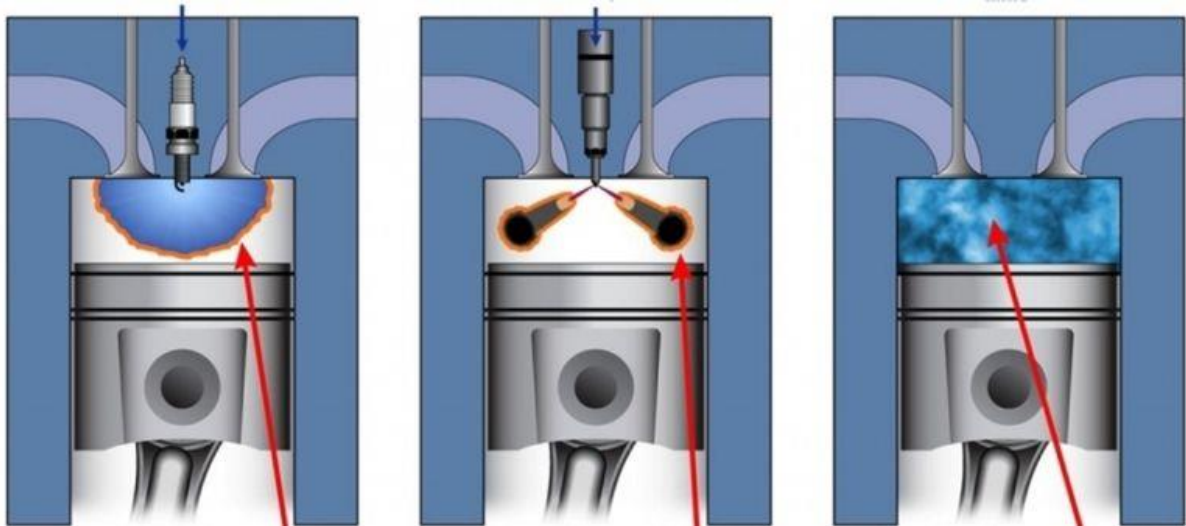


*Obr. 7 - Peugeot 407 VCRi [8]*

### 3.3 NISSAN

HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) je motor, ktorý si berie to najlepšie z benzínových a dieselových motorov. Spája dva nezlučiteľné svety. Pracuje s benzínom, ale princíp zapálenia zmesi sa podobá vznieteniu pri naftových motoroch. Ak ho porovnáme s klasickým zážihovým motorom, najväčší rozdiel spočíva v tom, že nemá sviečku, a keď ho porovnáme so vznietovým motorom, prekvapí absenciou priameho vstrekovania paliva.

Cieľom je nasat' homogénnu zmes paliva a vzduchu, ktorá sa po kompresii zapáli bez zapaľovacej sviečky vďaka nárastu teploty vo valci. Všetko palivo sa spáli súčasne, pri nižšej teplote, bez veľkých tepelných rozdielov v jednotlivých častiach spaľovacej komory a bez plameňa. Práve plameň, ktorý sa pri benzínových motoroch šíri od sviečky a tvorí rozhranie medzi spálenou a nespálenou zmesou a pri dieselových motoroch postupuje podľa smeru vstreknutej nafty, je zodpovedný za vysoké emisie oxidov dusíka. [9]



Obr. 8 - Porovnanie spaľovania zážihového, vznietového a HCCI motora [10]

Plyny, ktoré opúšťajú výfukové potrubie, sú podstatne čistejšie, a klesnú aj emisie ostro sledovaného CO<sub>2</sub>. Keďže palivo zhorí naraz a využitá je každá „kvapka“, môžeme ho na získanie potrebného výkonu použiť menej. Takže sa zvýši efektívnosť a klesne spotreba. Účinnosť takéhoto motora by mala byť až 50 %, čo je podstatne viac ako pri benzínových a dieselových motoroch.

Najväčšia komplikácia súvisí s riadením spaľovania. Ako každý motor sa totiž musí palivová zmes zapáliť v správnom okamihu. Kľúčom je dokonalá regulácia teploty vo valci. Teplota musí byť vždy presne taká, aby umožnila zapálenie zmesi v správnom čase. Regulácia si preto vyžiada zložitý systém riadenia spaľovania. Existujú rôzne spôsoby, ako napríklad extrémne rozsiahle časovanie ventilov, ktoré umožní meniť mieru recirkulácie výfukových plynov, možno použiť Atkinsonov cyklus, alebo možnosť meniť kompresný pomer. Nissan je prvým výrobcom na svete, ktorý uviedol na trh sériový motor s variabilným kompresným pomerom, je to 2,0 VC-T. Tento motor zabudovali v roku 2019 do auta Infiniti QX50.

#### 3.3.1 INFINITI 2,0 VC-T

Na autosalóne v roku 2019 v Paríži Infiniti predstavil nový VC-Turbo (Variable Compression Turbo) – prvý motor s premenlivým kompresným pomerom pripravený na výrobu. Technológia

VC-Turbo kombinuje výkon vysokovýkonného 2,0-litrového turbo benzínového motora s krútiacim momentom a účinnosťou vyspelej vznetovej hnacej jednotky bez ekvivalentných emisií.

Technológia využíva pokročilý viacprvkový systém (multi-link) na zvýšenie alebo zníženie zdvihu piestov, pričom zisťuje jazdné podmienky vozidla a vstupy vodiča a okamžite vyberá najvhodnejší kompresný pomer. Motor je schopný ponúknuť akýkoľvek kompresný pomer medzi 8:1 (pre vysoký výkon) a 14:1 (pre vysokú účinnosť). S výkonom 200 kW a krútiacim momentom 390 Nm je 2,0-litrový radový štvorvalcový motor VC-Turbo výkonovo porovnateľný s niektorými benzínovými šesťvalcovými pohonnými jednotkami a zároveň ich výrazne prekoná v účinnosti. [9]

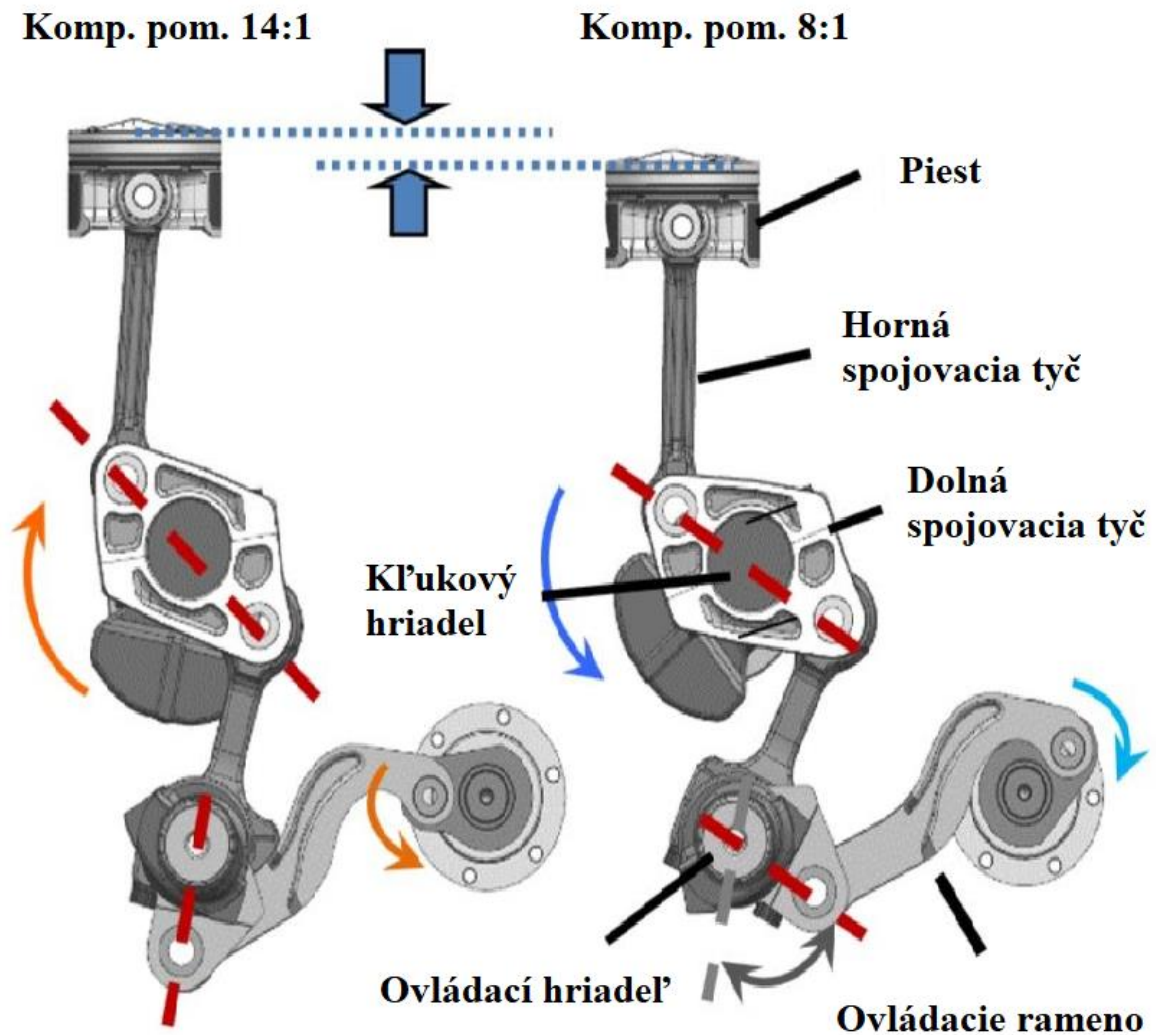


Obr. 9 - Rez motora Infiniti 2,0 VC-T [10]

Infiniti spája elektromotor s redukčnou prevodovkou Harmonic Drive pomocou spojovacieho riadiaceho ramena. Harmonic Drive sa otáča podľa požadovaného kompresného pomeru, ktorý potom otáča ovládacím hriadeľom v spodnej časti motora a následne pohybuje viacprvkovým mechanizmom. Zmenou uhla multi-link spojenia sa upravuje výška horného úvratu piestov, čím sa mení kompresný pomer. Excentrický riadiaci hriadeľ mení polohu zdvihu piestov pre všetky štyri valce súčasne. Vďaka usporiadaniu viacprvkového mechanizmu je motor VC-Turbo plynulejší ako bežné radové motory a vyznačuje sa nízkou úrovňou hluku a vibráciou podobnou úrovni motora V6. Systém multi-link znamená, že ojnice piestov sú počas spaľovacieho cyklu takmer vertikálne. Konštrukcia s viacerými spojovacími prvkami navyše zabezpečuje ideálny vratný pohyb v porovnaní s tradičným systémom ojnice a kľukového hriadeľa. VC-Turbo s hladkým chodom preto profituje z nezvyčajne nízkej úrovne vibrácií a nevyžaduje žiadne



vyvažovacie hriadele. Vďaka variabilnému kompresnému pomeru je motor VC-Turbo schopný prepínať medzi Atkinsonovým a bežným spaľovacím cyklom bez prerušenia. [9]



Obr. 10 - Schematické znázornenie fungovania a usporiadania multi-link [9]

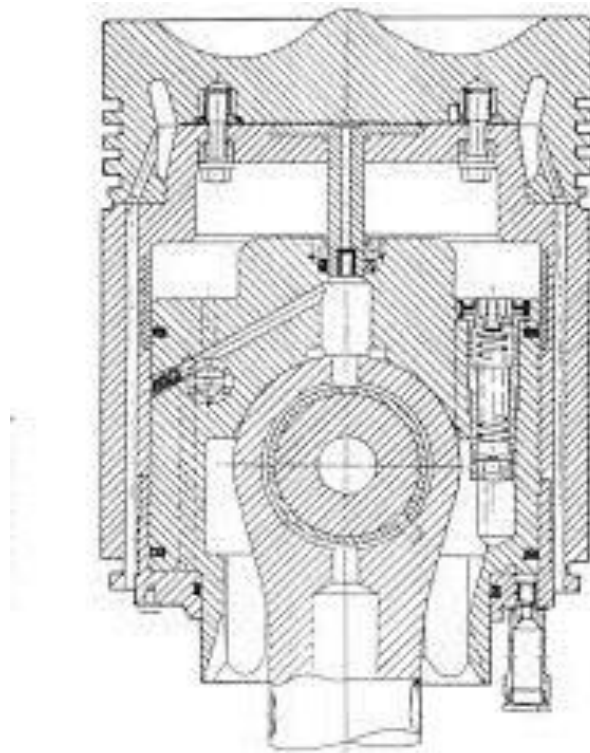
### 3.4 MERCEDES-BENZ (DAIMLER)

Kompresný pomer sa môže meniť buď zmenou kompresného objemu alebo zdvihového objemu. Systémová analýza vykonaná spoločnosťou Daimler-Benz odhalila, že požiadavky na minimálnu možnú zmenu geometrie spaľovacej komory, nízku spotrebu energie ovládacieho zariadenia, špičkovú samoreguláciu reagujúcu na tlak, prijateľnú sofistikovanosť konštrukcie a vhodnosť pre benzínový a dieselový systém, možno najlepšie splniť pomocou piestu s

variabilnou výškou kompresie. Preto Daimler-Benz spolupracoval s Mahle na spoločnom vývoji piestu s variabilnou výškou kompresie.

Piest BICERA obsahuje vnútorný piest, ktorý je tvarovo spojený s kľukovým hriadeľom cez piestny čap a ojnicu, ako aj vonkajší piest, ktorý je v kontakte so stenou spaľovacej komory. Vonkajšie a vnútorné piesty sú spojené hydraulickým systémom a môžu sa navzájom pohybovať, čím sa nastavuje výška kompresie. Maximálna výška stlačenia je určená tak, že vonkajší piest sa pohybuje nahor na vnútornom pieste vtedy, keď je spodná komora úplne plná. Minimálna výška stlačenia pohybom vonkajšieho piestu nadol na vnútorný piest, keď je horná komora úplne prázdna.

Olej v hornej a spodnej olejovej komore slúži na prenos síl od plynov a zotrvačných síl. Pre správnu funkciu je preto nevyhnutné, aby obe olejové komory boli spoľahlivo naplnené. Horná olejová komora sa plní cez kľukový hriadeľ, ojnicu, piestny čap a jednosmerný ventil. Olej vyteká z hornej komory do kľukovej skrine cez vypúšťací ventil, zatiaľ čo zo spodnej komory olej vyteká cez otvor. Zmena výšky kompresie je spôsobená silou pôsobiacej na vonkajší piest, ktorá je výsledkom tlakových síl plynu, hmoty, trenia a oleja. [12]



Obr. 11 - Rez piestu, ktorý zabezpečí zmenu kompresného pomeru [12]

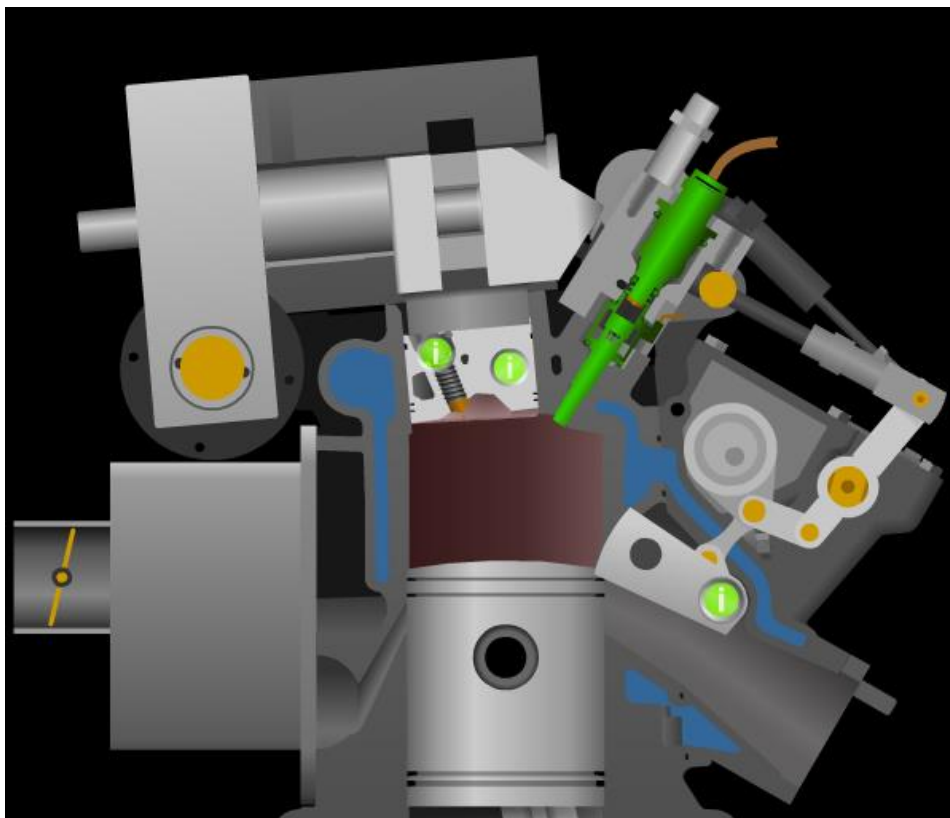
Nárast kompresnej výšky, ku ktorému dochádza pri vyplachovaní, je závislý od hmotnostných síl pôsobiacich na vonkajší piest a od tlaku oleja prevládajúceho v piestnom čape. V dôsledku zvýšenia kompresnej výšky stúpa tlak oleja v spodnej olejovej komore, čo spôsobuje uzavretie jednosmerného ventilu. Zvýšenie miery kompresie je dané otvorom počas tejto fázy. Horná olejová komora, ktorá sa v tejto fáze zväčšuje, sa dopĺňa cez jednosmerný ventil medzi piestnym čapom a hornou olejovou komorou.

Zníženie výšky kompresie nastáva počas doby zážihu a spaľovania, keď tlak plynu prenášaný do hornej olejovej komory otvára vypúšťací ventil a umožňuje olej vytekať do kľukovej skrine. V dôsledku zníženia kompresnej výšky sa spodná olejová komora zväčší a dopĺňa sa cez jednosmerný ventil medzi piestnym čapom a spodnou olejovou komorou.

Efektívna zmena výšky stláčania počas pracovného cyklu je rozdiel medzi zväčšením výšky stláčania v periode vyplachovania a redukciou fázy stláčania. Ak sú časti otvoru rovnako veľké, nedochádza k žiadnej zmene výšky stlačenia a teda ani kompresného pomeru. [12]

### 3.5 LOTUS – OMNIVORE

V roku 2009 na ženevskom autosalóne Lotus predstavil svoj nový výskumný motor Omnivore. Omnivore je dvojtaktný motor s priamym vstrekaním navrhnutý tak, aby využíval najnovšie elektronické riadenie motora a bol poháňaný takmer akýmkoľvek tekutým palivom (odtiaľ názov - všežravec). Jednovalcový motor využíva vzduchom podporovaný systém priameho vstrekania. Pohyblivý kotúč tzv. „puck“ v hornej časti hlavy valcov umožňuje meniť kompresný pomer.



Obr. 12 - Schematické znázornenie princípu fungovania Lotus Omnivore [13]

Režim HCCI je obzvlášť zaujímavý, pretože je schopný poskytnúť účinnosť podobnú naftovému motoru bez emisií pevných častíc a  $\text{NO}_x$ , ktoré vyžadujú drahé systémy dodatočnej úpravy v štandardnom dieselovom motore. Lotus tvrdil, že Omnivore môže pracovať v režime HCCI v širokej škále prevádzkových podmienok a dokonca aj pri studenom štarte, čo bolo problematické pre predchádzajúce motory HCCI.

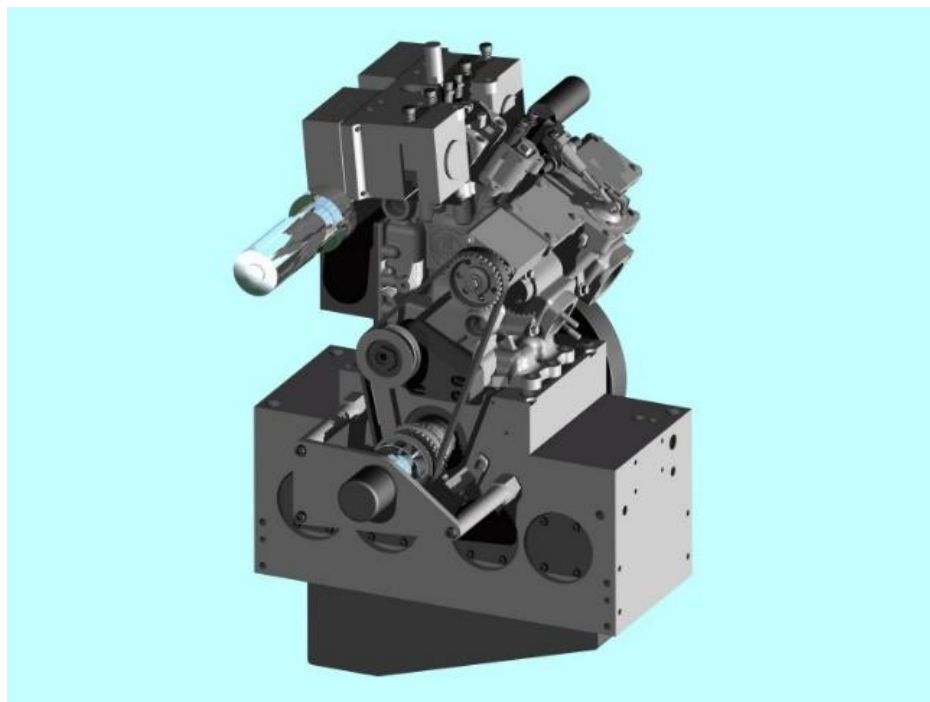
Podľa výsledkov testov dosahoval Omnivore až 10 percentné zlepšenie účinnosti (merané podľa indikovanej špecifickej spotreby paliva) v porovnaní s existujúcimi zážihovými motormi s priamym vstrekom.

Koncepcia motora sa vyznačuje mono-blokovou konštrukciou, ktorá spája hlavu valcov a blok, čím eliminuje potrebu tesnenia hlavy valcov, zlepšuje odolnosť a znižuje hmotnosť. V tomto prípade je aplikácia monobloku uľahčená absenciou požiadaviek na tanierové ventily. Nový ventil na zachytávanie náplne vo výfukovom kanáli umožňuje asymetrické časovanie prietoku výfukových plynov a plynulé zmeny časovania otvorenia výfuku. [14]

Systém variabilného kompresného pomeru je riadený elektromotorom s usporiadaním závitkového pohonu v prednej časti motora. Pretože v motore nie sú tanierové ventily, je zrejmé, že puk môže mať veľký priemer a keďže nie sú potrebné výrezy ventilov v korune piesta, minimálny objem spaľovacieho priestoru môže byť oveľa menší ako bol doteraz preukázaný u motorov s premenlivým kompresným pomerom. Keď je puk vo svojej najvnútornejšej polohe, jeho povrch je v podstate zhodný s povrchom stláčacieho pásu spaľovacej komory, čo poskytuje najvyšší kompresný pomer 40:1. Geometria spaľovacej komory sa nevyhnutne mení, keď sa tzv. „puk“ pohybuje, aby sa menil kompresný pomer. Geometria komory v Omnivore bola preto zvolená na základe skúseností s 2-taktným zapalovaním. Puk je chladený vodou z hlavného chladiaceho okruhu motora. [14]

Jednoduchý mechanizmus ventilu na zachytávanie náplne zabezpečuje asymetrické časovanie výfuku, a teda modifikáciu pôvodného dvojtaktného pracovného cyklu s piestom. Montáž kľbového spojenia medzi excentrický hriadeľ a ovládacie rameno zachytávacieho ventilu poskytuje možnosť nezávisle meniť bod otvárania a/alebo zatvárania. V tejto „variabilnej“ forme pri miernom zaťažení môže byť ventil na zachytávanie náplne vyrobený tak, aby ovládal polohu výfukového otvoru v záujme maximalizovania expanzie vo valci a optimalizácie doby vyplachovania.

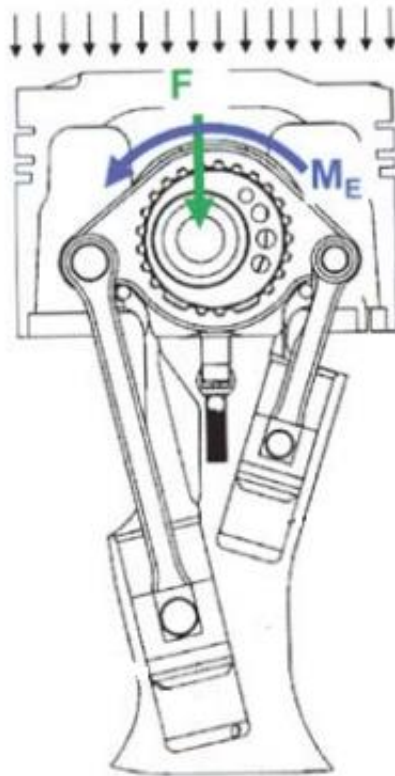
Kľukové ústrojenstvo motora pozostáva z kľukového hriadeľa so zdvihom 86 mm, hlavného piestu s otvorom 86 mm a ojnice s dĺžkou 195,5 mm. Piest má štyri piestne krúžky, kde posledné dva sú Napierov tesniaci krúžok a stierací krúžok U-Flex v samostatných drážkach v dolnej časti. Týmto spôsobom je pracovná komora úplne utesnená od kľukovej skrine, a preto je možné použiť mazanie mokrou kľukovou skriňou. [14]



*Obr. 11 - Konštrukcia Omnivore [15]*

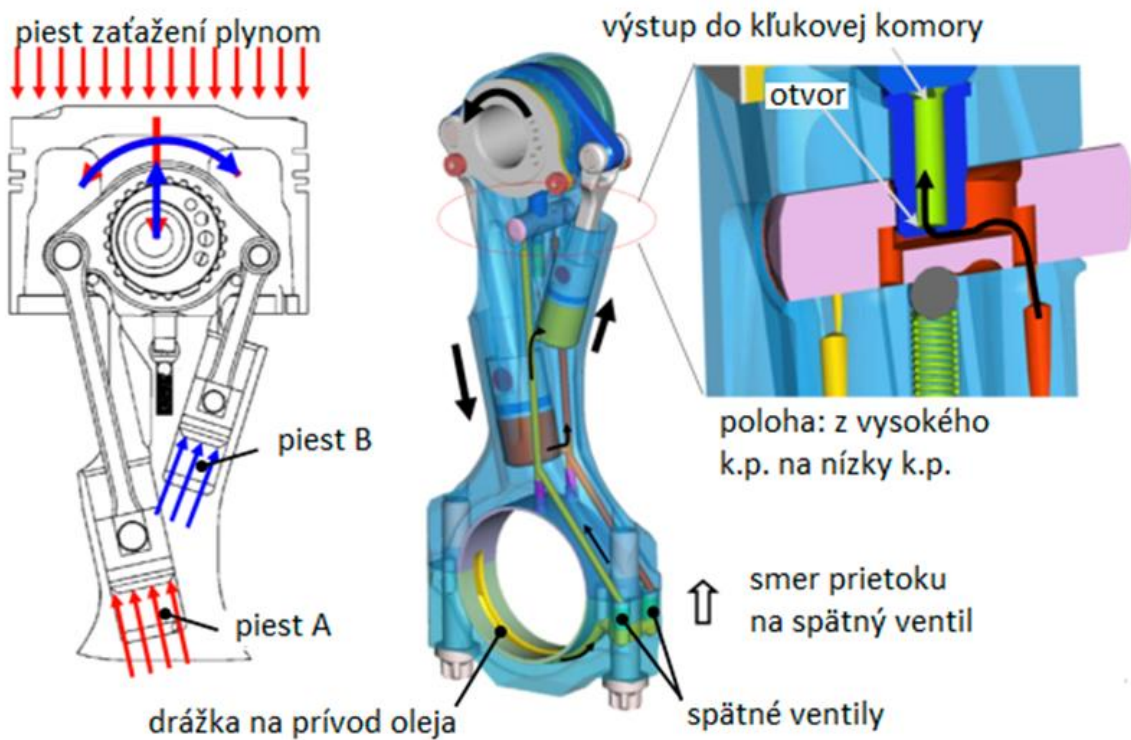
## **4 PODROBNÝ POPIS RIEŠENIA VCR TECHNOLOGIE EXCENTRICKY ULOŽENÝM LOŽISKOM PIESTOVÉHO ČAPU**

Nemecký inštitút pre výskum a vývoj motorov FEV GmbH, ktorý v súčasnosti pôsobí po celom svete, na čele so Stefanom Pischingerom vyvinul ojnici schopnú meniť kompresný pomer. Podstatou konštrukcie je možná zmena dĺžky ojnice, presnejšie vzdialenosti medzi spodnou hlavou ojnice a horným okom ojnice počas prevádzky. Na *Obr. 11.* je pohľad v reze na ojniciu. Je vidieť, že oko, ku ktorému je pripojený piestny čap, má excentrický dizajn. Tým sa mení dĺžka ojnice a tým aj kompresný pomer. Princíp činnosti konštrukcie je, že motorový olej z olejového čerpadla vstupuje do mazacej drážky v ojničnom ložisku cez otvory v kľukovom hriadeľi. Odtiaľ sa delí na 2 kanály: žltý kanál označuje prevádzkový tlak a červený podporný tlak. Na začiatku kanálov sú spätné ventily, takže sily pôsobiace pri pohybe piesta nemôžu zmeniť kompresný pomer. Tým, že sa olej môže pohybovať iba jedným smerom, je prevádzka konštrukcie oveľa stabilnejšia. [11]



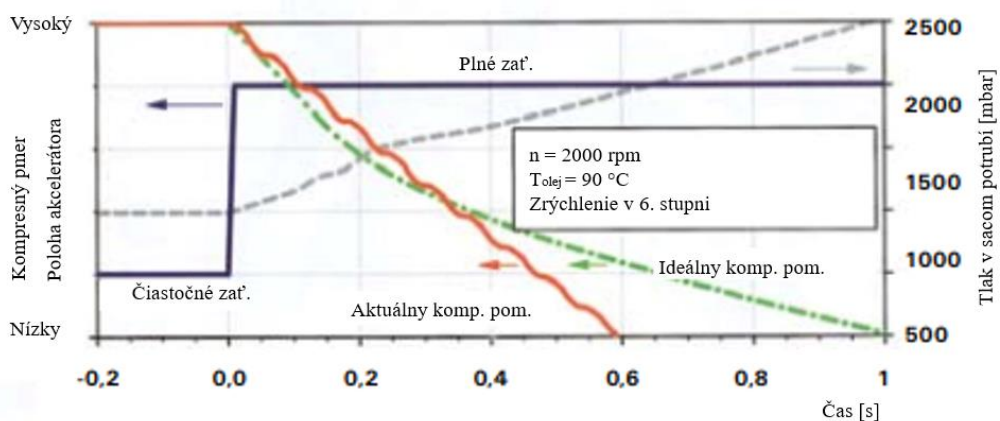
Obr. 14 - Excenter ojnice FEV Motortechnik v reze [11]

Na obrázku je vpravo menší piest a vľavo väčší piest, ktoré sú cez páku spojené driekom s jednou stranou horného oka. Pohyb piestov ovplyvňuje polohu excetra, teda kompresný pomer motora. Dva piesty pracujú proti sebe, čo znamená, že v jednej polohe jeden z piestov pracuje a druhý je protíahlý a naopak. Ovláda sa 3/2 cestným ventilom. Na Obr. 12. je vidieť, že olej v červenom kruhu sa uvoľňuje do kľukovej skrine, zatiaľ čo žltý kruh je uzavretý, takže žltý kruh je nasýtený. Malý piest napravo sa spustí a veľký naľavo klesne, keď sa otvorí červený kruh. Excenter sa bude pohybovať proti smeru hodinových ručičiek a vzdialenosť medzi horným okom a spodnou hlavou sa zníži, spojovacia tyč bude kratšia. Zväčšený pohľad na ventil ukazuje, že proces je reverzibilný, t. j. uzatvára červený kruh a otvára žltý. Tým sa posunie veľký piest nahor a malý nadol a excenter sa bude otáčať v smere hodinových ručičiek, čím sa zväčší dĺžka ojnice a kompresný pomer. Predpokladáme, že ľavý piest je väčší, pretože musí vyvinúť väčšiu silu ako piest na pravej strane v dôsledku síl od plynov a väčší priemer piestu vedie k väčším silovým účinkom pri rovnakom tlaku. Presun z jednej koncovej polohy do druhej 3/2-cestného ventilu pod malým okom ojnice sa vykonáva mechanicky pomocou vačkových dráh. Keď je piest v DÚ, šupátko ventilu sa pohybuje podľa potreby, aby sa nastavil kompresný pomer. Konce prvkov dvojitej vačkovej dráhy sú vo forme hrebeňov, ktoré sú spojené s ozubeným kolesom. Ozubené koleso pohybuje dvojitém vačkovým prvkom v opačnom smere, takže keď jedno stlačí vačkový prvok, vytiahne druhý, čím sa zabráni akýmkoľvek problémom s časovaním. Neexistuje žiadna literatúra o tom, ako poháňať hriadeľ externého prevodu, takže je pravdepodobné, že sa používa elektromotor. [11]



Obr. 15 - Znážornenie hydraulického okruhu a 3/2 ventilu ojnice [11]

V porovnaní s inými systémami VCR si konštrukcia FEV nevyžaduje veľké konštrukčné zmeny motora a výrazne nezvyšuje výrobné náklady. Na olejový okruh má taký malý vplyv, že si nevyžaduje špeciálne olejové čerpadlo, systém funguje aj s aktuálne používanými typmi. Konštrukcia však výrazne zvyšuje zotrvačné hmoty asi o 30-50 %, čo sa však dá znížiť konštrukčnou optimalizáciou a použitím vysokopevnostnej ocele. [11]



Obr. 16 - Chod prepínania [11]

Termodynamicky vhodné časovanie spínania určili pomocou simulačných výpočtov. Obr. 16. ukazuje proces prepínania pri nízkej záťaži a následného náhleho zrýchľovania na plné

zaťaženie pri 2000 otáčkach za minútu v 6. prevodovom stupni. Obrázok ukazuje, že s narastajúcim plniacim tlakom (prerušovaná sivá čiara) klesá ideálny kompresný pomer (zelená bodkovaná čiara). Červená krivka ukazuje, ako blízko je skutočný posun k ideálu. Tá je viditeľne strmšia a minimum dosiahne skôr, ako je ideálne. Rýchlejšie prepínanie sa tiež neoplatí, pretože pravdepodobne spôsobí stratu účinnosti a krútiaceho momentu. Čas prepínania závisí relatívne málo od teploty motorového oleja, takže prepínanie medzi motorovým olejom pri 0 °C a jednou prevádzkovou teplotou trvá o niečo dlhšie.

V systéme VCR s plynulou reguláciou môže zníženie emisií CO<sub>2</sub> dosiahnuť 6 až 8 percent, meraného počas cyklu NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus). Očakávalo sa, že dvojpohový VCR dosiahne zníženie spotreby hlavne v rozsahu čiastočného zaťaženia a posunie hranicu klepania, čím o niečo zvýši efektívnosť. Agregát bol namontovaný na 2,0-litrový motor a niekoľko verzií bolo testovaných v cykloch NEFZ a WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicle Emissions Test Procedure). Dosiahli 4-6 % zníženie emisií a boli testované aj s 1,5-litrovým motorom. Pri tomto motore sa dosiahlo zníženie o 6,5-7 % v závislosti od cyklu. To naznačuje, že tak ako dnes, zdvihový objem a plniaci tlak benzínových motorov klesajú, a systémy, ktoré menia kompresný pomer, sa môžu stať ešte výraznejšími. [11]

Nastavenie geometrického kompresného pomeru ako nastaviteľného parametra sa považuje za posledný významný technologický krok v konštrukcii spaľovacieho motora. Boli navrhnuté a testované početné prototypy motorov s premenlivým kompresným pomerom (VCR). Implementácia technológie VCR zvyšuje priemernú premenu energie v stechiometrických zážihových motoroch v rozsahu od 3 do 8 % v závislosti od pohonu, cyklu, paliva a stupňa preplňania turbodúchadlom. Prístup ojnice s nastaviteľnou dĺžkou, takzvaná VCR ojnica, sa považuje za sľubné riešenie, pretože sa dá implementovať takmer v každej konštrukcii bez ohľadu na typ motora (radový, V alebo boxer motor) s minimálnymi zmenami na existujúcom motore. Jeden z konštrukčných prístupov k VCR ojnici spočíva v excentrickom zavesení piestneho čapu v kombinácii s dvoma hydraulickými valcami, ktoré udržiavajú excenter v požadovanej uhlovej polohe. Zmena kompresného pomeru (CR) sa spúšťa ovládaním hydraulického prepínacieho ventilu na ojnici VCR. Plynové a hmotnostné sily pôsobiace na piestny čap vyústia do momentu pôsobiaceho na excenter. Aby sa dalo optimalizovať konštrukciu ojnice VCR s ohľadom na robustnosť, hmotnosť, výrobné náklady a dynamické správanie, všetky vznikajúce javy musia byť známe a pochopené. [16]

Účinnosť premeny energie v spaľovacích motoroch bude vždy zohrávať dôležitú úlohu bez ohľadu na to, či je motor podporovaný elektromotorom, ako je to v hybridných pohonných jednotkách, a bez ohľadu na typ použitého paliva. Pomocou výpočtov cyklu palivo-vzduch možno teoreticky skúmať vzťah medzi indikovanou účinnosťou konverzie paliva a geometrickým kompresným pomerom. Výsledky výpočtu ukazujú monotónny nárast účinnosti smerom k vyšším kompresným pomerom. Z týchto výsledkov by mala byť hodnota kompresného pomeru motora vždy zvolená čo najvyššia. U reálnych motorových procesov v zážihových motoroch môže dochádzať k nežiaducim javom ako klepanie a predzápal, ktoré vedú k vážnemu poškodeniu motora. Klepanie sa považuje za samovznietenie nespálenej zmesi po iskre, zatiaľ čo predzápal sa považuje za samovznietenie pred iskrou. Fenomén klepania bol podrobne skúmaný a publikovaný, zatiaľ čo fenomén predzápalu je stále témou súčasného výskumu. Kompresný pomer ovplyvňuje teplotu náplne počas kompresného zdvihu, čím vyšší ho zvolíme, tým nižšie je zaťaženie, pri ktorom motor začne klepať. Aby motor fungoval nad touto hranicou klepania, iskra musí byť oneskorená, čo vedie k nižšej účinnosti. [17,18]

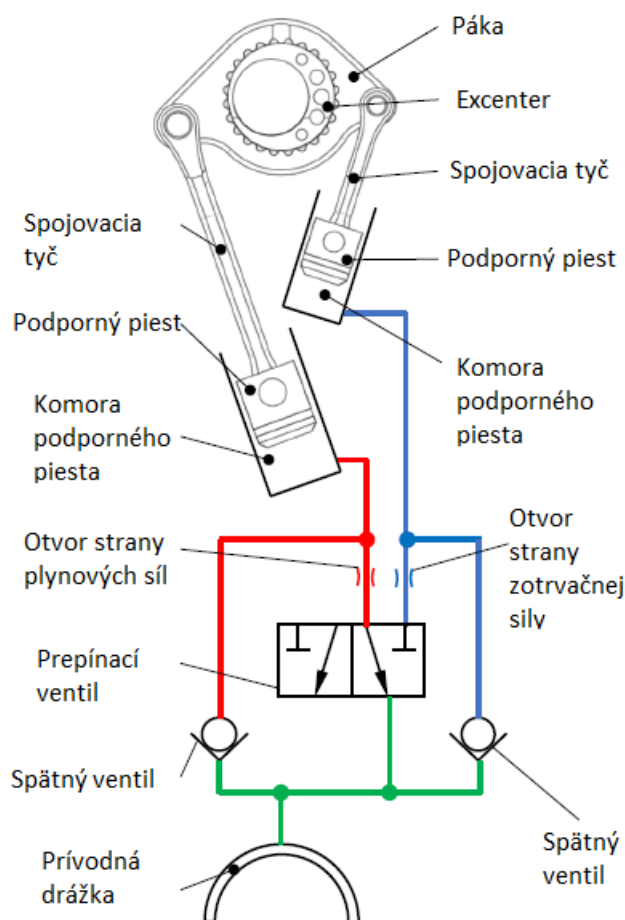


Ďalším aspektom, ktorý treba riešiť, je maximálny krútiaci moment pri nízkych otáčkach motora. Pri potláčaní klepania retardáciou iskry sa zvyšuje teplota výfukových plynov. Pretože turbína turbodúchadla môže vydržať len určitú teplotu prívodu výfukových plynov, miera spomalenia iskry má určité limity. To znamená, že motory navrhnuté tak, aby poskytovali vysoký krútiaci moment, majú nižší kompresný pomer ako motory navrhnuté pre nižší krútiaci moment. Nízka kvalita paliva v zmysle nízkej odolnosti voči klepaniu zosilňuje potrebu nízkeho kompresného pomeru. VCR motor môže prekonať tento fenomén. Umožňuje vysoký krútiaci moment pri nízkych otáčkach motora a vysokú účinnosť pri čiastočnom zaťažení. Dosiahnuteľné zníženie spotreby paliva prostredníctvom variabilného kompresného pomeru v automobile závisí od jazdného cyklu, vozidla a vlastností prevodovky. Úlohu zohráva aj to, či je kompresný pomer plynule meniteľný (plne variabilný systém VCR), alebo či je možné nastaviť len dva pevné stupne kompresného pomeru (2-stupňový systém VCR).

Plne variabilné VCR systémy poskytujú najvyššiu flexibilitu a tým aj najvyšší termodynamický benefit. Na druhej strane väčšina týchto systémov vyžaduje úplne novú architektúru motora, čo má za následok vysoké investície do nových výrobných liniek. NISSAN nedávno uviedol na trh nový motor s plne variabilným systémom.

Dvojstupňové systémy pozostávajú väčšinou z variabilných komponentov kľukového ústrojenstva, a preto sa dajú pomerne jednoducho implementovať do existujúcich konštrukcií motorov nahradením konvenčného komponentu za variabilný komponent. Ojnica s VCR má excentricky uložený piestny čap v malom oku. Páka je spojená s excentrom cez ozubený profil. Páka má dva kĺby, kde sú oporné tyče spojené na podporu vznikajúceho momentu. V dôsledku pomeru dĺžky ramena páky k excentricite vznikajúce podperné sily sú oveľa menšie ako sily vznikajúce v drieku VCR ojnice.

Obr. 17 znázorňuje schému podporného mechanizmu a hydraulického obvodu ojnice s VCR. Dve hydraulické podporné komory sú spojené s prepínacím ventilom a môžu sa striedavo otvárať a zatvárať prepínacím ventilom. Okrem toho sú podporné komory spojené so spätným ventilom a môžu sa kedykoľvek naplniť olejom, pričom odtok oleja je možný len z toho valca, ktorý je práve otvorený. Mechanicko-hydraulický mechanizmus teda predstavuje jednosmernú spojku s prepínateľným smerom otáčania. Ľavá komora je primárne zaťažená silou plynu pôsobiacou na piest motora, preto je táto komora označovaná ako nosná komora na strane plynu. Pravá komora je primárne zaťažená zotrvačnou silou pôsobiacou na piest motora počas fázy výmeny plynov, a preto sa nazýva nosná komora na strane zotrvačných síl. V prepnutom stave znázornenom na obr. 17 sa ľavý piest môže pohybovať smerom nadol, zatiaľ čo pravý piest sa môže pohybovať iba nahor. Excenter teda môže vykonávať uhlový pohyb iba v smere proti smeru hodinových ručičiek, čo vedie k zníženiu efektívnej dĺžky ojnice a k zníženiu CR. V každom z dvoch odtokových potrubí otvor obmedzuje odtok oleja, aby sa obmedzila uhlová rýchlosť, ktorou sa excenter pohybuje, a tým aj podporné piesty. Toto obmedzenie rýchlosti je potrebné, aby sa zabránilo kavitácií v expandujúcom valci. Spínací ventil môže byť ovládaný mechanicky pomocou vačkových kotúčov alebo hydraulicky. Pre svoju univerzálnu použiteľnosť je ojnica VCR s excentrickým zavesením piestneho čapu a hydraulickým podporným mechanizmom považovaná za prijateľné riešenie pre budúce zážihové motory. [19]



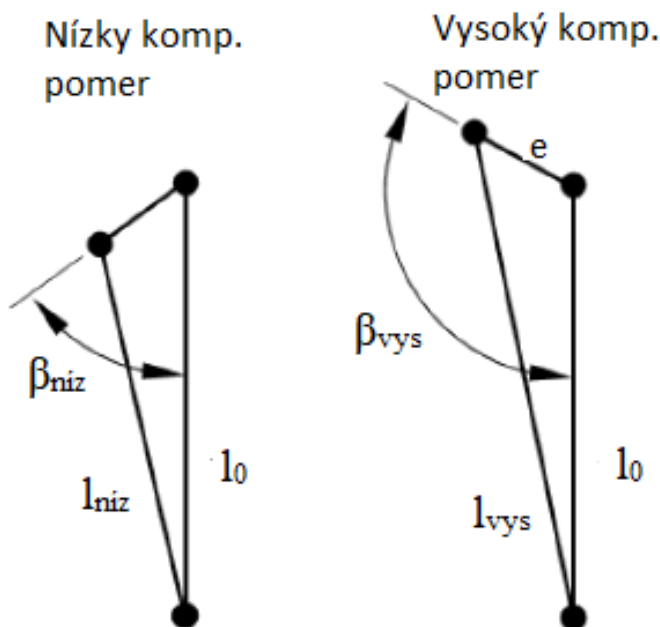
Obr. 12 - Podporný mechanizmus a hydraulický obvod ojnice VCR

#### 4.1 KONŠTRUKCIA A MECHANIKA OJNICE S VCR

Ojnica VCR predstavuje viactelesový systém s mechanickými a hydraulickými prvkami, ktoré sa striedavo zaťažujú v spojoch. Silové účinky počas jedného cyklu motora sú výsledkom hlavne superpozície zotrvačných síl a síl účinkujúcich počas horenia. V závislosti od stavu, t. j. či je ojnica úplne predĺžená, úplne skrátaná alebo či je v prechodovom stave, budú podľa toho vznikajú hydraulické tlakové účinky v nosných komorách a uhlové pohyby excentra. Na tento účel boli vyvinuté základné mechanické vzťahy na výpočet teoretických stôp výsledných tlakov v nosných valcoch. Tento prístup nie je zameraný na simuláciu výsledných tlakov s najvyššou možnou presnosťou, ale poskytuje nástroj na prvú interpretáciu pozorovaných účinkov tlaku.

#### 4.1.1 ZMENA DĚLKY OJNICE

Požadovaná zmena efektívnej dĺžky sa dosiahne otáčaním excentra. Uhlová poloha excentra je určená uhlom excentra  $\beta$ , definovaným ako je znázornené na Obr. 18.



Obr. 13 - Schematické znázornenie zmeny dĺžky

Efektívna dĺžka  $l$  môže byť vypočítaná z excentrického uhla  $\beta$ , konštrukčných parametrov vzdialenosti očí  $l_0$  a excentricity  $e$  podľa kosínusového zákona:

$$l = \sqrt{l_0^2 + e^2 - 2 * l_0 * e * \cos(\beta)} \tag{10}$$

Skúmaná ojnice má excentricitu  $e = 2,6$  mm a rozstup oka  $l_0 = 170$  mm, z čoho vyplýva rozsah zmeny dĺžky 2,48 mm. V maximálnom predĺženom stave je excentrický uhol  $65^\circ$  a v maximálnom skrátrenom stave je excentrický uhol  $122^\circ$ .

#### 4.1.2 SILA V OJNICI

Pri prevádzke motora je ojnice VCR zaťažovaná striedavou silou  $F$ . Táto sila pôsobí na vývrt piestneho čapu excentra, ako je načrtnuté na Obr. 19. Jej smer je takmer zhodný s osou čapu kľuky a osou čapu piestu. Sila  $F$  ojnice vyplýva zo síl pôsobiacich na piest pozdĺž osi valca a z aktuálneho uhla sklonu ojnice  $\psi$ :

$$F = \frac{F_G - F_m - F_E}{\cos(\psi)} \tag{11}$$

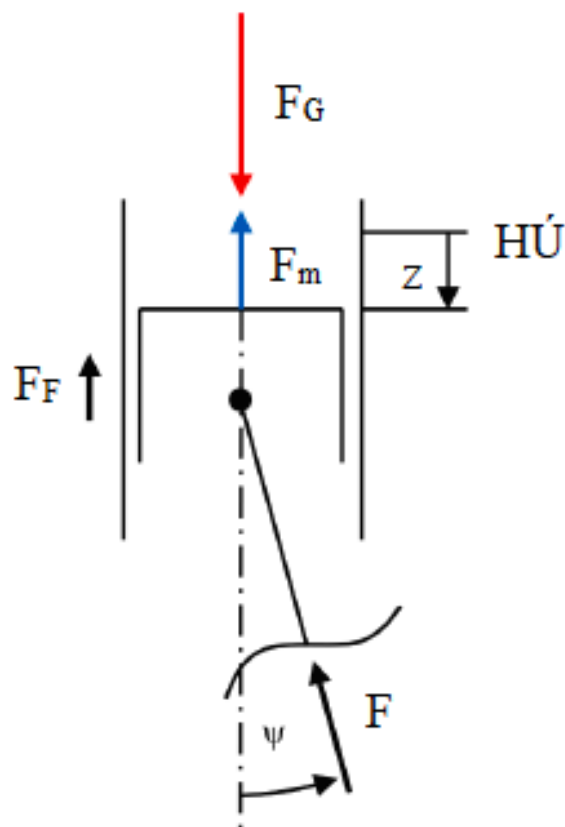
Sily sa počítajú kladne, ako je znázornené na obrázku. Sila plynu  $F_G$  je výsledkom relatívneho tlaku plynu vo valci  $p_{G,rel}$  pôsobiaceho na povrch piesta  $S_p$ :

$$F_G = p_{G,rel} * S_P \quad (12)$$

Hmotnostná sila  $F_m$  pôsobí na ťažisko zostavy piestu vrátane piestneho čapu a krúžkov a možno ju vypočítať podľa:

$$F_m = \ddot{z} * \omega^2 * m_p \quad (13)$$

$\ddot{z}$  predstavuje druhú deriváciu zdvihu piesta vzhľadom na uhol kľukového hriadeľa,  $\omega$  predstavuje uhlovú rýchlosť kľukového hriadeľa a  $m_p$  je hmotnosť zostavy piestu.



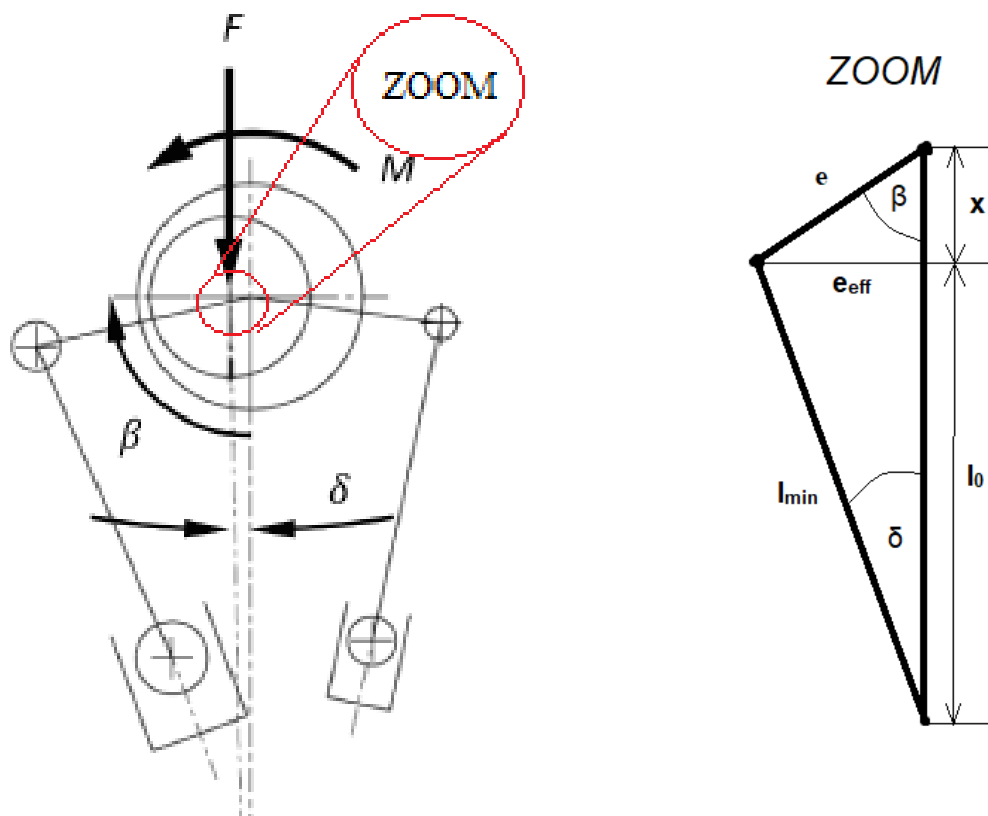
Obr. 14 - Sily pôsobiace na piest a výsledná sila ojnice  $F$

Vzorce na výpočet funkcie zdvihu piesta možno nájsť v štandardnej literatúre o kinematike kľukového prevodu. Trecia sila  $F_F$  pôsobí na klznú plochu piesta. V rámci tejto práce sa táto trecia sila zanedbáva. [20]

### 4.1.3 EXCENTRICKÝ MOMENT

Sila ojnice pôsobiaca na otvor piestneho čapu excentra spôsobuje moment vznikajúci na excentre, označený ako excentrický moment  $M$ . Ak je sila ojnice kladná, t. j. existuje tlakové zaťaženie,  $M$  pôsobí proti smeru hodinových ručičiek, ako je znázornené na *Obr. 20*. Výsledný excentrický moment je úmerný pôsobiacej sile ojnice s efektívnou excentricitou  $e_{eff}$ :

$$M = F * e_{eff} \tag{13}$$



*Obr. 15 - Moment vznikajúci pri excentricite*

Kde:

$$x = e * \cos(\beta) \tag{14}$$

$$l_{min} = \sqrt{l_0^2 + e^2 - 2 * l_0 * e * \cos(\beta)} \tag{15}$$

Použité trigonometrické vety pri odvodzovaní vzťahov efektívnej excentricity a pomocného uhla  $\delta$  :

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 * a * b * \cos(\beta) \tag{16}$$

$$\sin(A + B) = \sin(A) * \cos(B) + \sin(B) * \cos(A) \tag{17}$$

Potom platí:

$$(18) \implies (19)$$

$$\sin(\beta + \delta) = \frac{e_{eff}}{e}$$



$$e_{eff} = e * \sin(\beta + \delta)$$

$$(20) \implies (21)$$

$$\cos(\delta) = \frac{l_0 - x}{l_{min}}$$



$$\delta = \arccos \frac{l_0 - e * \cos(\beta)}{\sqrt{l_0^2 + e^2 - 2 * l_0 * e * \cos(\beta)}}$$

Efektívna excentricita  $e_{eff}$  závisí od aktuálnej uhlovej polohy excentra  $\beta$  a pomocného uhla  $\delta$ :

$$e_{eff} = e * (\sin(\beta) * \cos(\delta) + \sin(\delta) * \cos(\beta)) \quad (22)$$

Pomocný uhol  $\delta$  závisí aj od aktuálnej uhlovej polohy excentra  $\beta$  a možno ho získať pomocou kosínusového zákona:

$$\delta = \arccos \left( \frac{l_0 - e * \cos(\beta)}{\sqrt{l_0^2 + e^2 - 2 * l_0 * e * \cos(\beta)}} \right) \quad (23)$$

#### 4.1.4 FAKTORY SILY K MOMENTU

Excentrický moment je podporovaný spojovacím mechanizmom pozostávajúcím z excentra, páky, dvoch nosných tyčí a dvoch nosných piestov. Ak je ojnica VCR zaťažená tlakovou silou, t. j. excentrický moment pôsobí proti smeru hodinových ručičiek, je zaťažený ľavý nosný valec. Ak je sila piestneho čapu záporná, čo znamená napätie, je zaťažený pravý oporný valec. Keďže veľkosti zaťaženia od tlakov, prevažuje sila plynu  $F_G$  a veľkosť ťahového zaťaženia, hmotnostná sila  $F_m$ , tak ľavá strana nosného mechanizmu je označená ako „strana plynovej sily“ (ďalej len: SPS) a pravá ako „strana hmotnostnej sily“ (ďalej len: SHM).

Podporná sila vznikajúca na jednom z dvoch oporných piestov a podporný moment pôsobiaci na excentre sú navzájom úmerné s faktorom závislým len od aktuálnej uhlovej polohy excentra, pokiaľ sa zanedbá akékoľvek trenie. Pre každú stranu podporného mechanizmu možno definovať individuálny faktor sily a momentu:

$$M_{pod,SPS} = F_{pod,SPS} * f_{SPS} \quad (24)$$

$$M_{pod,SHM} = F_{pod,SHM} * f_{SHM} \quad (25)$$

#### 4.1.5 TLAKY V PODPORNÝCH KOMORÁCH

Na výpočet výsledných podporných tlakov sa musí prírodný tlak zvážiť iným spôsobom v závislosti od toho, či je ojnica VCR maximálne predĺžená alebo maximálne skrátaná:

V prvom prípade sa predpokladá maximálny skrútený stav, t.j. piest SPS je na svojom mechanickom doraze.

V komore SPS sa tlak rovná prírodnému tlaku bez ohľadu na aktuálne pôsobiaci excentrický moment, pretože táto komora je pri tomto spínacom stave spojená so stranou prívodu oleja.

Dalo by sa predpokladať, že nosná komora SHM je natlakovaná len vtedy, keď excentrický moment pôsobí v smere hodinových ručičiek, t. j. keď na ojnici pôsobí ťahová sila. Pretože komora SPS je v tomto prepnutom stave spojená so stranou prívodu oleja, vzniká hydraulická sila a vytvára moment na excentre v smere hodinových ručičiek. Tento moment vytvára tlak v komore SHM aj vtedy, keď na ojnici nepôsobí žiadna sila. Pri aplikácii tlakovej sily ojnice sa podporný tlak v komore SHM znižuje, až kým nedosiahne hodnotu pred spätným ventilom, t. j. prírodný tlak. Excentrický moment, ktorý je výsledkom určitej tlakovej sily ojnice, sa označuje ako „medzný moment“, pretože keď sa excentrický moment ďalej zvyšuje, na mechanickej kontaktnej ploche SPS začne vznikať reakčná sila. Tlak v komore SHM nemôže klesnúť pod prírodný tlak, pretože spätný ventil zabráňuje vzniku akéhokoľvek významného tlakového rozdielu v smere otvárania, pokiaľ cez spätný ventil neprejde vysoký objemový prietok. V závislosti od aktuálneho excentrického momentu sa musia rozlišovať dva prípady. Keď je excentrický moment väčší alebo rovnaký ako limitný moment, predpokladá sa, že v komore SHM je prítomný prírodný tlak. Keď je excentrický moment menší ako limitný moment, podporný tlak v SHM komore  $p_{SHM}$  možno vypočítať podľa nasledujúceho vzťahu:

$$p_{SHM} = \frac{1}{f_{SHM} * S_{SHM}} * (p_{r,p} * f_{SPS} * S_{SPS} - M) + p_{kk} \quad (26)$$

$p_{r,p}$  je prírodný relatívny tlak,  $S_{SHM}$  a  $S_{SPS}$  sú plochy podporných piestov a  $p_{kk}$  je tlak v kľukovej komore, t. j. tlak okolia komponentu. Plochy podporného piesta sú:

$$S_{SPS} = 165,13 \text{ mm}^2$$

$$S_{SHM} = 78,54 \text{ mm}^2.$$

Hraničný moment  $M_{lim,SHM}$  možno vypočítať podľa nasledujúceho vzťahu:

$$M_{lim,SHM} = p_{r,p} * (f_{SPS} * S_{SPS} - f_{SHM} * S_{SHM}) \quad (27)$$

Pre dané návrhové parametre je tento medzný moment  $M_{lim,SHM}$  0,27 Nm na 100 kPa relatívneho prírodného tlaku.

V druhom prípade sa predpokladá maximálny predĺžený stav, t. j. piest SHM je na svojom mechanickom doraze. V komore SHM sa tlak rovná prírodnému tlaku bez ohľadu na aktuálne pôsobiaci excentrický moment, pretože táto komora je pri tomto spínacom stave spojená so stranou prívodu oleja.

V prípade SPS tiež môžu nastať dva rozdielne prípady v závislosti od aktuálneho excentrického momentu. Keď je excentrický moment menší alebo rovný medznému momentu  $M_{lim,SPS}$ , predpokladá sa, že prírodný tlak je prítomný v komore SPS. Keď je excentrický moment väčší ako limitný moment, podporný tlak v SPS komore  $p_{SPS}$  možno vypočítať podľa nasledujúceho vzťahu:

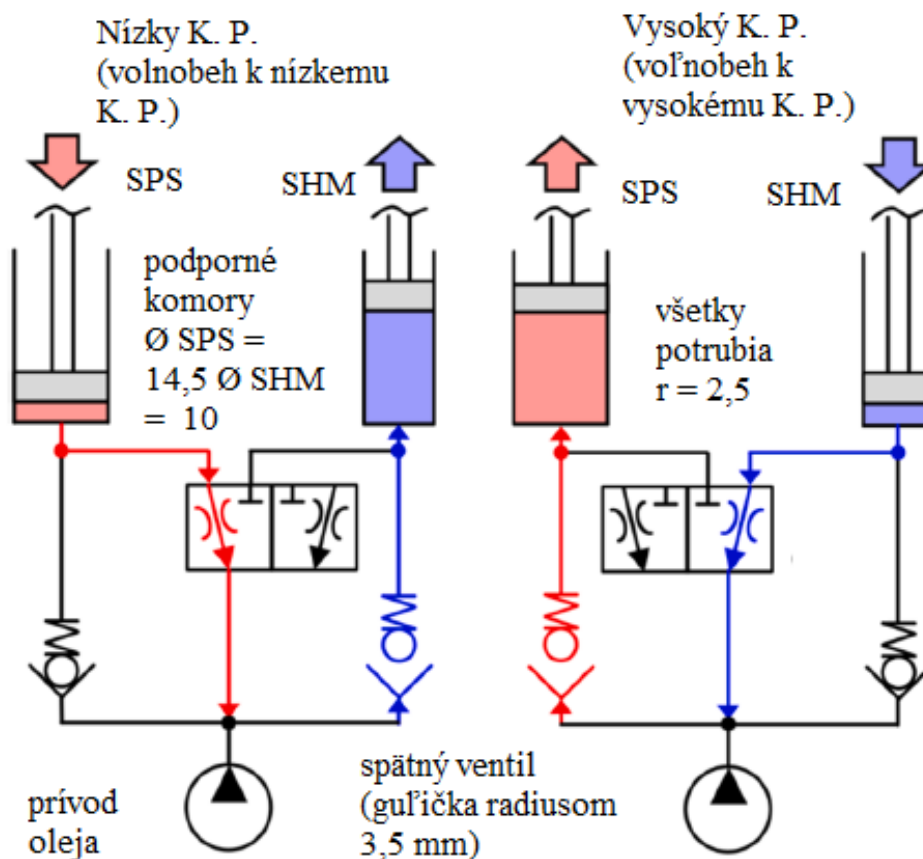
$$p_{SPS} = \frac{1}{f_{SPS} * S_{SPS}} * (p_{r,p} * f_{SHM} * S_{SHM} - M) + p_{kk} \quad (28)$$

Hraničný moment  $M_{lim,SPS}$  možno vypočítať podľa rovnakého vzťahu, aký je uvedený pre výpočet  $M_{lim,SHM}$ . Pre dané konštrukčné parametre je tento medzný moment  $M_{lim,SPS}=0,22$  Nm na 100 kPa relatívneho prírodného tlaku.

S vyššie uvedenými vzťahmi možno vypočítať tlaky v nosných komorách pri prevádzke ojnice VCR v maximálnom skrátrenom alebo maximálnom predĺženom stave.

#### 4.1.6 HYDRAULICKÝ OBVOD

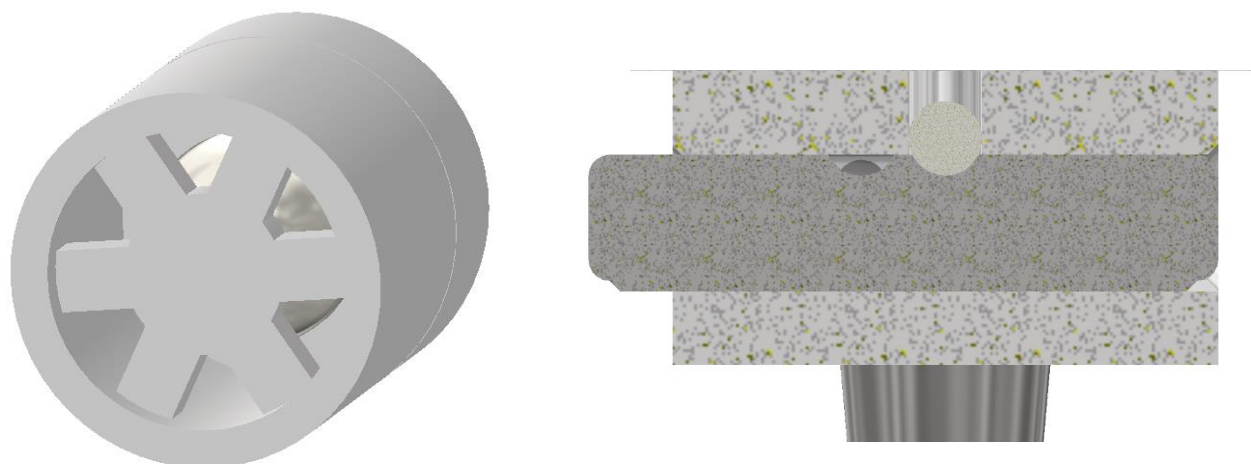
Hydraulický obvod plní, ako už bolo spomenuté, dve funkcie. Prvou je funkcia voľnobehu, realizovaná spätnými ventilmi a prepínacím ventilom. Obr 21. znázorňuje hydraulický obvod v dvoch spínacích stavoch. V prvom stave spínača je možný voľnobeh smerom k nízkej CR, pretože olej môže uniknúť z ľavej komory. V druhom stave spínača môže olej uniknúť z pravej komory, a tak je teraz možný voľný chod smerom k vysokej CR. Druhou funkciou je obmedzenie rýchlosti prechodu, aby sa zabránilo vzniku kavitácie v expanznej komore, realizovanej otvormi v odtokových potrubíach.



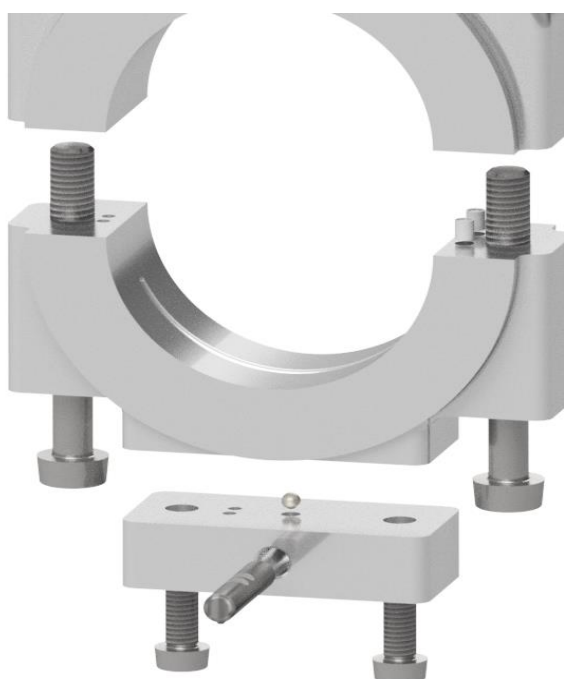
Obr. 16 - Hydraulické parametre ojnice VCR skúmané v tejto práci, rozmery v mm



Na Obr. 22. sú znázornené ventily, ktoré boli navrhnuté na VCR ojnici. Na pravej strane je rez 3/2 ventilu s mechanickým prepínaním, ktorý je realizovaný valčekom. Tento valček môže mať dve polohy. Buď vypúšťa olej z komory SPS, alebo vypúšťa olej z komory SHM. Aby valček ostal v správnej polohe, je vybavený drážkou na spodnej časti a nad valčekom je umiestnená guľička s pružinou. Na ľavom obrázku je spätný ventil a puzdro. Tento ventil nepotrebuje pružinu nad guľičkou, lebo poloha je riadená tlakom oleja.



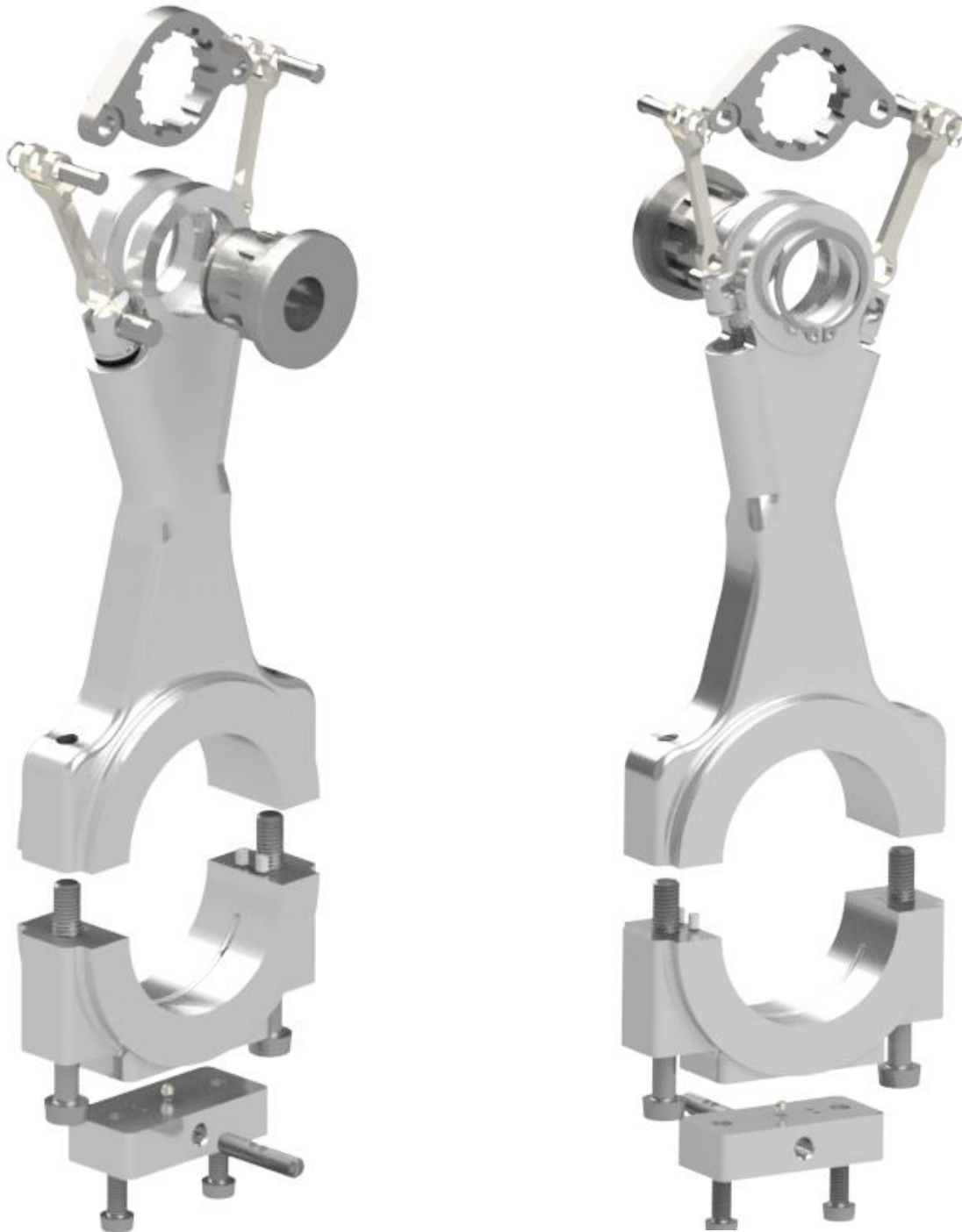
*Obr. 22 - Spätný ventil a 3/2 cestný ventil*



*Obr. 23 – 3/2 cestný ventil a umiestnenie na panve*

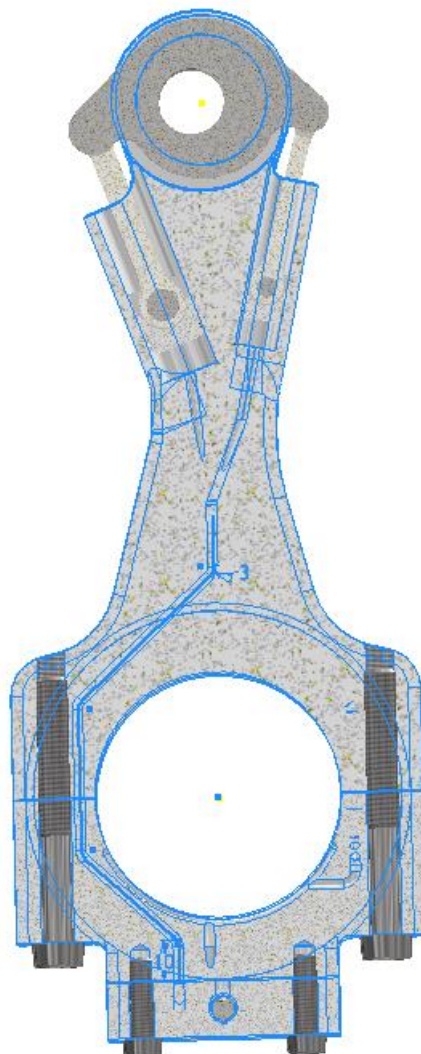
## 4.2 SÚČASTI A DIZAJN OJNICE VCR

Východiskom pre návrh ojnice VCR boli parametre motora navrhnutého v druhom semestri na hodine QS3 (Semestrálny projekt). Ojnica tohoto motora bola prekonštruovaná na VCR ojniciu.



*Obr. 24 – Rozložený pohľad na ojniciu z oboch strán (model navrhnutý v programe Autodesk Inventor)*

Ojnica VCR pozostáva z nasledujúcich súčastí: samotná ojnica, hlava ojnice, ojnicné šróby, malý piest na strane hmotnostných síl ( $\varnothing = 10$  mm), malý piest na strane plynových síl ( $\varnothing = 14,5$  mm), pár spätných ventilov (jeden guľčkový ventil pre každú komoru zvlášť), 3/2 cestný ventil, excenter, poistné krúžky, tesnenia, čapy.



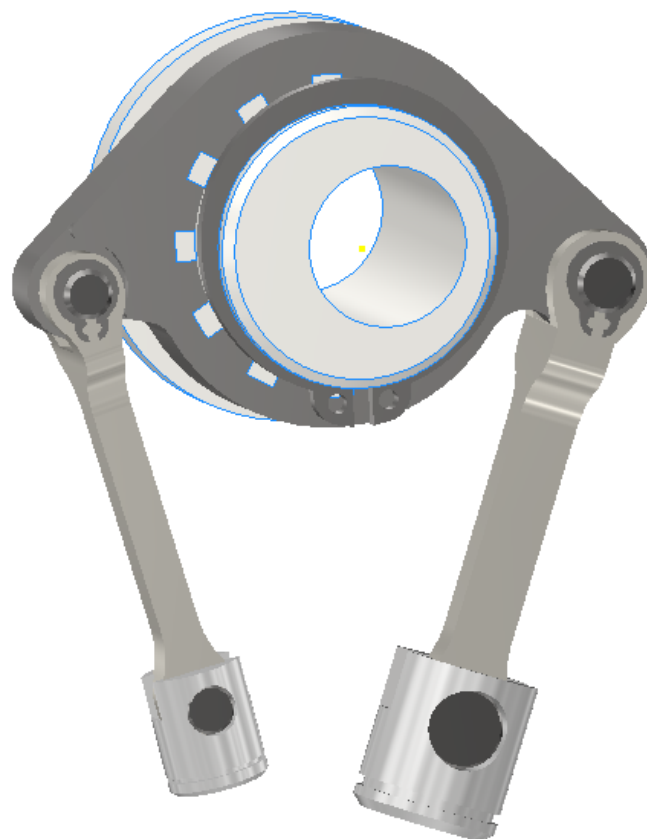
Obr. 25 - Rez ojnice VCR

Tabuľka 2 –Hlavné parametre ojnice VCR

Dĺžka ojnice medzi okom a hlavou	170 mm
Vnútorný priemer hlavy	60 mm
Vonkajší priemer hlavy	90 mm
Vnútorný priemer oka	32 mm
Vonkajší priemer oka	44 mm
Šírka hlavy	30 mm
Šírka oka	22 mm



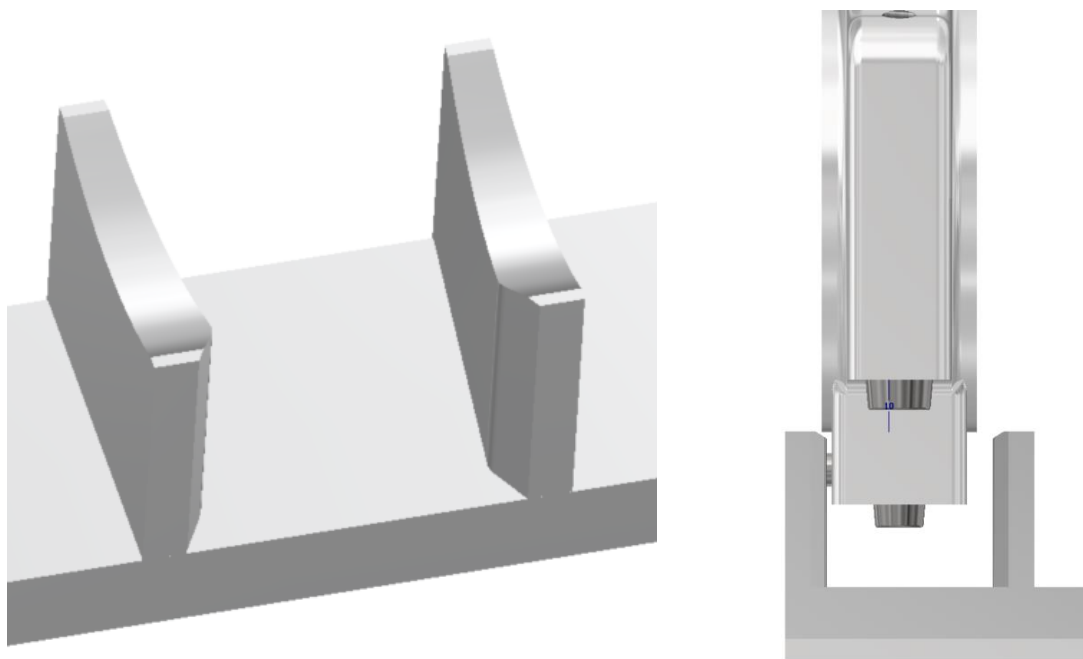
*Obr. 26 – Rozložený obrázok vahadlového mechanizmu*



*Obr. 27 – Vahadlo excentra s malými piestami*

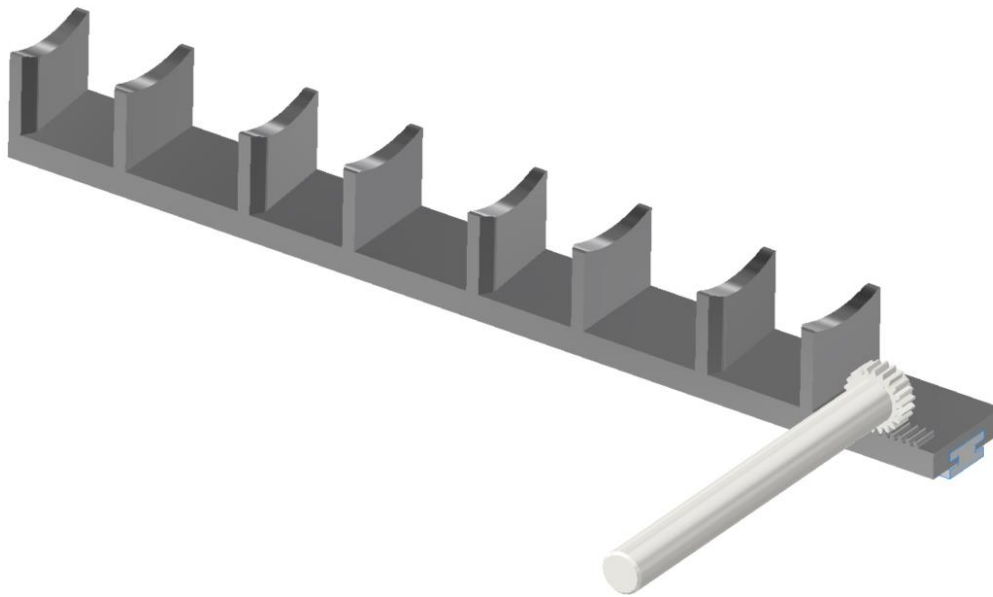
### 4.3 MECHANICKÉ OVLÁDANIE

Dve nosné komory sú pripojené k olejovému okruhu cez jeden spätný ventil a pomocou 3/2 cestného spätného ventilu je možné otvoriť priechod z komory do kľukovej skrine. Tak je možné, aby jeden hydraulický piest vstúpil hlbšie do svojej nosnej komory, čím sa z nej vytlačí olej, zatiaľ čo druhá oporná komora sa plní olejom. V dôsledku toho sa excenter môže otáčať iba jedným smerom. Obrátenie smeru otáčania excentra je možné spustiť ovládaním 3/2 cestného ventilu, ktorý je navrhnutý ako mechanický spínač. Reverzácia sa vykonáva ovládaním vačkových saní, do ktorých narazí ventil v dolnej úvrati a tak sa axiálne pohybuje buď v smere nízkeho alebo vysokého kompresného pomeru. Na to aby prepínali 3/2 cestné ventily sa sane musia posunúť o 4 mm. Samotný proces ovládania je ukončený v rámci jednej otáčky motora. Tým, že je valček ventilu zatknutý v príslušnej koncovej polohe pomocou kombinácie pružinových a guľôčkových západiek, je zamedzené akýmkoľvek ďalším nárazom následnými otáčkami motora. Mechanický spínač sa nachádza tesne pod vekom ojnice. Vačkové sane sú umiestnené pod kľukovým hriadeľom a sú polohované elektromotorom. Tento elektromotor dostáva signály z Hallových sond, ktoré sú montované tesne pod spaľovacou komorou. Na piestoch sú umiestnené aktivačné magnety tak, aby sa stretli so sondami keď sú v dolnej úvrati.



*Obr. 28 – Vačkový prepínač*

Na *Obr. 28* na ľavej strane je jedna sekcia prepínacích saní a na pravej strane je poloha ojnice vo fáze prepínania t. j. v dolnej úvrati.



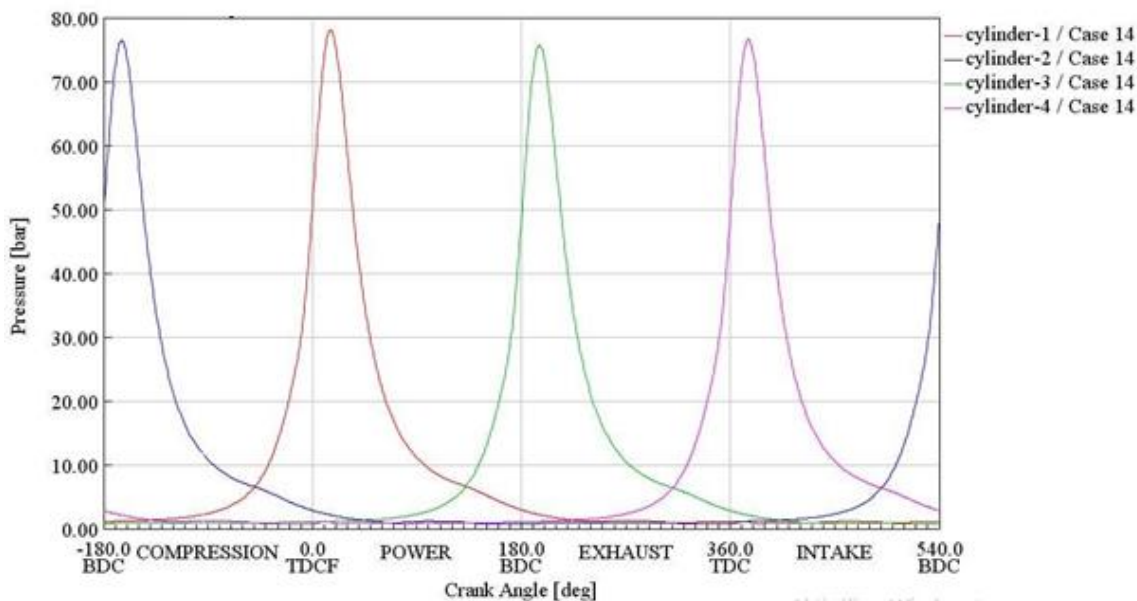
*Obr. 29 – Mechanický ovládač 3/2 ventilov s polohovacím kolesom*



*Obr. 28 – Sústava VCR ojníc s mechanickým ovládačom*

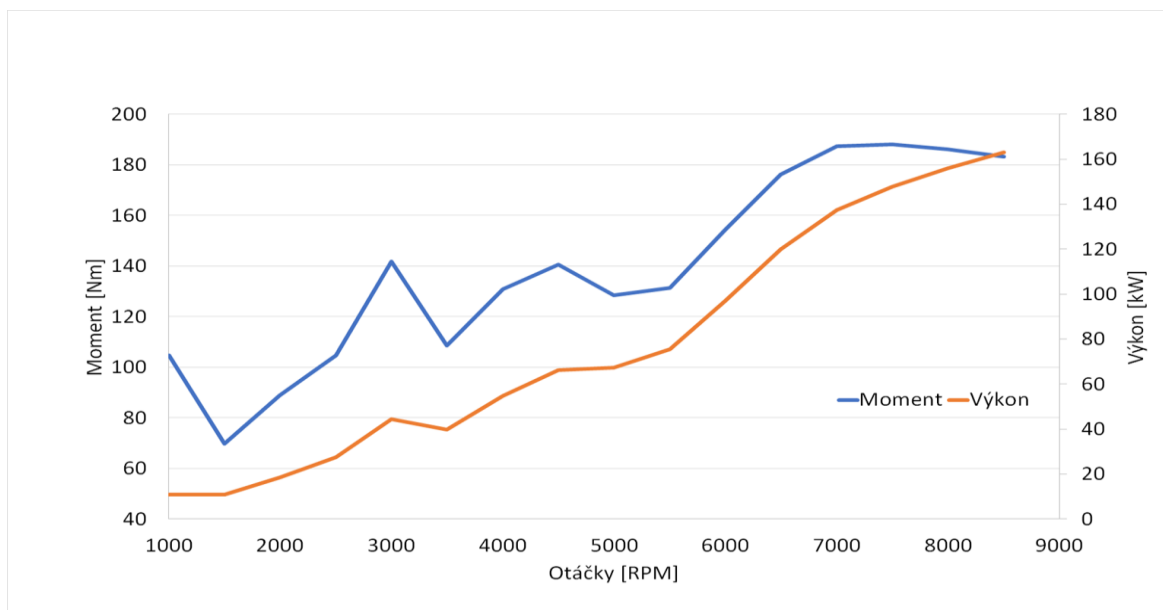
### 4.4 VÝSLEDKY SIMULÁCIÍ

V programe GT-Power bol použitý model z hodiny „Semestrální projekt“ (QS3). Je to radový štvorvalcový benzínový motor. Maximálne otáčky má  $N = 8500 \text{ min}^{-1}$ , objem valcov  $V_m = 1898 \text{ cm}^3$ , s vrtaním  $D = 88 \text{ mm}$ , zdvihom  $Z = 78 \text{ mm}$ , zdvihový objem na jeden valec  $V_z = 474,406 \text{ cm}^3$ , a kompresný pomer  $\epsilon = 12,116$ . Do tohto motora boli nasadené virtuálne VCR ojnice a termomechanicky simulované. Pôvodný motor mal nasledujúce výsledky:

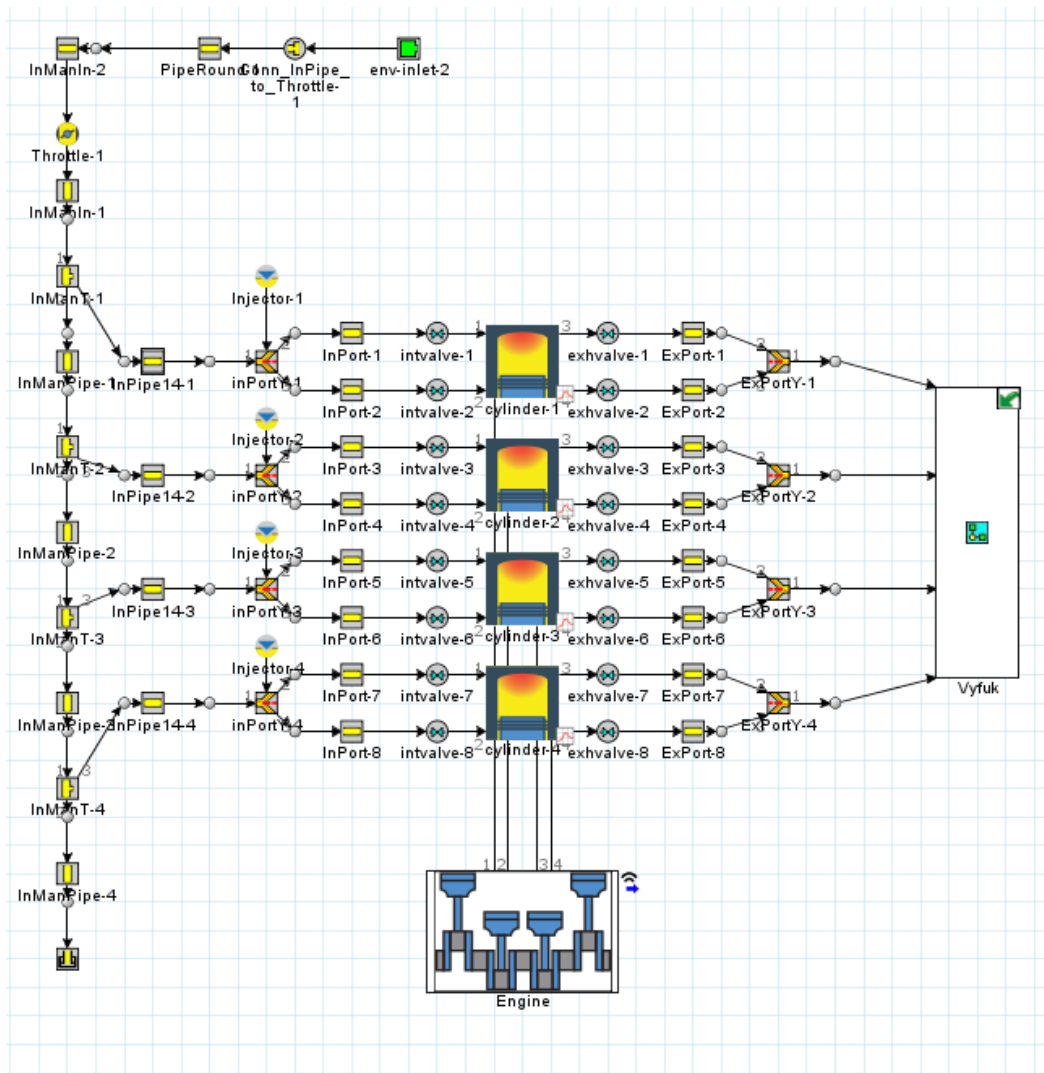


Obr. 29 – Priebeh tlakov v jednotlivých valcoch pôvodného motora pri otáčkach 8000 rpm

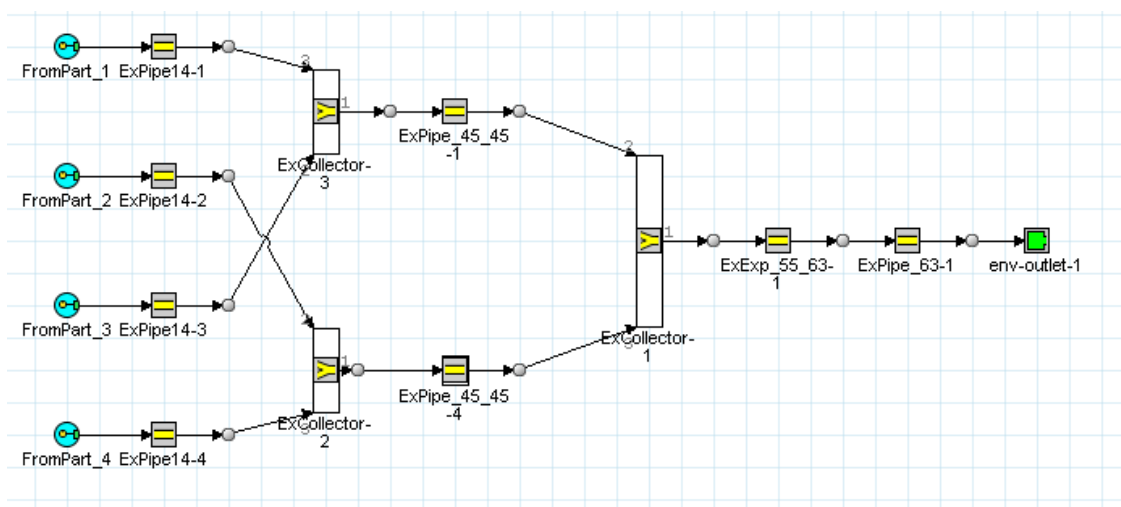
Zo získaných tlakov bola vypočítaná otáčková charakteristika pôvodného motora:



Obr. 30 – Otáčková charakteristika



Obr. 31 – Výpočtový model v programe GT-Power



Obr. 32 – Model výfukového potrubia



Aby sme mohli získať tlakové hodnoty na motor s VCR ojnicaou, je potrebné vypočítať nové vstupné parametre. Môžeme rozlišovať dva prípady: ojnica má minimálnu možnú dĺžku; ojnica má maximálnu možnú dĺžku.

Prvý prípad: dĺžka ojnice je minimálna:

Dĺžka ojnice:

$$l_{min} = \sqrt{l_0^2 + e^2 - 2 * l_0 * e * \cos(\beta)} \quad (29)$$

$$l_{min} = 168,9 \text{ mm}$$

Zdvihový objem na jeden valec:

$$V_Z = \pi * (D/2)^2 * Z \quad (30)$$

$$V_Z = 474,406 \text{ cm}^3$$

Vzdialenosť dna piestu od hlavy valca X (v pôvodnom motore táto vzdialenosť bola  $X_p = 7,016 \text{ mm}$ ):

$$X_{max} = X_p + (l_p - l_{min}) \quad (31)$$

$$X_{max} = 8,116 \text{ mm}$$

Minimálny kompresný objem na jeden valec:

$$V_{kmin} = \pi * (D/2)^2 * X_{max} \quad (32)$$

$$V_{kmin} = 49,362 \text{ cm}^3$$

Minimálny kompresný pomer:

$$\varepsilon_{min} = (V_Z + V_k) / V_k \quad (33)$$

$$\varepsilon_{min} = 10,61$$

Druhý prípad: dĺžka ojnice je maximálna:

Dĺžka ojnice:

$$l_{max} = \sqrt{l_0^2 + e^2 - 2 * l_0 * e * \cos(\beta)} \quad (34)$$

$$l_{max} = 171,4 \text{ mm}$$

Zdvihový objem na jeden valec:

$$V_Z = \pi * (D/2)^2 * Z \quad (35)$$

$$V_Z = 474,406 \text{ cm}^3$$

Vzdialenosť dna piestu od hlavy valca  $X$  (v pôvodnom motore táto vzdialenosť bola  $X_p = 7,016$  mm):

$$X_{\min} = X_p - (l_{\max} - l_p) \quad (36)$$

$$X_{\min} = 5,616 \text{ mm}$$

Maximálny kompresný objem na jeden valec:

$$V_{kmax} = \pi * (D/2)^2 * X_{\min} \quad (37)$$

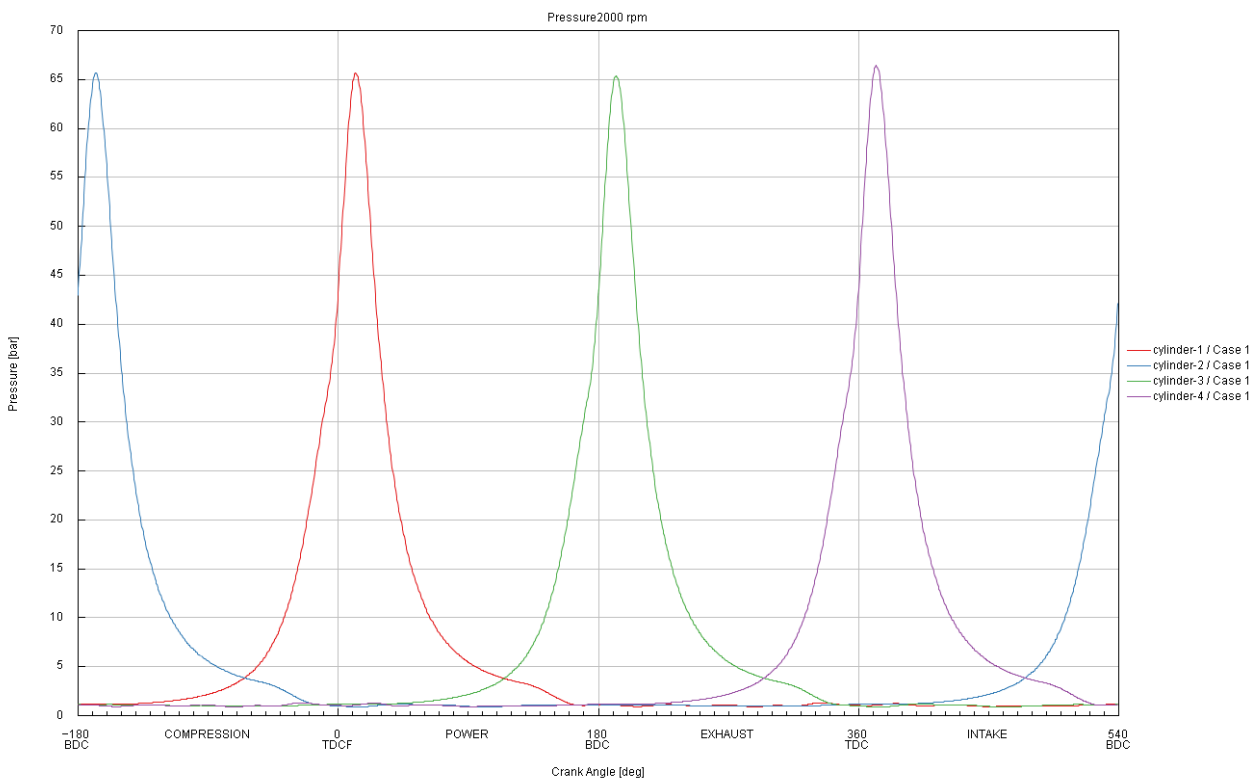
$$V_{kmax} = 47,441 \text{ cm}^3$$

Maximálny kompresný pomer:

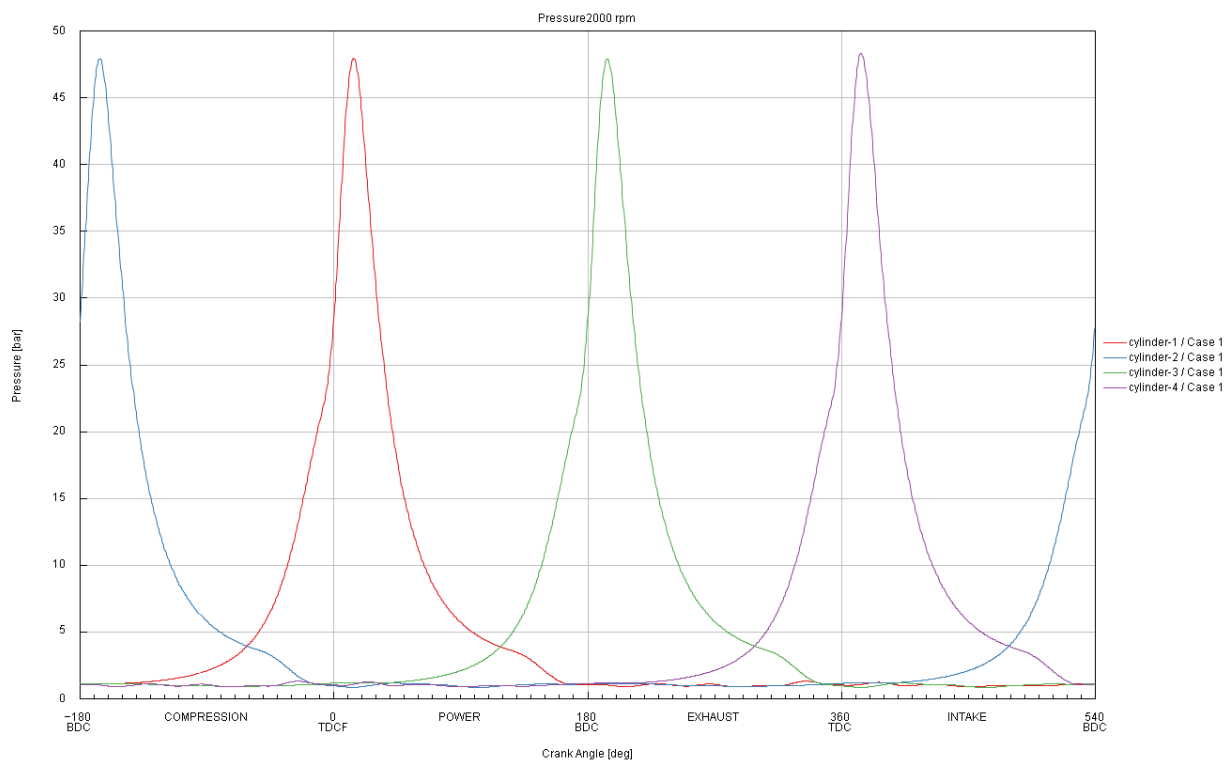
$$\epsilon_{\max} = (V_Z + V_k) / V_k \quad (38)$$

$$\epsilon_{\max} = 14,89$$

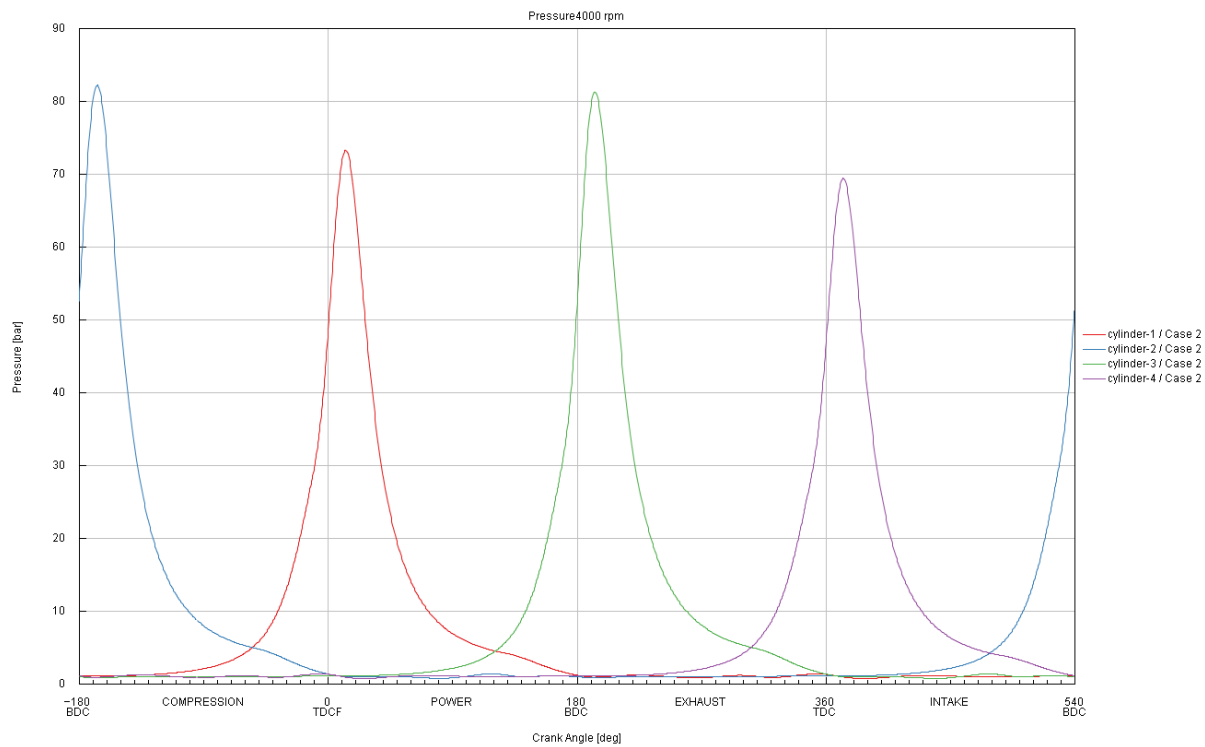
Podľa hore vypočítaných vstupných parametrov bola realizovaná termomechanická simulácia na 4 otáčky motora (2000 rpm, 4000 rpm, 6000 rpm a 8000 rpm). Boli vypočítané nasledovné hodnoty tlakov:



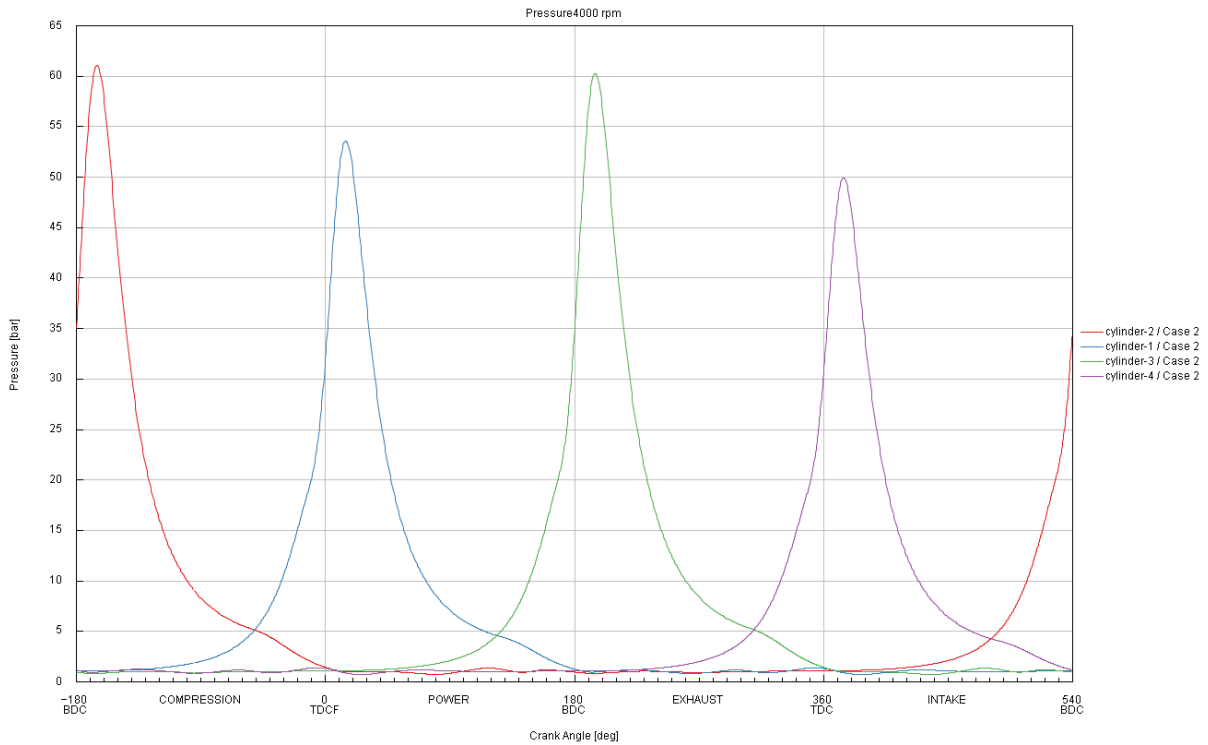
Obr. 33 – Priebeh tlakov pri otáčkach 2000 rpm s maximálnym kompresným pomerom



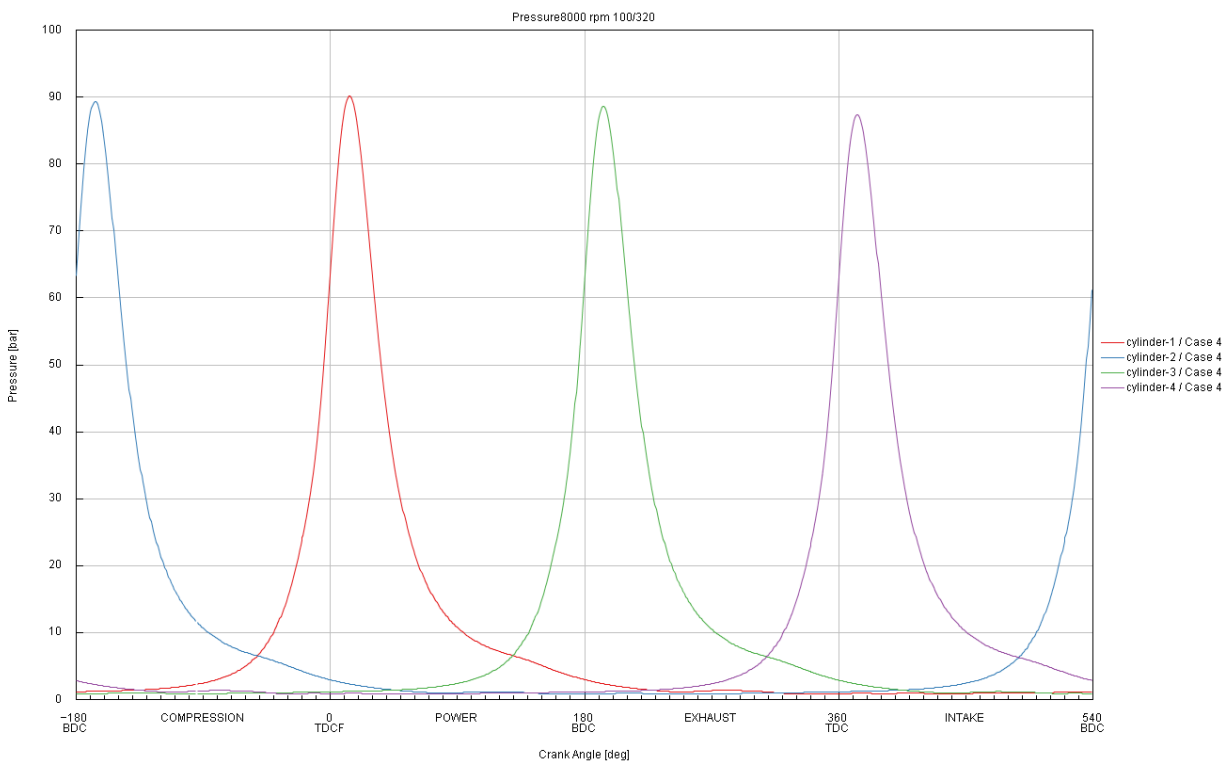
Obr. 34 - Priebeh tlakov pri otáčkach 2000 rpm s minimálnym kompresným pomerom



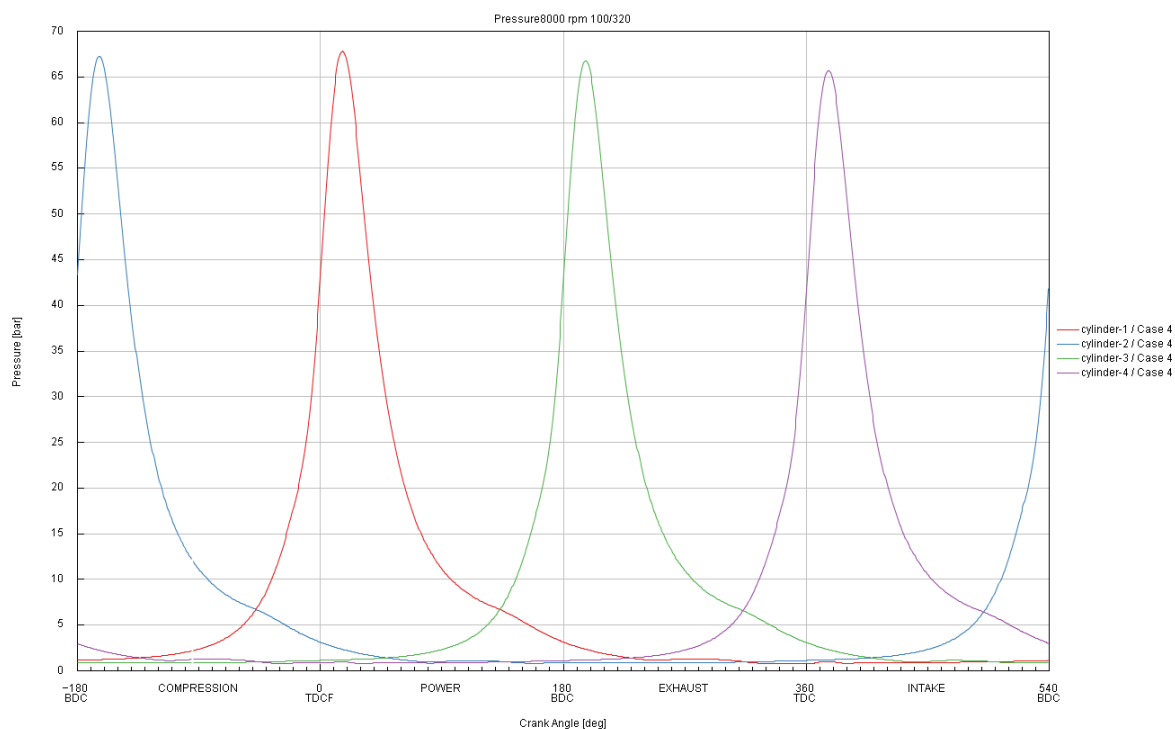
Obr. 35 – Priebeh tlakov pri otáčkach 4000 rpm s maximálnym kompresným pomerom



Obr. 36 – Priebeh tlakov pri otáčkach 4000 rpm s minimálnym kompresným pomerom



Obr. 35 – Priebeh tlakov na maximálnych otáčkach t. j. 8000 rpm s maximálnym kompresným pomerom

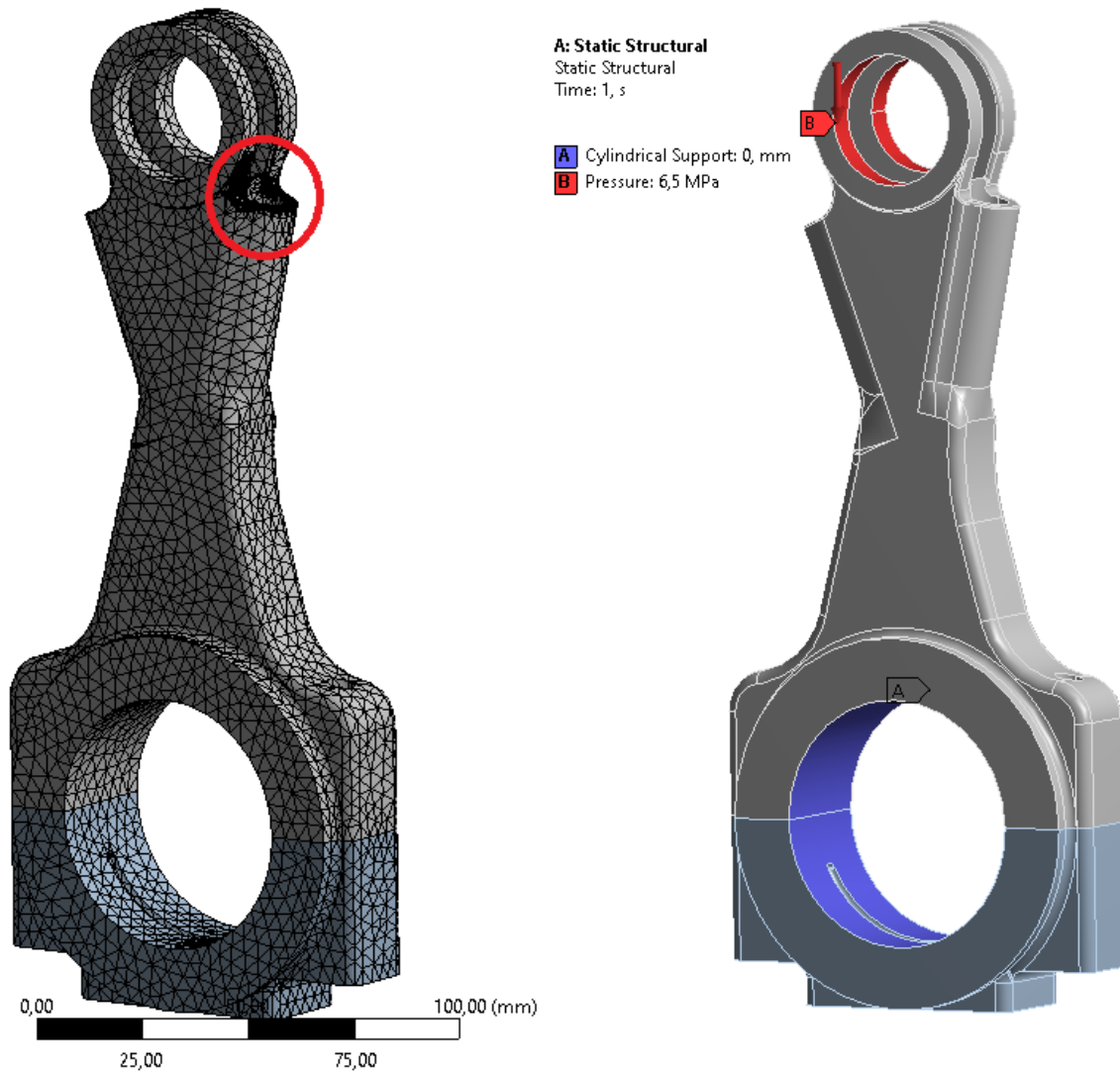


*Obr. 36 – Priebeh tlakov na maximálnych otáčkach t. j. 8000 rpm s minimálnym kompresným pomerom*

Ovládanie kompresného pomeru by malo byť nastavené tak, aby pri nízkych a ustálených otáčkach (napr. ustálená rýchlosť na diaľnici) motor fungoval s vysokým kompresným pomerom a pri vysokých a prechodných otáčkach (napr. akcelerácia) s nízkym kompresným pomerom. Tým by bolo možné znížiť emisie a motor by fungoval podstatne svižnejšie ako klasické atmosférické motory a keďže to nie je turbodúchadlom preplňovaný motor, mohli by sme sa vyhnúť aj oneskoreniu preplňovania (turbolag).

## 4.5 PEVNOSTNÉ SIMULÁCIE

Hlavný komponent (ojnica) bol kontrolovaný na pevnosť v programe Ansys Workbench 2019. Ako východzí materiál, bola vybraná ocel SAE 1141.

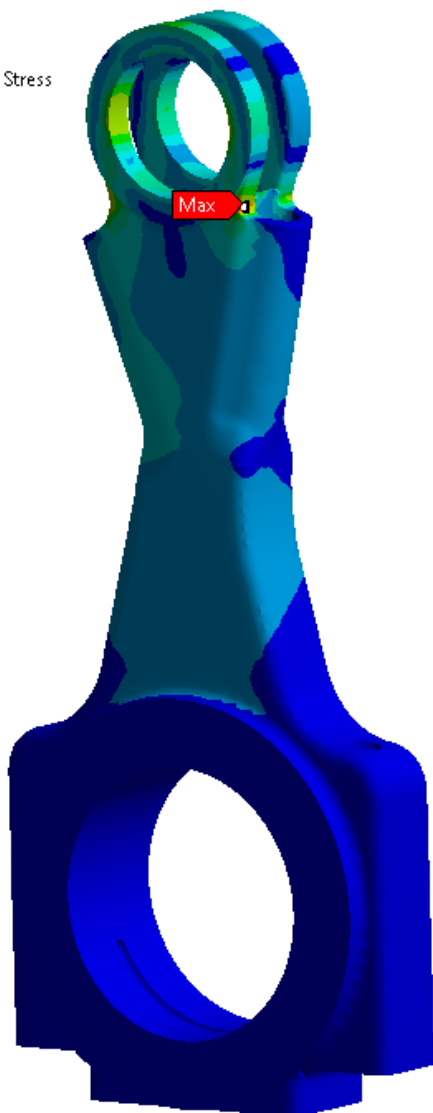
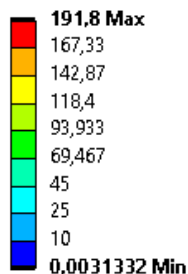


Obr. 37 – Sieť ojnice pre výpočet deformácie a napätia podľa *con-Mises* a „Boundary conditions“

Keďže predpokladaným najslabším bodom ojnice je oblasť pod malým okom ojnice, preto tam bola sieť zjemnená. Veľkosti elementov sieťovania v celej ojnici boli zvolené 4 mm a v rizikových oblastiach boli elementy zjemnené na 2 mm.

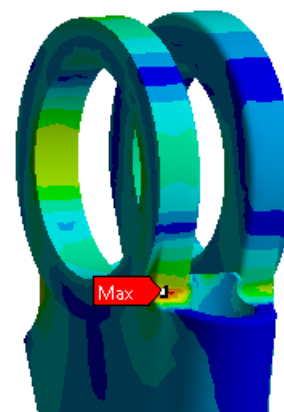
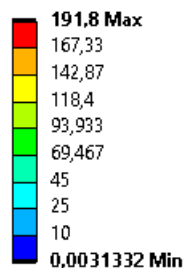
**A: Static Structural**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1



**A: Static Structural**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1

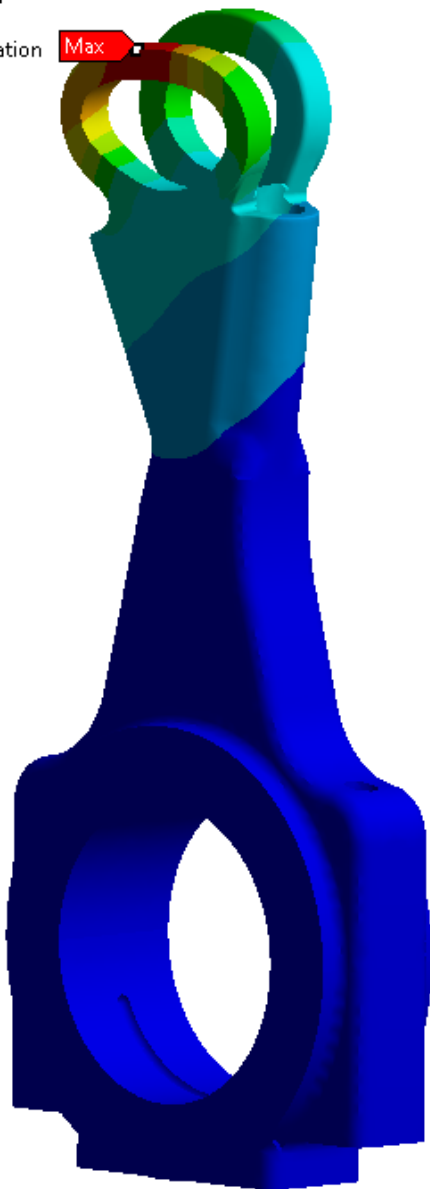
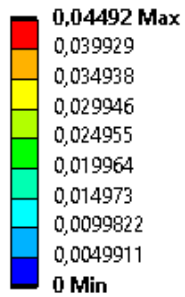


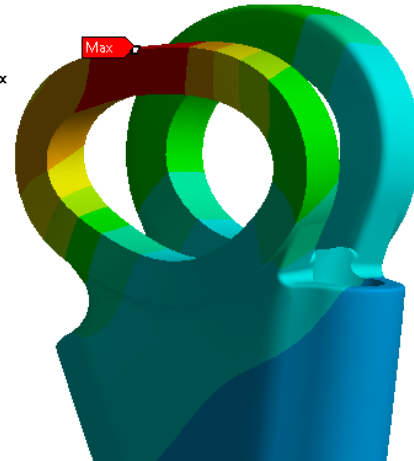
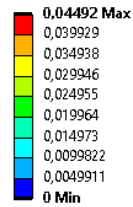
*Obr. 38 –Bod najvyššieho napätia podľa von-Mises*

Pretože pri výpočtoch napätia vyšli prijateľné čísla a to rádovo okolo 190 MPa, a bola zvolená hliníková zliatina SAE 1141, znamená že materiál bola vybraná správne.

Metóda von-Mises sa často používa na hodnotenie pevnosti materiálu a identifikáciu kritických oblastí, kde môže dôjsť k deformáciám alebo porušeniu. Keď napätia sú pod priemerom, znamená to, že pevnosť materiálu nie je plne využitá a ojnica by mohla byť navrhnutá s menšou hrúbkou alebo menšou pevnosťou.

**A: Static Structural**

 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1

**A: Static Structural**

 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1


Obr. 39. – Totálna deformácia v zväčšení (Auto Scale)



## ZÁVER

Cieľom tejto práce bolo poskytnúť prehľad o existujúcich systémoch s premenlivými kompresnými pomermi, a oboznámiť sa s tými, ktoré sú aktuálne vo fáze vývoja. Prvá časť práce sa zaoberá popisom týchto konštrukcií, zatiaľ čo druhá časť opisuje priebeh vynálezu nového systému. Tento nový dizajn som sa snažil aplikovať na radový benzínový štvorvalec navrhnutý už počas môjho štúdia na hodine Semestrálny projekt. Moja voľba padla na ojnicu s premenlivou dĺžkou. Toto riešenie je založené na excentricky uloženom piestnom čape v malom oku ojnice. Tento excenter je možné otáčať dvojicou pomocných piestov, ktoré sú ovládané tlakom oleja. Tlak oleja sa získava zo systému mazania motora cez spodné klzné ložisko a tlak oleja je ovládaný tromi ventilmi. Tento hydraulický systém podporuje mechanický aktuátor, ktorý je poháňaný elektromotorom.

Ako každý systém, aj tento má svoje výhody a nevýhody. Medzi hlavné výhody patrí zníženie emisií, nižšia citlivosť na kvalitu paliva, úspora paliva a lepšie výkonné charakteristiky. Medzi nevýhody však patrí pridanie mnohých pohyblivých častí do motora, čo ho robí obzvlášť citlivým, pretože čím viac pohyblivých súčiastok obsahuje systém, tým je vyššia možnosť poruchy. Ďalšou nevýhodou tohto systému je, že hmotnosť hnacieho ústrojenstva je značne zvýšená, s väčšími zotrvačnými silami a ťažšími komponentmi. Je potrebné použiť robustné komponenty, pretože pri vyšších kompresných pomeroch sú oveľa vyššie silové účinky, ktoré pôsobia na jednotlivé súčiastky. Kvôli zložitosti komponentov a potrebe presného opracovania sa výrobné náklady motora značne zvyšujú.

Teoreticky je to celkom zložitá vec, no jej realizácia v praxi je ešte náročnejšia. Svedčí o tom aj fakt, že sa ním zaoberajú konštruktéri z rôznych automobiliek už viac ako 15 rokov, no zatiaľ sa nepodarilo vyvinúť koncept, ktorý by fungoval v sériovej výrobe a dosiahol by predajný úspech. Jediným výrobcom je japonská firma Infiniti, ktorá vyrába model QX50 s väčším či menším úspechom. Japonskí konštruktéri sami tvrdia, že majú ešte stále problémy s vibráciami, so zvýšenými nákladmi na výrobu a poruchovosťou.

V budúcnosti kvôli čoraz prísnejším európskym normám a nárastu výroby elektrických a hybridných automobilov je pravdepodobné, že takzvané motory klasického usporiadania budú odsúvané do úzadia. Ak sa podarí nájsť správne riešenie a vyvinúť motor, ktorý spoľahlivo pracuje s premenlivým kompresným pomerom, je možné, že sa s podobnými konceptmi stretne v autách s hybridným pohonom.

## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] KOŠTÁL, J., SUK, B. *Pístové spalovací motory*. 1963, Nakladatelství Československé akademie věd, První vydání, Praha, 1963.
- [2] Thermal efficiency against different kompression ratio. In: *researchgate.net* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/otto-cycle-otto-engine/compression-ratio-otto-cycle/>
- [3] *Variable compression ratio at internal combustion engine* [online]. 2019 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128169988000078>
- [4] *Study of Variable Compression Ratio Engine* [online]. 2017 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.ijraset.com/files/serve.php?FID=11344>[5] <https://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>
- [5] *Saab Variable* [online]. The Saab Network [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.saabnet.com/tsn/press/000318.html>
- [6] *Motor MCE-5 - S proměnnou kompresí* [online]. 2010 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: [https://www.automobilrevue.cz/rubriky/clanky/technika/motor-mce-5-s-promennou-kompresi\\_39124.html](https://www.automobilrevue.cz/rubriky/clanky/technika/motor-mce-5-s-promennou-kompresi_39124.html)
- [7] *MCE-5 Development to Show Vehicle Equipped with Prototype Variable Compression Ratio Engine* [online]. 2009 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2009/02/mce-5-developme.html>
- [8] *Présentation moteur: MCE-5 VCRi* [online]. In: . 2017 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.guillaumedarding.fr/presentation-moteur-mce-5-vcricri-5290255.html>
- [9] *Infiniti unveils I4 Variable Compression Turbo engine* [online]. 2016 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2016/09/20160930-vct.html>
- [10] *Nissan HCCI: Revolučný motor sa blíži*. [online]. 2016 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://auto.pravda.sk/poradna/clanok/406321-nissan-hcci-revolucny-motor-sa-blizi-je-to-diesel-na-benzin/>
- [11] NAGYSZOKOLYAI, Iván. Kompresszióviszonyt változtató hajtórúd. *Autótechnika* [online]. 2012, 3 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://autotechnika.hu/data/file/2210/9866,30-32>
- [12] WIRBELEIT, F. G., K. BINDER a D. GWINNER. *Development of Pistons with Variable Compression Height for Increasing Efficiency and Specific Power Output of Combustion Engines*. SAE International, 1990, s. 543-557.
- [13] *A New Rotary Valve for 2-Stroke Engines Enabling Over-Expansion* [online]. 2016 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/301243069\\_A\\_New\\_Rotary\\_Valve\\_for\\_2-Stroke\\_Engines\\_Enabling\\_Over-Expansion](https://www.researchgate.net/publication/301243069_A_New_Rotary_Valve_for_2-Stroke_Engines_Enabling_Over-Expansion)

- [14] ABUELSAMID, Sam. *Lotus: Omnivore engine is 10% more efficient with more to come* [online]. 2009 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.autoblog.com/2009/12/10/lotus-omnivore-engine-is-10-more-efficient-with-more-to-come/?gucounter=2>
- [15] *Lotus Engineering shows off Omnivore concept engine* [online]. 2009 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: [https://www.motorauthority.com/news/1032356\\_lotus-engineering-shows-off-omnivore-concept-engine](https://www.motorauthority.com/news/1032356_lotus-engineering-shows-off-omnivore-concept-engine)
- [16] Weinowski, Rolf, Wittek, Karsten, Haake, Bernd, Dietrich, Carsten, Seibel, Joerg, Schwaderlapp, Markus, and Tomazic, Dean. *CO - potential of a two-stage VCR system in combination with future gasoline powertrains; CO - Potenzial eines zweistufigen VCR-Systems in Kombination mit zukuenftigen ottomotorischen Antriebskonzepten*. Germany: N. p., 2012. Web. [cit. 2022-05-19].
- [17] *A Comparative Study of Recent Advancements in the Field of Variable Compression Ratio Engine Technology* [online]. 2016 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.4271/2016-01-0669](https://doi.org/10.4271/2016-01-0669)
- [18] *Reconfigurability of engines: A kinematic approach to variable compression ratio engines* [online]. 2016 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.10.003](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.10.003)
- [19] *The 2-Step VCR Conrod System - Modular System for High Efficiency and Reduced CO2* [online]. 2017 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.4271/2017-01-0634](https://doi.org/10.4271/2017-01-0634)
- [20] BASSHUYSEN, R. *Handbuch Verbrennungsmotor*. [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1007/978-3-658-10902-8](https://doi.org/10.1007/978-3-658-10902-8)

## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

CO	oxydy uhoľnatý (Carbon monoxide)	[ - ]
CO <sub>2</sub>	oxid uhličitý (Carbon dioxide)	[ - ]
CR	kompresný pomer (Compression Ratio)	[ - ]
DÚ	dolný úvrat	[ - ]
d	vrtanie valca	[ mm ]
F	sila (Force)	[N]
F <sub>G</sub>	sila od plynov	[N]
F <sub>m</sub>	hmotnostná sila	[N]
F <sub>pod,SPS</sub>	podporná sila pôsobiaca na excenter na SPS	[N]
f <sub>SPS</sub>	trečí ekvivalent na strane SPS	[ - ]
f <sub>SHM</sub>	trečí ekvivalent na strane SHM	[ - ]
HC	nespálené uhľovodíky	[ - ]
HCCI	kompresné zapálenie homogénnej náplne	[ - ]
HÚ	horný úvrat	[ - ]
e	excentricita	[mm]
e <sub>eff</sub>	efektívna excentricita	[mm]
l	dĺžka (Lenght)	[mm]
l <sub>0</sub>	vzdialenosť očí ojnice	[mm]
l <sub>min</sub>	minimálna dĺžka ojnice	[mm]
l <sub>max</sub>	maximálna dĺžka ojnice	[mm]
M	excentrický moment	[Nm]
m <sub>p</sub>	hmotnosť piestnej skupiny	[kg]
M <sub>lim,SHM</sub>	hraničný moment na SHM	[Nm]
M <sub>lim,SPS</sub>	hraničný moment na SPS	[Nm]
M <sub>pod,SPS</sub>	podporný moment pôsobiaci na excenter na SPS	[Nm]

NEFZ	nový európsky jazdný cyklus (Neuer Europäischer Fahrzyklus)	[ - ]
NO <sub>x</sub>	oxidy dusíka	[ - ]
p <sub>G,rel</sub>	relatívny tlak of plynu vo valci	[Pa]
p <sub>k,k</sub>	tlak v klukovej komore	[Pa]
p <sub>r,p</sub>	relatívny prívodný tlak	[Pa]
p <sub>SHM</sub>	podporný tlak v komore na SHM	[Pa]
p <sub>SPS</sub>	podporný tlak v komore na SPS	[Pa]
S <sub>p</sub>	plocha-povrch piesta (Surface)	[m <sup>2</sup> ]
S <sub>SHM</sub>	povrch pomocného piesta na SHM	[m <sup>2</sup> ]
S <sub>SPS</sub>	povrch pomocného piesta na SPS	[m <sup>2</sup> ]
SHM	strana od hmotnostných síl	[ - ]
SPS	strana od plynových síl	[ - ]
V	objem (Volume)	[m <sup>3</sup> ]
V <sub>k,min</sub>	minimálny kompresný objem na jeden valec	[ cm <sup>3</sup> ]
V <sub>k,max</sub>	maximálny kompresný objem na jeden valec	[ cm <sup>3</sup> ]
V <sub>z</sub>	zdvihový objem	[ cm <sup>3</sup> ]
V <sub>p</sub>	zdvihový objem	[ cm <sup>3</sup> ]
V <sub>v</sub>	objem spalovacieho priestoru	[ cm <sup>3</sup> ]
VCR	premenný kompresný pomer (Variable Compression Ratio)	[ - ]
W <sub>e</sub>	efektívna práca	[ kJ ]
W <sub>i</sub>	indikovaná práca	[ kJ ]
WLTP	celosvetovo harmonizovaný skúšobný postup pre ľahké vozidlá (Worldwide Harmonized Light Vehicle Emissions Test Procedure)	[ - ]
X <sub>min</sub>	minimálna vzdialenosť dna piestu od hlavy valca	[mm]
X <sub>max</sub>	maximálna vzdialenosť dna piestu od hlavy valca	[mm]
Z	zdvih	[mm]
β	excentrický uhol	[ ° ]

$\delta$	pomocný uhol	[ $^{\circ}$ ]
$\varepsilon$	kompresný pomer	[ - ]
$\varepsilon_{\max}$	maximálny kompresný pomer	[ - ]
$\varepsilon_{\min}$	minimálny kompresný pomer	[ - ]
$\eta_m$	mechanická účinnosť	[ - ]
$\eta_{\text{OTTO}}$	termická účinnosť Ottovho cyklu	[ - ]
$\omega$	uhlová rýchlosť	[rad*s <sup>-1</sup> ]
$v$	zvyšná výška valca	[mm]
$\varnothing$	priemer	[m]

## ZOZNAM PŘÍLOH

Príloha 1 – Engine\_Assembly\_VCR.stp