



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

**NÁVRH VAČKOVÉHO HŘÍDELE PRO MOTOR S
MILLEROVÝM CYKLEM**

CAMSHAFT DESIGN FOR MILLER CYCLE ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Gabriela Dúlovcová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka: **Bc. Gabriela Dúlovcová**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Svída, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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

Návrh vačkového hřídele pro motor s Millerovým cyklem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navržení vačkového hřídele pro ovládání sacích ventilů zážehového přeplňovaného motoru pomocí programového vybavení GT–Suite.

Cíle diplomové práce:

Popsat problematiku Millerova cyklu, tj. základní principy a důvody použití u přeplňovaných motorů. Pomocí programu GT–ISE sestavit a provést kalibraci výpočtového modelu pro zadaný motor. Pro vybrané varianty pomocí zadaných kritérií provést citlivostní analýzu vlivu doby otevření sacího ventilu a provést optimalizaci časování ventilového rozvodu. Pro nejvhodnější variantu provést návrh vačkového hřídele pomocí programu VTDesign.

Seznam doporučené literatury:

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

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 s. ISBN 0-07-028637-X.

STONE, R. Introduction to Internal Combustion Engines. Fourth Edition. Houndmills: Palgrave Macmillan, 2012. 516 s. ISBN 978-1-137-02829-7.

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

FERGUSON, C. R., KIRKPATRICK, A. T. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

CATON, J. A. An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines.
The Atrium, Southern Gates, Chichester, West Sussex, United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-111-9037-569.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Hlavným cieľom tejto práce je analýza vplyvu dĺžky otvorenia sacieho ventilu a kompresného pomeru na výkonové a termodynamické parametre Millerovho cyklu pomocou softwaru GT-SUITE. Následne bola prevedená optimalizácia časovania sacích a výfukových ventilov s cieľom zvýšenia výkonu motora. Pre vybrané varianty bol navrhnutý vačkový hriadeľ s ohľadom na kinematické a dynamické priebehy veličín.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Millerov cyklus, predstih zážihu, termická účinnosť, zážihový motor, turbodúchadlo, časovanie ventilov, sací ventil, vačkový hriadeľ

ABSTRACT

The main aim of this thesis is the analysis of influence of inlet valve opening length and compression ratio on performance and thermodynamic parameters of Miller cycle using GT-SUITE software. Next step was an optimization of inlet and exhaust valve timing with goal of increasing motor effective power. For chosen option was designed cam shaft with regard of kinematic and dynamic magnitude courses.

KEYWORDS

Miller cycle, advanced ignition, thermal efficiency, spark-ignition engine, turbocharger, valve timing, inlet valve, cam shaft

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

DÚLOVCOVÁ, Gabriela. *Návrh vačkového hřídele pro motor s Millerovým cyklem*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124233>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 116 s. Vedoucí práce David Svída.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracovala som ju samostatne pod vedením Ing. Davida Svídu, Ph.D. a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 26. júna 2020

.....

Bc. Gabriela Dúlovcová

POĎAKOVANIE

Rada by som sa poďakovala pánovi Ing. Davidovi Svídovi, Ph.D. za vedenie diplomovej práce, praktické rady a pripomienky. Ďalej by som sa chcela poďakovať Ing. Adamovi Vondrákovi za čas strávený pri odborných konzultáciách, priateľský prístup a trpezlivosť. Rovnaká vďaka patrí Ing. Lukášovi Růskovi za technickú podporu a realizáciu projektu. V neposlednom rade ďakujem mojim drahým rodičom za neprestajnú pomoc, morálnu a materiálnu oporu počas písania práce i celého štúdia.

OBSAH

Úvod	11
1 Spaľovací motor.....	12
1.1 Zážihový motor.....	12
1.2 Preplňovanie spaľovacích motorov	14
1.2.1 Preplňovanie turbodúchadlom.....	15
1.2.2 Stabilita pracovnej oblasti turbodúchadla.....	18
2 Transformácia energie a účinnosť spaľovacieho motora	20
2.1 Transformácia energie	20
2.2 Účinnosť spaľovacieho motora.....	21
2.2.1 Chemická účinnosť	21
2.2.2 Tepelná účinnosť	21
2.2.3 Stupeň plnosti diagramu	21
2.2.4 Indikovaná účinnosť	22
2.2.5 Mechanická účinnosť	22
2.2.6 Celková účinnosť.....	23
2.2.7 Plniaca účinnosť	24
2.2.8 Objemová účinnosť	24
3 Pracovné cykly štvordobého spaľovacieho motora	25
3.1 Reálne cykly	25
3.2 Ideálne cykly.....	25
3.2.1 Ottov cyklus.....	25
3.2.2 Atkinsonov cyklus	27
3.2.3 Millerov cyklus.....	27
4 Millerov cyklus.....	28
4.1 Limity millerizácie.....	28
4.2 Konštrukčné riešenia millerizácie.....	29
4.3 Vplyv turbodúchadla pri millerizácii	31
4.4 Využitie Millerovho cyklu v súčasných automobiloch	32
5 Rozvody štvordobých spaľovacích motorov	33
5.1 Druhy ventilových rozvodov	33
5.2 Variabilné ventilové rozvody.....	35
5.2.1 Zmena časovania ventilov	35
5.2.2 Zmena zdvihu ventilov	37
6 Vačkový mechanizmus	40
6.1 Druhy vačiek.....	40

6.1.1	Vačky s nespojitým priebehom zrýchlenia	40
6.1.2	Vačky so spojitým priebehom zrýchlenia	43
6.2	Základné časti profilu vačky	44
6.3	Zdvihová krivka vačky	45
6.3.1	Plnosť zdvihovej krivky vačky	45
6.3.2	Vôľa ventilových rozvodov	48
6.4	Sily pôsobiace na ventilové rozvody	48
6.4.1	Zotrvačné sily	49
6.4.2	Sily ventilových pružín	49
6.4.3	Trecie sily	49
6.4.4	Kontaktná sila medzi zdvihátkom a vačkou	50
6.4.5	Sily od tlaku plynu	50
6.5	Modelovanie vačiek	51
7	Referenčný model motora	53
7.1	Výpočtový termodynamický model motora	53
8	Kalibrácia referenčného modelu	55
8.1	Definovanie turbodúchadla	56
8.2	Časovanie ventilov	56
8.3	Definovanie súčiniteľa prebytku vzduchu	57
8.4	Kalibrácia vybraných veličín	57
8.4.1	Priebeh točivého momentu	57
8.4.2	Priebeh mernej efektívnej spotreby paliva	59
8.4.3	Priebeh objemovej účinnosti	60
8.4.4	Priebeh spálenia pracovnej zmesi	60
8.4.5	Vplyv časovania na množstvo vzduchu vo výfuku	61
8.4.6	Priebeh termodynamických veličín v oblasti turbodúchadla	62
8.4.7	Pracovné body motora v kompresorovej mape	63
9	Millerizácia motora	64
9.1	Prepočet zdvihovej krivky sacieho ventilu	64
9.2	Stanovenie kritérií simulácie	65
9.3	Izo P	66
9.3.1	Pracovné body millerizovaného motora v kompresorovej mape	67
9.3.2	Priebeh točivého momentu pre millerizované modely	69
9.3.3	Priebeh mernej efektívnej spotreby paliva pre millerizované modely	70
9.3.4	Diagram p-V pre millerizované modely	70
9.3.5	Priebeh tlaku vo valci pre millerizované modely	74

9.3.6	Priebeh objemovej účinnosti pre millerizované modely	74
9.3.7	Priebeh spálenia pracovnej zmesi pre millerizované modely.....	75
9.3.8	Priebeh teploty výfukových plynov pre millerizované modely	76
9.3.9	Optimalizácia časovania ventilov pre model Heavy Miller	77
9.4	Izo T	80
9.4.1	Stanovenie kritérií vyhodnotenia.....	81
9.4.2	Optimalizácia časovania ventilov pre model Light Miller	82
9.4.3	Optimalizácia časovania ventilov pre model Heavy Miller	86
10	Návrh profilu vachky	90
10.1	Zistenie rozmerov ventilového rozvodu.....	90
10.2	Referenčná vachka	93
10.3	Vachky millerizovaného motora	94
10.4	Kinematická analýza	95
10.4.1	Rýchlosť ventilu	95
10.4.2	Zrýchlenie ventilu.....	96
10.4.3	Jerk ventilu	96
10.5	Polomer krivosti profilu vachky.....	97
10.6	Dynamická analýza	98
10.6.1	Rezerva sily ventilovej pružiny – Spring Margin.....	100
10.6.2	Priebeh dynamického zrýchlenia.....	101
11	Vyhodnotenie návrhu millerizovaných vachiek.....	104
	Záver	105
	Zoznam použitých skratiek a symbolov	110
	Zoznam príloh.....	116

Úvod

V dnešnej dobe plnej čoraz viac prísnejších emisných noriem sa výrobcovia vozidiel snažia o znížovanie spotreby paliva a škodlivých emisií so súčasným zachovaním výkonových parametrov. Jednou z možností je použitie turbodúchadla, ktoré vďaka väčšiemu plniacemu tlaku dokáže zvýšiť termickú účinnosť, a tým aj efektívny výkon motora. Ďalšou možnosťou je využitie účinnejšieho pracovného cyklu, v ktorom sa expanziou spalín získa viac efektívnej práce.

Súčasným trendom pre preplňované motory je Millerov cyklus, označovaný aj ako cyklus s predĺženou expanziou, ktorý sa využíva najmä u zážihových motorov kvôli vyšším teplotám na konci výfukového zdvihu. Jeho princíp spočíva v kratšej kompresii, vďaka ktorej je na konci tohto zdvihu nižšia teplota, a tak možno zvýšiť predstih zážihu bez vzniku nepriaznivého detonačného spaľovania. Efektívna expanzia je tak dlhšia, čo prinesie väčšie množstvo vykonanej práce a menšie odvedené teplo do výfuku. Vďaka Millerovmu cyklu sa dosiahne väčšia termická účinnosť, čím možno prevádzkovať motor so stechiometrickým množstvom zmesi, ktoré je najvhodnejšie pre prácu 3-cestného katalyzátora, a súčasne zachovať výkon, ktorý by bol dosiahnutý v prípade bohatšej zmesi.

Realizácia tohto cyklu je najčastejšie pomocou časovania ventilov, či úpravou profilu vačky, ktoré umožnia dosiahnuť kratší kompresný zdvih. Toto riešenie je najpriaznivejšie pre návrh nového, či úpravu už existujúceho motora v porovnaní s komplikovanejšími prídavnými mechanizmami, ktoré by vyžadovali väčšie zástavbové rozmery. Okrem variabilného rozvodového mechanizmu musí byť aj vhodne zvolené turbodúchadlo, ktoré dokáže kompenzovať zníženú plniacu účinnosť a zároveň nevytvárať veľký protitlak.

Cieľom tejto diplomovej práce je teda navrhnúť vačkový hriadeľ pre motor s Millerovým cyklom. Tento cyklus bude realizovaný na motore spoločnosti Garrett Motion Czech Republic, s.r.o., a to práve pomocou kratšej vačky umožňujúcej skoršie uzavretie sacích ventilov. Zadaná millerizácia je založená na prestavbe existujúceho 2-litrového preplňovaného zážihového spaľovacieho motora, ktorý pracuje v klasickom Ottovom cykle.

1 SPALOVACÍ MOTOR

Spalovací motor je tepelný stroj, ktorý premieňa chemickú energiu uloženú v palive na mechanickú prácu. Tento dej prebieha za prítomnosti plynného média, najčastejšie vzduchu, v uzavretom pracovnom priestore. Ide teda o motor s vnútorným spaľovaním, kde pracovnou látkou sú produkty spaľovania.

Spaľovanie môže byť kontinuálne alebo diskontinuálne (nespojité). Kontinuálne spaľovanie prebieha u spaľovacích turbín, kde sa na pohon stroja využíva kinetická energia spalín – rýchlosť prúdu. Diskontinuálne spaľovanie naopak využíva potenciálnu energiu spalín – tlak. Tento typ spaľovania sa uplatňuje v piestových spaľovacích motoroch, kde hlavným pracovným členom mechanizmu je piest, ktorý môže konať vratný alebo rotačný pohyb.

Rotačný pohyb piestu je charakteristický pre Wankelov motor, kde hlavným cieľom je odstránenie nevýhod vratného pohybu piestu – pri priamočiarom pohybe piestu vplyvom jeho zrýchľovania a spomaľovania vznikajú zrýchlenia a zotrvačné sily spojené s vibráciami a potrebným vyvažovaním. Tento problém nenastáva v tak výraznej miere pri krúživom pohybe piestu. Nevýhodou Wankelovho motoru je však nižšia účinnosť, nerovnomerné rozdelenie teplôt v jednotlivých pracovných častiach motora, horšie mazanie i utesnenie spaľovacieho priestoru.

V súčasnosti je najpoužívanější piestový spaľovací motor s vratným pohybom piestu, kde sa piest využíva na realizáciu celého cyklu. V prvej fáze piest zabezpečuje nasatie čerstvej zmesi do valca, následne jej kompresiu, pri expanzii prenos objemovej práce náplne valca cez ojnicu na kľukový hriadeľ a v poslednej fáze vytlačenie spalín von z valca.

Piestové spaľovacie motory možno rozdeliť podľa mnohých kritérií, avšak medzi najzákladnejšie patrí rozdelenie podľa spôsobu zapálenia zmesi so vzduchom – motory zážihové a vznietové, podľa počtu dôb pracovného cyklu – motory dvojdobé a štvordobé, podľa spôsobu dopravy čerstvej náplne do valca – motory s prirodzeným saním a motory preplňované (s vyplachovaním / bez vyplachovania), podľa skupenstva použitého paliva – motory na kvapalné palivá, plynné palivá.

1.1 ZÁŽIHOVÝ MOTOR

Zážihový motor pracuje na princípe zapálenia stlačenej zmesi vzduchu a paliva elektrickou iskrou, ktorá je tvorená zapalovacou sviečkou. Po zapálení sa čelo plameňa postupne šíri spaľovacím priestorom. Pri nesprávnom priebehu vzniká tzv. detonačné spaľovanie prejavujúce sa klepaním motora.

Jednou z hlavných podmienok správneho priebehu spaľovania je vytvorenie vhodnej zmesi paliva so vzduchom. Zmes môže byť homogénna alebo vrstvená s vyššou bohatosťou v oblasti zapalovacej sviečky na umožnenie zapálenia zmesi. Tvorba zmesi paliva so vzduchom môže byť vonkajšia, a to v karburátore, v sacom potrubí alebo kanále (zážihové motory s nepriamym vstrekom paliva). Druhou možnosťou je vnútorná tvorba zmesi, kde sa palivo vstrekuje priamo do valca (zážihové motory s priamym vstrekom paliva). Najčastejším palivom zážihového motora je benzín, v súčasnej dobe aj alternatívne palivá ako napríklad zemný plyn CNG, LNG, či propán-bután LPG.

Typické hodnoty veličín pre zážihový motor osobného vozidla:

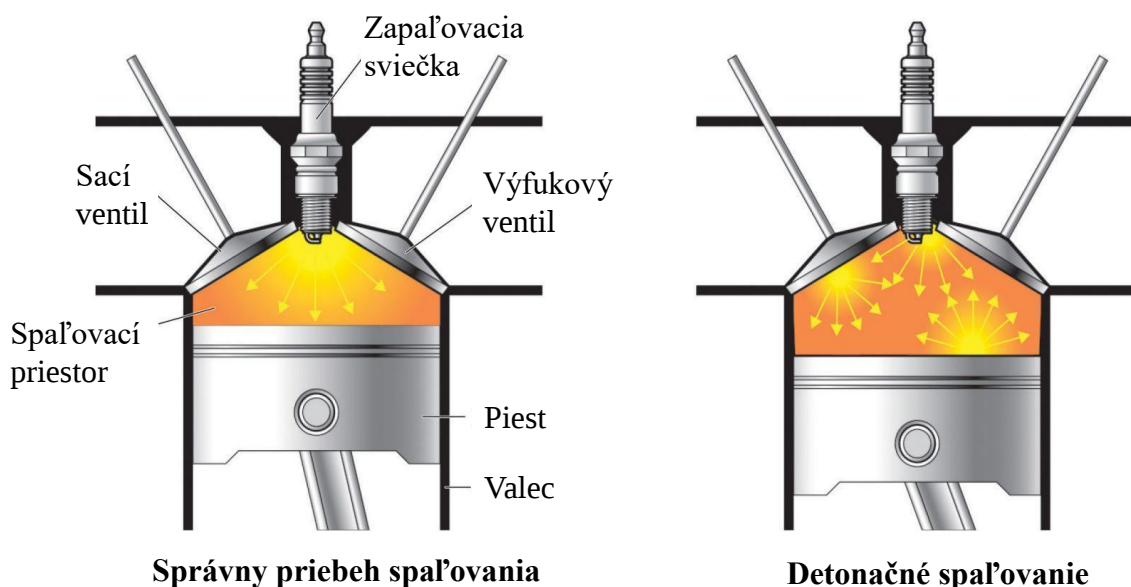
- maximálne otáčky: $n = 5500 \div 8000 \text{ min}^{-1}$
- kompresný pomer: $\varepsilon = 9 \div 12$ (niektoré novšie prevedenia motorov môžu mať vyšší kompresný pomer $13 \div 15$)
- maximálny spaľovací tlak:
 - motory s prirodzeným plnením: $p_s = 6 \div 9 \text{ MPa}$
 - motory preplňované: $p_s = 9 \div 12 \text{ MPa}$
- konečná kompresná teplota: $T_k = 400 \div 600 \text{ }^\circ\text{C}$ (obmedzenie detonačným spaľovaním)
- maximálna spaľovacia teplota: $T_s < 3000 \text{ }^\circ\text{C}$
- tepelná účinnosť: $\eta_t \approx 43 \%$

DETONAČNÉ SPALŮVANIE

Detonačné spaľovanie je nepriaznivý jav vznikajúci u zážihových motorov prejavujúci sa klepaním motora. Je spôsobené vznietením paliva v rôznych častiach spaľovacieho priestoru v dôsledku prekročenia zápalnej teploty pri stlačovaní zmesi. Môže k nemu dochádzať počas šírenia plameňa, alebo ešte pred zapálením sviečky v priebehu kompresie (samozápal). Tak vznikajú tlakové vlny, ktoré spôsobujú rozkmitanie náplne valca i celého motora, a následne zvýšené mechanické, tepelné a chemické namáhanie jednotlivých dielov, čo vedie k rýchlejšiemu opotrebeniu a nižšej životnosti motora.

Tomuto javu možno predchádzať znižovaním predstihu zážihu, chladením horúcich častí spaľovacieho priestoru, obohatením zmesi, vhodným tvarom spaľovacieho priestoru, vhodným umiestnením sviečky na čo najkratšiu dráhu plameňa, či použitím kvalitnejšieho benzínu s vyšším oktánovým číslom.

Na obrázku 1 je vľavo správny priebeh spaľovania – čelo plameňa sa postupne šíri spaľovacím priestorom od elektrickej iskry, až kým nedôjde k úplnému prehoreniu zmesi paliva so vzduchom; vpravo detonačné spaľovanie.

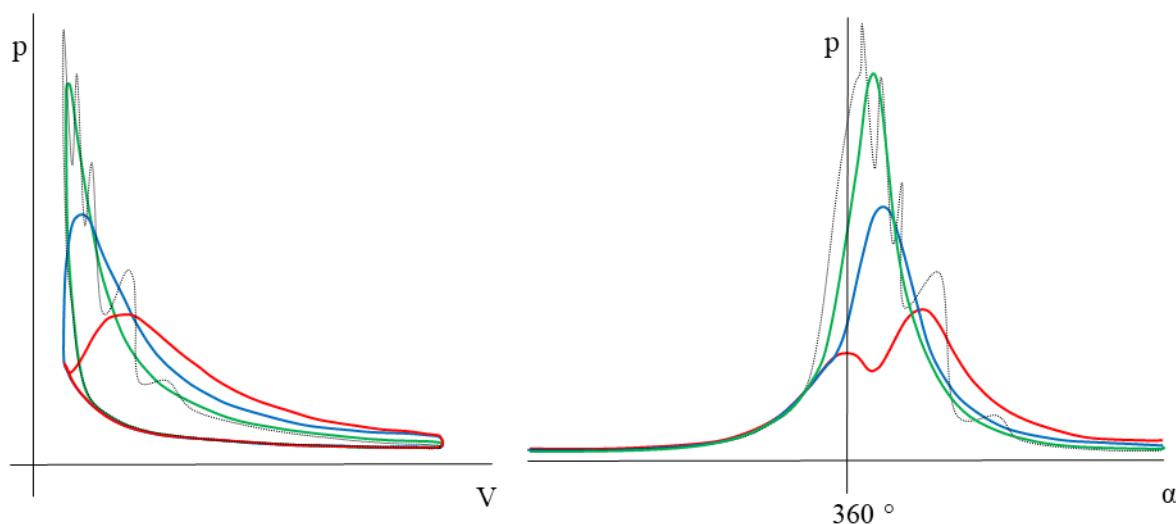


Obr. 1 Porovnanie priebehov spaľovania [20]

PREDSTIH ZÁŽIHU

Typickým regulačným parametrom u zážihových motorov je predstih zážihu, ktorý určuje okamih zapálenia zmesi vo valci. Udáva sa v stupňoch otočenia kľukového hriadeľa voči hornej úvrati, pričom kladná hodnota vyjadruje zapálenie zmesi pred hornou úvratou, záporná hodnota za hornou úvratou. Veľkosť predstihu výrazne vplýva na priebeh spaľovania, maximálny tlak vo valci, a tým aj na výkon a mernú efektívnu spotrebu paliva.

Čím je predstih zážihu väčší, tým je väčší maximálny tlak vo valci, pretože ku spaľovaniu dochádza už počas kompresného zdvihu. Príliš skorý predstih však môže spôsobiť detonačné spaľovanie, a preto sa jeho hodnota určuje v závislosti na okamžitých podmienkach vo valci. Predstih zážihu za hornou úvratou spôsobí nízky tlak vo valci, a tým menšiu prácu cyklu. Všeobecne sa pre každý pracovný bod motora nastavuje predstih zážihu tak, aby motor pracoval tesne na hranici detonačného spaľovania, čím sa dosiahne maximálny spaľovací tlak a súčasne nižšia teplota na konci expanzie, a tým väčšia vykonaná práca a menej odvedeného tepla do výfuku – väčšia termická účinnosť, maximálny výkon a najmenšia merná spotreba paliva, a to všetko bez vzniku klepania.



Obr. 2 Vplyv predstihu zážihu na priebeh spaľovania: čierna – detonačné spaľovanie, zelená – ideálny predstih, modrá – menší predstih, červená – nevhodný predstih [14, 21]

1.2 PREPLŇOVANIE SPALOVACÍCH MOTOROV

Preplňovanie spaľovacích motorov je v súčasnej dobe takmer nevyhnutný trend. Nielenže sa pomocou väčšieho plniaceho tlaku dostáva viac vzduchu do valca, a tým sa zvyšuje účinnosť a výkon, resp. točivý moment oproti nepreplňovanému motoru, ale znižuje sa najmä spotreba paliva a škodlivé emisie. S tým je spojený tzv. downsizing – zníženie objemu a počtu valcov s cieľom zníženia trecích strát, momentu zotrvačnosti či hmotnosti motora pri zachovaní rovnakých, prípadne dosiahnutie väčších výkonových parametrov, ktoré zabezpečí preplňovanie. Spôsoby plnenia valca môžu byť dynamické a vonkajšie (preplňovanie mechanicky poháňaným dúchadlom alebo turbodúchadlom).

DYNAMICKÉ PLNENIE VALCA

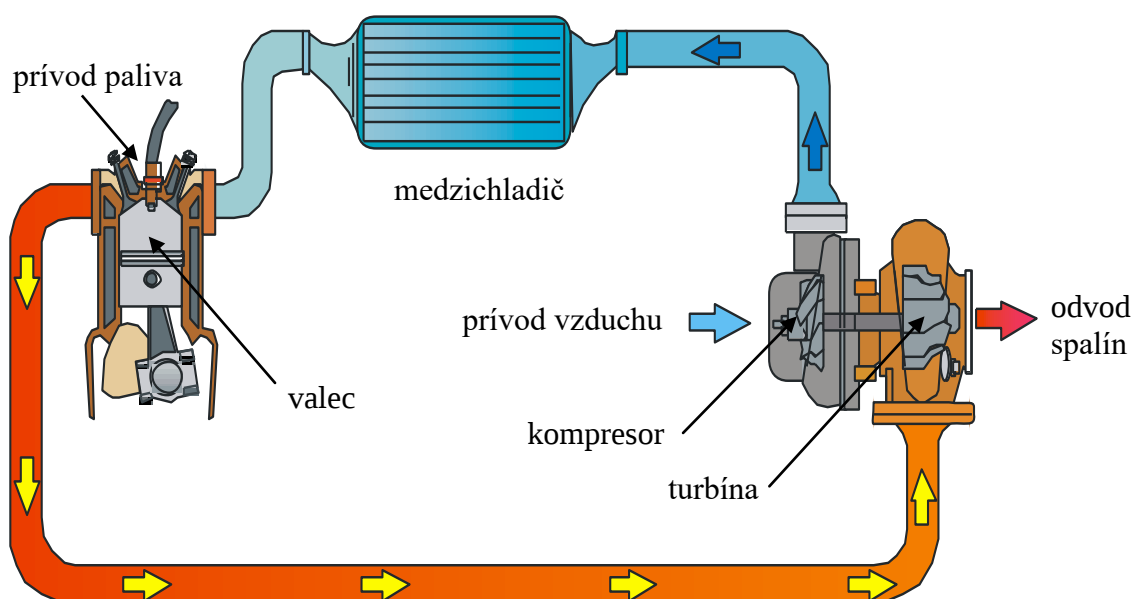
Zväčšenie hmotnostnej náplne čerstvej zmesi vo valci je dosiahnuté pretlakovými vlnami. Počas sacieho zdvihu pri otvorených sacích ventiloch vzniká podtlaková vlna, ktorá sa šíri sacím potrubím proti prúdu nasávaného vzduchu. Na konci potrubia sa vlna odrazí ako pretlaková a šíri sa späť k saciemu ventilu. Na zaistenie správneho načasovania prichádzajúcej vlny je potrebné sacie potrubie s premennou dĺžkou, nakoľko sa vlna šíri konštantne rýchlosťou zvuku.

PREPLŇOVANIE MECHANICKY POHÁŇANÝM DÚCHADLOM

Ide o kompresory poháňané priamo z kľukového hriadeľa prostredníctvom prevodového ústrojenstva, vďaka čomu je dosiahnutá rýchla odozva na zmenu polohy plynového pedálu. Regulácia plniaceho tlaku sa uskutočňuje pomocou obtoku v saní alebo reguláciou otáčok kompresora. Nevýhodou je však odber určitého nezanedbateľného výkonu motora, potrebného na pohon kompresora.

1.2.1 PREPLŇOVANIE TURBODÚCHADLOM

Najrozšírenejší spôsob preplňovania, kedy je kompresor poháňaný turbínou vďaka ich uloženiu na spoločnom hriadeľi. Po spaľovacom procese prechádzajú spaliny výfukovými ventilmi z valca do výfukového potrubia, ktoré vedie energiu výfukových plynov vo forme tepla a tlaku do turbínovej časti turbodúchadla. Výfukové plyny, ktoré by inak zostali nevyužitú, expandujú a roztáčajú turbínové kolo, ktoré poháňa kompresorové kolo. Na vstup kompresora sa privádza nasávaný vzduch očistený vzduchovým filtrom. Následne v kompresore dochádza k stlačeniu prúdiaceho vzduchu (kinetická energia sa mení na tlakovú). Po stlačení je vzduch ohriaty, a preto sa medzi kompresor a sacie potrubie vkladá medzichladič, ktorý stlačenému vzduchu odoberie prebytočné teplo. Vzduch je ďalej vedený z výstupnej strany chladiča do sacieho potrubia k sacím ventilom. Vďaka zvýšenej hustote vzduchu vstupuje do valca väčšie množstvo, čo vedie k lepšej plniacej účinnosti a spáleniu paliva, a tým zníženiu nepriaznivých emisií.



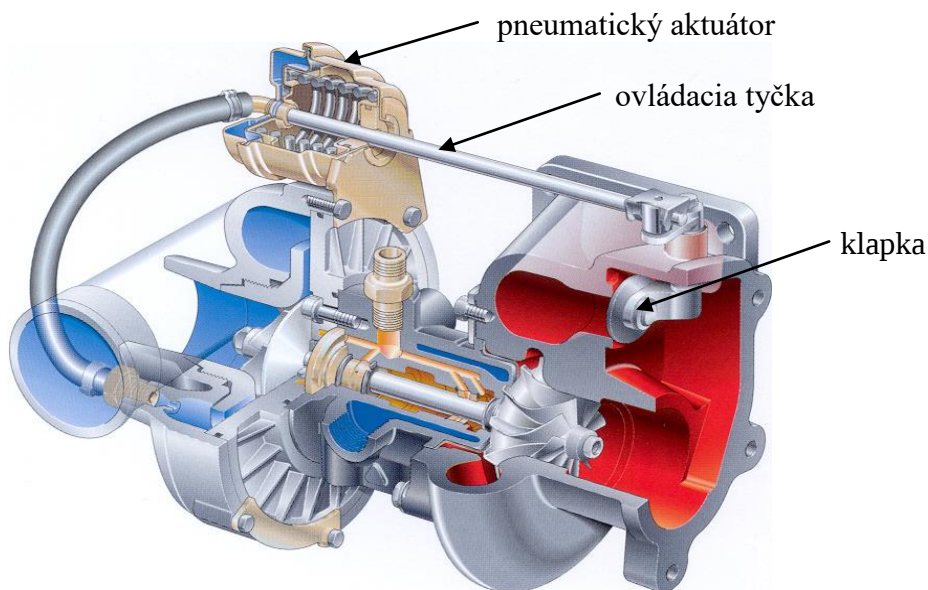
Obr. 3 Princíp činnosti turbodúchadla [22]

Plniaci tlak turbodúchadla je najčastejšie možné regulovať pomocou obtokového kanálu, tzv. wastegate, premennou geometriou lopatiek VNT a premennou šírkou statoru turbíny VGT. Dôvodom regulácie je nielen dosiahnuť požadovaný plniaci tlak, a tým maximalizovať výkon, ale aj upravovať rýchlosť a tlak výfukových plynov prichádzajúcich na turbínové kolo s cieľom udržať otáčky turbodúchadla v bezpečných hodnotách.

OBTOKOVÝ KANÁL – WASTEGATE

Regulácia plniaceho tlaku obtokovým kanálom wastegate patrí medzi stratové regulácie, pretože po dosiahnutí určitého plniaceho tlaku sa otvorí obtokový regulačný ventil a dochádza k prepúšťaniu výfukových plynov z časti pred turbínou do časti za turbínou, priamo do výfukového systému motora. Bez obtokového kanálu by boli všetky výfukové plyny vedené na turbínové kolo, ktoré by mohlo pri vysokých otáčkach motora prekročiť maximálnu povolenú rýchlosť otáčania a došlo by k poškodeniu celého turbodúchadla.

Obtokový kanál môže byť zabudovaný priamo v turbínovej skrini, alebo ako externý wastegate pre presnejšiu reguláciu. Ovládanie obtokového kanálu je pomocou pneumatického, či elektrického aktuátora, ktorý na základe hodnôt plniaceho tlaku tlačí na tyčku ovládajúcu otvorenie klapky. Výhodou obtokového kanálu je jeho jednoduchosť a nízka cena. Nevýhodou je práve stratová regulácia, ktorá má za následok zníženie účinnosti turbodúchadla.



Obr. 4 Interný wastegate [23]

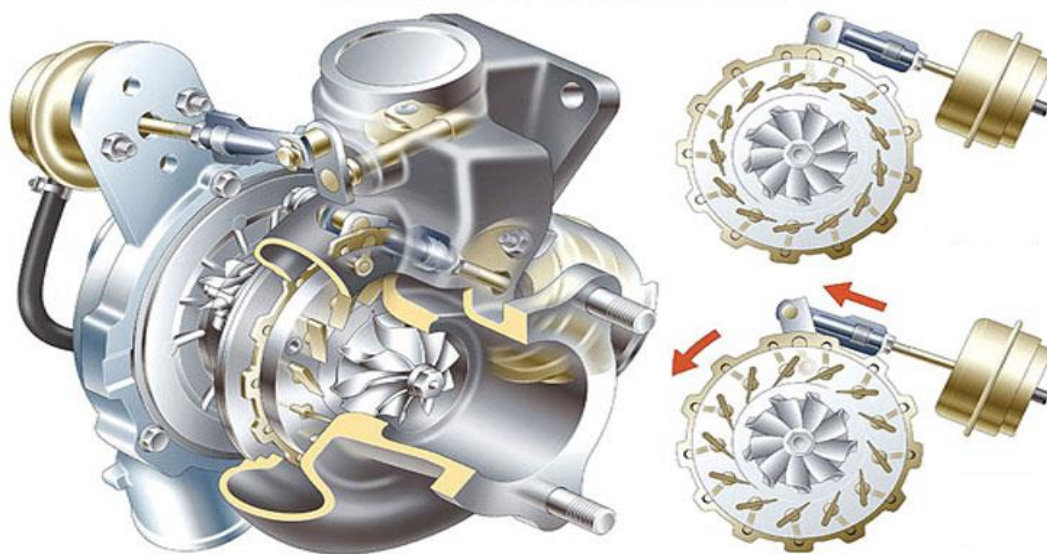
VARIABILNÁ GEOMETRIA LOPATIEK – VNT

Variabilná geometria lopatiek VNT (Variable Nozzle Turbine) umožňuje reguláciu plniaceho tlaku v celom rozsahu pracovných otáčok motora pomocou nastaviteľných rozvádzacích lopatiek rozmiestnených na otočnom rozvádzacom kole. Turbínou prúdi celý hmotnostný prietok výfukových plynov produkovaných motorom, mení sa len pootvorenie jednotlivých lopatiek. Na modelovanie preplňovaného motora je preto potrebné mať niekoľko máp pre rôzne natočenia mechanizmu. Táto regulácia využíva princíp rovnice kontinuity – konštantný hmotnostný prietok plynu prúdi potrubím tým rýchlejšie, čím má potrubie menší prierez.

Pri nízkych otáčkach motora, kedy sa požaduje dostatočný plniaci tlak sa rozvádzacie lopatky natočia tak, aby sa zmenšil prierez, ktorým prúdia výfukové plyny na lopatky turbíny, čím sa zvýši rýchlosť ich prúdenia. Vďaka tomu roztáčajú turbínové kolo do vyšších otáčok, a teda je možné dosiahnuť potrebný plniaci tlak a vysoký krútiaci moment v dolnom rozsahu otáčok motora. Výfukové plyny sú navyše usmerňované tak, aby na turbínové kolo prichádzali tangenciálne.

Pri vysokých otáčkach motora sa rozvádzacie lopatky natočia v zmysle zväčšenia prierezu pre výfukové plyny, ktoré začnú prúdiť pomalšie, ale dostatočne na zachovanie požadovaného plniaceho tlaku a točivého momentu.

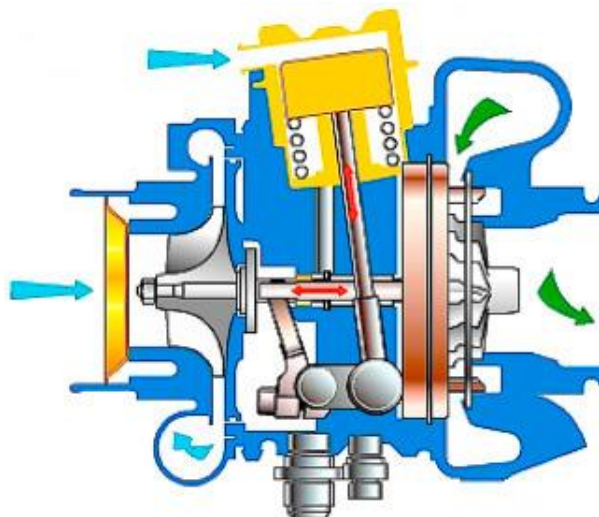
Výhodou VNT je bezstratová regulácia plniaceho tlaku, nevýhodou požiadavka na vyššiu presnosť výroby a utesnenie celého mechanizmu, s čím súvisí aj vyššia cena. Problémom širšieho využitia VNT je obmedzenie v podobe maximálnej teploty výfukových plynov. Z toho dôvodu sa tento spôsob regulácie využíva najmä u vznetových motorov, kedy je teplota na výfuku približne do 850 °C, zatiaľ čo u zážihových motorov sa môže pohybovať až do teploty 1000 °C, ktorej materiál nie je schopný odolávať. Tento problém možno vyriešiť zmenou materiálu, čo sa opäť prejaví na cene celého vozidla, alebo úpravou spaľovacieho cyklu na Millerov cyklus, vďaka ktorému sa teplota na výfuku významne zníži.



Obr. 5 VNT regulácia – vpravo hore – vysoký krútiaci moment v nízkych otáčkach;
vpravo dole – vysoký krútiaci moment vo vysokých otáčkach [24]

VARIABILNÁ ŠÍRKA STATORU TURBÍNY – VGT

Spôsob regulácie VGT (Variable Geometry Turbocharger) má taktiež rozvádzacie lopatky umiestnené po obvode kola, avšak sú s rozvádzacím kolom spojené neotočne, pričom rozvádzacie kolo je axiálne posuvné v priestore turbíny. Zmenou šírky statoru turbíny sa mení vstupná rýchlosť výfukových plynov na obežné kolo turbíny. Nepohyblivé rozvádzacie lopatky sú pootočené tak, aby vytvárali ideálny uhol nábehu výfukových plynov na nábežnú hranu lopatky turbínového kola, a tým zvýšili účinnosť turbíny v celom pracovnom rozsahu. Výhodou je plynulá bezstratová regulácia plniaceho tlaku. Nevýhodou je opäť vyššia presnosť výroby a cena.



Obr. 6 VGT regulácia – červené šípky znázorňujú pohyb akčných členov [25]

1.2.2 STABILITA PRACOVNEJ OBLASTI TURBODÚCHADLA

Pre správnu funkciu turbodúchadla, využívajúceho ktorýkoľvek spôsob vyššie spomenutej regulácie, je potrebné, aby sa pracovné body motora nachádzali v stabilnej pracovnej oblasti kompresora. Táto oblasť je vymedzená na kompresorovej mape zľava medzou pumpovania, sprava medzou zahltenia a zhora maximálnymi dovolenými otáčkami turbodúchadla.

Kompresorová mapa vyjadruje závislosť účinnosti kompresora na jeho pracovných podmienkach. Na osi x je vynesенý korigovaný hmotnostný prietok vzduchu, na osi y pomer totálnych tlakov za a pred kompresorom a v poli máp sú krivky konštantnej účinnosti a konštantných korigovaných otáčok kompresora. Korigované veličiny sú vzťahované ku štandardným fyzikálnym podmienkam a slúžia pre vyhodnotenie kompresorovej mapy pre rôzne okolité podmienky.

$$\dot{m}_{kor} = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_{01}/T_{ref}}}{p_{01}/p_{ref}} \quad (1.1)$$

$\dot{m}_{kor}$ – korigovaný hmotnostný prietok [kg/s]

$\dot{m}$ – hmotnostný prietok pracovnej látky [kg/s]

T_{01} – vstupná teplota [K]

T_{ref} – referenčná teplota [K] (podľa SAE: pre kompresor 298 K, pre turbínu 288 K)

p_{01} – vstupný tlak [Pa]

p_{ref} – referenčný tlak [Pa] (podľa SAE: pre kompresor 100 000 Pa, pre turbínu 101 325 Pa)

$$n_{kor} = n_{TC} \cdot \sqrt{T_{ref}/T_{01}} \quad (1.2)$$

n_{kor} – korigované otáčky [1/min]

n_{TC} – otáčky turbodúchadla [1/min]

MEDZA PUMPOVANIA – SURGE LIMIT

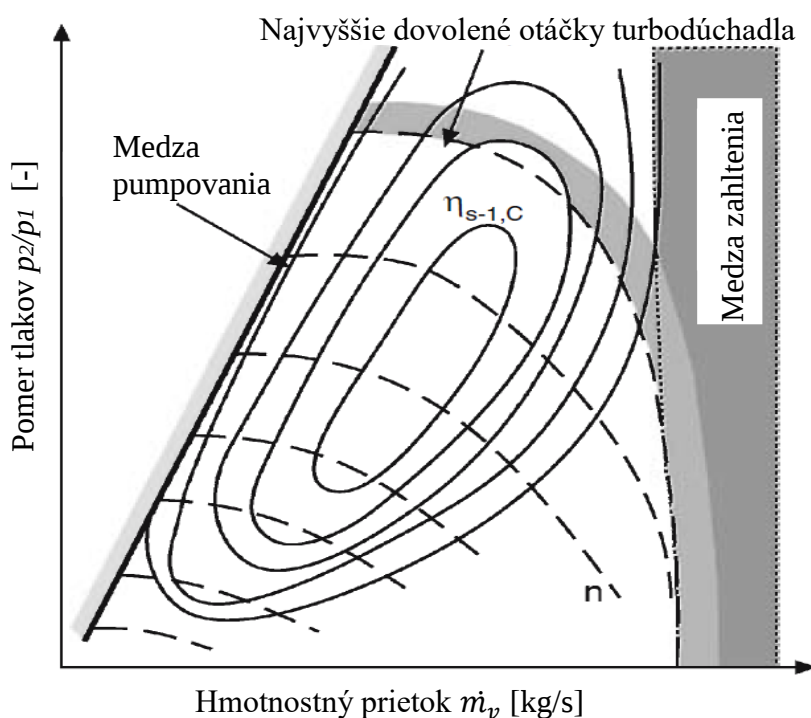
Medza pumpovania udáva minimálny hmotnostný prietok vzduchu, ktorý umožňuje stabilnú prevádzku kompresora pri určitom tlakovom pomere v ustálenom stave. Pri hmotnostnom prietoku pod medzou pumpovania (malé prietoky a vysoké tlakové pomery) dochádza k nestabilnej práci kompresora – pumpovaniu, pri ktorej vznikajú tlakové vlny spôsobujúce mechanické namáhanie kompresora, axiálnych ložísk turbodúchadla a nežiaduci hluk.

MEDZA ZAHLTENIA – CHOKE LIMIT

Medza zahltenia udáva maximálny hmotnostný prietok vzduchu kompresorom, v ktorej výrazne klesá tlakový pomer a účinnosť kompresora. K zahlteniu dochádza, keď vzduch v najužšom mieste vstupného hrdla kompresora dosiahne rýchlosť zvuku. Výsledkom je, že turbodúchadlo nedokáže vyvinúť žiadny plniaci tlak a vzduch prúdi kompresorom voľne, ale vysokou rýchlosťou. V tejto oblasti môže dôjsť aj k prekročeniu maximálnych otáčok turbodúchadla.

KRIVKA RÝCHLOSTI – SPEED LIMIT

Krivka rýchlosti predstavuje maximálne otáčky turbodúchadla, ktoré sú limitované najväčším dovoleným napätím vo vnútri kompresorového kola pri rotácii a únosnosťou ložísk.



Obr. 7 Kompresorová mapa s vyznačenými limitnými krivkami [3]

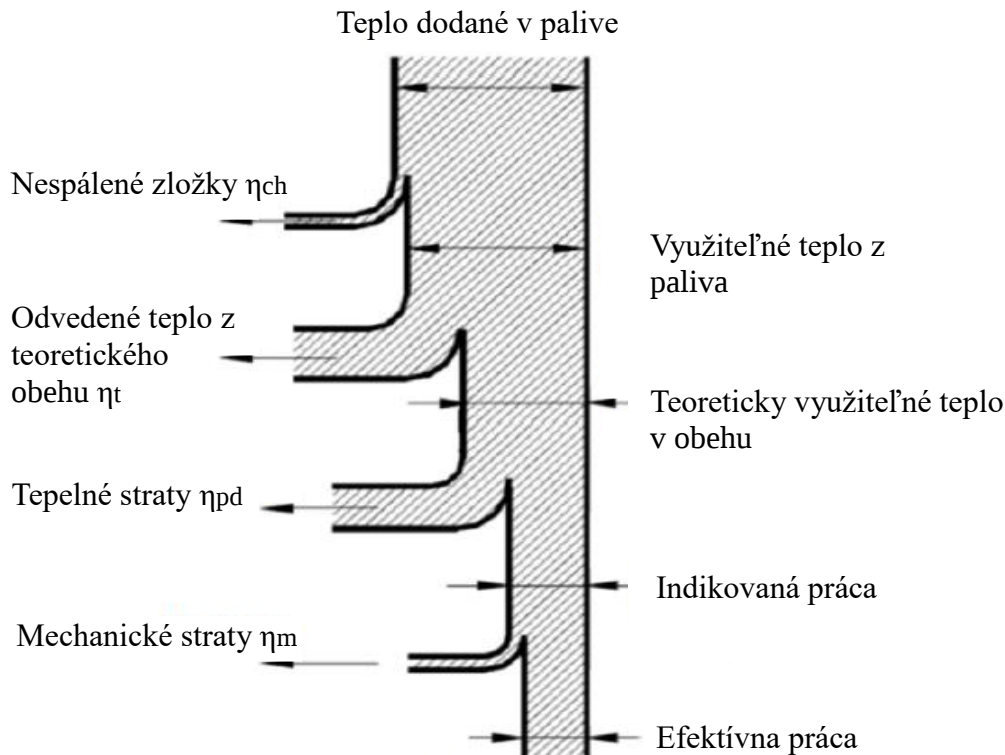
2 TRANSFORMÁCIA ENERGIE A ÚČINNOSŤ SPALOVACIEHO MOTORA

Pri prevoze spalovacieho motora sa mení chemická energia uložená v palive na mechanickú prácu, ktorú odoberáme z kľukového hriadeľa vo forme krútiaceho momentu. Tento dej, ako všetky reálne deje v prírode, je spojený s určitou stratou, nevyhnutnou na fungovanie celého mechanizmu. Transformáciu energií v jednotlivých krokoch popisujú účinnosti, na základe ktorých je možné vyhodnotiť dané premeny energií.

2.1 TRANSFORMÁCIA ENERGIE

Primárnym nosičom energie v spalovacom motore je palivo, ktoré v sebe nesie chemickú energiu vo forme výhrevnosti. Táto energia sa pri spaľovaní mení na tepelnú energiu potrebnú na realizáciu pracovného obehu a následne na mechanickú prácu na kľukovom hriadeľi prenášanú pomocou piestu a ojnice.

Transformácia energie nikdy neprebehne na 100 %, vznikajú straty, ktoré sa snažíme čo najviac znižovať. Niektoré tieto straty sú však nutné na prevoz spalovacieho motora – konkrétne odvod výfukových plynov na uzavretie pracovného obehu, či odvod tepla chladením. Premena energie sa mení napríklad so zmenou zaťaženia, otáčkami motora, zložením zmesi. Celková transformácia chemickej energie paliva na efektívnu prácu na hriadeľi je znázornená na obrázku 8.



Obr. 8 Transformácia energie spalovacieho motora [13]

2.2 ÚČINNOSŤ SPALOVACIEHO MOTORA

Účinnosť popisuje vlastnosti spaľovacieho motora. Je to pomer energie, ktorú motor využije voči energii, ktorú dostane. Určujeme chemickú účinnosť, tepelnú účinnosť, stupeň plnosti diagramu, indikovanú účinnosť, mechanickú účinnosť, celkovú účinnosť a plniacu, resp. objemovú účinnosť. Okrem týchto účinností sa u motora popisujú ešte účinnosti spojené s prevodom krútiaceho momentu z kľukového hriadeľa až na kolesá. Tie však nehodnotia vlastnosti samotného motora, a preto tu nie sú viac rozoberané.

2.2.1 CHEMICKÁ ÚČINNOSŤ

Chemická účinnosť (nazývaná aj ako účinnosť horenia, spaľovania) udáva stupeň dokonalosti spálenia paliva. Je to pomer dodaného tepla do ideálneho obehu a tepla obsiahnutého v palive. Pohybuje sa v rozmedzí $\eta_{ch} = 0,70 \div 0,99$. [13]

$$\eta_{ch} = \frac{Q_D}{Q_p} \quad (2.1)$$

η_{ch} – chemická účinnosť [-]

Q_D – dodané teplo do ideálneho obehu [J/kg]

Q_p – teplo v palive [J/kg]

2.2.2 TEPELNÁ ÚČINNOSŤ

Tepelná účinnosť (nazývaná aj ako termická, termodynamická) udáva pomer medzi teoretickou prácou ideálneho obehu a dodaného tepla do ideálneho obehu. Pohybuje sa v rozmedzí $\eta_t = 0,57 \div 0,68$. [13]

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_D} \quad (2.2)$$

η_t – tepelná účinnosť ideálneho obehu [-]

W_t – teoretická práca ideálneho obehu [J/kg]

Teoretickú prácu ideálneho obehu možno vyjadriť ako rozdiel medzi teplom do obehu dodaným a z obehu odvedeným. Tepelnú účinnosť možno zapísať aj v tvare:

$$\eta_t = \frac{Q_D - |Q_O|}{Q_D} = 1 - \frac{|Q_O|}{Q_D} \quad (2.3)$$

Q_O – odvedené teplo z ideálneho obehu [J/kg]

2.2.3 STUPEŇ PLNOSTI DIAGRAMU

Stupeň plnosti diagramu udáva pomer medzi prácou reálneho indikovaného a ideálneho teoretického obehu motora. Je to pomer plôch indikovaného diagramu získaného pomocou

merania tlaku vo valci a p-V diagramu teoretického obehu. Rozdiely možno pozorovať najmä v oblasti horenia a výmeny náplne valca. Pohybuje sa v rozmedzí $\eta_{pd} = 0,60 \div 0,80$. [13]

$$\eta_{pd} = \frac{W_i}{W_t} \quad (2.4)$$

η_{pd} – stupeň plnosti diagramu [-]

W_i – indikovaná práca reálneho obehu [J/kg]

2.2.4 INDIKOVANÁ ÚČINNOSŤ

Indikovaná účinnosť je súčinom účinnosti chemickej, tepelnej a stupňa plnosti diagramu. Pohybuje sa v rozmedzí $\eta_i = 0,25 \div 0,40$. [13]

$$\eta_i = \eta_{ch} \cdot \eta_t \cdot \eta_{pd} \quad (2.5)$$

η_i – indikovaná účinnosť [-]

Indikovanú účinnosť je možné vyjadriť aj pomocou výhrevnosti paliva a mernej indikovanej spotreby paliva, resp. hmotnostnej časovej spotreby paliva pre indikovaný výkon.

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_p \cdot H_u} = \frac{1}{m_{pi} \cdot H_u} \cdot 3,6 \cdot 10^9 \quad (2.6)$$

P_i – indikovaný výkon [W]

$\dot{m}_p$ – hmotnostná časová spotreba paliva [kg/s]

H_u – výhrevnosť paliva [J/kg]

m_{pi} – merná indikovaná spotreba paliva [g/(kW·h)]

Indikovaný výkon možno zistiť indikáciou – meraním tlaku vo valci a dosadením do rovnice:

$$P_i = \frac{V_z \cdot p_i \cdot n \cdot i}{2 \cdot 60} \quad (2.7)$$

V_z – zdvihový objem valca [m³]

p_i – stredný indikovaný tlak [Pa]

n – otáčky motora [1/min]

i – počet valcov [-]

2.2.5 MECHANICKÁ ÚČINNOSŤ

Mechanická účinnosť udáva pomer medzi efektívnou a indikovanou prácou reálneho obehu. Pohybuje sa v rozmedzí $\eta_m = 0,80 \div 0,95$. [13]

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (2.8)$$

η_m – mechanická účinnosť [-]

W_e – efektívna práca reálneho obehu [J/kg]

Efektívnu prácu, resp. efektívny výkon odoberáme z kľukového hriadeľa vo forme krútiaceho momentu.

$$P_e = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \quad (2.9)$$

P_e – efektívny výkon [W]

M_k – krútiaci moment [Nm]

Rozdiel medzi indikovanou a mechanickou prácou je stratová práca, resp. stratový výkon.

$$P_z = P_i - P_e \quad (2.10)$$

P_z – stratový výkon [W]

2.2.6 CELKOVÁ ÚČINNOSŤ

Celková účinnosť (nazývaná aj ako efektívna) zahŕňa všetky straty motora. Je súčinom indikovanej a mechanickej účinnosti. Pohybuje sa v rozmedzí $\eta_c = 0,22 \div 0,50$. [13]

$$\eta_c = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.11)$$

$$\eta_c = \eta_{ch} \cdot \eta_t \cdot \eta_{pd} \cdot \eta_m \quad (2.12)$$

η_c – celková účinnosť [-]

Vyjadruje pomer medzi efektívnou prácou a teplom privedeným v palive.

$$\eta_c = \frac{W_e}{Q_p} \quad (2.13)$$

Možno ju vyjadriť vzťahom:

$$\eta_c = \frac{P_e}{\dot{m}_p \cdot H_u} = \frac{1}{m_{pe} \cdot H_u} \cdot 3,6 \cdot 10^9 \quad (2.14)$$

m_{pe} – merná efektívna spotreba paliva [g/(kW·h)]

Merná efektívna spotreba paliva je ukazovateľom celkovej účinnosti. Udáva množstvo paliva v gramoch potrebné na vykonanie práce o veľkosti 1 kW·h, resp. časový prietok paliva na jednotku výkonu.

$$m_{pe} = \frac{\dot{m}_p}{P_e} \quad (2.15)$$

SÚČINITEĽ PREBYTKU VZDUCHU – LAMBDA

Na celkovú účinnosť motora, a tým i mernú efektívnu spotrebu paliva a výkon má významný vplyv súčiniteľ prebytku vzduchu, ktorý sa vypočíta ako pomer hmotnostného prietoku vzduchu a súčinu teoretického zmiešavacieho pomeru paliva so vzduchom a hmotnostnej časovej spotreby paliva, resp. pomer hmotnosti vzduchu privedeného a teoreticky potrebného (14,7 kg).

$$\lambda = \frac{\dot{m}_v}{L_t \cdot \dot{m}_p} \quad (2.16)$$

$$\lambda = \frac{m_{priv}}{m_{teor}} \quad (2.17)$$

λ – súčiniteľ prebytku vzduchu [-]

$\dot{m}_v$ – hmotnostný časový prietok vzduchu [kg/s]

L_t – teoretický zmiešavací pomer paliva a vzduchu [-]

m_{priv} – hmotnosť privedeného vzduchu [kg]

m_{teor} – hmotnosť teoreticky potrebného vzduchu [kg]

2.2.7 PLNIAKA ÚČINNOSŤ

Plniaca účinnosť sa nezapočítava do celkovej účinnosti motora, ale slúži na vyhodnotenie litrového výkonu motora – popisuje účinnosť pri výmene náplne valca. Je to pomer medzi skutočným množstvom vzduchu alebo zmesi vo valci v okamihu uzavretia sacích ventilov a teoretickej hmotnosti náplne, ktorá by vyplnila zdvihový objem valca za podmienok v sacom potrubí.

$$\eta_{pl} = \frac{m_z}{V_z \cdot \rho_{vz}} \quad (2.18)$$

η_{pl} – plniaca účinnosť [-]

m_z – hmotnosť čerstvej náplne vo valci [kg]

ρ_{vz} – hustota plniaceho vzduchu pri danej teplote a tlaku [kg/m³]

2.2.8 OBJEMOVÁ ÚČINNOSŤ

Veličiny plniacej účinnosti sú horšie merateľné, a preto sa na vyhodnotenie množstva náplne valca využíva objemová (volumetrická) účinnosť. Vyjadruje pomer medzi objemom čerstvej náplne, ktorá prejde sacím traktom a teoretickým množstvom čerstvej náplne, ktorá zodpovedá zdvihovému objemu valca.

$$\eta_v = \frac{V_s}{V_z} \quad (2.19)$$

η_v – objemová účinnosť [-]

V_s – skutočný objem náplne [m³]

3 PRACOVNÉ CYKLY ŠTVORDOBÉHO SPAĽOVACIEHO MOTORA

Pracovný proces motora je charakterizovaný jeho pracovným cyklom, na základe ktorého je možné vyhodnotiť dôležité veličiny (teplota, tlak, objem a i.) v jednotlivých pracovných bodoch. Tepelný pracovný cyklus (obeh) je niekoľko po sebe idúcich dejov, pričom po ich vykonaní sa v ideálnom prípade sústava vráti do pôvodného stavu. Pracovný cyklus 4-dobého spaľovacieho motora je dejom priamym, pretože cyklus slúži na získavanie práce (práca cyklu je kladná) a v p-V diagrame prebieha v smere hodinových ručičiek. Rozlišujeme pracovné cykly reálne a ideálne.

3.1 REÁLNE CYKLY

Reálny cyklus motora predstavuje skutočný pracovný cyklus, ktorý motor počas prevozu vykonáva. Zahŕňa vplyv mechanických i tlakových strát, vzájomnú výmenu tepla medzi náplňou a stenami valca a piestu, či zložitý prívod tepla do obehu. Zisťuje sa meraním tlaku vo valci – indikáciou, na základe ktorej sa vytvorí indikátorový diagram.

3.2 IDEÁLNE CYKLY

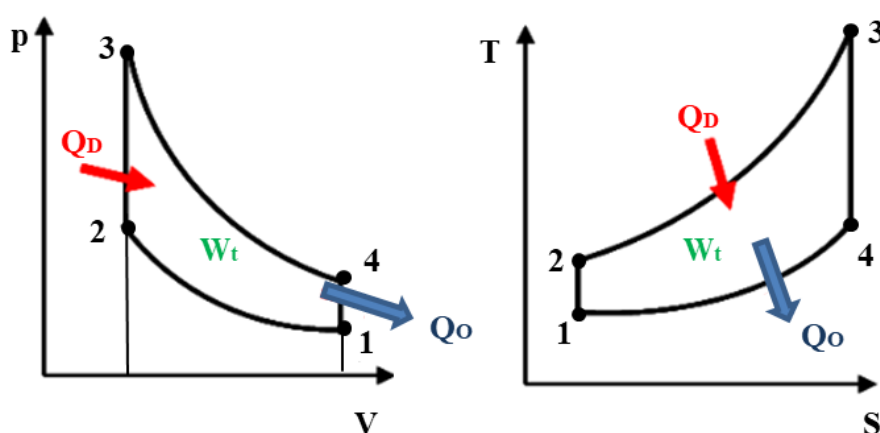
Ideálne cykly slúžia na popis teoretického pracovného obehu motora, ktorým sa reálne cykly snažia priblížiť. Aby bolo možné ich využiť pre spaľovacie motory, je nutné zaviesť zjednodušujúce predpoklady:

- cyklus prebieha s ideálnym plynom, fyzikálne vlastnosti nezávisia na teplote (c_p , c_v = konštanta)
- sústava je uzavretá – množstvo a zloženie plynov sa v sústave nemení
- horenie je nahradené prívodom tepla Q_D z okolia
- výfuk je nahradený odvodom tepla Q_O do okolia
- jednotlivé termodynamické deje sú vratné
- neuvažuje sa trenie, ani výmena tepla náplne so stenami spaľovacieho priestoru

Medzi ideálne cykly spaľovacích motorov patrí Carnotov, Ottov, Dieslov, Sabatov, Atkinsonov a Millerov cyklus. V nasledujúcich podkapitolách budú popísané len tie cykly, ktoré súvisia s témou práce.

3.2.1 OTTOV CYKLUS

Ottov cyklus slúži na popis ideálneho cyklu zážihového motora. Je charakteristický izochorickým prívodom aj odvodom tepla s adiabatickou kompresiou i expanziou.



Obr. 9 Ottov cyklus [26]

Tepelná účinnosť Ottovho cyklu [14]:

$$\eta_{to} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (3.1)$$

η_{to} – tepelná účinnosť Ottovho cyklu [-]

ε – geometrický kompresný pomer [-]

κ – Poissonova konštanta [-]

Kompresný pomer ε vyjadruje podiel maximálneho a minimálneho objemu valca.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (3.2)$$

V_1 – objem valca v dolnej úvrati [m^3]

V_2 – objem valca v hornej úvrati (kompresný objem) [m^3]

Poissonova konštanta κ vyjadruje pomer mernej tepelnej kapacity pri konštantnom tlaku a mernej tepelnej kapacity pri konštantnom objeme.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.3)$$

c_p – merná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

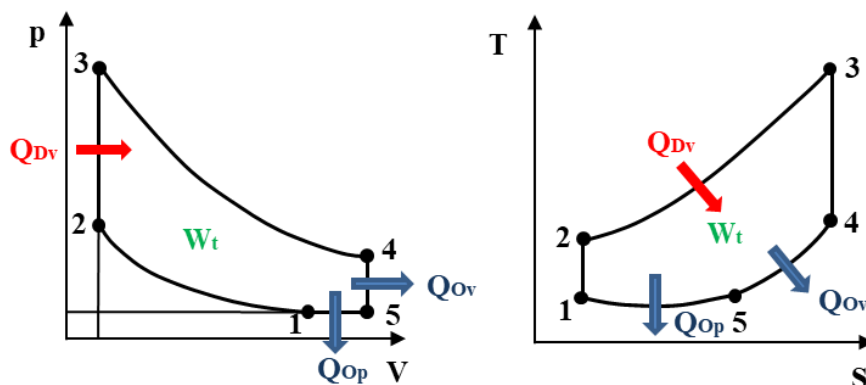
c_v – merná tepelná kapacita pri konštantnom objeme [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

Hodnoty Poissonovej konštanty [15]:

- 1-atómové plyny: $\kappa = 1,67$
- 2-atómové plyny: $\kappa = 1,41$
- 3-atómové plyny: $\kappa = 1,30$

3.2.2 ATKINSONOV CYKLUS

Pre Atkinsonov cyklus je charakteristická predĺžená expanzia. Popisuje nepreplňovaný motor. V pôvodnom Atkinsonovom mechanizme prebieha expanzia až na úroveň atmosférického tlaku, čo je však z hľadiska veľkého zdvihového objemu a malého prírastku práce neefektívne. [2, 14]



Obr. 10 Atkinsonov cyklus [27]

Atkinsonov pomer A vyjadruje pomer maximálneho objemu valca V_5 a objemu valca na začiatku kompresie pri uzavretí sacích ventilov V_1 . Je to stupeň predĺženia expanzie – vyjadruje koľkokrát je expanzný pomer väčší než skutočný kompresný pomer.

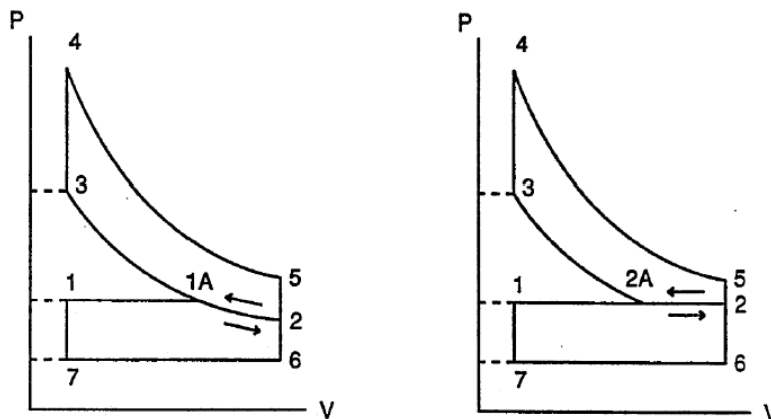
$$A = \frac{V_5}{V_1} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_A} \quad (3.4)$$

Efektívny (skutočný) kompresný pomer ε_A vyjadruje podiel objemu valca na začiatku kompresie pri uzavretí sacích ventilov V_1 a objemu valca na konci kompresie V_2 .

$$\varepsilon_A = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\varepsilon}{A} \quad (3.5)$$

3.2.3 MILLEROV CYKLUS

Pre Millerov cyklus je taktiež charakteristická predĺžená expanzia, avšak popisuje motory preplňované. [14]



Obr. 11 Millerov cyklus – vľavo – skoršie uzavretie sacích ventilov, vpravo – neskoršie uzavretie sacích ventilov [28]

4 MILLEROV CYKLUS

Millerov cyklus predstavuje súčasný trend, v ktorom pracujú novo vyvíjané preplňované spaľovacie motory. Ide o cyklus, ktorý je oproti klasickému cyklu účinnejší – jeho hlavnou podstatou je, že efektívna expanzia je dlhšia než efektívna kompresia. Z toho priamo plynie jeho výhoda – vďaka kratšej efektívnej kompresii je teplota na konci kompresie nižšia, čo vykazuje vyššiu odolnosť voči detonáciám, a teda je možné skôr zapáliť zmes. Výsledkom väčšieho predstihu je väčšia plocha p-V diagramu a nižšia teplota na výfuku. Navyše je vďaka nižšej teplote na konci kompresie možné použiť vyšší geometrický kompresný pomer, vďaka ktorému sa expanziou spalín získa viac efektívnej práce. Tým sa dosiahne väčšia plocha p-V diagramu a súčasne nižšie teploty a tlaky výfukových plynov – vyššia termická účinnosť. Vďaka tomu je možné dosiahnuť zníženie spotreby paliva a emisií s minimálnym znížením výkonových parametrov, čo je hlavným cieľom pri návrhu každého motora. [2, 3, 17]

Millerov cyklus sa vďaka nižšej teplote na konci kompresie využíva u vznetrových motorov na zníženie emisií NO_x vo vysokých zaťaženiach, u zážihových motorov na zníženie plniacich strát pri čiastočnom zaťažení a zvýšenie predstihu zážihu. [17]

4.1 LIMITY MILLERIZÁCIE

Na termickú účinnosť, mernú efektívnu spotrebu paliva a výkon významne vplýva súčiniteľ prebytku vzduchu λ (platí pre zážihové motory, vznetrové pracujú vždy s prebytkom vzduchu):

- $\lambda < 1$ (bohatá zmes): spôsobuje vyššiu časovú spotrebu paliva, ale umožňuje dosiahnuť vyšší výkon. Vďaka väčšiemu množstvu paliva sa navyše zníži teplota vo valci (výparné teplo), a tým možno zväčšiť predstih zážihu. Výsledkom je znížená teplota výfukových plynov a väčšia termická účinnosť. Účinnosť horenia však klesá, pretože na spálenie väčšieho množstva paliva je nedostatok vzduchu. Nakoľko účinnosť horenia klesá rýchlejšie, než termická účinnosť rastie, celková účinnosť motora klesá. Dôsledkom spaľovania bohatej zmesi je kvôli nedostatku vzduchu zvýšená produkcia CO, HC a taktiež zhoršená funkcia 3-cestného katalyzátora. [16]
- $\lambda = 1$ (stechiometrická zmes): pre daný výkon je časová, resp. merná efektívna spotreba paliva nižšia oproti bohatej zmesi. Teplota vo valci je kvôli menšiemu množstvu paliva vyššia, preto sa musí predstih zážihu znížiť. Tým narastá teplota vo výfuku a výsledkom je nižšia termická účinnosť. Naopak vďaka menšej m_{pe} je celková účinnosť motora vyššia, rovnako aj účinnosť horenia je vďaka väčšiemu množstvu vzduchu vyššia. Táto hodnota λ je ideálna pre správnu funkciu 3-cestného katalyzátora a vykazuje najmenšiu produkciu emisií CO.
- $\lambda > 1$ (chudobná zmes): časová, resp. merná efektívna spotreba paliva je pre konštantný výkon najmenšia v porovnaní s predchádzajúcimi dvoma prípadmi. V porovnaní so stochiometrickou zmesou je teplota na konci kompresie veľmi podobná, a preto nemožno zvyšovať predstih zážihu. Termická účinnosť je však nevýrazne väčšia v dôsledku menšieho prestupu tepla do stien, a taktiež účinnosť horenia mierne rastie. Celková účinnosť je teda zanedbateľne vyššia než u stochiometrickej zmesi. I keď táto hodnota λ umožní dosiahnuť zníženie spotreby paliva, pre zážihové motory je nevhodná kvôli emisiám NO_x a zhoršenej funkcii 3-cestného katalyzátora (zníženie efektivity redukcie NO_x). S touto hodnotou λ však pracujú vznetrové motory. [16]

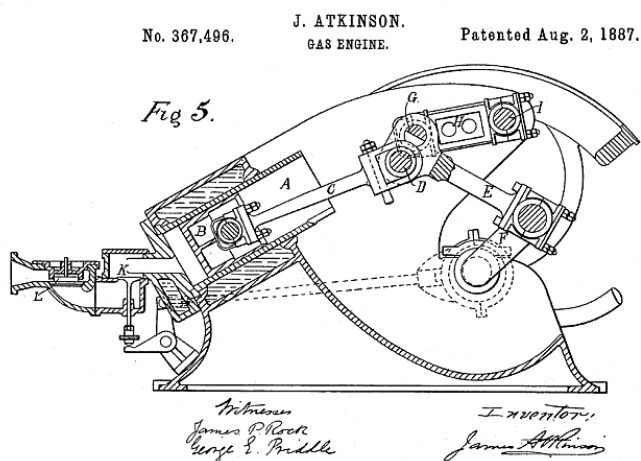
Na zníženie spotreby paliva je potrebné odstrániť obohatenie, a preto požadujeme, aby motor pracoval s $\lambda = 1$, ktorá je navyše vhodná pre správnu funkciu 3-cestného katalyzátora. Tým by sa síce dosiahlo zníženie spotreby paliva, ale predstih zážihu by sa musel kvôli vyššej teplote oneskoriť, a výsledkom by bola menšia termická účinnosť. Z toho dôvodu sa zmení súčasný pracovný cyklus motora na Millerov cyklus, vďaka ktorému je možné zabezpečiť rovnaký výkon a súčasne zvýšiť predstih zážihu vďaka nižšej teplote vo valci počas kompresného zdvihu. To má za následok nižšiu teplotu výfukových plynov – vyššiu termickú účinnosť.

Na termickú účinnosť Millerovho cyklu má vplyv taktiež geometrický kompresný pomer ε . Jeho hodnotu je možné zvyšovať vďaka nižšej teplote na konci kompresie. Maximálna hodnota kompresného pomeru je daná objemom, ktorému prislúcha expanzia na atmosférický tlak. V praxi je však expanzia na atmosférický tlak bezvýznamná, nakoľko je v tejto koncovej časti expanznej krivky integrál – prírastok práce – minimálny.

Termickú účinnosť Millerovho cyklu ovplyvňuje súčasne aj Atkinsonov pomer A – s rastúcim Atkinsonovým pomerom rastie plocha p-V diagramu a teda termická účinnosť. Jeho minimálna hodnota je $A = 1$ (klasický cyklus bez predĺženej expanzie), maximálna hodnota nie je presne daná, avšak s rastúcim A sa termická účinnosť pre daný kompresný pomer ε blíži k asymptote, preto sa jeho hodnota volí na základe citlivostnej analýzy, kde limitom je chemická účinnosť – stabilita spaľovania a pre neskoršie zavretie sacích ventilov aj tlakové straty spôsobené škrtením pri prechode sacími ventilmi. [16]

4.2 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIA MILLERIZÁCIE

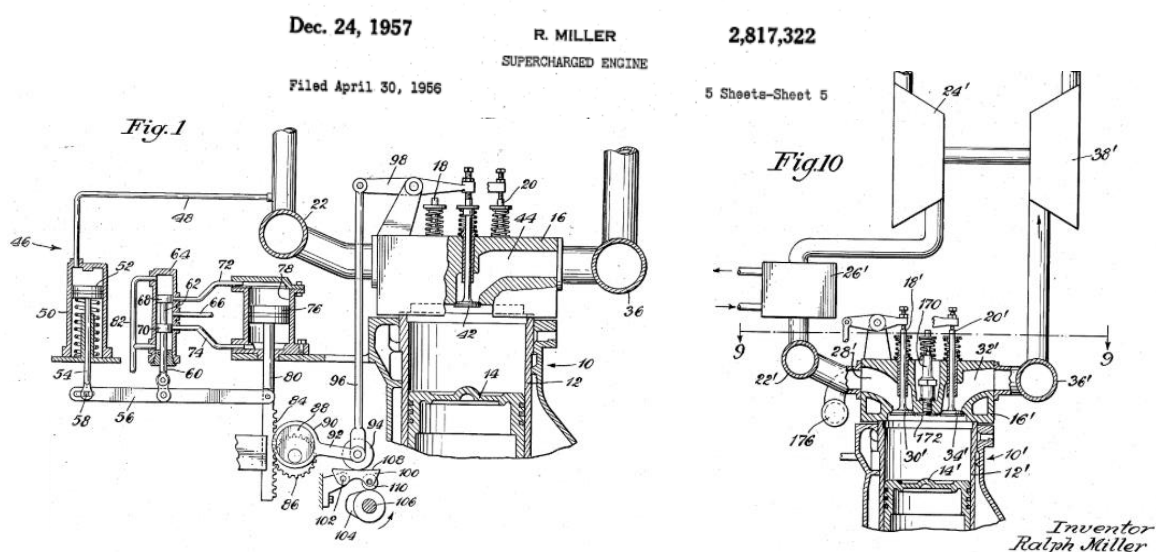
Millerov cyklus – predĺženú expanziu – je v praxi možné doceliť niekoľkými spôsobmi. Historicky prvým mechanizmom bol Atkinsonov kľukový mechanizmus (James Atkinson, patent v roku 1887), ktorý na základe dodatočnej ojnice menil kompresný a expanzný zdvih piestu. Toto prevedenie navyše umožňovalo všetky štyri pracovné zdvihy piestu počas jednej otáčky kľukového hriadeľa, čo bolo Atkinsonovým prvotným zámerom. Zvýšená účinnosť už len prispela k zlepšeniu jeho vynálezu. Tento mechanizmus je však pre sériovú výrobu nevhodný kvôli zástavbovým priestorom pomocnej ojnice, celkovej konštrukčnej zložitosti, a teda aj vysokej cene. [29]



Obr. 12 Atkinsonov kľukový mechanizmus [29]

Ďalšou možnosťou ako dosiahnuť predĺženú expanziu je pomocou variabilného kompresného pomeru. Na tomto princípe sa podieľajú niekoľké automobilky, avšak mechanizmy stále nie sú v sériovej výrobe, nakoľko sú zložité a vyžadujú mnohé prípojné agregáty, čím narastá hmotnosť a cena celej zostavy. [30]

Poslednou možnosťou je zmena zatvárania sacích ventilov. Tento princíp využil Ralph Miller, ktorý v roku 1957 patentoval mechanizmus, pomocou ktorého zabezpečil neskoršie zatváranie sacieho ventilu. Táto aplikácia bola prevedená na motore s turbodúchadlom, ktoré kompenzovalo stratu výkonu pri spätnom vytlačovaní zmesi so sacieho potrubia pri neskoršom uzatváraní ventilov. Millerovým hlavným cieľom bolo znížiť teplotu na konci kompresie v závislosti na zaťažení motora. [17, 18]



Obr. 13 Millerov mechanizmus [18]

Rozdiel medzi Millerovým a Atkinsonovým cyklom je nie vždy jasne daný. V niektorej literatúre či u samotných výrobcov automobilov sa za Millerov cyklus pokladá obeh, kedy sú sacie ventily zatváranie skoršie (výrazne pred dolnou úvraťou), a v Atkinsonovom cykle neskoršie (výrazne za dolnou úvraťou). V iných zdrojoch sú motory s Millerovým cyklom preplňované, s Atkinsonovým cyklom atmosférické a v oboch prípadoch môžu byť sacie ventily zatvárané skôr alebo neskôr. V tejto práci je uvažovaná druhá varianta. [2, 17]

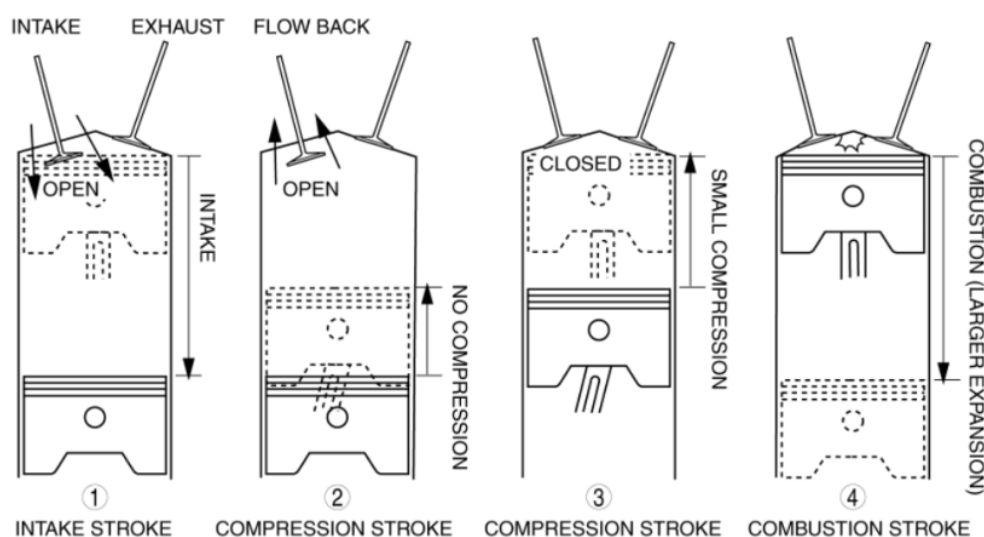
V súčasnej dobe sa zmena zatvárania sacích ventilov dosahuje pomocou úpravy časovania ventilov na základe variabilného ventilového rozvodu, úpravou profilu vačky, alebo kombináciou oboch možností. Je to najvhodnejšie a súčasne najmenej komplikované konštrukčné riešenie pre modifikáciu existujúceho motora, či návrhu nového motora na dosiahnutie Millerovho cyklu. Podmienkou je vybavenie motora variabilným ventilovým mechanizmom a vhodne zvoleným turbodúchadlom, ktoré umožňuje dodávať dostatočné množstvo vzduchu do valca a súčasne nevytvárať tak veľký protitlak vo výfukovom systéme.

Ako bolo spomenuté vyššie, sacie ventily môžu byť zatvárané skôr alebo neskôr. Skoršie zatváranie sacích ventilov je označované EIVC (Early Intake Valve Closing), neskoršie zatváranie sacích ventilov LIVC (Late Intake Valve Closing). Hlavným cieľom je zníženie teploty na konci kompresie. Navyše je vďaka týmto dvom mechanizmom možné pri nižšom

zaťaženie viac pootvoriť škrtiacu klapku, prípadne ju úplne vynechať, a tým znížiť straty vznikajúce turbulentným prúdením vzduchu. [17]

Pre EIVC sú počas sacieho zdvihu sacie ventily otvorené pomerne krátko, zatvárajú sa výrazne skôr pred dolnou úvraťou. Tak sa do valca už viac zmesi nenasáva a počas zvyšného sacieho zdvihu dochádza k expanzii čerstvého vzduchu a jeho teplota klesá. Preto sa tento proces označuje aj ako proces s vnútorným chladením. V druhej fáze, pri kompresnom zdvihu dochádza ku efektívnemu stlačovaniu menšieho množstva zmesi a s nižšou počiatočnou teplotou až za dolnou úvraťou. Nasleduje expanzia, ktorá je významne dlhšia. Skoršie uzavretie sacích ventilov vyžaduje zníženie ich maximálneho zdvihu tak, aby nedošlo k prekročeniu maximálneho dovoleného zrýchlenia. Nižší zdvih ventilu spôsobuje škrtenie nasávanej zmesi, vďaka čomu sa dosiahne väčšej rýchlosti prúdenia a lepšiemu rozvíreniu zmesi vo valci a následne lepšieho priebehu horenia. [3, 17]

Pre LIVC je v prvej fáze počas sacieho zdvihu sací ventil otvorený. V druhej fáze počas kompresného zdvihu je sací ventil stále otvorený – nedochádza k stlačovaniu zmesi, ale jej výtlaku do sacieho potrubia. Sací ventil sa zavrie výrazne až za dolnou úvraťou, čo spôsobí zmenšenie dĺžky efektívnej kompresie a taktiež zníženie teploty a tlaku na konci kompresie. Následne je priebeh expanzie výrazne dlhší oproti kompresii, a efektívna práca v p-V diagrame väčšia. Výhodou neskoršieho zatvárania sacích ventilov je viac času na naplnenie valca čerstvou zmesou. Zmes však prúdi pomalšie a jej rozvírenie vo valci je menšie. Navyše sa pri vytlačovaní zmesi do sacieho potrubia pri kompresii znižuje výkon, ktorý je potrebné kompenzovať turbodúchadlom. [19]

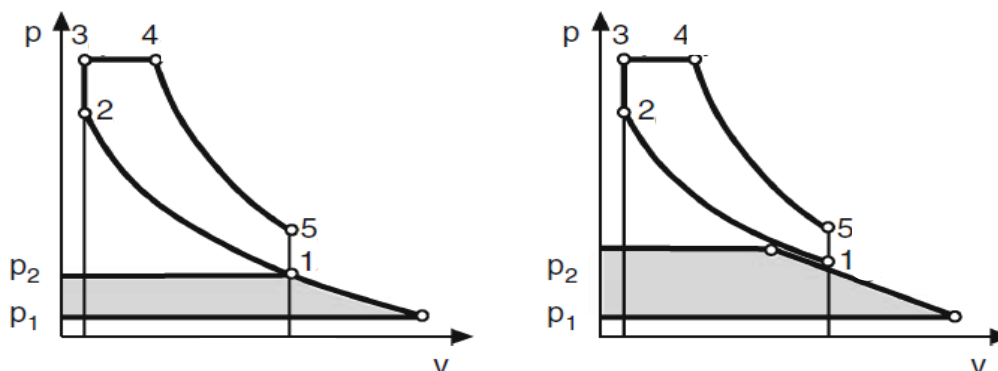


Obr. 14 Neskoršie zatváranie sacích ventilov LIVC [19]

4.3 VPLYV TURBODÚCHADLA PRI MILLERIZÁCII

Turbodúchadlo zohráva pri aplikácii Millerovho cyklu podstatnú úlohu. Pri skoršom zatváraní sacieho ventilu, kedy je menej času na naplnenie valca, alebo pri neskoršom zatváraní sacieho ventilu, kedy je časť vzduchu tlačaná späť do sacieho potrubia, je potrebné zvýšiť plniaci tlak tak, aby vyrovnal potenciálnu stratu výkonu. Túto skutočnosť je možné vidieť na obrázku 15,

kde naftový motor pracujúci v Millerovom cykle vyžaduje väčší plniaci tlak p_2 na dosiahnutie rovnakého spaľovacieho tlaku p_3 , p_4 ako motor pracujúci v klasickom cykle. [3]



Obr. 15 Rozdiel plniaceho tlaku turbodúchadla p_2 v závislosti na pracovnom obehu – vľavo preplňovaný naftový motor pracujúci v klasickom cykle, vpravo v Millerovom cykle [3]

V dôsledku väčšieho plniaceho tlaku p_2 v Millerovom cykle, je potrebné intenzívnejšie chladenie stlačeného vzduchu v medzichladiči. Vďaka tomu je teplota na začiatku kompresie nižšia a nižšou zostáva aj počas celého cyklu kvôli kratšej kompresii v porovnaní s klasickým cyklom. [3]

4.4 VYUŽITIE MILLEROVHO CYKLU V SÚČASNÝCH AUTOMOBILOCH

Výhody predĺženej expanzie sa snažili využiť automobilky už od 90. rokov minulého storočia. Typickým príkladom bola Mazda 2,3 l KJ-ZEM, ktorá v roku 1993 uviedla na trh benzínový motor pracujúci v Millerovom cykle. V tomto období sa Millerov cyklus využíval aj pre vznietové motory na zníženie emisií NO_x , a to najmä v lodnej doprave. Súčasným predstaviteľom pracujúcim v tomto cykle je napríklad Volkswagen 1,5 l TSI-evo (EA211) využívajúci EIVC. [3, 17, 19]

Atkinsonov cyklus, konkrétne LIVC sa vo väčšine prípadov využíva v kombinácii s hybridným pohonom, ktorý kompenzuje znížený výkon v nižších otáčkach. Príkladom je Toyota s modelom Prius 1,5 l, ktorá kombinuje výhody elektromotora a benzínového spaľovacieho motora s neskorším uzavretím sacích ventilov. Naproti tomu Mazda predstavila benzínový motor s prirodzeným plnením – MZR 1,3 l taktiež založený na neskoršom uzatváraní sacích ventilov, ale bez elektrického pohonu. [17, 29]

5 ROZVODY ŠTVORDOBÝCH SPAĽOVACÍCH MOTOROV

Rozvodový mechanizmus zaistuje výmenu náplne valca – odvedenie spalín zo spaľovacieho priestoru a ich nahradenie čerstvou zmesou. Na zabezpečenie správnej funkcie je preto potrebné, aby bol rozvodový mechanizmus spoľahlivý – otváral a zatváral priestor valca vo vhodnom časovom úseku, bezporuchový a čo najmenej hlučný. Oproti 2-dobým motorom, kedy je rozvod najčastejšie riadený hranou piestu, jazýčkovým ventilom, či šupátkom, sa u 4-dobých motorov využívajú rozvody ventilové a šupátkové.

Šupátkové rozvody u 4-dobých spaľovacích motorov pracujú takmer bez hluku a dokážu zabezpečiť veľké prietochové prierezy. V súčasnosti sa nepoužívajú kvôli ich malej spoľahlivosti a životnosti spôsobenej zadieraním šupátka v dôsledku jeho prehrievania.

Ventilové rozvody sú v dnešnej dobe najrozšírenejšie vďaka ich vlastnostiam – dokonale utesňujú spaľovací priestor, sú spoľahlivé, jednoduché na výrobu a umožňujú vymedzenie potrebnej vôle v rozvode. Ventilové rozvody môžu byť s pevnou dĺžkou zdvihu i časovaním, alebo čiastočne i úplne variabilné. Ich ovládanie môže byť mechanické, hydraulické a elektromagnetické. Najrozšírenejšie ovládanie je mechanické, kedy je vačkový hriadeľ spojený s kľukovým hriadeľom, najčastejšie pomocou ozubenej reťaze alebo ozubeného remeňa, pričom vačkový hriadeľ sa otáča dvakrát pomalšie. Výhodou je rýchla odozva a dobrá životnosť mechanizmu. Zvyšné dva typy ovládania sú vhodnejšie z hľadiska fungovania v širšom pásme otáčok, ale sú technicky a energeticky náročné.

Medzi základné časti ventilového rozvodu patrí vačkový hriadeľ, ktorý svojimi vačkami ovláda ventily prostredníctvom prenosových častí (zdvihátko, zdvíhacia tyčka, vahadlo). Návrat ventilov do pôvodnej polohy zabezpečuje ventilová pružina. V novších prevedeniach sa vyskytujú zariadenia na automatické vymedzenie ventilovej vôle, tzv. hydraulická opera, a vo ventilových rozvodoch disponujúcimi variabilným časovaním a zdvihom ventilu i mechanizmy potrebné na toto ovládanie.

5.1 DRUHY VENTILOVÝCH ROZVODOV

Ventilové rozvody sa delia na základe umiestnenia ventilov a vačkového hriadeľa.

SV

(Side Valves) – vačkový hriadeľ je umiestnený v bloku motora, sacie aj výfukové ventily sú na jednej strane v bloku motora po boku valca. Toto usporiadanie je vhodné pre malé mechanizácie z dôvodu jednoduchosti, nízkej hmotnosti a hlučnosti.

OHV

(Over Head Valves) – vačkový hriadeľ je umiestnený v bloku motora, ventily sú umiestnené v hlave motora ovládané cez zdvihátko, zdvíhaciu tyčku a vahadlo. Výhodou je blízkosť vačkového hriadeľa pri kľukovom hriadeľi, a tým jednoduchšie riešenie prevodu, a taktiež nižšia hlava motora. Nevýhodou je však nižšia tuhosť mechanizmu, preto usporiadanie nie je vhodné pre vysokootáčkové motory, ale najčastejšie sa využíva u vznetových nákladných automobilov.

OHC

(Over Head Camshaft) – vačkový hriadeľ aj ventily sú umiestnené v hlave motora. Výhodou je vyššia tuhosť mechanizmu, vďaka čomu je možné zvýšiť zrýchlenie pri otváraní ventilov a dosiahnuť väčšieho zdvihu ventilov, a tým lepšie hmotnostné naplnenie valca. Toto usporiadanie je kompaktné pre štvor- a viac ventilovú techniku na valec.

SOHC

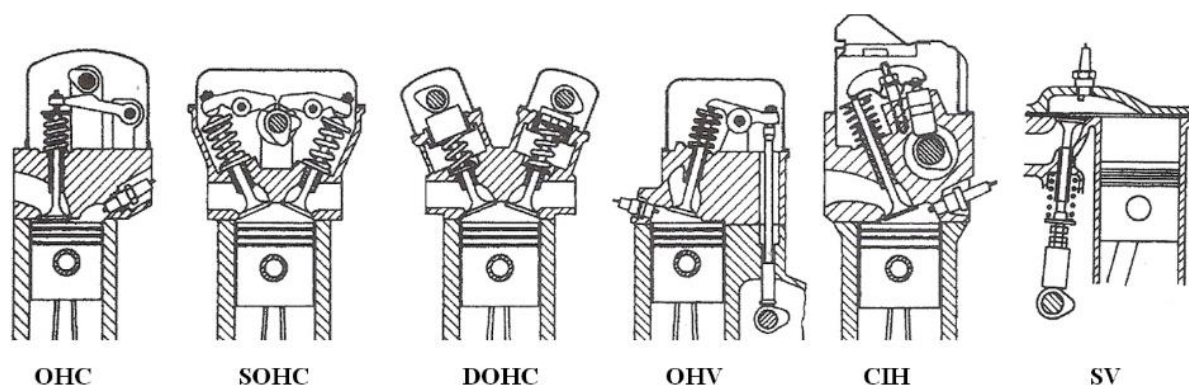
(Single Over Head Camshaft) – vačkový hriadeľ aj ventily sú umiestnené v hlave motora, pričom ventily sú umiestnené v dvoch radoch ovládané pomocou jedného vačkového hriadeľa cez vahadlá alebo jednostranne podopreté páky.

DOHC

(Double Over Head Camshaft) – v hlave motora sú umiestnené dva vačkové hriadele, pričom každý ovláda jednotlivo sacie, resp. výfukové ventily.

CIH

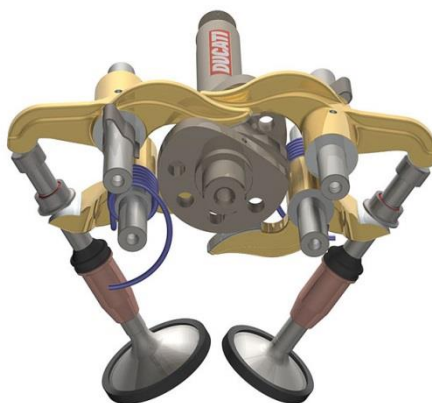
(Camshaft In Head) – vačkový hriadeľ aj ventily sú uložené v hlave motora, vačkový hriadeľ sa nachádza pod vahadlom. Vhodné pre pomalobežné, vznetové stroje.



Obr. 16 Druhy ventilových rozvodov [8]

DESMODROMICKÝ ROZVOD

Desmodromický rozvod je špecifickým prípadom ventilového rozvodu, pretože zatváranie ventilu je vynútené pomocou zatvárajúceho vahadla ovládaného zatvárajúcou vačkou. Toto riešenie je navrhnuté pre závodné vysokootáčkové motory, kedy by pri vysokých otáčkach ventilové pružiny nestačili zatvárať ventily a mohlo by dôjsť ku kontaktu medzi ventilom a piestom a ku kmitaniu rozvodu. Typickým predstaviteľom desmodromického rozvodu je Ducati.



Obr. 17 Desmodromický rozvod Ducati [31]

5.2 VARIABILNÉ VENTILOVÉ ROZVODY

Variabilné ventilové rozvody 4-dobých spaľovacích motorov majú premenlivé nastavenie časovania ventilov – rozvodový diagram sa mení v závislosti na otáčkach a zaťažení motora. Taktiež sa môže meniť aj zdvih ventilu. Využívajú sa u zážihových motorov kvôli väčšiemu rozsahu otáčok.

Dôvodom je zaistenie lepšej využiteľnosti motora v čo najväčšom rozsahu otáčok a zaťažení, keďže rozvodové mechanizmy s pevne nastaveným časovaním pracujú optimálne len v úzkej oblasti pracovného režimu motora. Väčšinou sú navrhnuté tak, že najlepšie plnenie je v oblasti maximálneho točivého momentu motora. Pri iných prevozných podmienkach sa zhoršuje naplnenie valca čerstvou zmesou a znižuje sa točivý moment. Navyše sa zvyšuje množstvo škodlivých emisií vo výfukových plynoch.

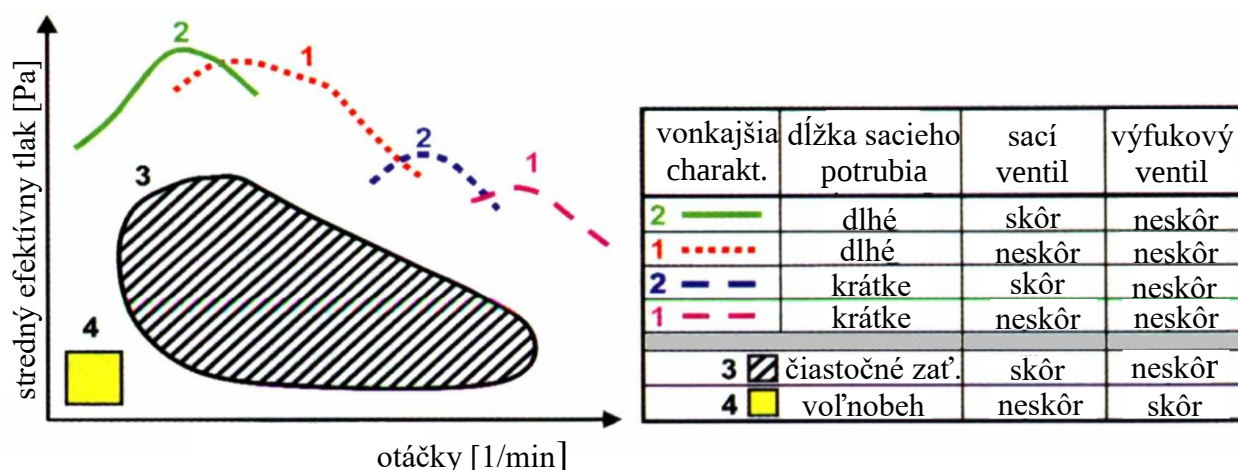
Využitím variabilných ventilových rozvodov možno doceliť zlepšenie točivého momentu v nižších a stredných otáčkach lepším naplnením valca čerstvou zmesou, zníženie trecích strát čerstvej náplne pri čiastočných zaťaženiach, zlepšenie rovnomernosti chodu pri voľnobehu a zníženie emisií a spotreby paliva.

5.2.1 ZMENA ČASOVANIA VENTILOV

Časovanie ventilov je založené na princípe fázového posuvu otáčania vačkového hriadeľa, ovládajúceho sacie, prípadne výfukové ventily, voči otáčaniu kľukového hriadeľa u rozvodov DOHC. Vyhodnocuje sa vzhľadom k hornej úvrati – ako skoro, či neskoro sa sací ventil otvára a výfukový ventil zatvára. Veľkosť prekrytia ventilov je ovplyvnená pracovnou oblasťou motora.

Pre vyššie otáčky a zaťaženia je u motorov s vyplachovaním prekrytie ventilov žiadané, pretože prúdením výfukových plynov vysokou rýchlosťou podporujú nasávanie čerstvej zmesi zo sacieho potrubia. Pri vysokých otáčkach, kedy je na celý dej menej času je ideálne otvoriť sacie ventily krátko pred hornou úvratou (HÚ/TDC) a zavrieť za dolnou úvratou (DÚ/BDC), aby sa predĺžila doba celkového otvorenia ventilu na naplnenie valca čerstvou zmesou.

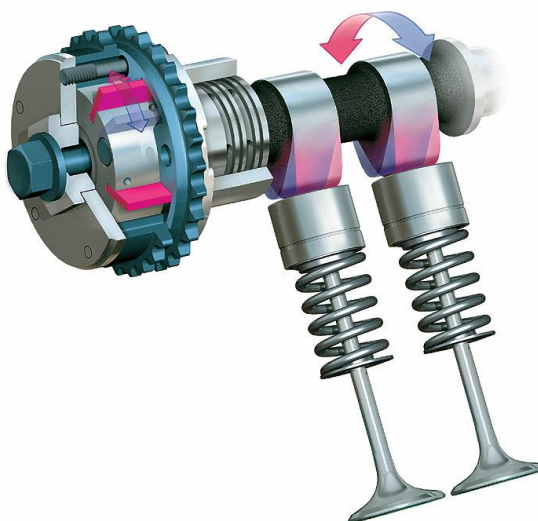
Pre stredné a vyššie otáčky a čiastočné zaťaženia sa prekrytie ventilov využíva k prisávaniu výfukových plynov do sacieho potrubia na zníženie NO_x (vnútorná recirkulácia spalín). Pre nízke otáčky a zaťaženia je potrebné prekrytie ventilov čo najmenšie, aby nedochádzalo k spätnému výtoku časti čerstvej zmesi do sacieho traktu a znečisťovaniu čerstvej náplne spalínami (okrem prípadu vnútornej recirkulácie spalín).



Obr. 18 Zmena časovania ventilov a dĺžky sacieho potrubia v závislosti na pracovnom režime motora [32]

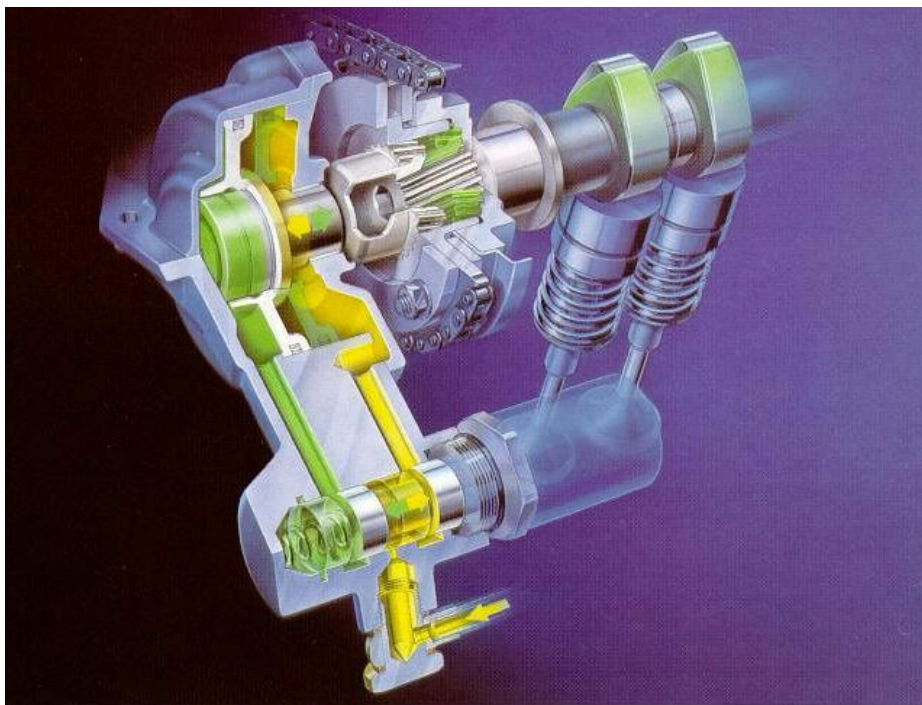
Mechanizmus zmeny časovania môže byť stupňovitý alebo plynulý. Medzi najznámejších zástupcov systému stupňovitej zmeny patrí Porsche – VarioCam, Honda – VTC, Hyundai – CVVT. Plynulá zmena je prevedená u automobiliek BMW – Vanos, Double-Vanos, Toyota – VVT-i.

Najčastejším mechanizmom na stupňovitú zmenu časovania je využitie hydromotoru, ktorý na základe tlakového oleja umožní natočenie vačkového hriadeľa voči ozubenému kolu poháňaného od kľukového hriadeľa.



Obr. 19 Porsche – VarioCam [5]

Plynulá zmena natáčania vačkového hriadeľa od BMW Vanos¹ a Double-Vanos² je taktiež založená na princípe tlakového oleja, ktorý na základe solenoidu tlačí na piest zasúvajúci sa do šikmého ozubení na vačkovom hriadeľi, čím ho plynule pootáča.



Obr. 20 BMW – Vanos [32]

5.2.2 ZMENA ZDVIHU VENTILOV

Zmena zdvihu ventilu je založená na zmene ovládacích vačiek alebo na prídavnom mechanizme umožňujúcom plynulú zmenu veľkosti zdvihu. Dôvodom je čo najlepšie naplnenie valca čerstvou zmesou.

Pri vysokých otáčkach a zaťaženiach je vhodný väčší zdvih ventilu, ktorý umožňuje lepšie rozvírenie a premiešanie zmesi. Pri nižších otáčkach a čiastočných zaťaženiach vyšší profil nie je vhodný, pretože dochádza k poklesu rýchlosti prúdenia zmesi, ktorá je potom menej homogénna. V tomto prípade je vhodný nižší zdvih ventilu, vďaka ktorému sa zvyšuje rýchlosť prúdenia zmesi v sedle ventilu, a tým dochádza k lepšiemu rozvíreniu a homogenite zmesi. Vďaka nižšiemu zdvihu sa dosiahne aj kratší uhol otvorenia ventilu. Výsledkom je zníženie mernej spotreby paliva a škodlivých emisií.

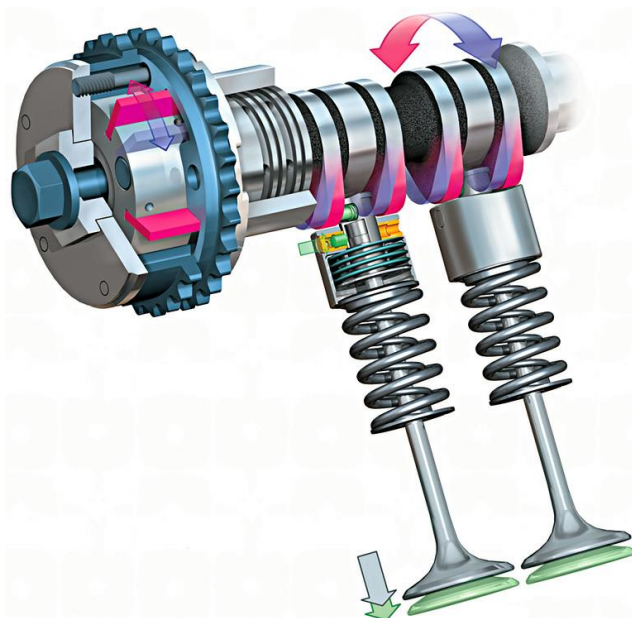
Mechanizmus zmeny zdvihu ventilu môže byť stupňovitý alebo plynulý. Pre stupňovitý mechanizmus je charakteristická zmena ovládacích vačiek s rôznymi profilmi. Medzi najznámejších zástupcov systému stupňovitej zmeny patrí Porsche – VarioCam Plus, Honda – VTEC, Toyota – VVTL-i, Audi – Valvelift.

¹ natáčanie vačkového hriadeľa sacích ventilov

² natáčanie vačkového hriadeľa sacích aj výfukových ventilov

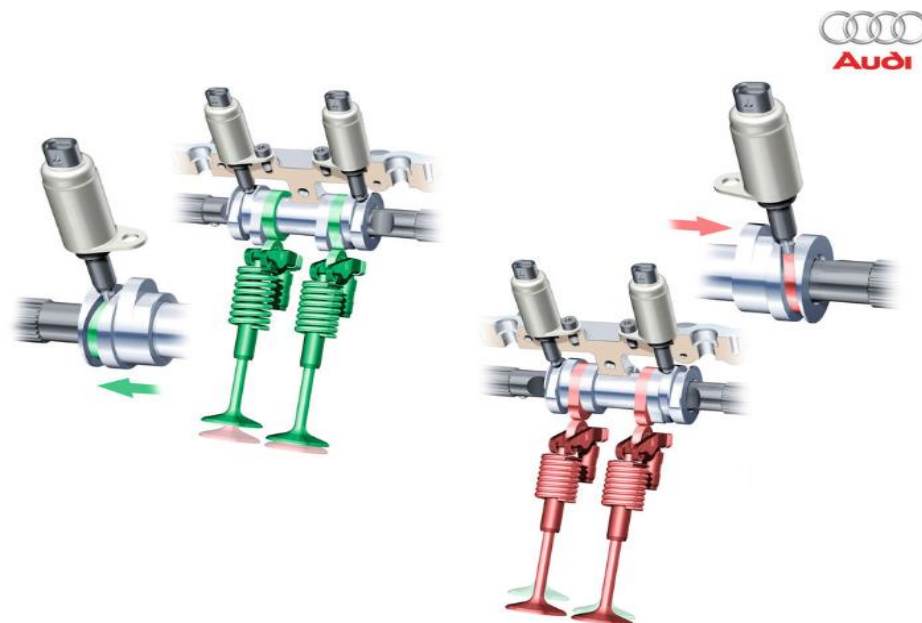
Na dosiahnutie plynulej zmeny zdvihu je potrebné pridať mechanizmus pozostávajúci zo spojovacieho medzičlena, ktorý sa na základe elektromotoru nastaví do vhodnej pozície určujúcej zdvih ventilu pri ovládaní rovnakej vačky. Plynulá zmena je prevedená u automobiliek BMW – Valvetronic, Toyota – Valvematic, Mitsubishi – MIVEC. Tieto mechanizmy sú väčšinou plne variabilné – plynule sa mení nielen zdvih ventilu, ale aj fáza natočenia vačkového hriadeľa. Pomocou plynulej zmeny zdvihu ventilu je možné znížiť straty vznikajúce turbulentným prúdením vzduchu cez škrtiacu klapku, pretože sanie je riadené na základe veľkosti zdvihu ventilu sacích ventilov, a teda i pri čiastočných zaťaženiach môže zostať škrtiaca klapka stále otvorená.

V prípade stupňovitej zmeny VarioCam Plus od Porsche je v nízkych otáčkach a zaťaženiach ventil ovládaný strednou vačkou, krajné dve vačky stlačujú len vnútornú pružinu. Vo vysokých otáčkach po privedení tlakového oleja vo vnútri zdvihátka sa čap (zelený) presunie a dôjde k spojeniu oboch častí zdvihátka a ventil otvárajú vonkajšie vačky umožňujúce väčší zdvih.



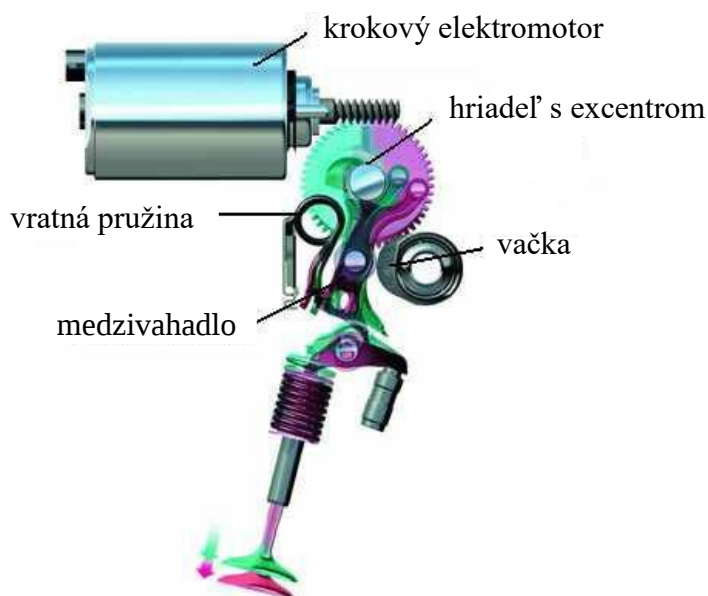
Obr. 21 Porsche – VarioCam Plus [5]

Stupňovitá zmena zdvihu Valvelift od Audi je na základe posuvu tzv. vačkového puzdra. Na vačkovom hriadeľi sú vačkové puzdrá na ktorých sa okrem profilov vačiek nachádzajú aj špirálovo vedené drážky, do ktorých sa zasúvajú výsuvné kovové kolíky integrovaných členov, a tým posúvajú puzdro na rotujúcom hriadeľi – mení sa ovládacia vačka. Na obrázku 22 je zelenou farbou označený mód malého zdvihu ventilu pri nízkych otáčkach, červenou farbou mód veľkého zdvihu ventilu pri vysokých otáčkach.



Obr. 22 Audi – Valvelift [33]

Predstaviteľom plynulého riadenia zmeny fázového posuvu včkových hriadeľov sacích a výfukových ventilov a plynulého zdvihu sacích ventilov je systém Valvetronic od firmy BMW. Na plynulú zmenu fázového uhla je využitý systém Double-Vanos a plynulú zmenu zdvihu zaisťuje krokový elektromotor, ktorý natáča hriadeľ s excentrom určujúci polohu operného bodu medzivahadla. Touto zmenou je určovaná veľkosť zdvihu ventilu. Priebeh zdvihu je riadený včkovým hriadeľom ku ktorému je medzivahadlo pritlačované vratnou pružinou.



Obr. 23 BMW - Valvetronic [34]

6 VAČKOVÝ MECHANIZMUS

Vačkový hriadeľ tvorí sústava vačiek a čapov pre uloženie hriadeľa v klzných hydrodynamických ložiskách. Umiestnenie vačiek na hriadeli je určené rozložením valcov, poradím zapalovania a zvoleným časovaním rozvodu. Hlavnou funkciou je zabezpečiť zdvih jednotlivých ventilov vzhľadom k pohybu piestu vo valci. Pre zaistenie dobrej výmeny náplne vo valci je požadované rýchle otvorenie a zatvorenie ventilov, avšak z dynamického hľadiska vznikajú veľké zrýchlenia a veľké zotrvačné sily spôsobujúce rázy a namáhanie celého mechanizmu. Z toho dôvodu je profil vačky kompromisom medzi ideálnym plnením valca, opotrebením a hlučnosťou.

Vačkové hriadele sú najčastejšie kované i odlievané. Po tomto procese nasleduje kalenie a v závere brúsenie bokov vačiek na kopírovacom brúsnom stroji podľa šablóny, ktorá je obvykle až 5-krát zväčšená. V súčasnosti sa uplatňujú skladané vačkové hriadele, kde jednotlivé vačky sú vyrobené zvlášť a následne sa lisujú na dutú hliníkovú trubku. Výsledkom je ľahký vačkový hriadeľ s malými zotrvačnými silami, ktorý sa už ako celok ďalej neobrába.

Vačkový hriadeľ je poháňaný od voľného konca kľukového hriadeľa. V prípade väčšieho počtu valcov je pohon vačkového hriadeľa od náhonového konca, kde je vďaka zotrvačníku menšie torzné kmitanie, ktoré by inak spôsobilo kmitanie rozvodu a zvýšenie dynamického namáhania prvkov rozvodového mechanizmu. Pohon je najčastejšie zabezpečený pomocou ozubenej reťaze, či ozubeného remeňa. U veľkých vznetrových motorov sa využíva pohon ozubenými kolami. U vzduchom chladených leteckých a motocyklových motorov je pohon vačkového hriadeľa zabezpečený pomocou tzv. kráľovského hriadeľa. Ide o zvislý hriadeľ s dvoma párami ozubených kôl. Najmenej používaný je pohon sústavou kinematických členov. Vo všetkých prípadoch je u štvordobých spaľovacích motorov prevodový pomer medzi vačkovým a kľukovým hriadeľom 1 : 2.

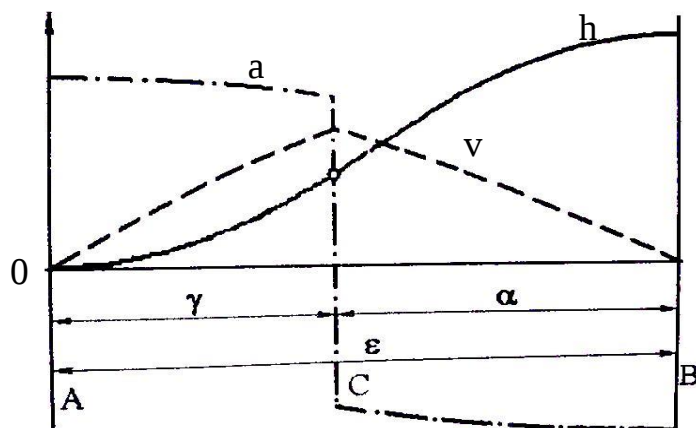
6.1 DRUHY VAČIEK

Vačky je možné rozdeliť na základe spojitosti, resp. nespojitosti niektorej z prvých derivácií zdvihovej krivky, najčastejšie zrýchlenia. Ide teda o vačky so spojitým priebehom zrýchlenia a vačky s nespojitým priebehom zrýchlenia. Druh použitej vačky a zdvihátka závisí najmä na veľkosti, rýchlobežnosti, prevedení motora a na technologických možnostiach výrobcu.

6.1.1 VAČKY S NESPOJITÝM PRIEBEHOM ZRÝCHLENIA

Návrh vačiek s nespojitým priebehom zrýchlenia je jednoduchší, avšak nevýhodou sú práve nespojitosti, ktoré môžu vyvolať kmitanie rozvodu i kmitanie závitov ventilových pružín, a tým i hlučnosť chodu a poruchy rozvodových častí. Patria sem vačky s bokmi z priamok a kruhových oblúkov, poprípade iných jednoduchých kriviek, vačky konštantnej rýchlosti alebo zrýchlenia. [1, 4]

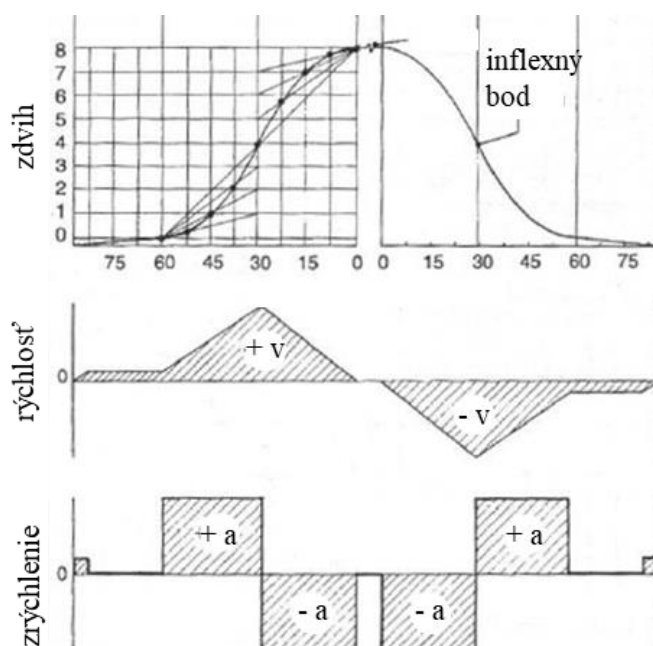
Nevýhodou vačiek s profilom z kruhových oblúkov je nespojité zrýchlenie spôsobené nespojitou hodnotou krivosti profilu vačky – v prípade harmonickej vačky sú to body dotyku kruhových oblúkov o rôznych polomeroch. Tieto nespojitosti zrýchlenia vedú ku vzniku rázov. Hlavným dôvodom použitia týchto vačiek boli obmedzené možnosti výrobných technológií. [7]



Obr. 26 Harmonická vačka – priebehy kinematických veličín [9]

VAČKA KONŠTANTNÉHO ZRÝCHLENIA

Vačka konštantného zrýchlenia sa nazýva taktiež parabolická, pretože jej profil je zložený z dvoch parabolických oblúkov, ktoré sa pretínajú v inflexnom bode. Priebeh zrýchlenia je konštantný, avšak nespojitý. Výsledkom je okamžitý nárast zotrvačných síl pôsobiacich na zdvihátko v miestach prechodu základnej kružnice a oboch bokov vačky a v miestach maximálneho zdvihu. Navyše sa v inflexných bodoch mení orientácia síl, čo vyžaduje silné pružiny na udržanie kontaktu vačky so zdvihátkom. [1]



Obr. 27 Vačka konštantného zrýchlenia – priebehy kinematických veličín [1]

6.1.2 VAČKY SO SPOJITÝM PRIEBEHOM ZRÝCHLENIA

Keďže cieľom pri prevoze vačky je odstrániť nežiaduce kmitania a rázy, je hlavnou požiadavkou spojitosť čo najväčšieho počtu prvých dvoch až troch derivácií, pretože skoky v nich sú najškodlivejšie. Návrh takejto vačky vychádza z návrhu niektorej derivácie zdvihovej krivky – najčastejšie zrýchlenia. Patrí sem napr. vačka s parabolickým či eliptickým priebehom zrýchlenia. [4]

Druhou možnosťou je návrh z vhodného analytického vyjadrenia zdvihovej krivky – najčastejšie pomocou mnohočlenu s vyjadrením okrajových podmienok, ktoré definujú spojitosť a požadovaný priebeh funkcie. Ich počet je rovný počtu členov polynómu a pomocou nich sa vypočítajú koeficienty zdvihovej funkcie. Pre tieto postupy sa väčšinou využíva výpočtová technika. Pre tento typ výpočtu je charakteristická vačka Polydyne. [4, 9, 11]

Zdvihová funkcia vyjadrená polynómom má tvar [9]:

$$h_p = c_0 + c_2x^2 + c_px^p + c_qx^q + c_rx^r + c_sx^s + \dots \quad (6.1)$$

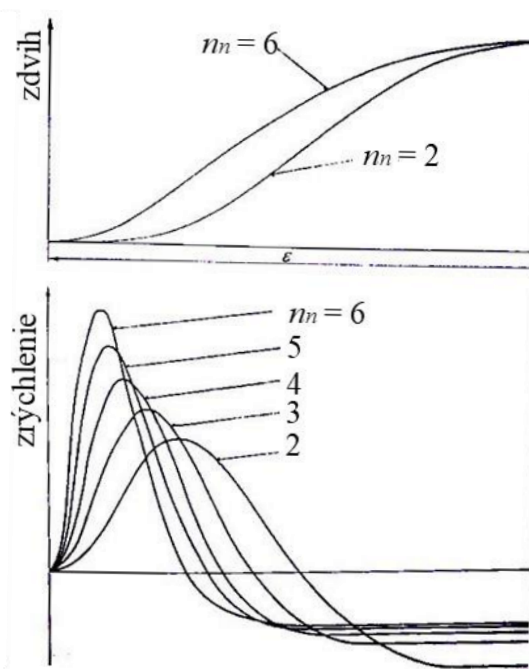
$$\text{kde} \quad p = 2n_n + 2; \quad q = 4n_n + 2; \quad r = 6n_n + 2; \quad s = 8n_n + 2 \quad (6.2)$$

h_p – zdvihová funkcia na vyjadrenie zdvihovej krivky vačky [mm]

c_i – koeficienty zdvihovej funkcie [mm]

x – nezávislá pomerná časová premenná [-]

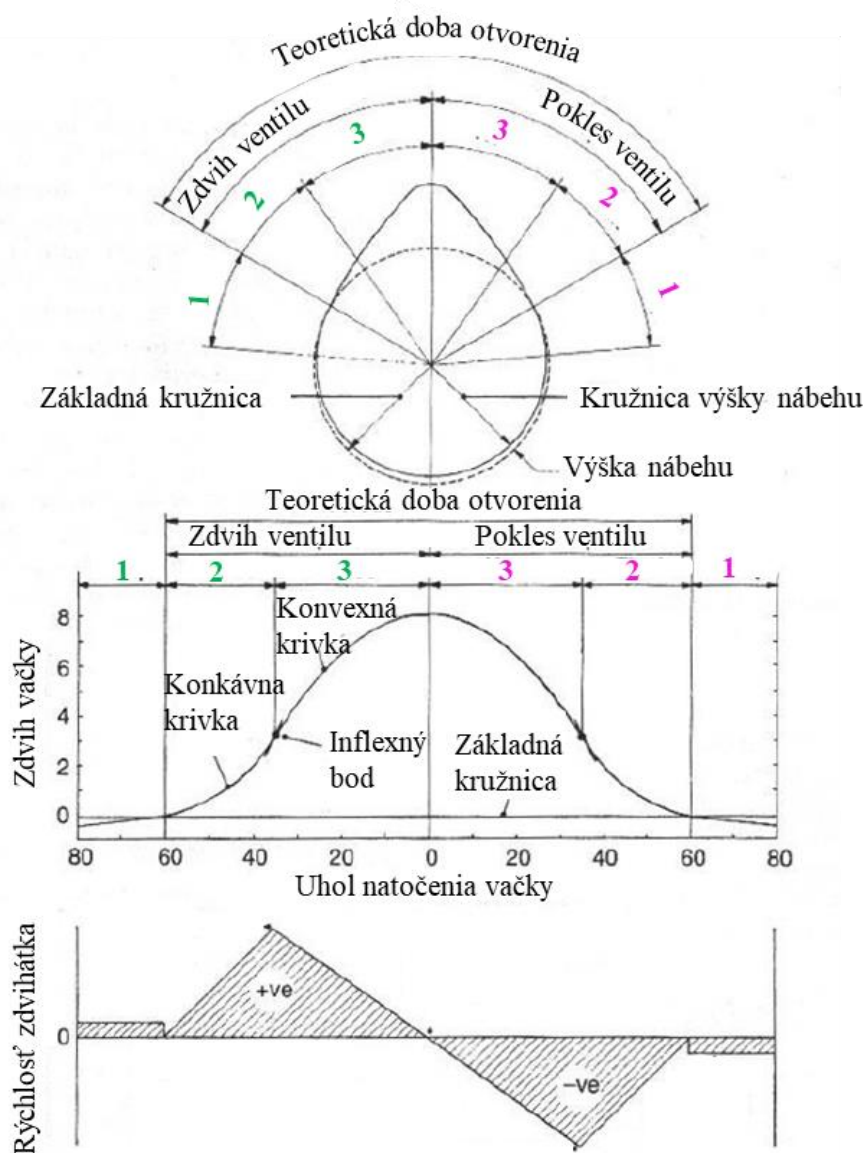
n_n – celé kladné číslo ($n_n = 2 \div 6$)



Obr. 28 Zdvihové závislosti vačky so spojitým priebehom zrýchlenia [9]

6.2 ZÁKLADNÉ ČASTI PROFILU VAČKY

Profil vačky pozostáva z troch oblastí – základná kružnica, nábežná (otváracia) a úbežná (zatváracia) strana. Nábežnú a úbežnú stranu rozdeľuje vrchol vačky a ich poloha (vľavo/vpravo) je v prípade symetrickej vačky daná zmyslom otáčania vačkového hriadeľa. Obe z týchto strán sa delia na podoblasti s charakteristickým dejom.



Obr. 29 Časti profilu vačky, zelená: 1 – nábežný mostík, 2 – urýchľujúci bok, 3 – nos; ružová: 3 – nos, 2 – spomaľujúci bok, 1 – zatvárací mostík [1]

Základná kružnica predstavuje časť vačky, pri ktorej nedochádza ku zdvihu ventilu, avšak v tejto časti vačka nie je ani v kontakte so zdvihátkom, kvôli potrebnej vôli.

Prvá podoblasť nábežnej strany v zmysle otáčania vačky je tzv. nábežný mostík, vďaka ktorému dochádza ku kontaktu zdvihátka a vačky, čím dôjde k vymedzeniu ventilovej vôle. Rýchlosť dosadenia vačky na zdvihátka je ovplyvnená uhlom stúpania mostíka a otáčkami vačky. V tomto úseku je rýchlosť otáčania vačky konštantná a zrýchlenie je nulové. Výška

nábehu (mostíka) na vymedzenie ventilovej vôle sa navrhuje na základe tepelnej rozťažnosti častí ventilového rozvodu a hlavy motora, v dôsledku ohriatia studeného motora na prevoznú teplotu. [1, 5]

Druhá podoblasť je bok urýchľujúci zdvihátka do maximálnych rýchlostí. Na konci tejto oblasti je aj inflexný bod, v ktorom sa stretáva konkávna krivka s konvexnou krivkou zdvihu. Poslednou podoblasťou je nos, ktorý spomaľuje zdvihátka až do zastavenia pri maximálnom zdvihu. [1]

Úbežná strana začína nosom, ktorý urýchľuje zdvihátka z nulovej rýchlosti do maximálnej. Nasleduje bok spomaľujúci zavretie a následne zatvárací mostík, ktorý slúži k dosadeniu ventilu do sedla ventilu konštantnou rýchlosťou. Dosedacia rýchlosť by nemala byť príliš veľká, aby ventil po dosadení do sedla neodsakoval. Väčšinou býva jej hodnota nižšia, než je rýchlosť pri vymedzení vôle, a preto je väčšina vačiek nesymetrických. U vačiek symetrických sú výšky a dĺžky nábežného a zatvárajúceho mostíka rovnaké. [1, 9]

6.3 ZDVIHOVÁ KRIVKA VAČKY

Zdvihovú krivku vačky – predstavuje závislosť zdvihu vačky (zdvihátka) na uhle natočenia kľukového hriadeľa. Integrál z tejto krivky je plocha vyjadrujúca tzv. plnosť zdvihovej krivky vačky, ktorá určuje efektívnosť výmeny náplne valca.

Zdvihovú krivku ventilu – predstavuje závislosť zdvihu ventilu na uhle natočenia kľukového hriadeľa. Získa sa prevodom pohybu z vačky na ventil a to buď kinematicky alebo výpočtom na základe rozmerov mechanizmu.

Pre zdvihovú krivku ventilu je charakteristickým parametrom maximálny zdvih ventilu, uhol otvorenia ventilu a celkový priebeh zdvihovej krivky. Maximálna hodnota zdvihu ventilu sa volí približne $\frac{1}{4}$ priemeru taniera ventilu, a je navyše limitovaná minimálnou voľou medzi piestom a ventilom. Paradoxne väčší zdvih ventilu prietočnosť kanálom výrazne nezvýši. Uhol otvorenia ventilu je definovaný v stupňoch otočenia kľukového hriadeľa a to od konca nábežného mostíka do začiatku zatváracieho mostíka. Nie vždy to tak musí byť, nakoľko je začiatok zdvihovej krivky alebo mostíka zle merateľný. Častejšie sa preto na definíciu uhla otvorenia používa 1 mm zdvihu ventilu. Uhol otvorenia ventilu sa navrhuje vzhľadom k požadovanému otáčkovému spektru práce motora. Celkový priebeh zdvihovej krivky ventilu sa navrhuje s ohľadom na priebeh a veľkosti kinematických veličín. [4]

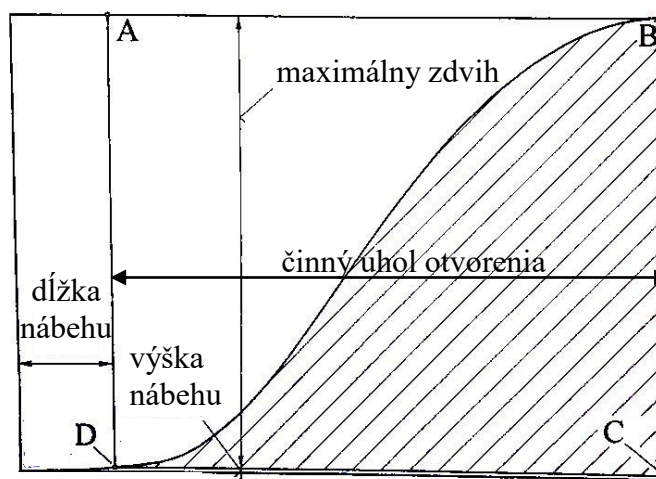
6.3.1 PLNOSŤ ZDVIHOVEJ KRIVKY VAČKY

Plnosť zdvihovej krivky vačky vyjadruje plochu pod krivkou zdvihu vačky. Tento parameter, a súčasne priemer ventilu, ovplyvňujú okamžitú veľkosť prietochnej plochy ventilov, ktorá má významný vplyv na výmenu náplne valca. Veľká plnosť zdvihovej krivky vačky a veľký uhol otvorenia ventilu môžu v nízkych otáčkach spôsobiť pomalé prúdenie a malé rozvírenie zmesi, čo negatívne ovplyvňuje horenie a chod motora. Pri vyšších otáčkach je veľká plnosť diagramu vhodná, pretože na naplnenie valca je menej času. Z hľadiska maximálnej plnosti zdvihovej krivky vačky je výhodné rýchle otvorenie a zatvorenie ventilov, čo však spôsobuje nárast zrýchlenia ventilu, a tým vznik rázov a namáhania mechanizmu.

Na hodnotenie efektívnosti výmeny náplne sa častejšie však používa pomerná plnosť, ktorá je bezrozmerná a slúži sa lepšie porovnanie profilu vačky. Vyjadruje pomer medzi skutočnou plochou vačky a ideálnou plochou vačky. Hodnoty pomernej plnosti vačky sa pohybujú v rozmedzí 50÷60 % v závislosti na druhu použitého zdvihátka. [9]

$$P = \frac{\text{veľkosť plochy pod krivkou}}{\text{maximálny zdvih} \cdot \text{činný uhol otvorenia vačky}} \quad (6.3)$$

P – pomerná plnosť vačky [-]



Obr. 30 Plnosť zdvihovej krivky vačky [9]

Ako je možné vidieť na obrázku 30, pomernú plnosť vačky negatívne ovplyvňuje výška nábehu, ktorá však predstavuje nutné vymedzenie ventilovej vôle. Čím je výška nábehu väčšia, tým je menšia plnosť zdvihovej krivky.

Výška nábehu (mostíka) sa vypočíta z veľkosti ventilovej vôle a príslušného prevodového pomeru medzi ramenami mechanizmu [9]:

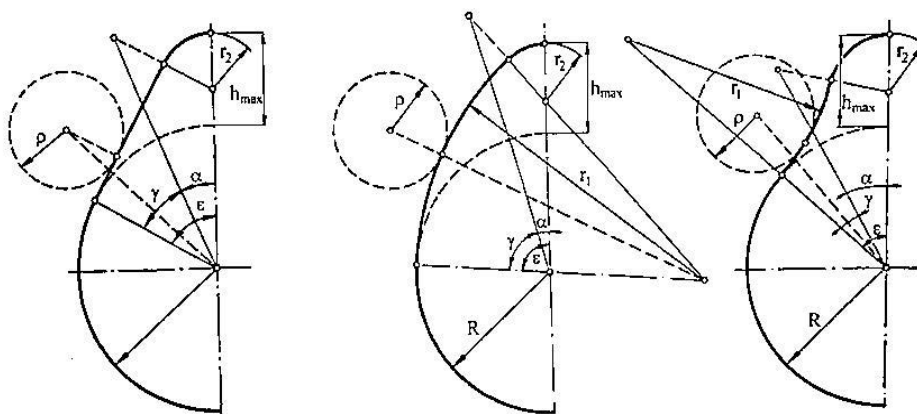
$$h_n = \frac{h_v}{i_p} \quad (6.4)$$

h_n – výška nábehu [mm]

h_v – veľkosť ventilovej vôle [mm]

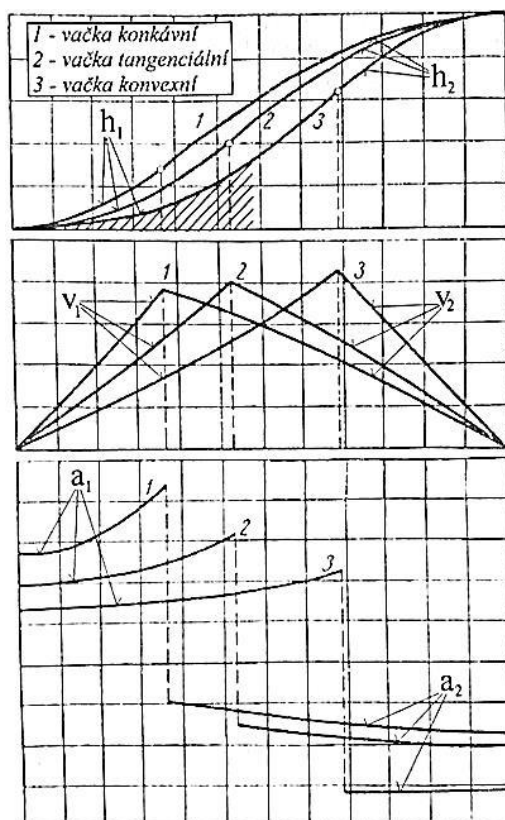
i_p – prevodový pomer [-]

Plnosť zdvihovej krivky ovplyvňuje najmä samotný tvar vačky. Na obrázku 31 sú znázornené tri druhy vačiek, ktoré môžu byť použité s kladičkovým zdvihátkom – tangenciálna vačka, a vačky s bokmi z kruhových oblúkov – vypuklá (konvexná) vačka, vydutá (konkávna) vačka. Konkávna vačka musí byť použitá vždy v kombinácii s kladičkovým zdvihátkom, ktorého polomer je menší než polomer vydutého boku vačky. Tento typ vačky je navyše zložitejší na výrobu, práve kvôli tomuto polomeru.



Obr. 31 Druhy vačiek – zľava tangenciálna, konvexná, konkávna vačka [9]

Na obrázku 32 sú znázornené priebehy kinematických veličín. Z priebehu zdvihu je zrejmé, že konkávna vačka sa vyznačuje najrýchlejším, resp. najstrmším zdvihom, teda aj najväčšou plnosťou krivky, ktorá zabezpečí veľké prietochné prierezy už na začiatku otvárania ventilu. Najmenej strmý nárast vykazuje konvexná vačka. Tieto skutočnosti potvrdzuje priebeh rýchlosti a zrýchlenia. Najstrmší nárast zdvihu ventilu spôsobuje taktiež výrazný nárast zrýchlenia, a preto konkávna vačka vykazuje spomedzi ostatných najväčšie hodnoty kladného zrýchlenia, ktoré spôsobuje nepriaznivé namáhanie rozvodu a jeho opotrebenie. Nevýhodou je taktiež priebeh záporného zrýchlenia – absolútna hodnota záporného zrýchlenia konkávnej vačky je síce najmenšia, ale jeho začiatok sa posúva smerom vľavo, kde môže prekročiť silu vratných pružín. Vzťah medzi plnosťou vačky a zrýchlením je možné si všimnúť aj na obrázku 28.



Obr. 32 Priebeh kinematických veličín: 1 – konkávna, 2 – tangenciálna, 3 – konvexná [9]

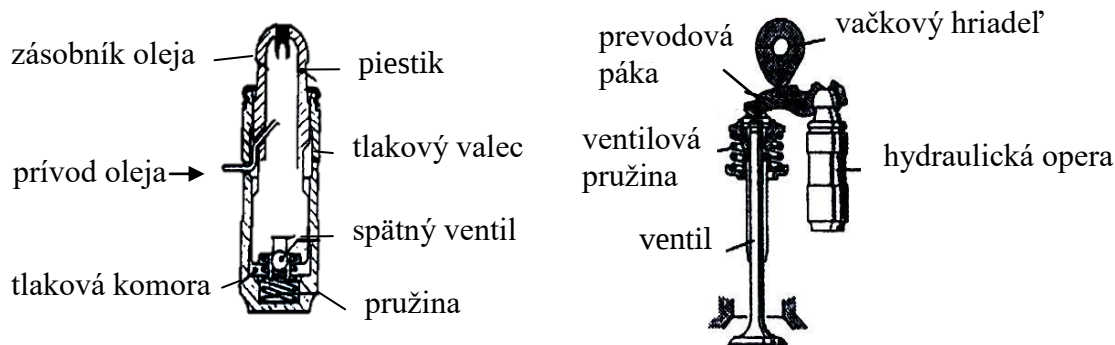
6.3.2 VÔĽA VENTILOVÝCH ROZVODOV

V rozvodovom mechanizme sú medzi jednotlivými komponentmi vôle, najčastejšie medzi vačkou a zdvihátkom, ventilom a vahadlom. Práve ventilová vôľa je u rozvodových mechanizmov nutnou podmienkou pre ich správne fungovanie. Dôvodom je tepelná rozťažnosť drieku ventilu, na základe ktorej by nemuselo dochádzať k úplnému dosadeniu ventilu do sedla pri ohriatí motora na prevoznú teplotu. Preto je potrebné zachovať určitú vôľu medzi driekom ventilu a zdvihátkom (vahadlom, prevodovou pákou). Veľkosť ventilovej vôle sa určuje na studenom motore a závisí na type ventilového rozvodu, materiále ventilu, hlavy a bloku motora. Jej hodnoty sa u osobných automobilov pohybujú u sacích a výfukových ventilov v rozmedzí $0,1 \div 0,2$ mm, u nákladných až 0,3 mm. [4, 5]

Pokiaľ by vôľa na studenom motore bola príliš malá, došlo by pri ohreve ventilu ku vzniku netesností v sedle ventilu a následne k deformácii taniera či sedla ventilu v dôsledku prieniku horúcich spalín pri expanzii. Príliš veľká ventilová vôľa znižuje plnosť krivky a spôsobuje zväčšenie dosedacej rýchlosti, čo má za následok vytĺkanie sedla ventilov, a tým i zvýšenie hlučnosti motora. Tento nepriaznivý jav narastá s rýchlosťou motora.

Nastavovanie ventilovej vôle závisí od druhu ventilového rozvodu. Keďže v mnohých prípadoch je to pomerne zložitá, v súčasnosti sa využívajú zdvihátko s hydraulickým vymedzovaním vôle, či hydraulické opery. Oba mechanizmy sú založené na tlakovom oleji. Ich výhodou je tichý chod, absencia manuálneho nastavenia vôle, zníženie výšky nábehu h_n a tlmenie kmitov rozvodu vďaka vlastnostiam oleja. Nevýhodou je vyššia cena, nárast trecích strát a väčšie množstvo oleja dodávaného čerpadlom.

Pri pohybe po základnej kružnici vačky, kedy je zdvih ventilu nulový, dochádza k prúdeniu oleja do mechanizmu. Plnením priestoru olejom dochádza ku zdvihu piestika, a tým vymedzeniu vôle medzi zdvihátkom (vahadlom, prevodovou pákou) a opernou plochou drieku. K tomu napomáha aj príslušná pružina. Pri otvaraní ventilu vačkou dôjde k uzavretiu spätného guľčkového ventilu a sila je prenášaná cez nestlačiteľný olej uzavretý vo vnútri piestika. Odvod oleja z priestoru je zaistený pomocou spätného ventilu.



Obr. 33 Základné časti hydraulickej opery [5]

6.4 SILY PÔSOBIACE NA VENTILOVÉ ROZVODY

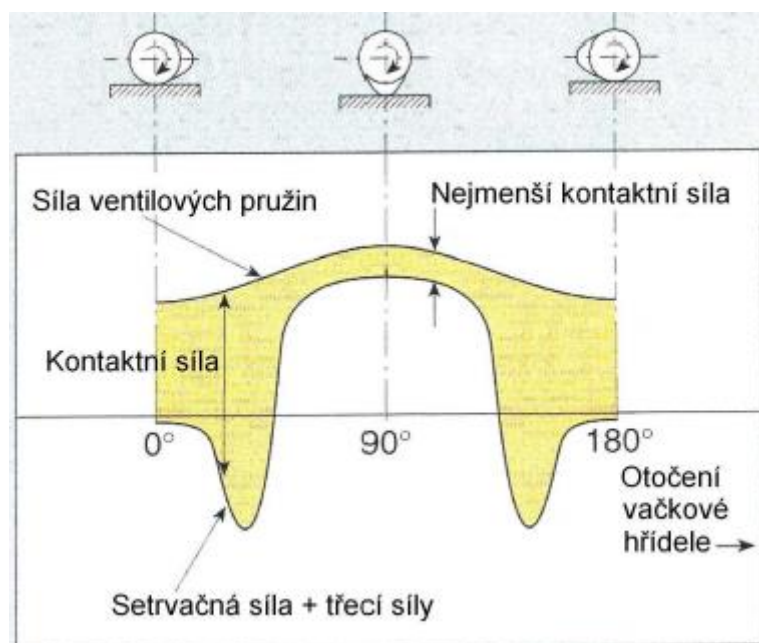
Na jednotlivé prvky ventilového rozvodu pôsobia rôzne druhy síl – zotrvačné sily, sily od ventilových pružín, trecie sily, kontaktná sila medzi zdvihátkom a vačkou a sily od tlaku plynu. [6]

6.4.1 ZOTRVAČNÉ SILY

Zotrvačné sily sú závislé na hmotnosti pohybujúcich sa častí a ich zrýchlení. Zrýchlenie závisí na otáčkach³ a profile vačky. Z hľadiska mechanického namáhania sú podstatné zotrvačné silové účinky pôsobiace v osi ventilu a v osi zdvihátka. Pri dynamickom výpočte sa preto vykonáva redukcia hmotností rozvodového mechanizmu do dvojhmotnej sústavy s ťažiskom v osi ventilu a v osi zdvihátka.

6.4.2 SILY VENTILOVÝCH PRUŽÍN

Hlavnou funkciou ventilovej pružiny je uzavretie ventilu a súčasne ho udržať v kontakte s vačkou. Sily ventilových pružín musia preto zabezpečiť, aby nedošlo k odskakovaniu zdvihátka a ventilu od vačky, z toho dôvodu musia byť v každom okamihu väčšie než súčet síl zotrvačných a trecích. Kvôli tomu sa vo vzťahu k pôsobiacej zotrvačnej sile navrhujú so súčiniteľom bezpečnosti 1,25÷1,6. [6]



Obr. 34 Priebeh zotrvačnej, trecej sily a sily ventilových pružín v závislosti na otočení vačkového hriadeľa [12]

6.4.3 TREČIE SILY

Trecie sily vznikajú v miestach styku pohybujúcich sa častí ventilového rozvodu. Patrí sem dotýčnicová sila vznikajúca v styčnej ploche zdvihátka a vačky, ktorá je zachytávaná vedením zdvihátka, kde vzniká trecia sila. Ďalšia trecia sila vzniká pohybom drieku ventilu vo vodítku. Trecie sily sú v porovnaní s ostatnými silami ventilového rozvodu zanedbateľné, avšak stále je snahou ich zmenšovanie, a to napríklad použitím kladiek, či zavedením vahadiel namiesto hrnčekových zdvihátok.

³ zrýchlenie rastie s druhou mocninou otáčok motora

6.4.4 KONTAKTNÁ SILA MEDZI ZDVIHÁTKOM A VAČKOU

Kontaktná sila medzi zdvihátkom a vačkou je nevyhnutná pre správne fungovanie rozvodového mechanizmu. Predstavuje rozdiel síl ventilových pružín a súčtu sily zotrvačnej a trecej. Jej minimálne hodnoty nesmú byť blízke nule, inak by dochádzalo ku strate kontaktu medzi vačkou a zdvihátkom. Naopak maximálne hodnoty ovplyvňujú namáhanie vačkového hriadeľa, jeho opotrebenie a mazanie.

6.4.5 SILY OD TLAKU PLYNU

Tlaky plynov, ktoré pôsobia na zavreté sacie i výfukové ventily zo strany spaľovacieho priestoru a zo strany kanálov, vytvárajú silu meniacu sa v priebehu pracovného cyklu. Táto sila musí byť vždy menšia než predpätie ventilových pružín. Na sací ventil u preplňovaných motorov pôsobí maximálna sila pri výfukovom zdvihu, na výfukový ventil pri sacom zdvihu.

Sila od tlaku plynu pôsobiaca na sací ventil (u preplňovaného motora) [6]:

$$F_{ps} = (p_d - p_{vz}) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{vs}^2 - d_{ds}^2) \quad (6.5)$$

F_{ps} – sila od tlaku plynu pôsobiaca na sací ventil (u preplňovaného motora) [N]

p_d – plniaci tlak dýchadla [Pa]

p_{vz} – minimálny tlak vo valci pri výfukovom zdvihu [Pa]

d_{vs} – priemer dosadiacej plochy sacieho ventilu [m]

d_{ds} – priemer drieku sacieho ventilu [m]

Sila od tlaku plynu pôsobiaca na výfukový ventil [6]:

$$F_{pv} = (p_v - p_{sz}) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{vv}^2 - d_{dv}^2) \quad (6.6)$$

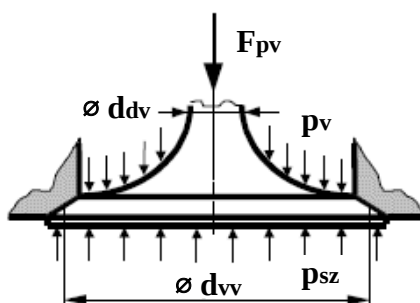
F_{pv} – sila od tlaku plynu pôsobiaca na výfukový ventil [N]

p_v – tlak vo výfukovom kanále [Pa]

p_{sz} – minimálny tlak vo valci pri sacom zdvihu [Pa]

d_{vv} – priemer dosadiacej plochy výfukového ventilu [m]

d_{dv} – priemer drieku výfukového ventilu [m]



Obr. 35 Pôsobenie sily od tlaku plynu na výfukový ventil [6]

DYNAMICKÝ ÚČINOK PRÚDIACICH PLYNOV

Okrem statického tlaku pôsobí na ventily i dynamický účinok prúdiacich plynov. U výfukového ventilu jeho silu zachytáva vačka, u sacieho ventilu táto sila stlačuje ventilovú pružinu.

Aby nedošlo k prerušeniu kontaktu medzi zdvihátkom a vačkou, musí platiť [6]:

$$F_{\zeta} < F_p - F_{a(v)} \quad (6.7)$$

F_{ζ} – sila vyvolaná dynamickým účinkom prúdiacich plynov [N]

F_p – okamžitá sila vyvolaná stlačením ventilovej pružiny [N]

$F_{a(v)}$ – okamžitá veľkosť zotrvačnej sily redukovaná do osi ventilu [N]

$$F_{\zeta} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_v^2 - d_d^2) \cdot \xi \cdot \frac{\rho_s \cdot v_m^2}{2} \quad (6.8)$$

d_v – priemer dosadiacej plochy ventilu [m]

d_d – priemer drieku ventilu [m]

ξ – súčiniteľ odporu ventilu proti prietoku plynu [-]

ρ_s – merná hmotnosť prúdiaceho média [kg/m³]

v_m – rýchlosť prúdenia v sedle ventilu [m/s]

6.5 MODELOVANIE VAČIEK

Návrh a modelovanie vačiek je zložitý proces, pretože musí byť splnených súčasne hneď niekoľko podmienok. V prvom rade je cieľom doceliť spojitosť čo najväčšieho počtu prvých derivácií zdvihovej krivky, pretože nespojitosti môžu spôsobiť kmitanie pružín i celého rozvodu, a tým jeho významné namáhanie a opotrebenie, až poškodenie.

Zdvihovú krivku vačky by mala mať čo najväčšiu plosť, ktorá výrazne zlepšuje výmenu náplne valca. Taktiež je potrebné zachovanie dostatočnej ventilovej vôle. Rýchlosť zdvihátka v maximálnom zdvihu musí byť nulová, rovnako aj na začiatku a konci jeho pohybu. Rýchlosť dosadenia ventilu do sedla by navyše nemala presiahnuť 0,5 m/s pri maximálnych otáčkach motora. [12]

Maximálne hodnoty zrýchlenia by nemali presahovať hodnotu 0,025÷0,030 mm/deg², pretože tým rastú nežiaduce zotrvačné sily. Tie spolu s trecími silami nemôžu v každom okamihu prekročiť silu pružiny, ktorá musí zabezpečiť, aby nedošlo k odsakovaniu zdvihátka a ventilu od vačky. Maximálne hodnoty derivácie zrýchlenia (jerk) by sa mali pohybovať v rozmedzí 0,003÷0,010 mm/deg³, ktorý ovplyvňuje akustiku rozvodu. [12]

Ďalšou podmienkou návrhu vačky je jej výrobitelnosť, ktorá je u konkávných vačiek ovplyvnená najmenšou absolútnou hodnotou záporného polomeru krivosti profilu vačky tak, aby sa dala vyrobiť štandardnými brúsnymi kotúčmi.

Rovnako je požadované vyhodnotiť veľkosť kontaktného tlaku medzi vačkou a zdvihátkom, ktorý závisí na kontaktnej sile, šírke a polomere vačky a profile zdvihátka. Maximálna

veľkosť je daná materiálovými vlastnosťami vačky a zdvihátka, a súčasne minimálnou hrúbkou mazacieho oleja.

Na základe týchto údajov sa upravuje navrhnutý priebeh zdvihovej závislosti, resp. konštrukčné parametre mechanizmu na získanie bezpečných hodnôt a priebehov. V súčasnosti sa k tomu využíva výpočtová technika.

Na dynamické modelovanie vačiek sa používajú diskkrétne modely. Ide o matematické modely s jedným, dvoma, resp. viac stupňami voľnosti, pričom ich náročnosť vzostupne narastá, nakoľko je zložitá stanoviť hodnoty tlmiacich súčiniteľov i ostatné vstupné parametre. Z toho dôvodu je potrebné voliť taký model, ktorý vnesie do výpočtu čo najmenej vstupných nepresností, ale súčasne dokáže zabezpečiť dostatočne reálne výsledky. Výstupom tak budú pomerne presné hodnoty na kontrolu silového kontaktu medzi vačkou a zdvihátkom.

V jednoduchom dynamickom modeli ventilového rozvodu sa uvažujú všetky časti rozvodu ako dokonale tuhé, s výnimkou ventilovej pružiny. Tlmiace účinky sú zanedbané. Pri redukcii hmotností a tuhostí sa vychádza z požiadavky, že kinetická a potenciálna energia pôvodného a redukovaného systému je rovnaká. Pri redukcii síl sa vychádza z požiadavky rovnakého výkonu pôvodného a redukovaného mechanizmu. Následne sa zostaví pohybová rovnica, ktorá vychádza zo skutočnosti, že redukovaná sila je rovná súčinu redukovanej hmotnosti a zrýchleniu, z ktorej možno vyjadriť redukovanú tuhosť systému a kontaktnú silu medzi vačkou a zdvihátkom. [7]

Nakoľko jednoduchý model nezahŕňa pružnosť jednotlivých častí rozvodového mechanizmu, nemožno pokladať výslednú kontaktnú silu za dokonale presnú. Preto sa využíva model s dvoma stupňami voľnosti, ktorý slúži na poskytnutie presnejších informácií o dynamickom chovaní systému. Keďže redukcia pružných mechanizmov nie je možná, nemožno vychádzať z jednoduchých energetických vzťahov ako v predchádzajúcom prípade. Tlmiace účinky sú opäť zanedbané. [7]

Diskkrétne modely s viac stupňami voľnosti slúžia na podrobnejší popis dynamického chovania systému. Sú základom pre všetky výpočtové programy. Uvažujú sa tu jednotlivé tuhosti členov, tlmiace účinky a pasívne odpory. Pružina je uvažovaná ako skupina členov s ich osobitnými hmotnosťami, tuhosťami a tlmením. Navyše sa uvažuje ventilová vôľa i dosadenie ventilu do sedla. [7]

7 REFERENČNÝ MODEL MOTORA

Na porovnanie a vyhodnotenie prevedenej millerizácie je v prvom rade potrebné previesť simuláciu motora pracujúceho v klasickom Ottovom cykle. Tento motor popisuje jeho referenčný termodynamický model, ktorý predstavuje tzv. východzí stav, z ktorého sa budú odvíjať všetky úpravy potrebné na millerizáciu, a taktiež referenčné hodnoty veličín z neho získané budú slúžiť na porovnanie výsledkov následnej zadanej millerizácie. Nakoľko ide o úpravu existujúceho motora, referenčný model mi bol poskytnutý spoločnosťou Garrett Motion Czech Republic, s.r.o. v softvare GT-POWER, v ktorom boli mnou navrhnuté a vykonané potrebné úpravy a zmeny na zaistenie požadovaného chodu motora. Tieto zmeny sú popísané v ďalšej kapitole.

Tab. 1 Základné parametre motora

Parameter	Symbol	Hodnota	Jednotka
Vrtnanie	D	82,5	[mm]
Zdvih	Z	92,8	[mm]
Počet valcov	i	4	[-]
Zdvihový objem valcov	V	1984	[cm ³]
Kompresný pomer (geometrický)	ε	9,6	[-]
Palivo		benzín	
Max otáčky	n	6000	[min ⁻¹]
Max výkon	P_e	186@5000 min ⁻¹	[kW]
Max točivý moment	M_t	400@2000–4000 min ⁻¹	[Nm]
Dĺžka otvorenia sacieho ventilu	β_{ref}	190	[° KH]
Súčiniteľ prebytku vzduchu	λ	1	[-]

V tabuľke 1 sú vypísané základné parametre zadaného motora. Najrelevantnejším z nich je dĺžka otvorenia sacieho ventilu, ktorá je u referenčného modelu 190 ° otočenia kľukového hriadeľa pre 1 mm zdvihu ventilu. Pre millerizovaný motor bude táto dĺžka kratšia.

7.1 VÝPOČTOVÝ TERMODYNAMICKÝ MODEL MOTORA

Výpočtový termodynamický model zadaného motora je v tejto diplomovej práci zostavený v softvare GT-SUITE (verzia 2019) od firmy GAMMA TECHNOLOGIES. Konkrétne zostavenie, úpravy, simulácie a optimalizácie modelu sú prevedené v prostredí GT-ISE, grafické a číselné zobrazenie a porovnanie výsledkov v post procesore GT-POST.

V poskytnutom výpočtovom termodynamickom modeli boli už geometrické a termodynamické parametre definované. Okrem základných geometrických údajov ako vrtnanie, zdvih a geometrický kompresný pomer nie je potrebné uvádzať ďalšie údaje týkajúce sa napríklad priemerov ventilov či rozmerov jednotlivých potrubí. Nutné je však popísať použité preddefinované termodynamické modely. Ide najmä o model horenia, model prestupu tepla do stien, model výmeny náplne valca, model klepania a model mechanických strát.

MODEL HORENIA

Na modelovanie horenia je použitá Wiebeho funkcia. Ide o matematický výpočtový model založený na experimentálnom zistení koeficientov, ktorý popisuje priebeh uvoľnenia tepla z paliva počas spaľovacieho procesu v závislosti na uhle natočenia kľukového hriadeľa, tzv. intenzita vývinu tepla. Integrálom z tejto krivky je množstvo uvoľneného tepla v konkrétnom uhle natočenia kľukového hriadeľa.

V referenčnom modeli je použitý model MultiWiebe, ktorý využíva násobné Wiebeho funkcie a najlepšie vystihuje reálny priebeh spaľovania daného motora. Všeobecne je však vhodný pre priame viacnásobné vstrekovanie paliva.

MODEL PRESTUPU TEPLA

Model prestupu tepla slúži na popis tepelného toku medzi náplňou valca a jeho stenami. Vychádza z Newtonovho ochladzovacieho zákona, v ktorom vystupuje súčiniteľ prestupu tepla. Tento súčiniteľ sa stanovuje najčastejšie pomocou Woschniho modelu, ktorý je pomerne jednoduchý a zároveň presný, pričom súčiniteľ prestupu tepla sa určuje v závislosti na okamžitých podmienkach vo valci – teplote a tlaku, či strednej piestovej rýchlosti. V referenčnom modeli je použitý model WoschniGT, ktorý nepredpokladá tzv. swirl vírenie.

MODEL VÝMENY NÁPLNE VALCA

V 1D simuláciách je dynamika prúdenia tekutín riešená priamo softwarom na základe geometrických parametrov, okrajových podmienok a zložení média. V referenčnom modeli je prietok ventilmi modelovaný ako výtok tryskou – závislosť prietocnej plochy na zdvihu ventilu je daná zvlášť pre sacie a výfukové ventily tabuľkou prietokových koeficientov.

MODEL KLEPANIA

Model klepania slúži na kontrolu detonačného spaľovania. V referenčnom modeli je použitý model klepania Douaut&Eyzat, ktorý je založený na vyhodnotení hodnoty veličiny tzv. Knock Induction Time Integral. Hodnota integrálu je v rozmedzí 0 a 1, pričom hodnota 1 odpovedá hranici detonačného spaľovania. Veľkosť integrálu závisí na otáčkach motora, oktánovom čísle paliva, okamžitom tlaku vo valci a teplote nespáleného plynu, ďalej na tzv. Knock Induction Time Multiplier (KITM) a empiricky určených koeficientoch. Hodnoty KITM sú bezrozmerné a vplývajú na predstih zážihu, ktorý je upravovaný PID regulátorom tak, aby hodnota integrálu bola na hranici 1 pre všetky otáčky.

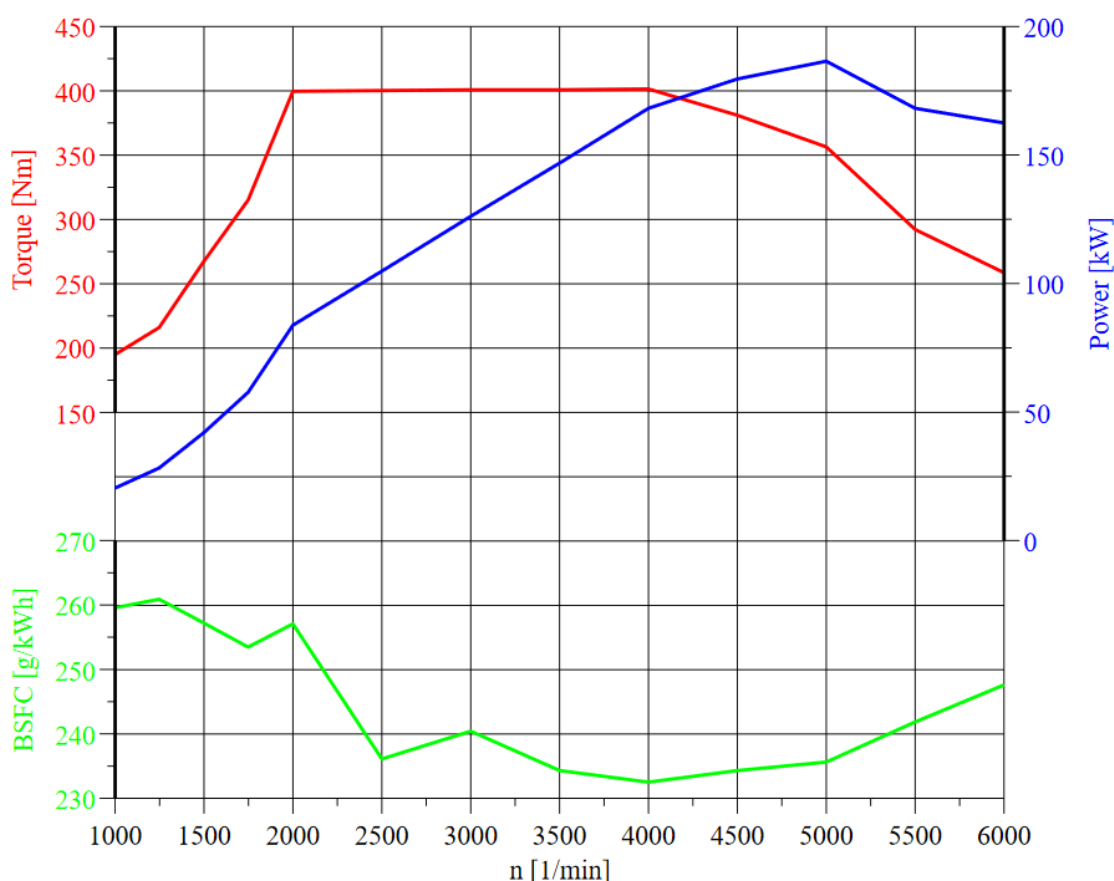
MODEL MECHANICKÝCH STRÁT

Model mechanických strát popisuje celkové mechanické trenie v motore. V referenčnom modeli je použitý Chen-Flynnov model, ktorý počíta stredný trecí tlak (FMEP) na základe maximálneho tlaku vo valci, strednej piestovej rýchlosti a ďalších empiricky určených konštánt.

8 KALIBRÁCIA REFERENČNÉHO MODELU

Priebehy vybraných výkonových a termodynamických veličín zadaného motora boli zmerané v testovacom laboratóriu spoločnosti Garrett Motion Czech Republic, s.r.o. Rovnaké priebehy a hodnoty je taktiež potrebné získať z termodynamickkej simulácie referenčného modelu, a preto je potrebná jeho kalibrácia. Nakoľko výpočtový model nedokáže so stopercentnou presnosťou popísať reálny motor, či vystihnúť všetky podmienky pri meraní, nepredpokladá sa ani totálna zhoda priebehov jednotlivých veličín (s výnimkou definovania tzv. targetu). Cieľom kalibrácie je preto čo najviac priblížiť výsledky simulácie výsledkom merania.

Meranie aj simulácia boli prevedené v plnom zaťažení. Medzi hlavné sledované veličiny patrí výkon, resp. točivý moment, merná efektívna spotreba paliva, prietok vzduchu, prietok paliva, volumetrická účinnosť, súčiniteľ prebytku vzduchu, priebeh spálenia pracovnej zmesi, časovanie sacích a výfukových ventilov, teplota a tlak pred motorom, priemerné otáčky rotoru turbodúchadla, teploty a tlaky pred a za kompresorom a turbínou, pracovné body motora v kompresorovej mape (tzv. lug line), natočenie klapiek VNT, otvorenie wastegate. V tejto práci nebudú zobrazené všetky spomenuté veličiny, ale iba tie, ktoré ovplyvnili ďalšie kroky simulácie.



Obr. 36 Vonkajšia otáčková charakteristika zadaného motora (zmeraná)

Významnými bodmi vo vonkajšej otáčkovej charakteristike je bod maximálneho výkonu, tzv. nominálny výkon ($186 \text{ kW}@5000 \text{ min}^{-1}$) a bod maximálneho točivého momentu v najnižších otáčkach, tzv. nominálny točivý moment ($400 \text{ Nm}@2000 \text{ min}^{-1}$).

8.1 DEFINOVANIE TURBODÚCHADLA

Na zostavenie funkčného referenčného modelu bola v prvom rade vložená kompresorová a turbínová mapa turbodúchadla, s ktorým prebiehalo meranie na motorovej skúšobni. Toto turbodúchadlo je konfigurácie VNT, a preto je vložených 8 turbínových máp pre rôzne natočenie rozvážacích lopatiek. Použité mapy sú štandardné zmerané mapy z plynového skúšobného zariadenia, tzv. Gas Stand. Parametre kompresorovej a turbínovej strany sú v tabuľke 2.

Tab. 2 Základné parametre turbodúchadla

	Parameter	Symbol	Hodnota	Jednotka
Kompresor	Priemer kola	D_k	60	[mm]
	Trim	T	62	[%]
	A/R	AR	0,51	["]
Turbína	Priemer kola	D_t	50	[mm]
	Trim	T	84	[%]
	A/R	AR	0,93	["]

Turbodúchadlo okrem VNT regulácie obsahuje aj externý wastegate, ktorý pri vyšších otáčkach motora slúži k prepusteniu výfukových plynov, s cieľom udržať otáčky turbodúchadla v bezpečných hodnotách. Na základe výkresovej dokumentácie boli rozmery tohto externého wastegatu pozmenené, rovnako aj rozmery trúbiek pred a za turbínou a kompresorom.

8.2 ČASOVANIE VENTILOV

Zadaný motor disponuje variabilným časovaním sacích aj výfukových ventilov, pričom výfukový ventil má dva profily (rôzne dĺžky otvorenia a zdvihu ventilu) prepínajúce sa v 3000 min^{-1} . Ide o 4-ventilovú techniku na valec. Zdvižové krivky sacích a výfukových ventilov boli v modeli už definované, avšak bolo potrebné určiť začiatok a koniec otvárania jednotlivých ventilov. To sa definovalo pre 1 mm zdvihu ventilu a navyše z hľadiska časovania bola pre sací ventil určená referencia otvárania, pre výfukový ventil referencia zatvárania, oboje vzhľadom k hornej úvrati pri výmene náplne valca.

Tab. 3 Základné parametre sacích a výfukových ventilov

Ventil	Rozsah otáčok	Parameter	Symbol	Hodnota	Jednotka
Sací	$1000\text{--}6000 \text{ min}^{-1}$	Dĺžka otvorenia	β_{ref}	190	[° KH]
		Max zdvih	h	10,70	[mm]
Výfukový	$1000\text{--}3000 \text{ min}^{-1}$	Dĺžka otvorenia	γ	180	[° KH]
		Max zdvih	$h\gamma$	6,35	[mm]
	$3500\text{--}6000 \text{ min}^{-1}$	Dĺžka otvorenia	γ	205	[° KH]
		Max zdvih	$h\gamma$	10,00	[mm]

Čo sa týka samotných hodnôt časovania sacích a výfukových ventilov pre jednotlivé otáčky, boli zmerané uhly v momente 1mm zdvihu sacieho ventilu pri otváraní, rovnako v momente 1mm zdvihu výfukového ventilu pri zatváraní. Tieto hodnoty uhlov (v ° KH) predstavujú

absolútnu pozíciu kľukového hriadeľa voči hornej úvrati pri výmene náplne valca. Následne boli vložené do referenčného modelu.

8.3 DEFINOVANIE SÚČiniteľa PREBYTKU VZDUCHU

V referenčnom modeli bola taktiež zmenená hodnota súčiniteľa prebytku vzduchu – Lambdy z pôvodného rozsahu $(0,88 \div 1,08)$ na hodnotu $\lambda = 1$ pre všetky otáčky, nakoľko daný motor pracuje práve s touto hodnotou. Najnižšia zo zmeraných hodnôt bola $\lambda = 0,9881$ pre otáčky 3000 min^{-1} , čo však predstavuje odchýlku necelých 1,2 %, takže tento rozdiel možno pokladať za zanedbateľný.

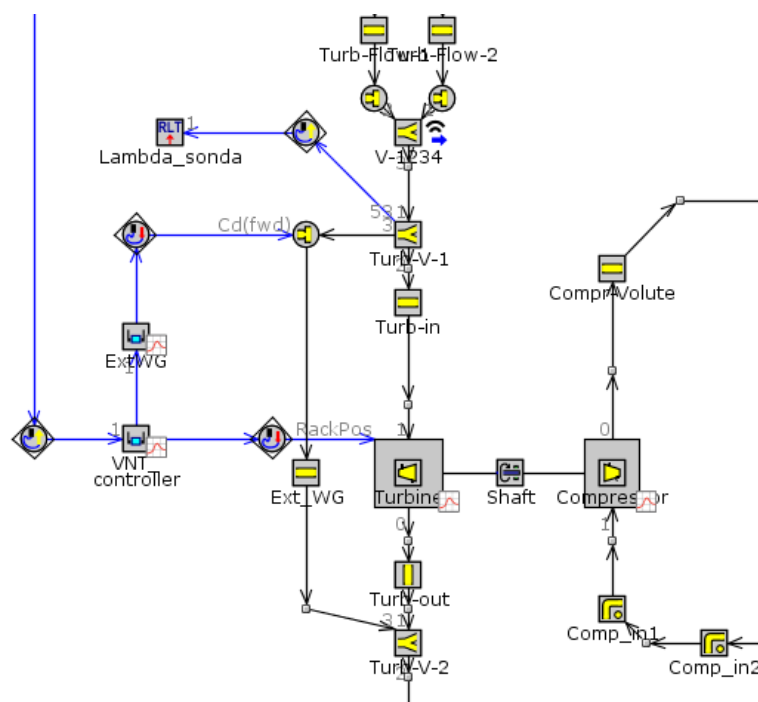
Do referenčného modelu bola navyše pridaná Lambda sonda, umiestnená na rozvetvení pred vstupom do turbíny (obrázok 37 – objekt Lambda_sonda). Dôvodom je kontrola množstva vzduchu v prípade väčšieho prekrytia ventilov, kedy by časť vzduchu prešla priamo zo sacieho potrubia do výfukového, bez toho, aby sa podieľala na spaľovacom procese. Výsledkom by vo výfuku bola hodnota Lambdy väčšia než 1, čím by sa znižovala účinnosť 3-cestného katalyzátora pri redukcii emisií NO_x .

8.4 KALIBRÁCIA VYBRANÝCH VELIČÍN

Po definovaní vybraných prvkov v modeli bola ďalším krokom kalibrácia kľúčových veličín na zaistenie požadovaného chodu motora. Táto kalibrácia je založená na zmene rôznych súčiniteľov ovplyvňujúcich priebeh danej veličiny, ktoré vychádzajú priamo zo vzorca pre jej numerický výpočet. Ďalšou možnosťou bolo využívanie PID regulátora. Konkrétne postupy sú popísané v nasledujúcich podkapitolách. V jednotlivých grafoch sú vždy červenou farbou vyznačené zmerané priebehy, modrou farbou výsledky simulácie.

8.4.1 PRIEBEH TOČIVÉHO MOMENTU

Najdôležitejším krokom kalibrácie bolo zachovať priebeh zmeraného točivého momentu. Toho je možné docieľiť definovaním žiadanej hodnoty tzv. targetu. V referenčnom modeli boli teda pre jednotlivé otáčky zadané zmerané hodnoty točivého momentu a ich dosiahnutie je zabezpečené pomocou pridaného PID regulátora (na obrázku 37 označený ako VNT_controller), napojeného na turbínu, ktorý ovláda natočenie rozvádzacích lopatiek. Z VNT_controller-u je vedený ďalší výstup do druhého PID regulátora, označeného ako ExtWG, ktorý slúži na reguláciu otvorenia externého obtokového kanálu, a to v prípade 90% otvorenia rozvádzacích lopatiek VNT. Vstup do VNT_controller-u je vedený z kľukového hriadeľa vo forme točivého momentu.



Obr. 37 Oblasť turbodúchadla v referenčnom modeli

PID REGULÁTOR

PID regulátor je regulátor s uzavretou slučkou, ktorý pozostáva z proporčionej, integračnej a derivačnej zložky. V systéme sa radí vždy pred riadený objekt⁴. Do regulátora vstupuje regulačná odchýlka $e(t)$, ktorá predstavuje rozdiel medzi žiadanou (target) a skutočnou hodnotou⁵. V regulátore je táto odchýlka spracovaná PID zložkami a následne vystupuje ako akčná veličina $x(t)$, ktorá vstupuje do procesu riadenia. Výstupom z riadenia je požadované správanie objektu⁶ a súčasne skutočná hodnota, ktorá sa opäť porovná so žiadanou hodnotou, vyhodnotí sa odchýlka a tento postup pokračuje, až kým nie sú splnené konvergenčné podmienky.

$$x(t) = r_p \cdot e(t) + (r_i \cdot \int_0^t e(t) dt + x(0)) + r_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (8.1)$$

PID regulátor predstavuje súčet všetkých troch zložiek (v rovnici 8.1 je zľava proporčná, integračná a derivačná). Využíva sa tiež v konfigurácii P, PI, PD. Proporčná zložka predstavuje jednoduchý zosilňovač, kedy je akčná veličina priamo úmerná regulačnej odchýlke, konštantou úmernosti je zosilnenie r_p . Reaguje na okamžitý stav. Integračná zložka reaguje na priebeh odchýlky za určité časové obdobie, a preto je proces regulácie omnoho pomalší ako u proporčionej. Derivačná zložka reaguje na hodnotu aktuálnej odchýlky a taktiež na jej gradient – ako rýchlo sa mení v danom okamihu. Nakoľko sa simuluje ustálený stav spaľovacieho motora, v referenčnom modeli boli v oboch prípadoch (VNT_controller a Ext_WG) využité len proporčné a integračné zložky r_p a r_i ladené

⁴ v tomto prípade pred turbínu a externý wastegate

⁵ v tomto prípade točivý moment

⁶ v tomto prípade natočenie rozvádzacích lopatiek a otvorenie externého wastegate-u

s ohľadom na rýchlosť, stabilitu a priebeh skutočného vstupného signálu v celom spektre otáčok. Výsledkom tejto regulácie bola 100% zhoda merania a simulácie točivého momentu.

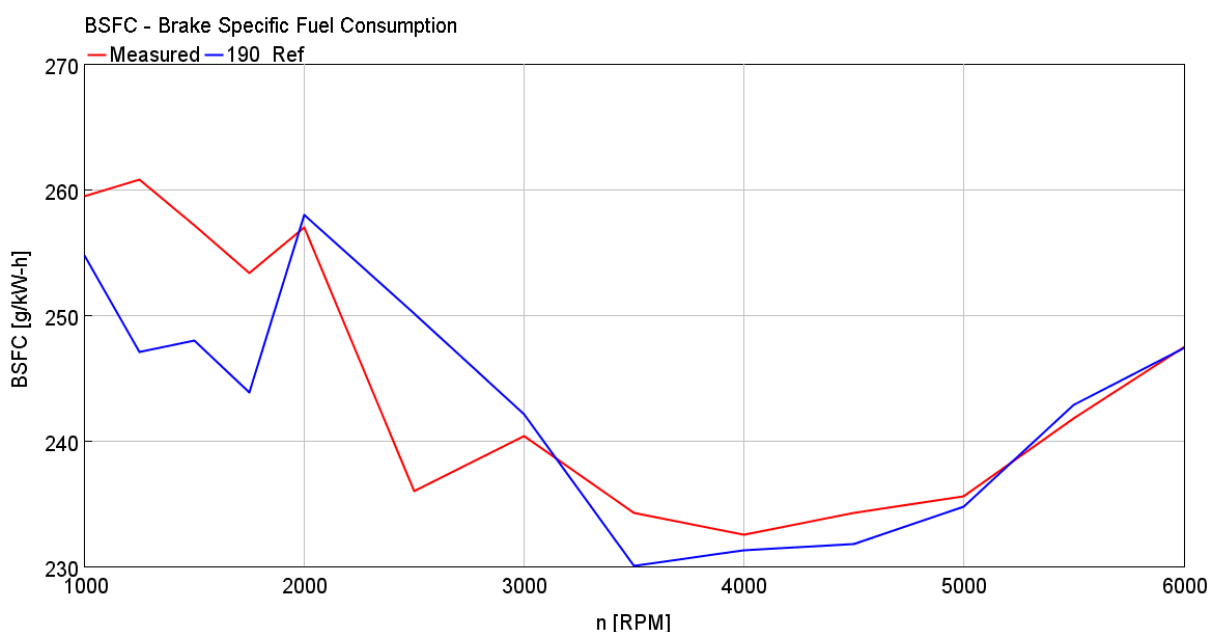
8.4.2 PRIEBEH MERNEJ EFEKTÍVNEJ SPOTREBY PALIVA

Na obrázku 38 je priebeh mernej efektívnej spotreby paliva, kde je možné si všimnúť významných odchýlok simulácie od merania v oblasti nízkych otáčok ($1000\text{--}2500\text{ min}^{-1}$). Najväčší rozdiel je pre 2500 min^{-1} , kedy simulácia vykazuje hodnotu $m_{pe} = 250,163\text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$ a zmeraná hodnota je $m_{pe} = 236,016\text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$.

Priebeh prietoku vzduchu a paliva v závislosti na otáčkach motora sú v celom rozsahu otáčok takmer identické pre simuláciu a meranie, a preto nie je potrebné ich sem vykresľovať. To platí aj pre súčiniteľ prebytku vzduchu. Jediná výraznejšia absolútna odchýlka je práve pre otáčky 2500 min^{-1} , kedy pre prietok vzduchu je hodnota simulácie o 25 kg/h väčšia než zmeraná (relatívna odchýlka $7,3\%$). Rovnako pre prietok paliva je v týchto otáčkach hodnota simulácie o $1,5\text{ kg/h}$ väčšia než zmeraná (relatívna odchýlka 6%). Práve to je dôvodom rozdielnej hodnoty mernej efektívnej spotreby paliva.

Pre ďalšie kroky simulácie sú však podstatné najmä 2 body – nominálny točivý moment a nominálny výkon, resp. otáčky, ktoré týmto dvom bodom prislúchajú (2000 min^{-1} a 5000 min^{-1}). Z toho dôvodu je postačujúce zhodnotiť mernú efektívnu spotrebu paliva, ako aj ďalšie veličiny, pre tieto otáčky. Z toho možno prehlásiť zhodu merania a simulácie mernej efektívnej spotreby za postačujúcu, nakoľko relatívna odchýlka je v týchto dvoch bodoch v priemere $0,36\%$.

Pre simuláciu je najväčšia hodnota spotreby paliva v otáčkach 2000 min^{-1} kvôli vysokému zaťaženiu, a taktiež z dôvodu vyplachovania – Lambda sonda vo výfuku vyhodnotí chudobnú zmes, následkom čoho dôjde k obohateniu na zaistenie požadovanej $\lambda = 1$.

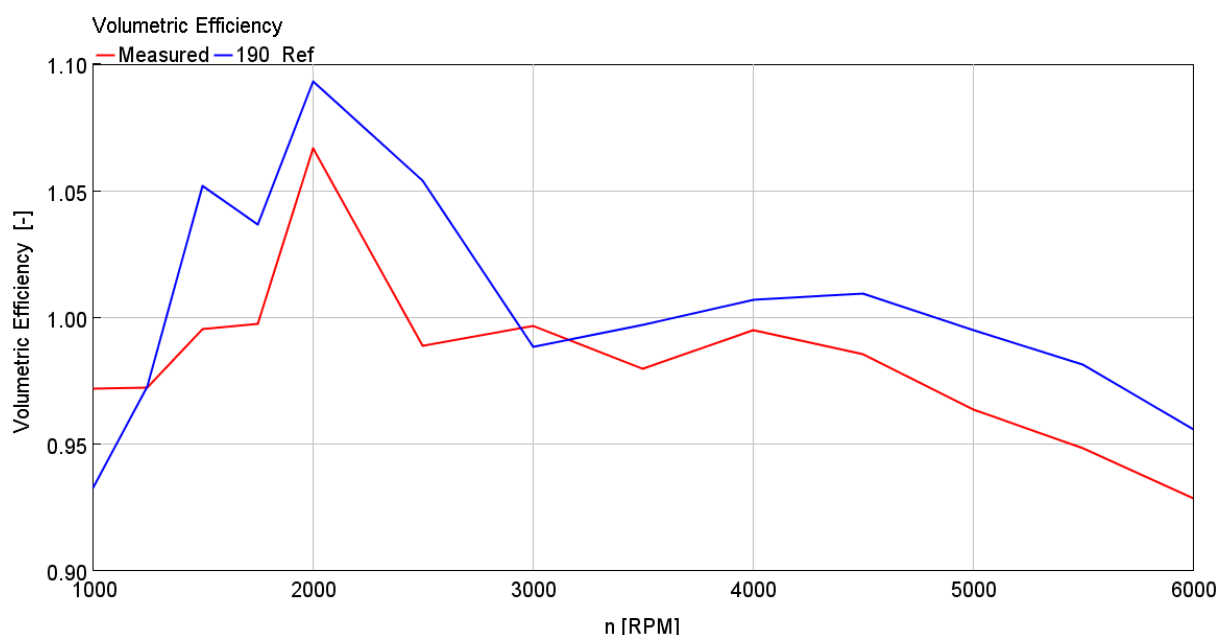


Obr. 38 Priebeh mernej efektívnej spotreby paliva

8.4.3 PRIEBEH OBJEMOVEJ ÚČINNOSTI

Na dosiahnutie zhody objemovej účinnosti medzi meraním a simuláciou je potrebné najmä veľmi presne vymodelovať geometriu jednotlivých súčastí – ide o plochu pretekaného prierezu, dĺžku potrubí a ich spôsob napojenia, priemer a zdvih ventilu. Nakoľko je riešenie dynamiky plynov v 1D simuláciách zjednodušené, nemožno predpokladať ani totálnu zhodu jednotlivých priebehov.

Na obrázku 39 je priebeh objemovej účinnosti, kde pre otáčky 2000 min^{-1} a 5000 min^{-1} je relatívna odchýlka merania a simulácie v priemere 3,3 %. Najväčší rozdiel je pre otáčky 2500 min^{-1} , čo je spôsobené práve väčším prietokom vzduchu, ako bolo spomenuté v predchádzajúcej podkapitole. Z priebehu simulácie je navyše zjavný vplyv vyplachovania v otáčkach $1500\text{--}2500 \text{ min}^{-1}$, kedy je objemová účinnosť väčšia než 100 %.



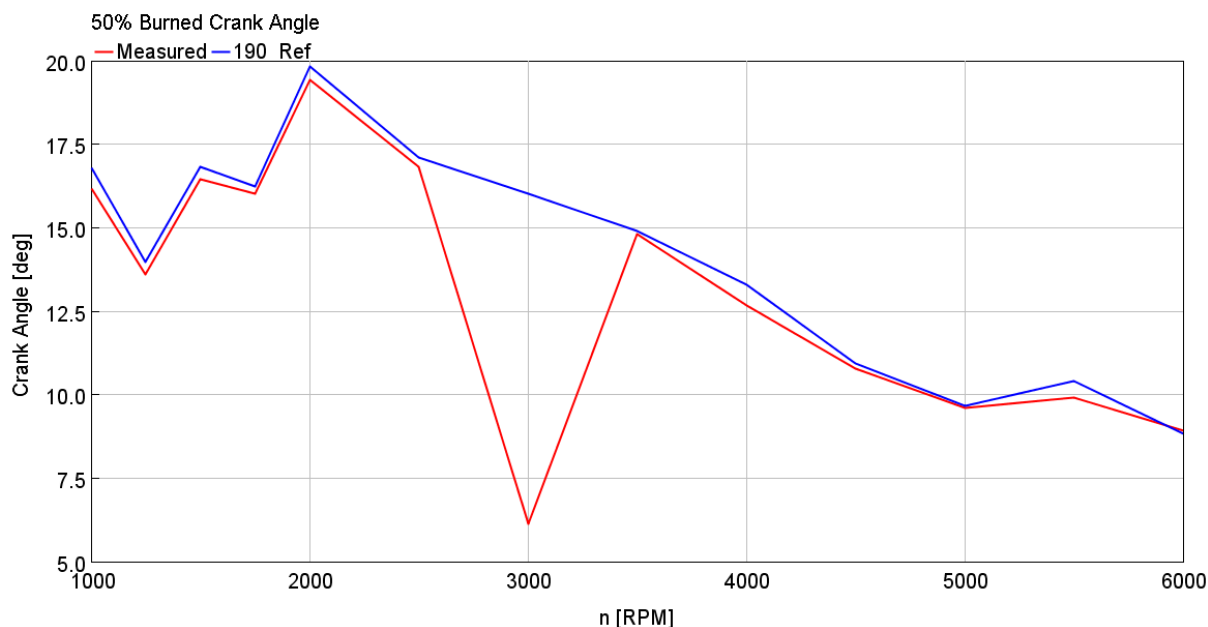
Obr. 39 Priebeh objemovej účinnosti

8.4.4 PRIEBEH SPÁLENIA PRACOVNEJ ZMESI

Priebeh spálenia pracovnej zmesi je v referenčnom modeli popísaný Wiebeho funkciou. V nej je charakteristickým parametrom začiatok a koniec spaľovania. V GT-POWER za začiatok spaľovania považuje uhol, kedy je spálených 10 % paliva, koniec spaľovania je daný hodnotou 90 % spáleného paliva, pričom uhol 0° odpovedá hornej úvrati pri zážihu TDCF. Ďalším sledovaným údajom je uhol, kedy je spálených 50 % paliva, označovaný ako 50 % Burned Crank Angle. Z hľadiska účinnosti je vhodné nastaviť predstih zážihu tak, aby tento uhol bol 8° za TDCF, pretože pri expanzii sa tak využije maximum energie uložené v palive.

V referenčnom modeli bol pre jednotlivé otáčky experimentálne ladený parameter Knock Induction Time Multiplier (KITM), ktorý významne ovplyvňuje hodnotu integrálu na sledovanie detonačného spaľovania (Knock Induction Time Integral) a súčasne zvyšuje alebo znižuje hodnotu predstihu. Čím je predstih zážihu väčší, tým je menšia hodnota 50 % Burned Crank Angle a naopak.

Na obrázku 40 je zobrazený priebeh tejto veličiny, pričom pre hodnotu 3000 min^{-1} bolo meranie chybné, a teda hodnota je neplatná. Ako je možné vidieť, so vzrastajúcimi otáčkami sa predstih zážihu zväčšuje, čo umožňuje pri vysokých otáčkach motora predĺžiť dobu horenia.



Obr. 40 Priebeh spálenia pracovnej zmesi

8.4.5 VPLYV ČASOVANIA NA MNOŽSTVO VZDUCHU VO VÝFUKU

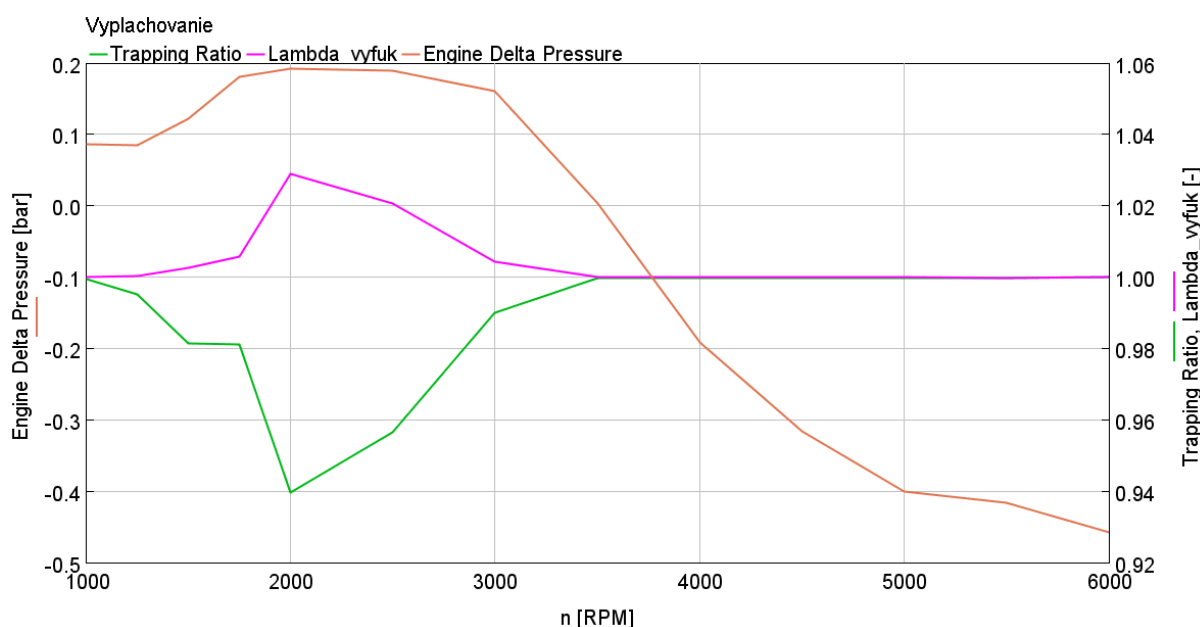
Výhodou variabilného časovania ventilov je možnosť meniť veľkosť prekrytia sacích a výfukových ventilov v závislosti na otáčkach a zaťažení motora. Pri prekrytí ventilov môže dochádzať ku vyplachovaniu (scavenging), kedy pri súčasnom výfuku spalín a plnení valca čerstvou zmesou dochádza ku prefuku spaľovacieho priestoru, a teda časť vzduchu odchádza priamo do výfuku, bez toho aby sa podieľala na spaľovacom procese. Tento jav je charakteristický najmä pre 2-dobé motory, avšak je využívaný aj u motorov 4-dobých. Vďaka vyplachovaniu je možné odstrániť zvyšné spaliny z valca, a tým znížiť riziko detonačného spaľovania. Nevýhodou však je prebytočný vzduch v katalyzátore, ktorý ako bolo spomenuté vyššie, znižuje účinnosť 3-cestného katalyzátora.

V súčasnosti majú väčšiu váhu emisie pred účinnosťou, a preto po dosadení zmeraných hodnôt časovania je potrebné skontrolovať, či k vyplachovaniu dochádza a pri akých otáčkach motora. To je možné vyhodnotiť pomocou tzv. Trapping ratio (TR), ktorý udáva pomer medzi hmotnosťou čistého vzduchu zachyteného vo valci na začiatku cyklu a hmotnosťou vzduchu, ktorý prejde sacími ventilmi. Hodnota TR rovná 1 udáva pracovný cyklus bez vyplachovania, hodnota menšia než 1, resp. doplnok do 1 (100 %) udáva množstvo vzduchu prefúknutého rovno cez výfukové ventily. V spoločnosti Garrett Motion sa hodnota tohto parametru v rozmedzí $0,98 \pm 1$ pokladá za cyklus bez vyplachovania.

Na obrázku 41 je možné vidieť priebeh Trapping ratio, ktorý je pre otáčky $1250\text{--}3000 \text{ min}^{-1}$ menší než 1, dokonca pre otáčky 2000 min^{-1} a 2500 min^{-1} je jeho hodnota 0,94 a 0,956, teda pod hranicou tolerancie, čo je spôsobené práve daným časovaním (otváranie sacieho ventilu

výrazne skôr pred hornou úvratľou). Priebeh hodnôt TR menšie než 1 potvrdzujú aj hodnoty súčiniteľa prebytku vzduchu odčítané vo výfuku, opäť najväčšia hodnota pre otáčky 2000 min^{-1} , kedy $\lambda = 1,029$.

K vyplachovaniu dochádza pri prekrytí sacích a výfukových ventilov, a teda čím je väčšie prekrytie ventilov, tým je väčšia pravdepodobnosť výplachu. Hlavným faktorom je však tlak v sacom potrubí, ktorý musí byť väčší než vo výfukovom potrubí. S rastúcimi otáčkami motora rastie prietok vzduchu, ale zväčšuje sa tlaková strata – tlak v saní klesá, protitlak vo výfuku narastá. Z toho dôvodu je na obrázku 41 znázornený tzv. Engine Delta Pressure (EDP), ktorý vyjadruje rozdiel totálnych tlakov pred a za motorom (hodnoty odčítané v sacom a výfukovom potrubí). Tu je možné si všimnúť kladných hodnôt EDP pre otáčky $1000\text{--}3000 \text{ min}^{-1}$ (tendencia k vyplachovaniu), nulová hodnota pre otáčky 3500 min^{-1} (bez vyplachovania) a záporné hodnoty pre otáčky $4000\text{--}6000 \text{ min}^{-1}$ (vnútorná recirkulácia spalín).



Obr. 41 Vyplachovanie (všetky 3 priebehy – simulácia)

8.4.6 PRIEBEH TERMODYNAMICKÝCH VELIČÍN V OBLASTI TURBODÚCHADLA

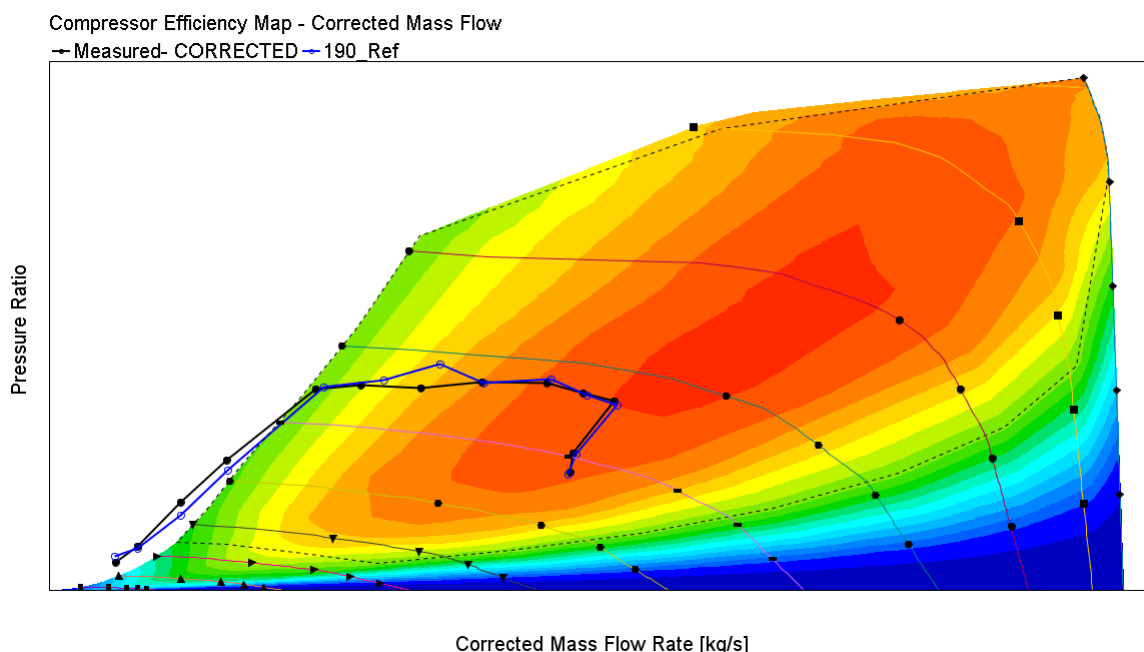
Priebehy teplôt a tlakov pred a za kompresorom a turbínou boli vo väčšine prípadov zhodné (najmä s ohľadom na otáčky 2000 min^{-1} a 5000 min^{-1}), a preto nie sú v práci vykresľované. Rovnako zhodné boli aj otáčky rotoru turbodúchadla, natočenie rozvádzacích lopatiek VNT a otvorenie wastegate-u (wastegate sa začal otvárať pri otáčkach 4000 min^{-1}).

Jedinou potrebnou úpravou bolo nájsť vhodnú konštantu – násobiteľ prestupu tepla medzi stenou valca a pracovným médiom, nakoľko bolo potrebné získať totožnú totálnu teplotu na výfuku, resp. totálnu teplotu pred vstupom do turbíny, ktorej zmeraná hodnota pre otáčky 5000 min^{-1} bola $T_{1T} = 982 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Táto teplota je kľúčová v ďalších krokoch tejto práce.

8.4.7 PRACOVNÉ BODY MOTORA V KOMPRESOROVEJ MAPE

Na obrázku 42 sú znázornené pracovné body motora v kompresorovej mape, tzv. lug line. Čiernou farbou sú vyznačené zmerané dáta, prepočítané ku atmosférickým podmienkam na základe rovnice (1.1). Modrou farbou sú korigované hodnoty simulácie. Chybné zmeraná hodnota bola pre otáčky 3000 min^{-1} (siedmy čierny bod zľava), čo je dôvodom odchýlky od simulácie.

Ako je možné vidieť, zmerané pracovné body motora sa v nízkych otáčkach $1000\text{--}1750 \text{ min}^{-1}$ nachádzajú mimo kompresorovú mapu v oblasti pumpovania. To je samozrejme z teoretického hľadiska chybné, avšak v skutočnosti motor v spolupráci s turbodúchadlom dokáže pracovať bezpečne aj za touto medzou, pretože pracovné podmienky na motore sú odlišné od ustálených podmienok na Gas Stand-e, odkiaľ je mapa získaná. Tento fakt potvrdzuje práve dané merania motora s turbodúchadlom, kde meranie prebiehalo v ustálenom režime – v jednotlivých otáčkach sa zostalo dostatočne dlhú dobu, počas ktorej sa zaznamenali požadované veličiny. Pri meraní v nízkych otáčkach neboli zaznamenané žiadne nestability, a preto možno považovať spoluprácu daného motora s turbodúchadlom za bezpečnú a relevantnú. Tieto pracovné body motora nachádzajúce sa mimo kompresorovú mapu však budú slúžiť ako limitná hranica medze pumpovania pre ďalšie simulácie.



Obr. 42 Pracovné body motora v kompresorovej mape

V prípade dodržania medze pumpovania na kompresore by muselo dôjsť buď k zmene kompresoru turbodúchadla (použiť menší kompresor), alebo pri použitom kompresore znížiť točivý moment v tejto oblasti.

9 MILLERIZÁCIA MOTORA

Po kalibrácii referenčného modelu motora bola ďalším krokom jeho millerizácia. Požiadavkou zo strany zadávateľa bolo, aby daná millerizácia bola založená na skoršom uzavretí sacích ventilov EIVC, pričom sa budú simulovať dve varianty – tzv. Light a Heavy Miller, teda otvorenie sacieho ventilu s dĺžkou $\beta = 170^\circ \text{ KH}$ a ešte kratšou dĺžkou $\beta = 140^\circ \text{ KH}$ (obidve dĺžky boli opäť požiadavkou zadávateľa a taktiež pre 1mm zdvih).

Nakoľko Millerov cyklus umožňuje využiť väčší kompresný pomer, simulácia bola prevedená v ďalších dvoch variantoch – pre pôvodný kompresný pomer $\varepsilon = 9,6$ a pre vyšší kompresný pomer $\varepsilon = 13$ (požiadavka zadávateľa, ktorá vychádzala z druhých piestov, ktoré boli k dispozícii). V simuláciách sa teda sledoval vplyv dĺžky otvorenia sacieho ventilu ako aj vplyv kompresného pomeru a porovnával s referenčným modelom. V nasledujúcich simuláciách zostávajú všetky naladené parametre, súčinitele, hodnoty časovania, súčiniteľ prebytku vzduchu ($\lambda = 1$) a pod. z referenčného modelu nemenné.

Tab. 4 Porovnanie modelov

	Parameter	Symbol	Hodnota	Jednotka
Referenčný model	Dĺžka otvorenia sacieho ventilu	β_{ref}	190	[° KH]
	Kompresný pomer	ε	9,6	[-]
Light Miller	Dĺžka otvorenia sacieho ventilu	β	170	[° KH]
	Kompresný pomer	ε	9,6 a 13	[-]
Heavy Miller	Dĺžka otvorenia sacieho ventilu	β	140	[° KH]
	Kompresný pomer	ε	9,6 a 13	[-]

9.1 PREPOČET ZDVIHOVEJ KRIVKY SACIEHO VENTILU

Prvým krokom millerizácie bol prepočet zdvihovej krivky sacieho ventilu z referenčného modelu na krivku s kratšou dobou otvorenia (a súčasne s menším zdvihom). Toho sa dosiahlo pomocou prepočtových koeficientov, tzv. Angle Multiplier a Lift Multiplier.

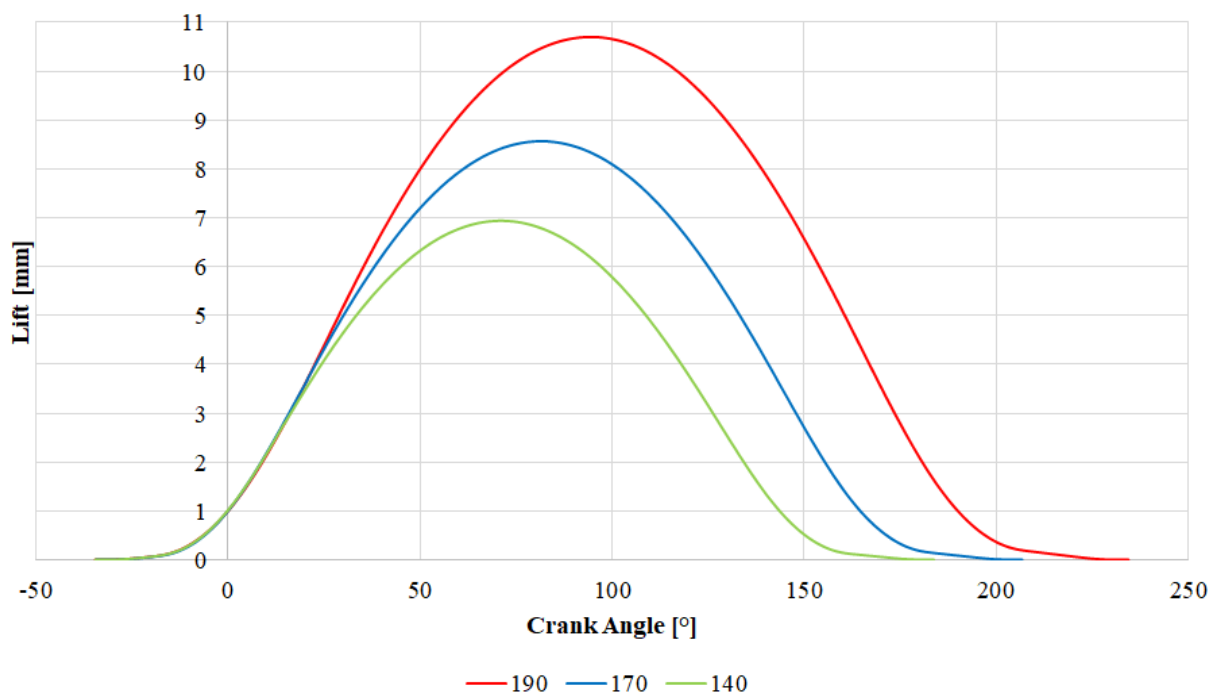
Angle Multiplier sa vypočíta ako pomer požadovanej dĺžky otvorenia voči referenčnej dĺžke:

$$\text{Angle Multiplier} = \frac{\beta}{\beta_{ref}} = \frac{170}{190} \quad (9.1)$$

Aby pri zmene dĺžky otvorenia ventilu nedošlo ku zvýšeniu zrýchlenia ventilov, ktoré by mohlo spôsobiť prerušenie kontaktu vačky a zdvihátka, je potrebné prepočítať aj priebeh zdvihu ventilu, ako druhú mocninu *Angle Multiplier*, pretože zrýchlenie ventilu je druhou deriváciou zdvihu ventilu.

$$\text{Lift Multiplier} = \text{Angle Multiplier}^2 \quad (9.2)$$

Na základe obidvoch súčiniteľov sa prenášobila referenčná zdvihová krivka, ktorá sa vložila do modelu.



Obr. 43 Priebehy zdvihu sacieho ventilu pre jednotlivé modely

Tab. 5 Porovnanie maximálneho zdvihu sacieho ventilu

	Parameter	Symbol	Hodnota	Jednotka
Referenčný model	Maximálny zdvih	h	10,70	[mm]
Light Miller	Maximálny zdvih	h	8,57	[mm]
Heavy Miller	Maximálny zdvih	h	6,94	[mm]

9.2 STANOVENIE KRITÉRIÍ SIMULÁCIE

Ďalším krokom je stanovenie kritérií simulácie zadanej millerizácie a podľa toho jej vyhodnotenie. Prvou možnosťou simulácie je zachovanie priebehu výkonu, resp. točivého momentu ako u referenčného modelu, kedy sa bude sledovať vplyv dĺžok otvorenia sacieho ventilu a kompresného pomeru na priebeh výkonových a termodynamických veličín, najmä na mernú efektívnu spotrebu paliva a teplotu vo výfuku, resp. teplotu na vstupe do turbíny. Táto varianta je v práci označená ako Izo P.

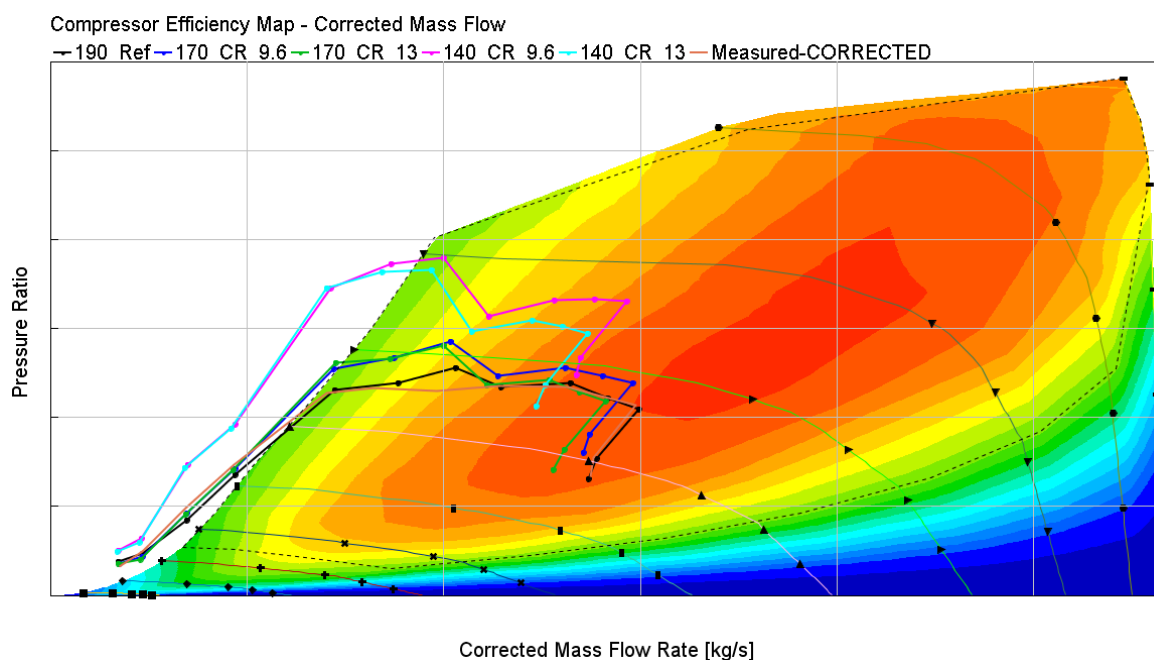
Druhou možnosťou simulácie je zachovanie rovnakej totálnej teploty vo výfuku, resp. totálnej teploty na vstupe do turbíny, ako u referenčného modelu, ktorá je tu pre otáčky 5000 min^{-1} $T_{1T} = 982 \text{ °C}$. Pre tieto otáčky sa prevedie optimalizácia časovania sacích a výfukových ventilov s cieľom sledovania prírastku výkonu pre jednotlivé dĺžky otvorenia sacieho ventilu a kompresné pomery. Táto varianta je v práci označená ako Izo T.

9.3 Izo P

Keďže jednou z hlavných výhod Millerovho cyklu je vďaka väčšiemu predstihu nižšia teplota výfukových plynov, rozhodujúci je vplyv dĺžky otvorenia sacieho ventilu a kompresného pomeru práve na túto teplotu, pri dodržaní referenčného priebehu výkonu. Očakávaním bolo, že čím je kratšie otvorenie sacieho ventilu, tým je teplota výfukových plynov nižšia. Takisto, čím je vyšší geometrický kompresný pomer, tým je táto teplota nižšia.

Úprava referenčného modelu na model motora s Millerovým cyklom pozostávala z vloženia prepočítaných zdvihových kriviek sacieho ventilu. Po spustení simulácie sa kontrolovalo splnenie konvergenčných podmienok, ako aj vznik klepania (Knock Induction Time Integral).

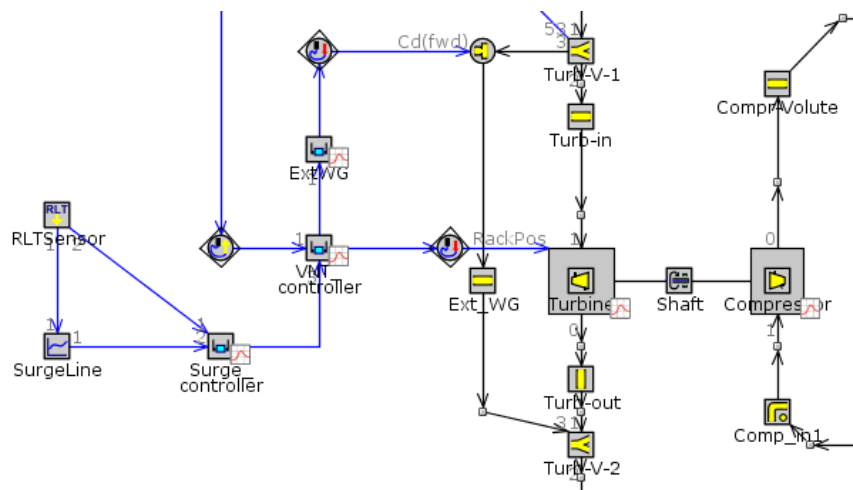
Na obrázku 44 je priebeh pracovných bodov motora pre referenčný a millerizovaný model v kompresorovej mape. Ako je možné vidieť, model Heavy Miller pre oba kompresné pomery spôsobuje, že sa pracovná oblasť motora pre otáčky $1000\text{--}2500\text{ min}^{-1}$ nachádza výrazne vľavo za medzou pumpovania. Tento jav je spôsobený tým, že pri významne kratšom otvorení sacieho ventilu, kedy je na naplnenie valca omnoho menej času, klesá objemová účinnosť a turbodúchadlo sa snaží vyšším plniacim tlakom zabezpečiť rovnaké hmotnostné naplnenie valca, aby bol dodržaný priebeh točivého momentu definovaný v PID regulátore VNT_controller.



Obr. 44 Pracovné body motora pre referenčný a millerizovaný model v kompresorovej mape (čierna – referenčný model, hnedá – zmerané hodnoty, modrá – Light Miller $\varepsilon = 9,6$, zelená – Light Miller $\varepsilon = 13$, ružová – Heavy Miller $\varepsilon = 9,6$, tyrkysová – Heavy Miller $\varepsilon = 13$)

Do modelu Heavy Miller sa preto pridala ďalší PID regulátor (na obrázku 45 označený ako Surge_controller), do ktorého vstupuje okamžitá hodnota tlakového pomeru na kompresore pre jednotlivé otáčky (z objektu RLTSensor), a súčasne funkčný objekt (SurgeLine), ktorý obsahuje tabuľku s limitnými hodnotami pre tlakový pomer a prietok vzduchu. Tieto limitné hodnoty sú práve zmeranými pracovnými bodmi motora, ktoré sa nachádzali v oblasti pumpovania, doplnené ešte o jeden bod na zaistenie plynulého napojenia limitu ku kompresorovej mape, a slúžia ako žiadaná hodnota (target) pre PID regulátor.

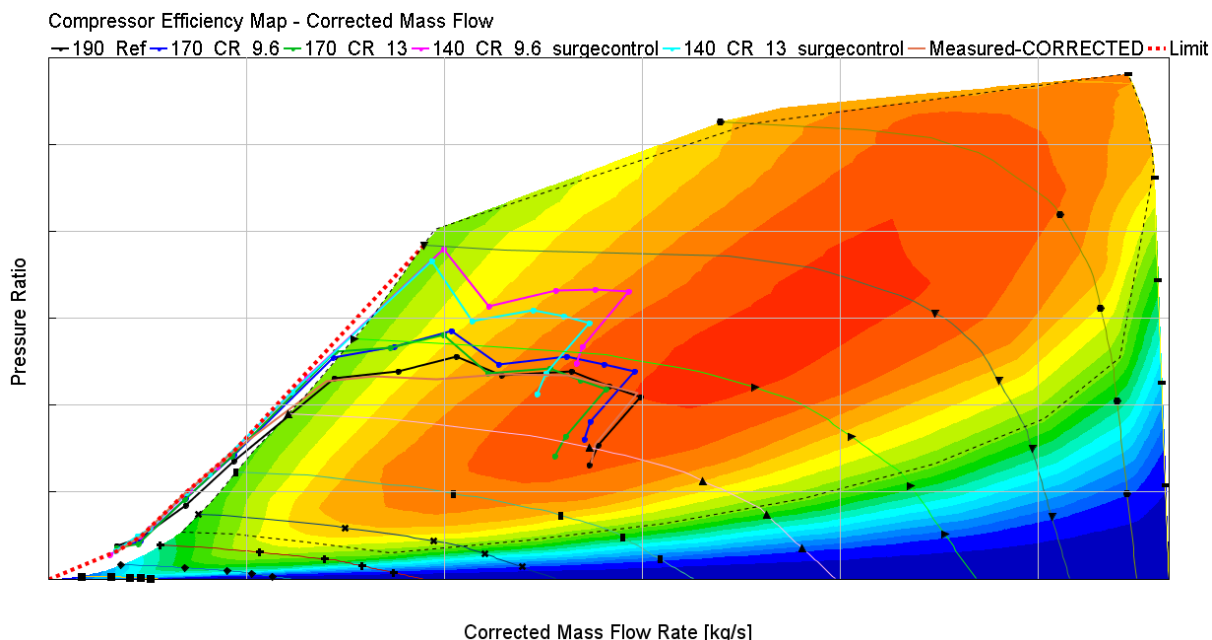
Surge_controller reguluje VNT_controller, resp. upravuje minimálne otvorenie rozvádzacích lopatiek tak, aby sa hodnoty tlakového pomeru nachádzali v kompresorovej mape v oblasti pumpovania maximálne na úrovni definovaného limitu. V okamihu dosiahnutia stabilnej pracovnej oblasti kompresora je Surge_controller nečinný.



Obr. 45 PID regulátor Surge_controller v modeli Heavy Miller

9.3.1 PRACOVNÉ BODY MILLERIZOVANÉHO MOTORA V KOMPRESOROVEJ MAPE

Ako je možné vidieť na obrázku 46, vďaka PID regulátoru Surge_controller sa podľa limitnej krivky (červená bodkovaná čiara) upravil priebeh pracovných bodov pre model Heavy Miller.

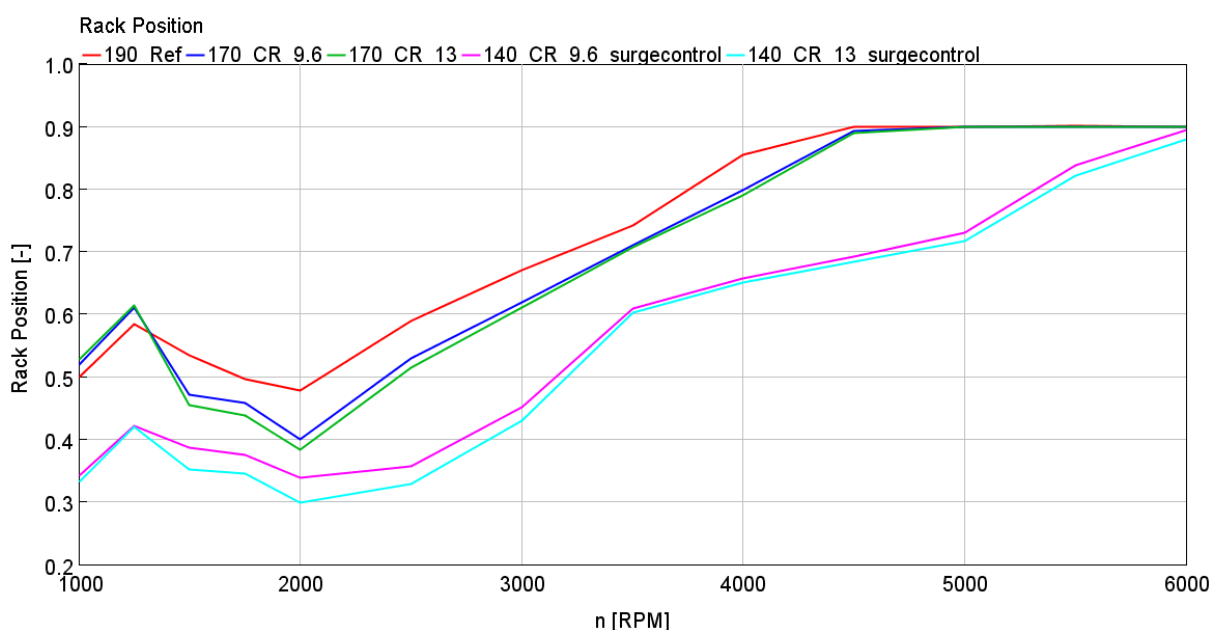


Obr. 46 Pracovné body motora pre referenčný a millerizovaný model v kompresorovej mape s uvažovaním limitu medze pumpovania (čierna – referenčný model, hnedá – zmerané hodnoty, modrá – Light Miller $\varepsilon = 9,6$, zelená – Light Miller $\varepsilon = 13$, ružová – Heavy Miller $\varepsilon = 9,6$, tyrkysová – Heavy Miller $\varepsilon = 13$, červená – limit medze pumpovania)

Z priebehov je zrejmé, že čím je kratšie otvorenie sacieho ventilu, tým je prietok vzduchu menší, teda motor je účinnejší (na základe rovnice (2.16), kde konštantou úmernosti je λ a následne rovnice (2.14)). Súčasne sa pracovné body posúvajú do oblasti väčších tlakových pomerov z dôvodu požiadavky motora na vyšší plniaci tlak kvôli menšej objemovej účinnosti, na dosiahnutie požadovaného výkonu. Dôsledkom toho sa však nachádzajú v oblastiach nižších účinností kompresora.

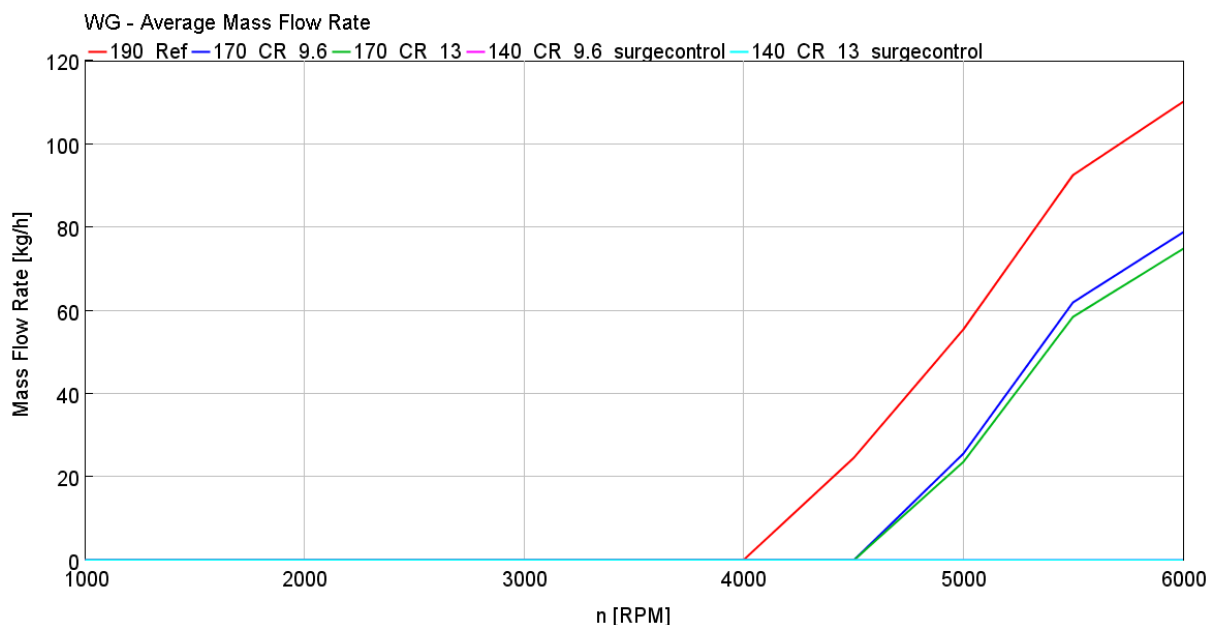
Vplyv kompresného pomeru je taktiež dosť znateľný. V obidvoch prípadoch (Light a Heavy Miller) má model s vyšším kompresným pomerom v porovnaní s pôvodným kompresným pomerom krivku položenú opäť viac vľavo v oblasti nižších prietokov a súčasne v oblasti nižších tlakových pomerov, čo je opäť spôsobené väčšou celkovou účinnosťou motora.

Väčší plniaci tlak u kratšie otvorených ventilov je dosiahnutý menším otvorením rozvádzacích lopatiek, viď obrázok 47 – Rack Position. Nakoľko sa so znižujúcim otvorením lopatiek zväčšuje otáčanie rotoru turbodúchadla, treba skontrolovať, či nedošlo k prekročeniu maximálnych povolených otáčok. V tomto prípade limitná hodnota prekročená nebola, a to ani u modelu Heavy Miller, ktorý vykazoval vyššie hodnoty otáčok od ostatných modelov.



Obr. 47 Priebeh otvorenia rozvádzacích lopatiek VNT pre referenčný model a millerizované modely (hodnota 0 = zavreté, hodnota 1, resp. 100 % = maximálne otvorené)

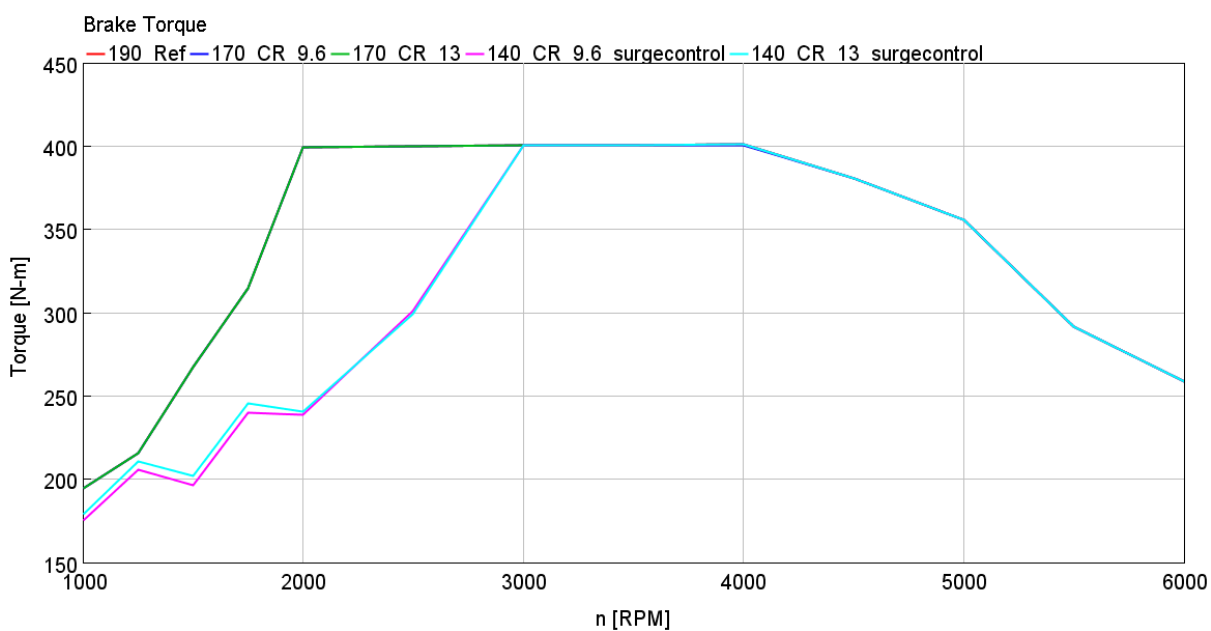
Nakoľko je definované maximálne 90% otvorenie rozvádzacích lopatiek, zvyšok regulácie musí vykonať externý wastegate. Ako je vidieť na obrázku 48 – pre model Heavy Miller je externý wastegate v celom rozsahu otáčok zavretý, pretože otvorenie rozvádzacích lopatiek je menšie a na reguláciu plniaceho tlaku sa využíva celé množstvo výfukových plynov. V modeli Light Miller sa wastegate začal otvárať až v otáčkach 4500 min^{-1} , kedy rozvádzacie lopatky dosiahli takmer 90% otvorenie, na rozdiel od referenčného modelu, ktorý sa k tejto hodnote približoval už v otáčkach 4000 min^{-1} .



Obr. 48 Priebek prúdenia výfukových plynov cez externý wastegate pre referenčný model a millerizované modely

9.3.2 PRIEBEH TOČIVÉHO MOMENTU PRE MILLERIZOVANÉ MODEL Y

Vplyv PID regulátora Surge_controller zabezpečil pre modely Heavy Miller stabilnú pracovnú oblasť motora v nízkych otáčkach, avšak jeho dôsledkom sú nižšie hodnoty točivého momentu práve kvôli menšiemu plniacemu tlaku (v otáčkach 2000 min^{-1} je rozdiel až 160 Nm). Od otáčok 3000 min^{-1} je tento priebeh napojený na požadovaný priebeh točivého momentu, ktorý je u ostatných modelov splnený v celom rozsahu otáčok motora.



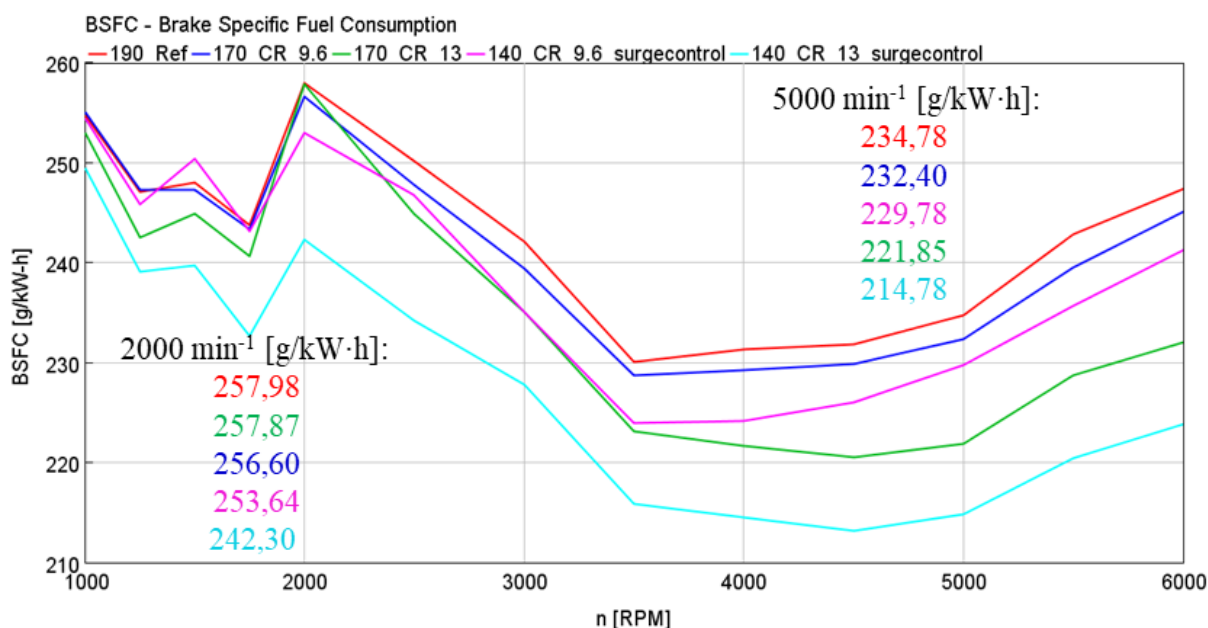
Obr. 49 Priebek točivého momentu pre referenčný model a millerizované modely

9.3.3 PRIEBEH MERNEJ EFEKTÍVNEJ SPOTREBY PALIVA PRE MILLERIZOVANÉ MODELY

Vplyv Atkinsonovho pomeru z rovnice (3.4), ktorý je pre millerizované modely $A > 1$, čím priaznivo ovplyvňuje veľkosť termickej účinnosti, oproti účinnosti Ottovho cyklu z rovnice (3.1), a následnej väčšej celkovej účinnosti (rovnica 2.12), sa prejaví na menšej spotrebe paliva (rovnica (2.14), resp. (2.15)), ktorú možno pozorovať na obrázku 50.

Porovnávať jednotlivé priebehy medzi sebou má zmysel až od otáčok 3000 min^{-1} , pretože od tejto hodnoty bol dosiahnutý rovnaký točivý moment pre všetky modely. Z priebehov je zrejmé, že na m_{pe} má pred dĺžkou otvorenia sacieho ventilu významnejší vplyv kompresný pomer. Čím je jeho hodnota vyššia, tým je vyššia termická, resp. celková účinnosť a menšia spotreba paliva. Najnižšiu m_{pe} vykazuje model Heavy Miller pre kompresný pomer $\varepsilon = 13$. Pre tento model je spotreba paliva v rozmedzí otáčok $1000\text{--}2500 \text{ min}^{-1}$ nižšia aj práve kvôli menšiemu výkonu, ktorý nemohol byť na základe medze pumpovania dodržaný.

Čo sa týka porovnania m_{pe} jednotlivých modelov pre otáčky 2000 min^{-1} , v tomto prípade dochádza k vyplachovaniu v referenčnom modeli a modeli Light Miller. Tým, že sa do výfuku dostane viac vzduchu, vyhodnotí riadiaca jednotka zmes za chudobnú, následkom čoho sa zmes obohatí (aby bola dodržaná $\lambda = 1$) – zvýši sa prietok paliva, a teda m_{pe} .

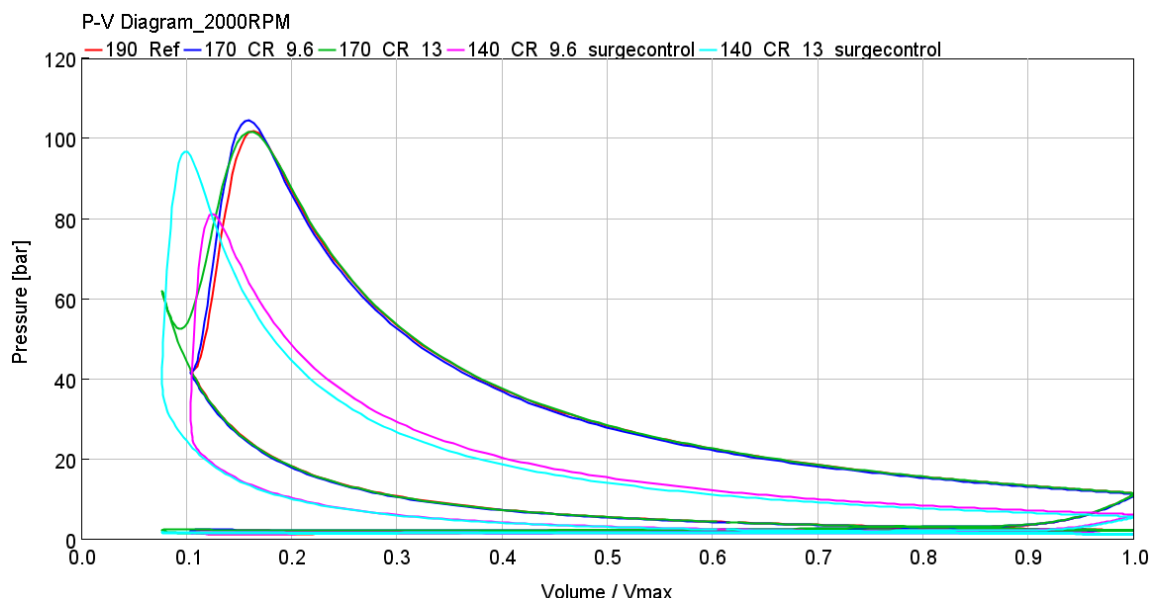


Obr. 50 Priebeh mernej efektívnej spotreby paliva pre referenčný model a millerizované modely

9.3.4 DIAGRAM P-V PRE MILLERIZOVANÉ MODELY

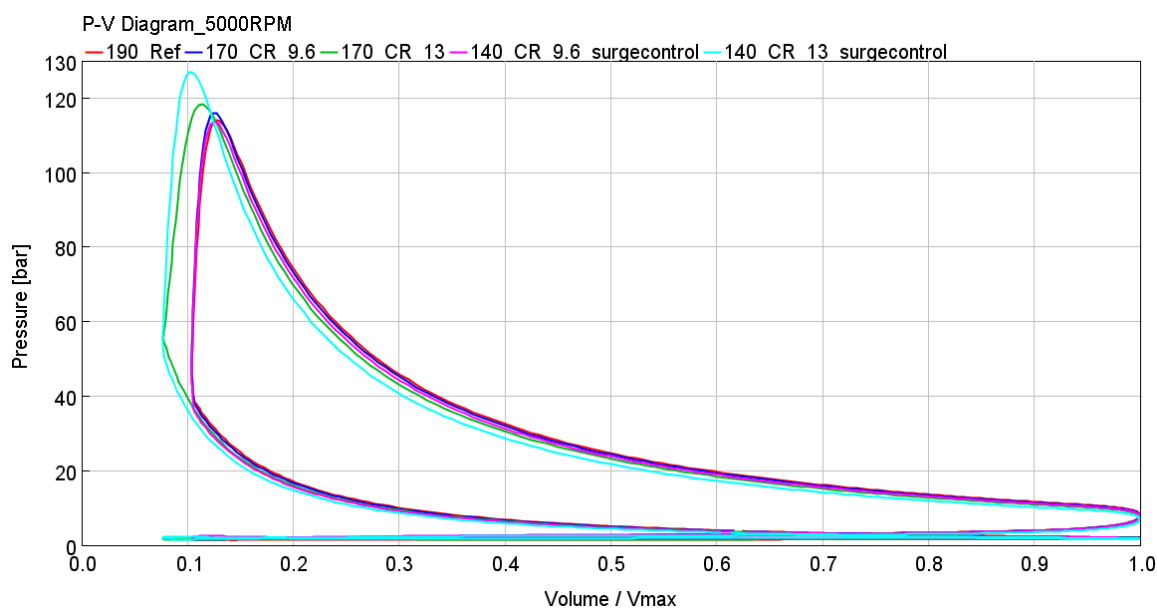
Na základe p-V diagramu možno poukázať na typické odlišnosti Millerovho a Ottovho cyklu, prípadne charakteristický priebeh potvrdzujúci hodnotu inej veličiny. Tento diagram má os x vynesenu v pomerných hodnotách $Volume/V_{max}$, kde maximálny objem predstavuje celkový objem valca, teda súčet objemu kompresného a zdvihového. Priebeh diagramu je vyhodnocovaný pre otáčky nominálneho točivého momentu a nominálneho výkonu.

Pre otáčky 2000 min^{-1} je možné vidieť výrazne menšiu vykonanú prácu v modeloch Heavy Miller, dôsledkom ktorej je menší výkon (stredný indikovaný tlak IMEP = 16,32 bar). U referenčného modelu a modelu Light Miller je vykonaná práca rovnaká (stredný indikovaný tlak IMEP = 26,46 bar). Navyše tu je možné pozorovať vplyv predstihu zážihu na priebeh tlaku (výraznejší vplyv v modeli Light Miller $\varepsilon = 13$, menej výrazný vplyv v referenčnom modeli a modeli Light Miller $\varepsilon = 9,6$), kedy pri dosiahnutí hornej úvrati nenastane okamžite typický prudký nárast tlaku, ale až keď sa piest pohybuje k dolnej úvrati.



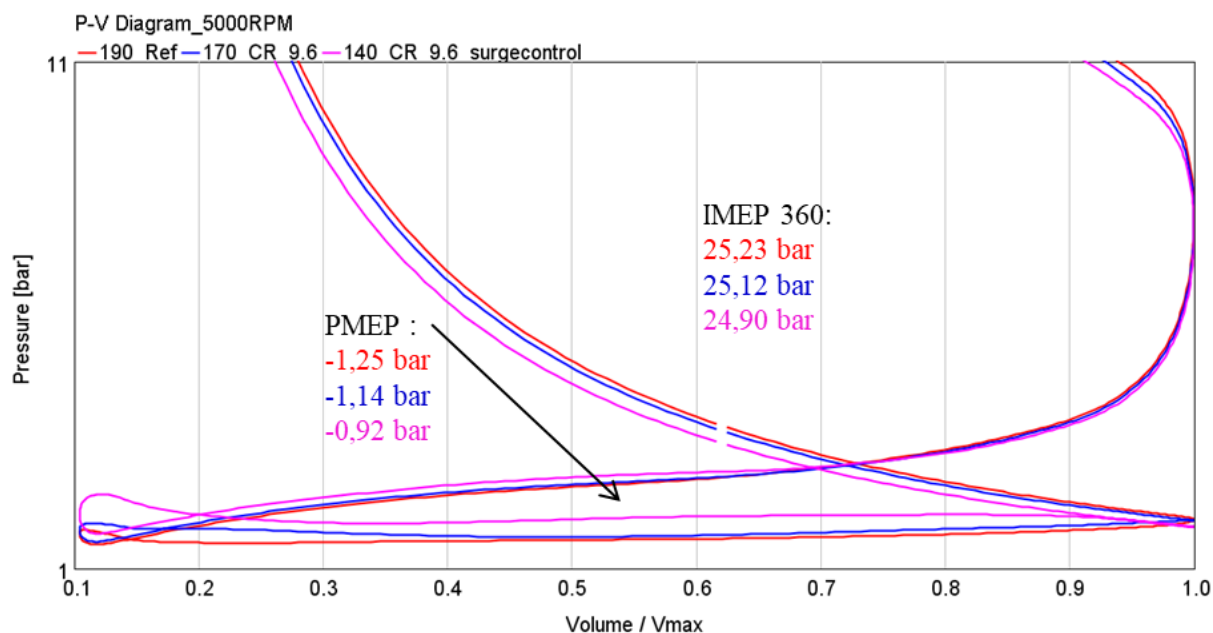
Obr. 51 p-V diagram pre otáčky 2000 min^{-1} pre referenčný model a millerizované modely

Pre otáčky 5000 min^{-1} je plocha p-V diagramu všetkých modelov rovnaká (stredný indikovaný tlak IMEP = 23,98 bar). Predstih zážihu je na rozdiel od otáčok 2000 min^{-1} väčší, o čom svedčí okamžitý nárast tlaku po dosiahnutí hornej úvrate pre všetky modely. Charakteristické časti tohto grafu sú priblížené a popísané ďalej.

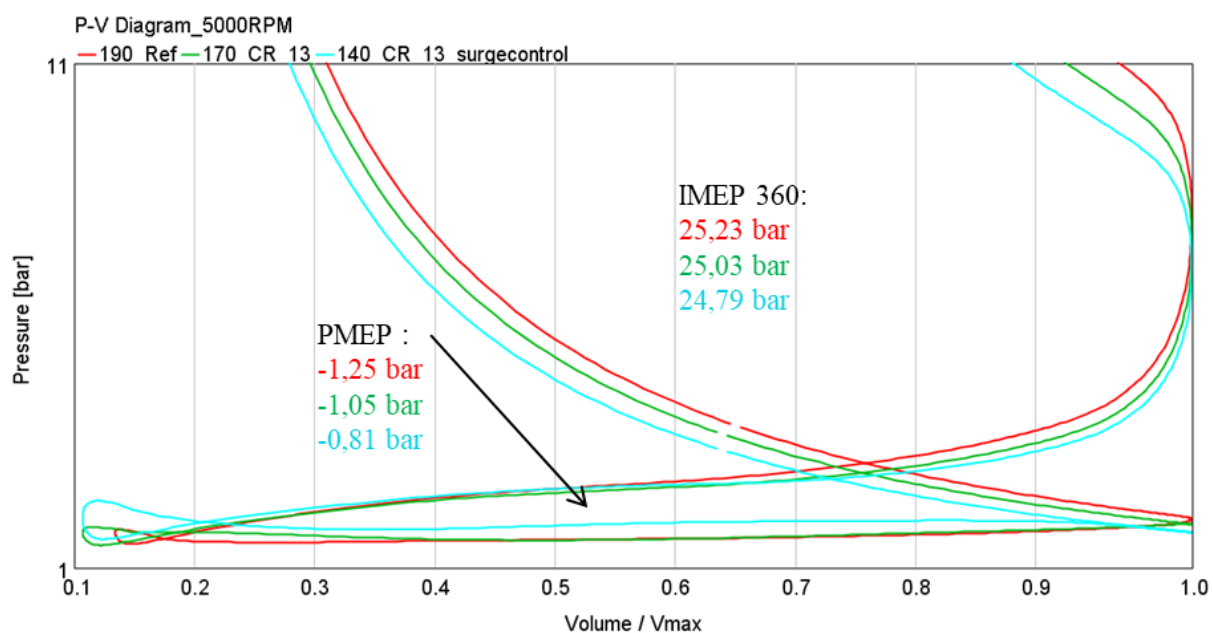


Obr. 52 p-V diagram pre otáčky 5000 min^{-1} pre referenčný model a millerizované modely

Typickým prvkom Millerovho cyklu je zväčšujúci sa plniaci tlak so skracujúcou sa dĺžkou otvorenia sacieho ventilu, s cieľom dodať rovnaké množstvo vzduchu. Pred dolnou úvratou však jeho hodnota klesá, čo je spôsobené práve skorším zavretím ventilu. V priebehu kompresie zostáva u kratšie otvorených ventilov tlak nižší, čo umožní zväčšiť predstih zážihu. Na konci expanzie je vďaka väčšiemu predstihu nižší tlak (teda aj teplota), čo priaznivo ovplyvňuje veľkosť indikovanej účinnosti. So vzrastajúcim plniacim tlakom väčšinou narastá aj tlak vo výfuku, resp. tlak pred vstupom do turbíny. Stredný efektívny tlak pri výmene náplne valca (PMEP) sa znižuje so skracujúcou dĺžkou otvorenia sacieho ventilu, čo opäť prispieva k väčšej indikovanej účinnosti. Tieto javy sú znázornené na obrázku 53, resp. 54.

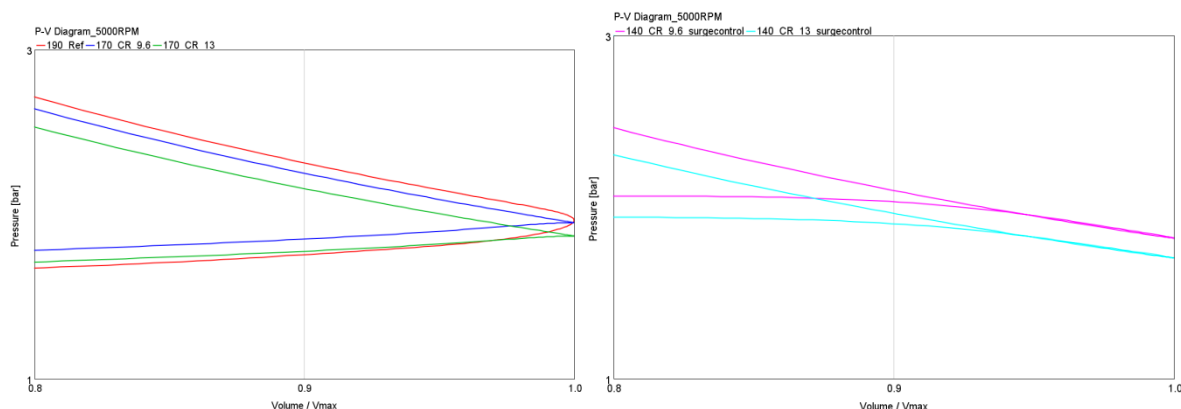


Obr. 53 p-V diagram pre otáčky 5000 min^{-1} v nízkotlakej časti pre $\varepsilon = 9.6$



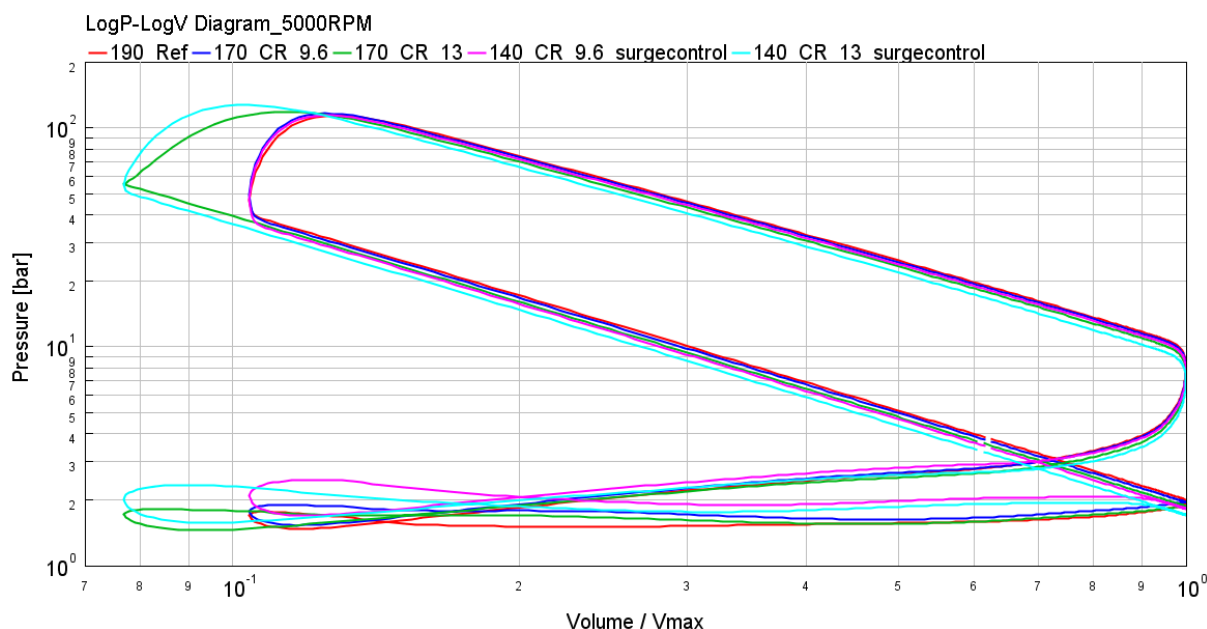
Obr. 54 p-V diagram pre otáčky 5000 min^{-1} v nízkotlakej časti pre $\varepsilon = 13$ (vrátane referenčného modelu)

Ako bolo spomenuté vyššie, na konci sacieho zdvihu dochádza u millerizovaných modelov k poklesu tlaku z dôvodu EIVC. Súčasne však tlak na začiatku kompresie túto dráhu, resp. tieto hodnoty tlaku kopíruje. Tento jav je možné vidieť na obrázku 55, pričom v modeli Heavy Miller je tento priebeh ešte názornejší. Navyše je zobrazený aj priebeh referenčného modelu, v ktorom, samozrejme, tento jav nie patrný (iná dráha, resp. iné hodnoty tlaku na konci sacieho a na začiatku kompresného zdvihu).



Obr. 55 Rovnaká dráha tlaku na konci sacieho a na začiatku kompresného zdvihu v p-V diagrame pre otáčky 5000 min^{-1} , vľavo – Light Miller a referenčný model, vpravo – Heavy Miller

Pre lepšiu názornosť millerizácie je na obrázku 56 logaritmický p-V diagram pre otáčky 5000 min^{-1} pre všetky modely.

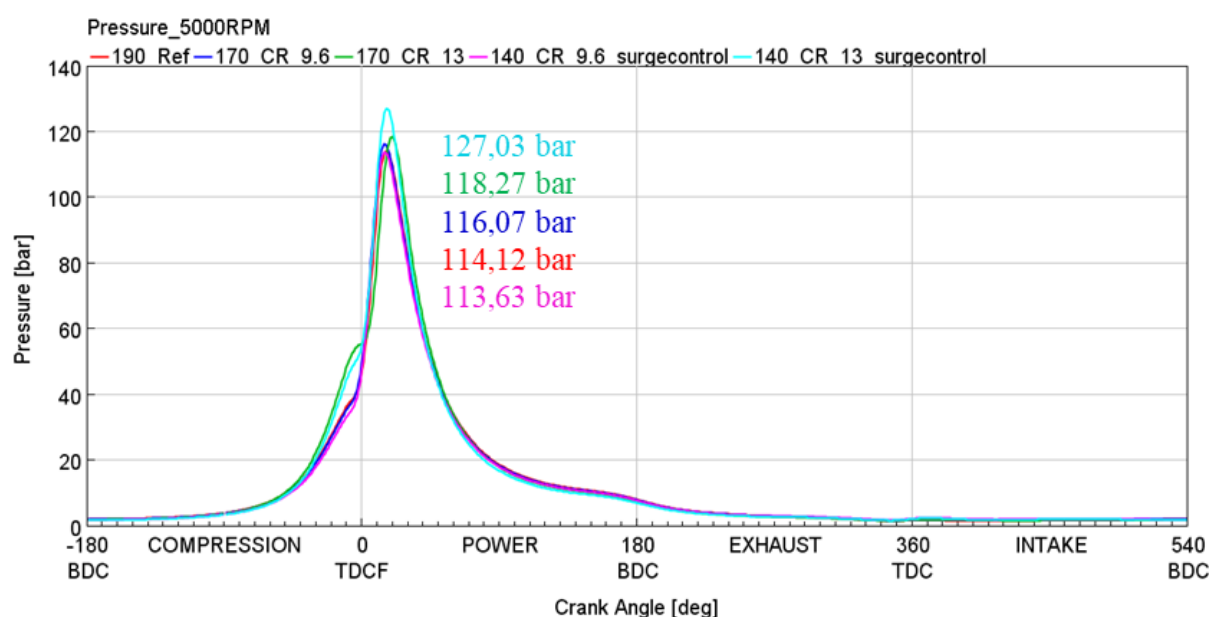


Obr. 56 Logaritmický p-V diagram pre otáčky 5000 min^{-1} pre referenčný model a millerizované modely

9.3.5 PRIEBEH TLAKU VO VALCI PRE MILLERIZOVANÉ MODEL Y

Na obrázku 57 je priebeh tlakov jednotlivých modelov odčítaný pre otáčky 5000 min^{-1} . Z priebehov je zjavné, že na maximálnu veľkosť spaľovacieho tlaku má výrazný vplyv kompresný pomer. Taktiež jeho hodnota narastá s kratšou dĺžkou otvorenia sacieho ventilu, a to vďaka väčšiemu predstihu. Výhodou krátkeho otvorenia sacieho ventilu a vysokého kompresného pomeru je väčší spaľovací tlak, a tým väčšia celková účinnosť motora, avšak z hľadiska mechanického namáhania piestu by maximálna hodnota tlaku nemala prekročiť 120 bar, čo sa u modelu Heavy Miller $\varepsilon = 13$ stalo (maximálna hodnota tlaku je 127 bar).

Z priebehov tlaku je taktiež možné určiť predstih zážihu – čím je špička tlaku viac za HÚ (TDCF), tým je predstih zážihu menší a naopak, čo potvrdzuje aj hodnota 50 % Burned Crank Angle na obrázku 59 pre dané otáčky.

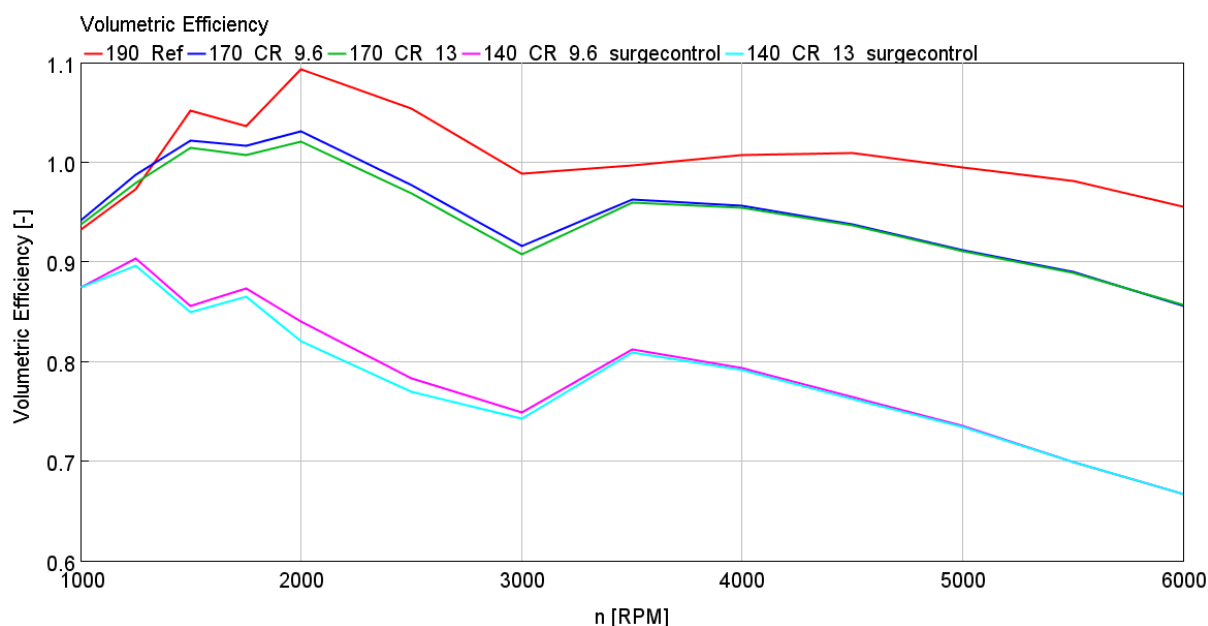


Obr. 57 Priebeh tlaku vo valci pre otáčky 5000 min^{-1} pre referenčný model a millerizované modely

9.3.6 PRIEBEH OBJEMOVEJ ÚČINNOSTI PRE MILLERIZOVANÉ MODEL Y

Priebeh objemovej účinnosti má tým menšie hodnoty, čím je kratšie otvorenie sacieho ventilu, pretože je menej času na naplnenie valca čerstvou zmesou. Vplyv kompresného pomeru je v tomto prípade minimálny. S rastúcimi otáčkami motora objemová účinnosť, prirodzene, klesá. U referenčného modelu je i pri vysokých otáčkach jej hodnota stále okolo 100 %, a to vďaka variabilnému časovaniu ventilov (u millerizovaných modelov je ponechané časovanie z referenčného modelu).

Hodnoty objemovej účinnosti väčšie než 1 taktiež spôsobujú vyplachovanie, čo potvrdzuje aj hodnotu súčiniteľa prebytku vzduchu vo výfuku – pre referenčný model vid' kapitola 8.4.5, resp. obrázok 41, pre model Light Miller je pre otáčky 2000 min^{-1} maximálna hodnota $\lambda = 1,025$, a v modeli Heavy Miller je hodnota $\lambda = 1$ v celom rozsahu otáčok.



Obr. 58 Priebeh objemovej účinnosti pre referenčný model a millerizované modely

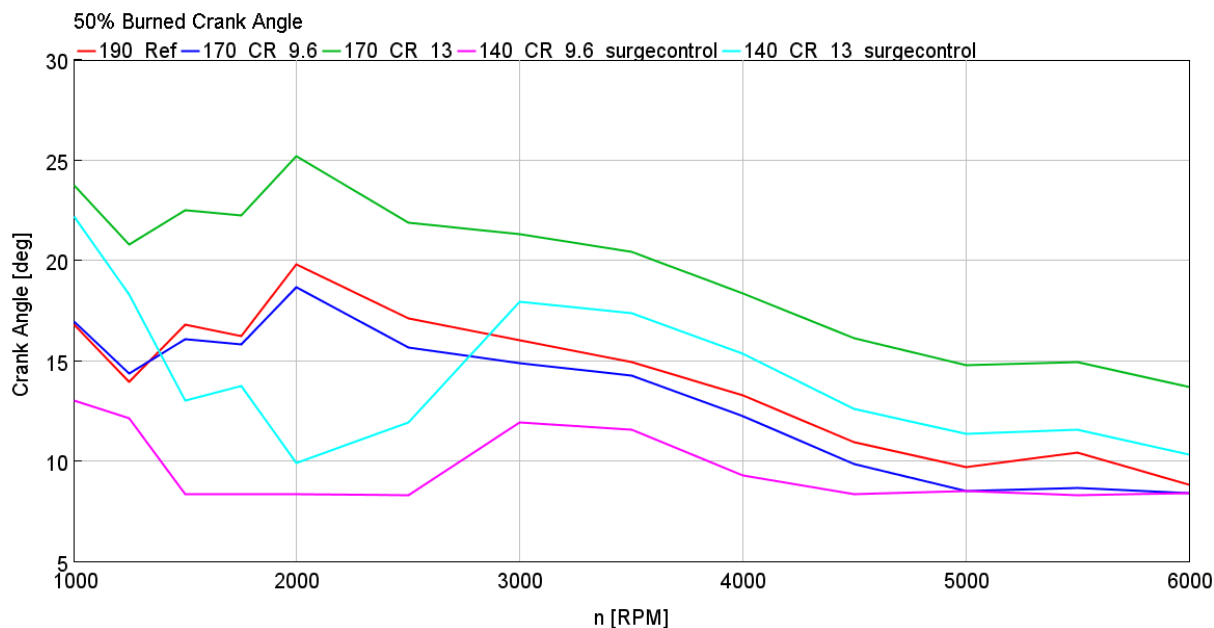
9.3.7 PRIEBEH SPÁLENIA PRACOVNEJ ZMESI PRE MILLERIZOVANÉ MODEL Y

Pre rovnako nastavené hodnoty Knock Induction Time Multiplier vo všetkých modeloch, ktoré vychádzali z referenčného modelu, možno vyvodiť závery týkajúce sa vplyvu dĺžky otvorenia sacieho ventilu a kompresného pomeru na priebeh spálenia pracovnej zmesi – ideálne od otáčok 3000 min^{-1} , kedy je dosiahnutý rovnaký výkon pre všetky modely. Navyše je potrebné zdôrazniť, že ku klepaniu nedochádzalo u žiadneho modelu v celom otáčkovom rozsahu, o čom vypovedá hodnota KITI, ktorá bola vďaka PID regulátoru na hranici 1, prípadne menšia (v práci nie je zobrazená).

Vyšší kompresný pomer spôsobuje vyššiu teplotu na konci kompresie, a preto sa z hľadiska absencie detonačného spaľovania musí predstih zážihu oneskoriť (väčšia hodnota 50 % Burned Crank Angle), naopak menší kompresný pomer, vďaka nižšej teplote na konci kompresie, umožňuje skôr zapáliť zmes (menšia hodnota 50 % Burned Crank Angle). Prirodzene, s rastúcimi otáčkami predstih zážihu rastie pre všetky modely. Taktiež pre rovnakú hodnotu kompresného pomeru umožňuje kratšie otvorenie sacieho ventilu, vďaka nižšej teplote na konci kompresie, skôr zapáliť zmes.

Čo sa týka veľkosti predstihu pre otáčky 2000 min^{-1} je nutné poukázať na špičku v referenčnom modeli a modeli Light Miller. Dôvodom je fakt, že motor je náchylnejší na klepanie s rastúcim zaťažením, a práve otáčky nominálneho točivého momentu predstavujú kritický bod, v ktorom je maximálna hodnota točivého momentu v najnižších otáčkach, a preto sa tu musí predstih zážihu oneskoriť.

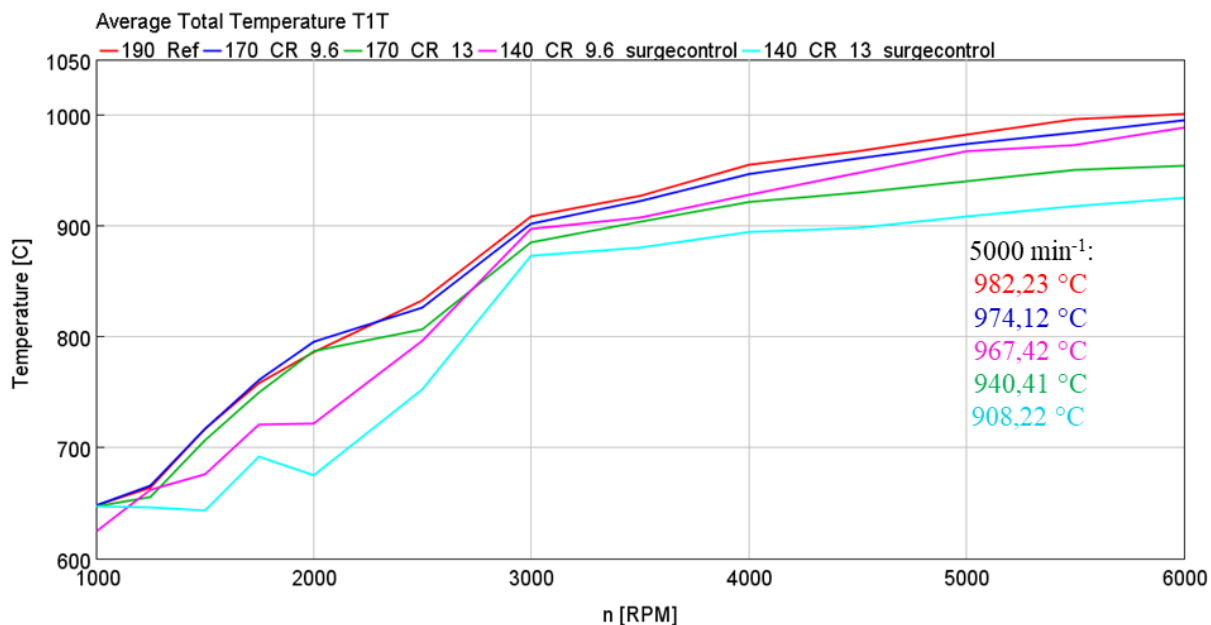
V modeli Heavy Miller tento trend nie je dodržaný, a to práve kvôli výraznej odchýlke točivého momentu od definovanej žiadanej hodnoty. Navyše v tomto modeli pre kompresný pomer $\varepsilon = 9,6$ sa motor v rozmedzí otáčok $1500\text{--}2500 \text{ min}^{-1}$ dostal na minimálnu definovanú hranicu 8° .



Obr. 59 Priebeh spálenia pracovnej zmesi pre referenčný model a millerizované modely

9.3.8 PRIEBEH TEPLOTY VÝFUKOVÝCH PLYNOV PRE MILLERIZOVANÉ MODELKY

Kľúčovou veličinou pre Izo P simulácie je okrem mernej efektívnej spotreby paliva práve totálna teplota výfukových plynov pred vstupom do turbíny, ktorá výrazne ovplyvňuje životnosť turbíny. Je odčítaná v rozvetvení pred vstupom do turbíny a vyhodnocovaná pre otáčky 5000 min^{-1} vzhľadom ku referenčnej hodnote, ktorá bola $T_{1T} = 982^\circ\text{C}$.



Obr. 60 Priebeh teploty výfukových plynov pre referenčný model a millerizované modely

Obrázok 60 potvrdzuje očakávania – čím je kratšie otvorenie sacieho ventilu, tým je nižšia teplota na konci kompresie a vďaka väčšiemu predstihu nižšia teplota výfukových plynov.

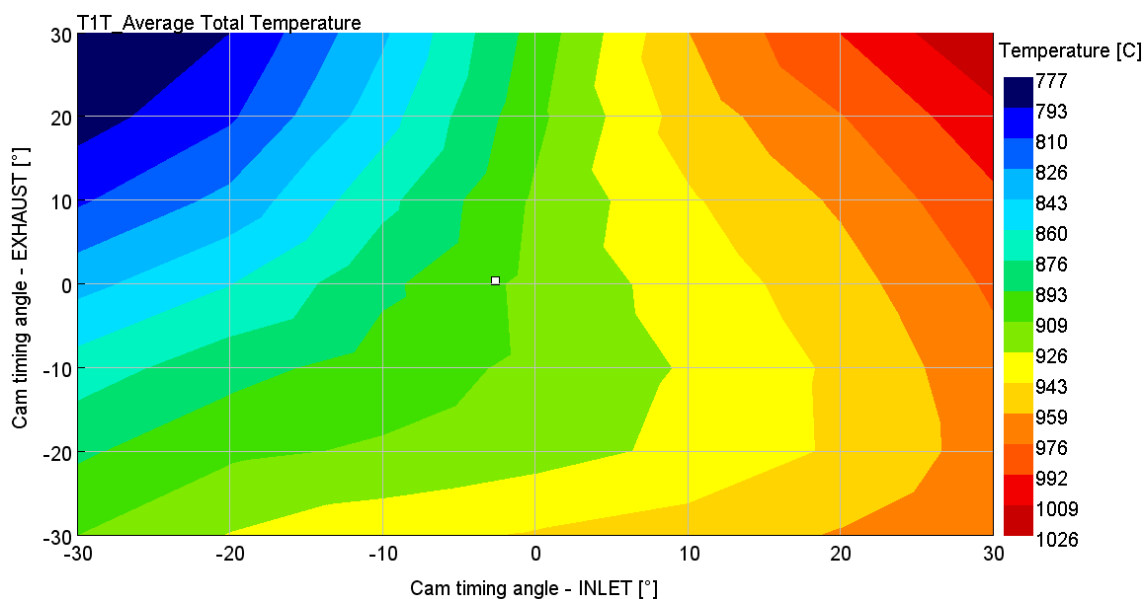
Čím je väčší kompresný pomer, tým je expanzia dlhšia a končí na nižšej teplote. Z priebehov je zrejmé, že vplyv kompresného pomeru prevažuje nad vplyvom kratšej doby otvorenia sacieho ventilu. V zadaných otáčkach je pre model Heavy Miller $\varepsilon = 13$ hodnota T1T = 908 °C, pre Light Miller $\varepsilon = 13$ hodnota T1T = 940 °C.

9.3.9 OPTIMALIZÁCIA ČASOVANIA VENTILOV PRE MODEL HEAVY MILLER

V rámci Izo P simulácie sa navyše naskytuje otázka časovania ventilov – pre aké hodnoty časovania sacích a výfukových ventilov možno dosiahnuť čo najnižšej teploty výfukových plynov pred vstupom do turbíny pri súčasnom zachovaní požadovaného výkonu. Z toho dôvodu sa previedla optimalizácia časovania oboch ventilov pre model, ktorý pri referenčnom časovaní vykazoval najnižšiu hodnotu T1T, teda Heavy Miller $\varepsilon = 13$, v otáčkach 5000 min⁻¹.

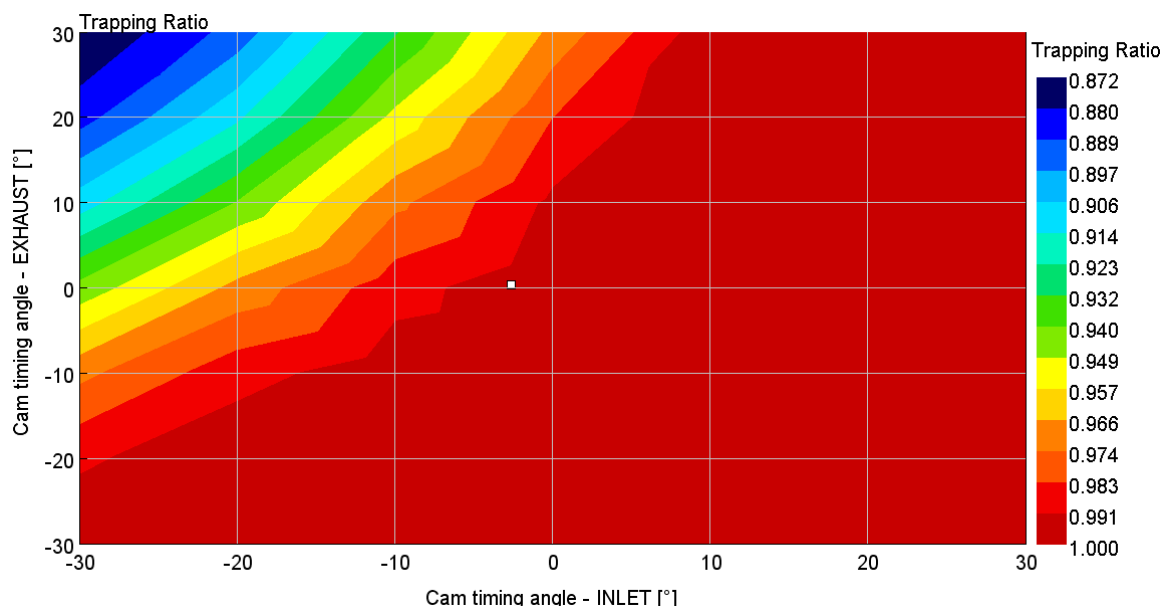
Optimalizácia prebiehala v nástroji DOE (Design of Experiments), ktorý je súčasťou pre procesora GT-ISE. Hlavnou podstatou je nakopírovanie potrebných nezávislých parametrov do prierečniku DOE, pričom parametre sa môžu optimalizovať samostatne alebo v kombinácii medzi sebou. Nutné je zadať rozsah hodnôt, ktoré môže daný parameter nadobudnúť a taktiež počet krokov v rozsahu. Po spustení simulácie začne prebiehať DOE výpočet, ktorý však v závislosti na počte krokov a prítomnosti konvergenčných podmienok môže byť časovo veľmi náročný, a preto je vhodné využiť nástroj distribúcie výpočtov. Po dokončení výpočtu sa výsledky zobrazia v post procesore GT-POST, kde možno vytvárať kontúrované grafy a sledovať tak priebeh závislých veličín.

Optimalizácia je nastavená pre Inlet Valve Opening (IVO) a Exhaust Valve Closing (EVC) pre 1 mm zdvihu a v rozmedzí $\pm 30^\circ$ KH vzhľadom k hornej úvrati pri výmene náplne valca (0°), s krokom 10° KH (celkovo teda 49 kombinácií časovania). V nasledujúcich grafoch je na osi x hodnota časovania sacích ventilov, na osi y hodnota výfukových ventilov a vyznačený biely bod predstavuje hodnotu referenčného časovania – sací ventil sa otvára $2,6^\circ$ KH pred HÚ (v grafe $-2,6^\circ$), výfukový ventil sa zatvára $0,3^\circ$ KH za HÚ (v grafe $+0,3^\circ$).



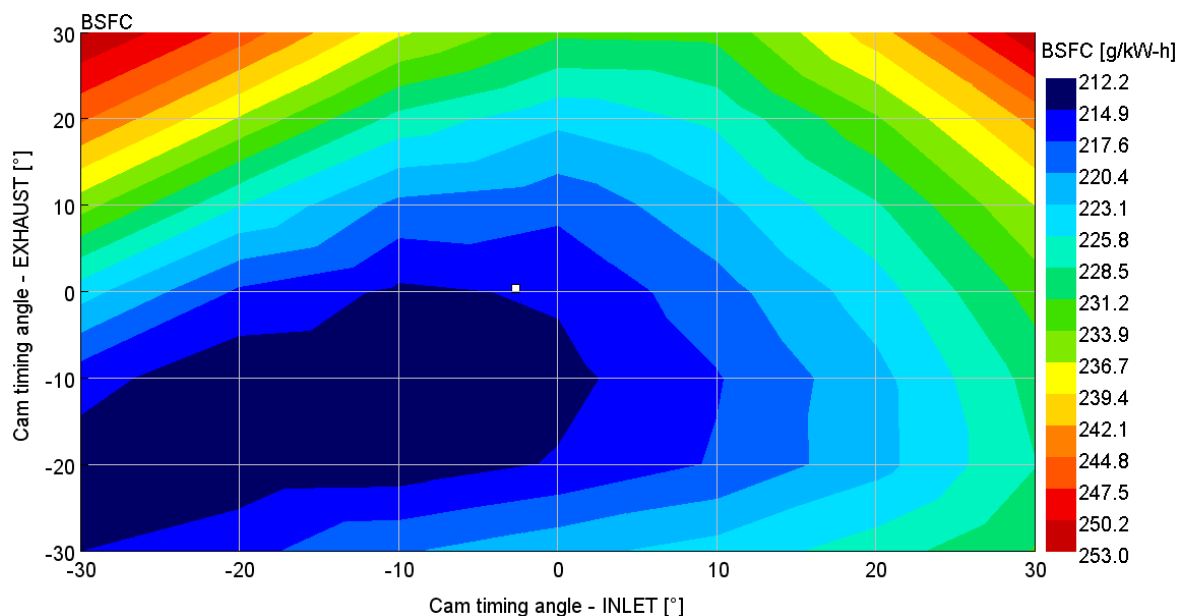
Obr. 61 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na totálnu teplotu výfukových plynov pred turbínou

Na základe kontúrovaného grafu na obrázku 61 je možné s výrazným prekrytím ventilov dosiahnuť teplotu 777 °C. Z priebehov plyníe záver, že čím je väčšie prekrytie ventilov, tým je väčšie vyplachovanie valca, ktoré zníži teplotu výfukových plynov, čo však z hľadiska emisií prinesie nevýhody v podobe prebytočného kyslíku vo výfuku (vid' obrázok 62). Prvým obmedzením je teda hodnota Trapping Ratio, ktorá by na základe kontúrovaného grafu mala byť minimálne 0,983.



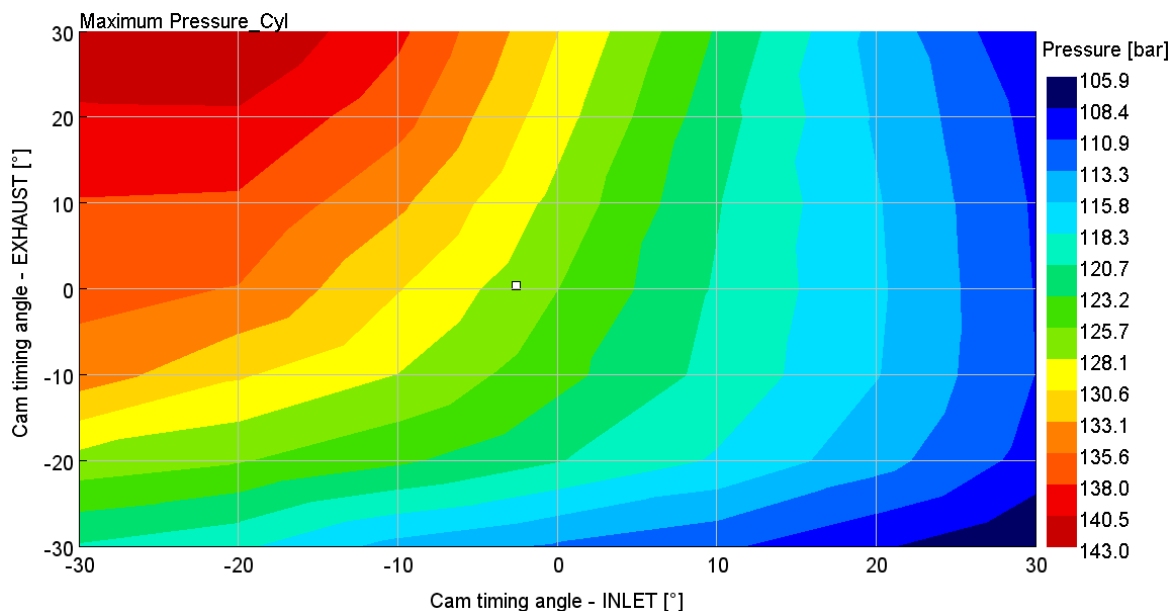
Obr. 62 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na množstvo kyslíku vo výfuku

Hodnota mernej efektívnej spotreby paliva klesá smerom k skoršiemu otváraní sacieho ventilu. Čím skôr sa sací ventil otvára (a súčasne zatvára), tým je Millerov cyklus viac agresívnejší – rastie jeho indikovaná, resp. celková účinnosť a pre danú hodnotu výkonu klesá spotreba paliva.



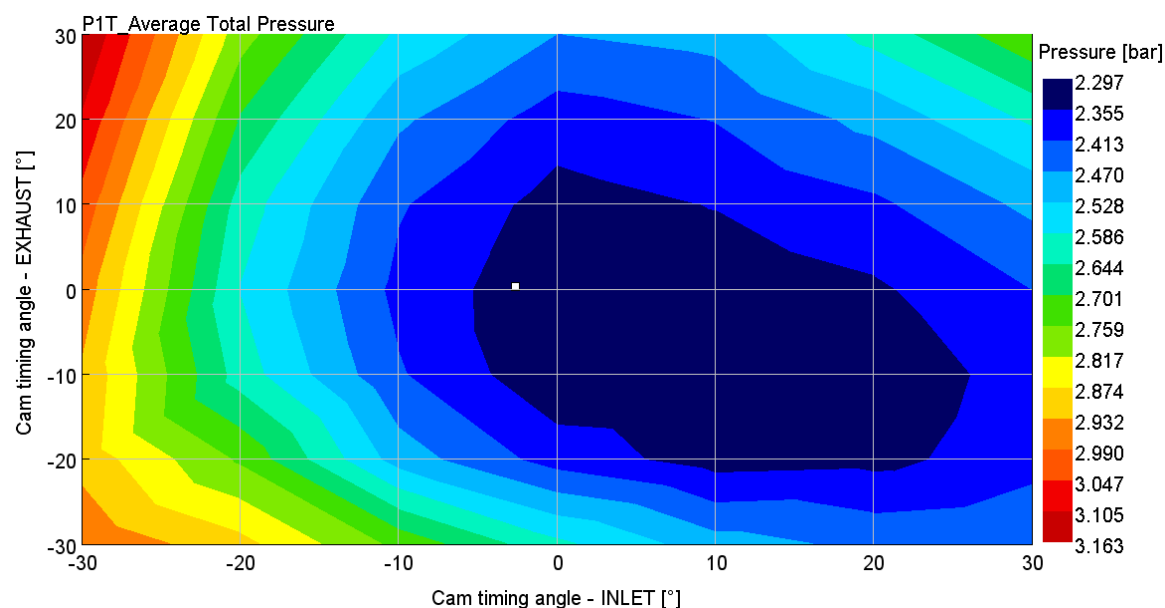
Obr. 63 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na mernú efektívnu spotrebu paliva

Nevýhodou kratšieho otvorenia ventilu v kombinácii s vyšším kompresným pomerom je príliš vysoká hodnota tlaku vo valci, ktorý rastie so zväčšujúcim sa prekrytím ventilov. Čím viac rastie prekrytie ventilov, tým viac sa vďaka vyplachovaniu ochladí spaľovací priestor. V dôsledku nižšej teploty vo valci tak možno skôr zapáliť zmes – väčší predstih zážihu spôsobí nárast tlaku.



Obr. 64 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na maximálny tlak vo valci

Ďalším sledovaným parametrom je hodnota totálneho tlaku výfukových plynov pred vstupom do turbíny, ktorá by nemala byť príliš vysoká, pretože zhoršuje odnos spalín z valca. Čím sa sací ventil skôr otvára, tým tlak pred turbínou narastá, pretože so skorším zavretím sacieho ventilu narastá požiadavka väčšieho plniaceho tlaku, s ktorým narastá aj tlak vo výfuku.



Obr. 65 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na totálny tlak výfukových plynov pred turbínou

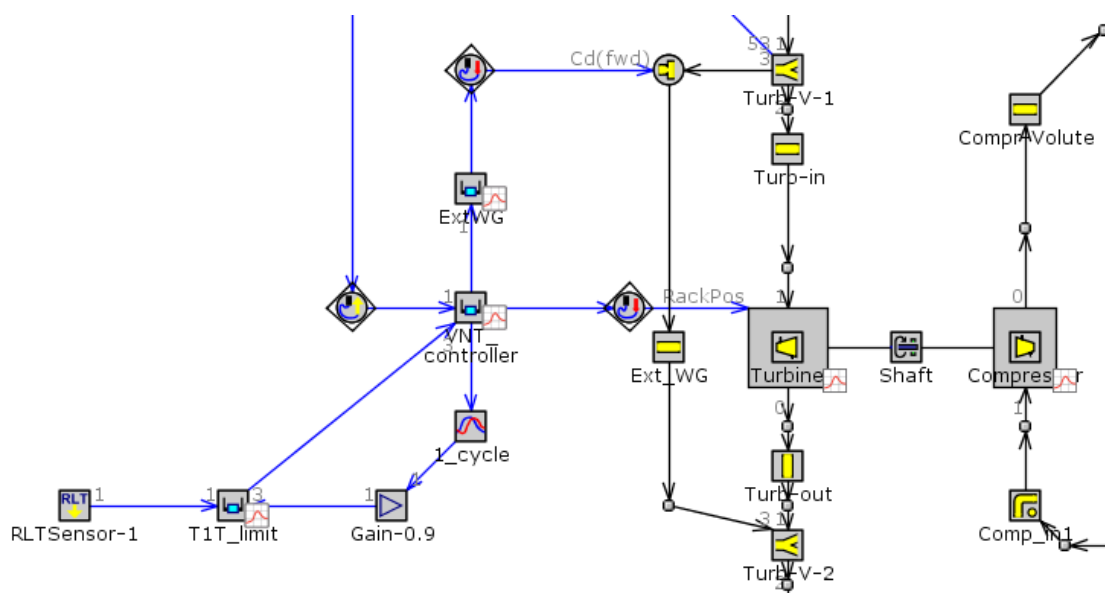
9.4 Izo T

Ako bolo spomenuté vyššie, v rámci Izo P simulácie bolo cieľom zníženie teploty výfukových plynov pred vstupom do turbíny, pretože jej maximálna hodnota predstavuje teplotný limit, ktorý určuje životnosť turbíny. Nakoľko je turbínová časť vystavená vysokým teplotám (najmä u zážihových motorov), musí byť zhotovená zo špeciálnych žiaruvzdorných materiálov, ako napríklad niklová zliatina Inconel, titán-hliník, či špeciálna keramika, ktoré zvyšujú cenu celého turbodúchadla.

Znížením tejto teploty možno dosiahnuť zvýšenie životnosti turbíny, prípadne použiť jednoduchší materiál. Navyše čím je nižšia teplota, tým je väčšia rezerva vo zvyšovaní výkonu. A práve zvyšovanie výkonu je predmetom Izo T simulácie – u millerizovaných modelov sa požaduje teplota pred vstupom do turbíny totožná ako u referenčného modelu (u Izo P bola jej hodnota nižšia), a tým sa očakáva prírastok výkonu.

Táto varianta je teda založená na dodržaní $T_{1T} = 982\text{ }^{\circ}\text{C}$, pri ktorej sa prevedie optimalizácia časovania IVO a EVC pre 1 mm zdvihu v rozmedzí $\pm 30\text{ }^{\circ}\text{KH}$ vzhľadom k hornej úvratí pri výmene náplne valca, opäť pomocou nástroja DOE v otáčkach 5000 min^{-1} , a to pre oba modely (Light a Heavy Miller) a taktiež pre oba kompresné pomery. Okrem sledovania prírastku výkonu sa budú sledovať aj ďalšie výkonové a termodynamické parametre, ktoré rozhodnú o vhodnosti daného časovania pre jednotlivé modely.

Do modelu Light Miller sa na zaistenie tejto teploty pridal PID regulátor (na obrázku 66 označený ako T_{1T_limit}), do ktorého vstupuje okamžitá hodnota teploty výfukových plynov pred turbínou (z objektu $RLTSensor-1$). Z opačnej strany do nehu vstupuje objekt na zrýchlenie konvergencie výpočtu. Výstup smeruje do $VNT_controller$ -u, ktorý na základe T_{1T_limit} reguluje natočenie rozvážacích lopatiek.



Obr. 66 PID regulátor T_{1T_limit} v modeli Light Miller

I keď daná optimalizácia prebiehala pre otáčky 5000 min^{-1} , kedy je pracovný bod motora v oblastiach najväčšej účinnosti kompresora, v modeli Heavy Miller sa však počas optimalizácie ukázalo, že niektoré hodnoty časovania ventilov spôsobujú nárast plniaceho tlaku nad medzu pumpovania. Z toho dôvodu sa v tejto simulácii naďalej využíva

9.4.1 STANOVENIE KRITÉRIÍ VYHODNOTENIA

V prípade návrhu vhodnejšieho časovania ventilov, pre dané otáčky, ktoré umožní dosiahnuť vyšší výkon a súčasne nižšiu spotrebu paliva, je potrebné sledovať, či dochádza k vyplachovaniu. Na to slúži parameter Trapping Ratio, ktorý by mal byť ideálne v rozmedzí $0,98 \div 1$. So zväčšujúcim sa prekrytím ventilov jeho hodnota klesá (narastá vyplachovanie), čo negatívne ovplyvňuje funkciu 3-cestného katalyzátora pri redukcii emisií NO_x .

S návrhom správneho priebehu spaľovania a absencie detonácií súvisí aj hodnota uhlu, pri ktorej je spálených 50 % paliva, ktorá by v rámci celého spektra prevozných otáčok mala byť v rozmedzí $8^{\circ} \div 35^{\circ}$. Príliš včasná hodnota (menšia než 8°) by znamenala výraznejší predstih s vysokou pravdepodobnosťou detonácií, hodnota 8° sa odporúča z hľadiska najlepšej účinnosti motora, pretože pri expanzii sa využije maximum energie paliva, a príliš neskorá hodnota (väčšia než 35°) by znamenala neskoré zapálenie zmesi, čím klesá maximálny tlak vo valci a súčasne sa zväčšuje množstvo odvedeného tepla do výfuku. Výsledkom by bola menšia plocha p-V diagramu a celková účinnosť motora.

S predstihom zážihu taktiež súvisí maximálny tlak vo valci, ktorý by pri otáčkach nominálneho výkonu u preplňovaného motora nemal presiahnuť 120 bar. Pri vyššej hodnote by dochádzalo k zvýšenému mechanickému a teplotnému namáhaniu piestu, čím by mohlo dôjsť k jeho poškodeniu. Tým by sa zvyšovali nároky na materiál piestu, prípadne by sa musel použiť robustnejší piest, ktorý nepriaznivo vplýva na veľkosť zotrvačných síl.

U preplňovaných motorov je taktiež potrebné, aby sa pracovné body motora nachádzali v kompresorovej mape, inak by dochádzalo ku vzniku tlakových vln spôsobujúcich namáhanie kompresora a hluk. Súčasne nemôžu byť prekročené maximálne povolené otáčky turbodúchadla (pre použité turbodúchadlo je to $175\,000\text{ min}^{-1}$ s uvažovaním rezervy 5 %).

Pri použití turbodúchadla sa navyše kontroluje teplota vzduchu na výstupe z kompresoru, ktorá by nemala presiahnuť $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, pretože by mohlo nastať tzv. Oil Cooking, kedy dochádza ku karbonizácii oleja, ktorý sa dostáva do nasávaného vzduchu z odvetrania kľukovej skrine. Pri vyšších teplotách ($> 250\text{ }^{\circ}\text{C}$) sa začína výrazne znižovať únavová životnosť hliníkového kompresorového kola.

Rovnako sa kontroluje aj totálny tlak výfukových plynov pred vstupom do turbíny, ktorý by sa mal nachádzať pod hodnotou 3,5 bar. Pri vyššej hodnote sa zhoršuje odnos spalín z valca.

Nakoľko boli prevedené optimalizácie pre oba modely a pre oba kompresné pomery, z dôvodu prehľadnosti budú v práci popísané len dva prípady, a to Light Miller $\varepsilon = 9,6$ a Heavy Miller $\varepsilon = 13$, zvyšné modely sa nachádzajú v prílohe. Rovnako aj v tomto prípade je na osi x hodnota časovania sacích ventilov, na osi y hodnota výfukových ventilov a biely bod v grafoch predstavuje referenčné časovanie.

9.4.2 OPTIMALIZÁCIA ČASOVANIA VENTILOV PRE MODEL LIGHT MILLER

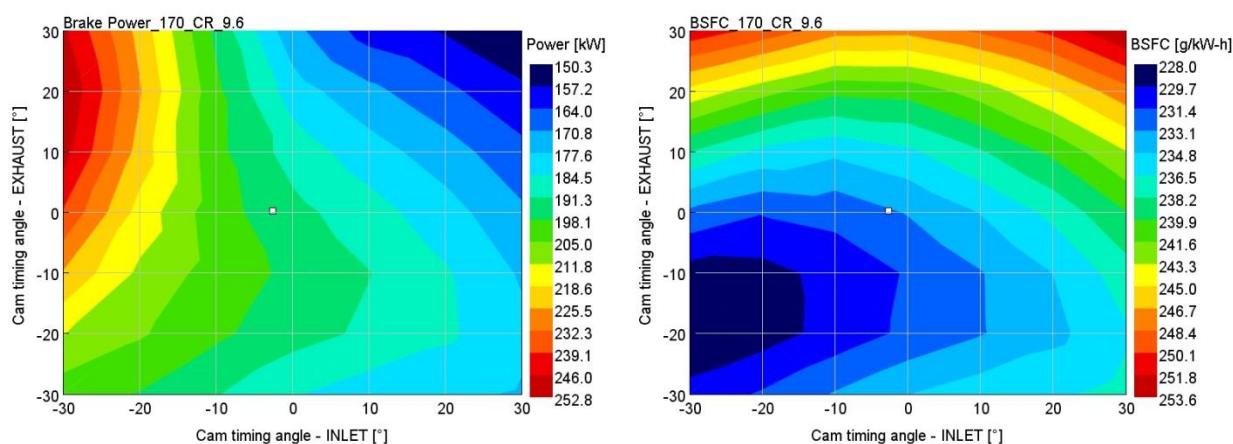
Zmenou časovania ventilov v modeli Light Miller $\varepsilon = 9,6$ možno dosiahnuť výkon až takmer 253 kW v otáčkach 5000 min^{-1} . Táto hodnota je dosiahnuteľná pre výrazné prekrytie sacích a výfukových ventilov (viď obrázok 68 vľavo). Dôvodom je, že pri výraznom prekrytí ventilov dochádza ku vyplachovaniu, o čom svedčí hodnota TR v tejto oblasti (viď obrázok 69 vľavo), vďaka tomu je vo valci menšie množstvo zbytkových spalín (rezíduá), viď obrázok 71 vpravo, a tým klesá teplota vo valci.

Teplota vo valci klesá aj vďaka výparnému teplu, pretože po výplachu, kedy časť vzduchu odíde priamo do výfuku, je po vstreknutí stechiometrickej dávky paliva zmes bohatšia (viď obrázok 69 vpravo), a tak možno použiť väčší predstih zážihu, vďaka ktorému je vo výsledku nižšia teplota výfukových plynov. Tým, že táto teplota, resp. T1T je tu limitovaná PID regulátorom, prejaví sa to zvýšením výkonu.

Celkovo však priebeh výkonu narastá so skorším otváraním (a súčasne zatváraním) sacieho ventilu – Millerov cyklus je agresívnejší, a teda vďaka nižšej teplote na konci kompresie sa skorším predstihom pri limitovanej teplote T1T zvýši výkon motora.

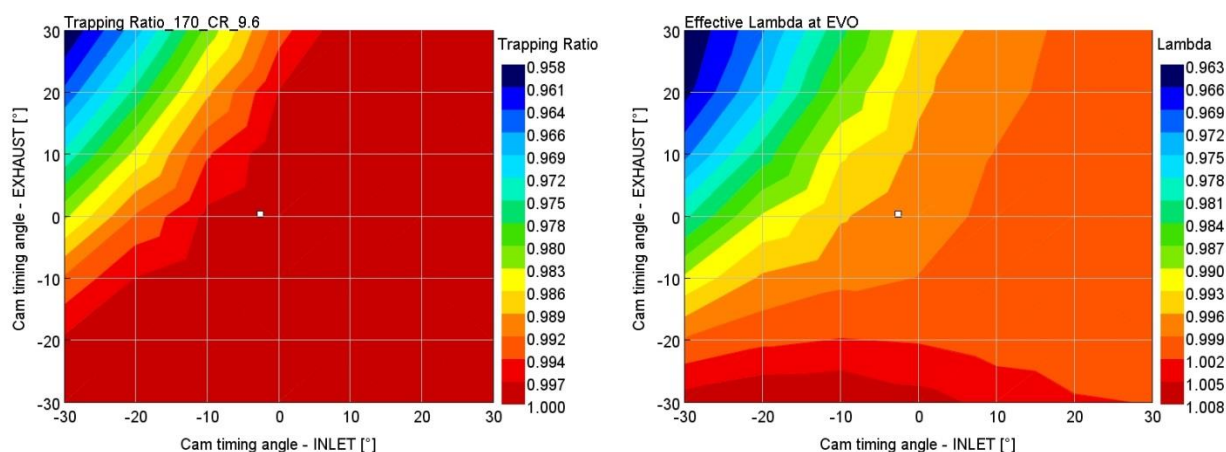
Merná efektívna spotreba paliva je iným vyjadrením celkovej účinnosti. Na základe obrázku 68 vpravo je vidieť, že jej hodnota klesá smerom k skoršiemu otváraniu sacieho ventilu, kedy sa vďaka predstihu zväčšuje termická účinnosť, a súčasne smerom k skoršiemu zatváraníu výfukových ventilov, kedy klesá stredný efektívny tlak pri výmene náplne valca (viď obrázok

71 vľavo) a zväčšuje sa celková účinnosť. Navyše sa hodnota Lambdy vo valci vracia k hodnote 1, čo znamená menší prebytok paliva, a teda menšia výsledná spotreba paliva.



Obr. 68 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – výkon, vpravo – mernú efektívnu spotrebu paliva

So zväčšujúcim sa prekrytím narastá vyplachovanie (hodnoty TR menšie ako 1), a tým je i po odmeraní stechiometrickej dávky paliva zmes bohatšia.

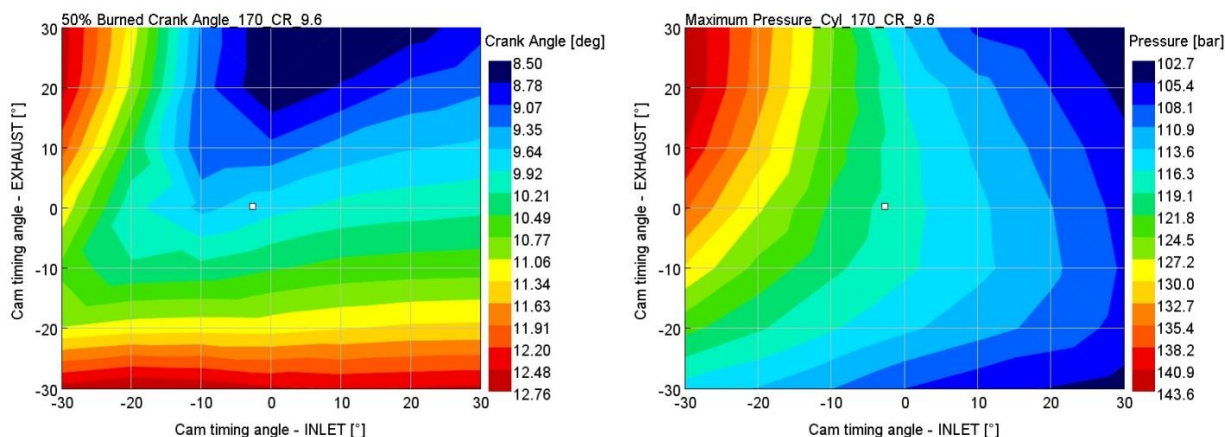


Obr. 69 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – vyplachovanie, vpravo – hodnotu Lambda pri otváraaní výfukového ventilu

V rámci časovania ventilov sa kontrolovala hodnota Knock Induction Time Integral, ktorá bola pre všetky kombinácie časovania ventilov vždy rovná alebo menšia než 1. Predstih zážihu teda upravil PID regulátor vždy tak, aby spaľovanie prebiehalo na hranici detonácií, a súčasne aby hodnota uhlu, pri ktorom je spálených 50 % paliva, nebola menšia než 8 ° za TDCF. Na obrázku 70 vľavo je znázornený priebeh spálenia pracovnej zmesi v závislosti na časovaní ventilov, odkiaľ je možné vidieť vodorovné priebehy v oblasti -10 °÷-30 ° pre EVC, pričom so skorším zatváraním výfukového ventilu sa predstih zhoršuje. Dôvodom je vyššia teplota vo valci kvôli horšiemu odnosu spalín z valca (cyklus bez vyplachovania), a tým aj zvýšená hodnota rezíduí vo valci. Taktiež sa predstih zážihu zhoršuje s narastajúcim zaťažením, kedy je motor náchylnejší na klepanie – to znamená, že v oblasti maximálneho výkonu je predstih zážihu menší, smerom k menšiemu výkonu sa predstih zväčšuje. Treba

však pripomenúť, že pri Izo T simuláciách sa mení pracovný bod motora, a preto na obrázku 70 vľavo, zdanlivo horší predstih v oblasti maximálneho výkonu môže znamenať lepší predstih pre rovnaké zaťaženie motora.

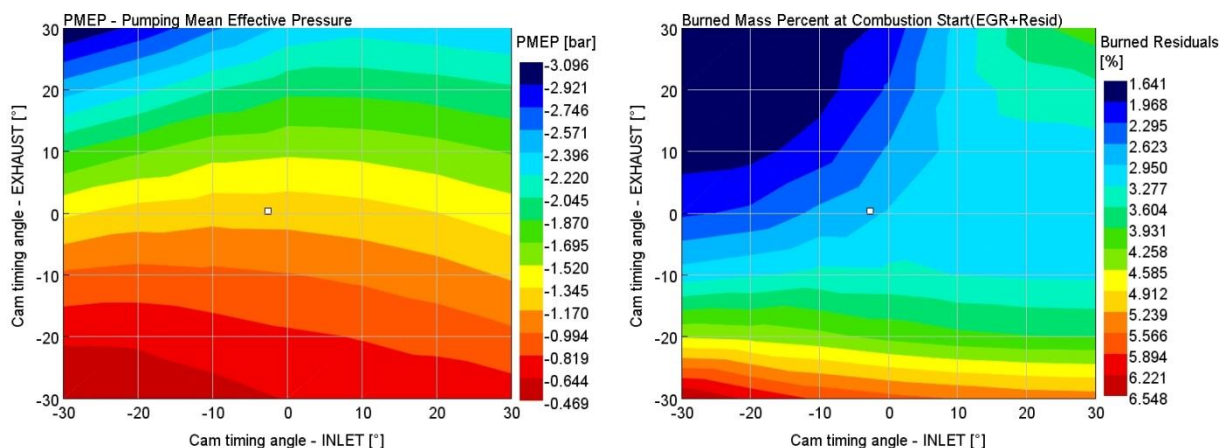
Ďalšou sledovanou veličinou bol maximálny tlak vo valci. Ako je možné vidieť na obrázku 70 vpravo, tlak vo valci narastá v zmysle nárastu výkonu, prípadne v smere narastajúceho predstihu zážihu, kedy spaľovanie prebieha pri menšom objeme valca. Dôsledkom predstihu zážihu je taktiež relatívne nižší maximálny tlak vo valci (s ohľadom na dosiahnutý výkon) pre EVC -20° ÷ -30° , kde je predstih znížený vplyvom rezíduí.



Obr. 70 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – spálenie pracovnej zmesi, vpravo – maximálny tlak vo valci

Priebehy stredného efektívneho tlaku pri výmene náplne valca (PMEP), sú takmer rovnobežné – so skorším zatváraním (a súčasne otváraním) výfukového ventilu rýchlejšie klesá tlak vo valci a lepšie sa využíva kinetická energia spalín na ich odnos z valca.

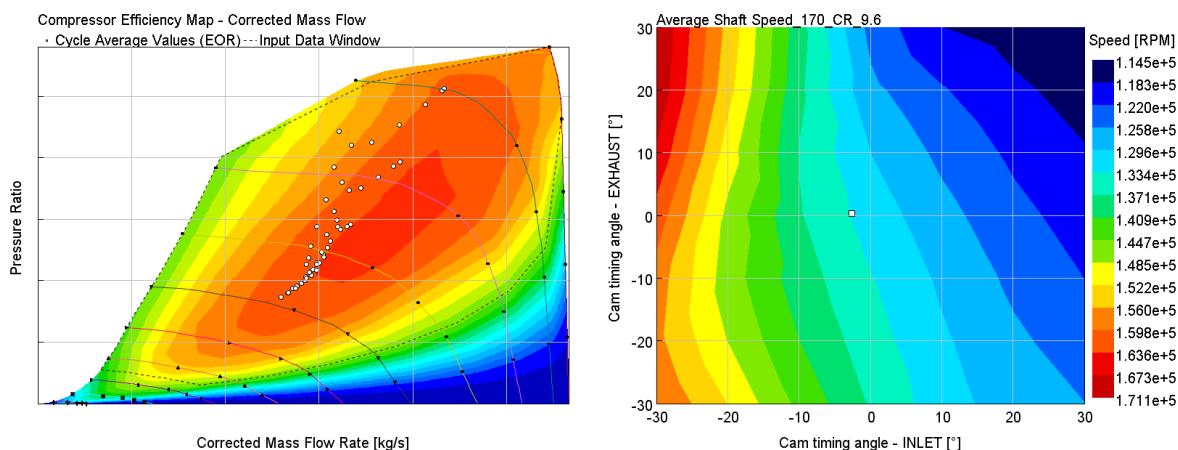
Priebeh rezíduí potvrdzuje hodnotu Trapping Ratio – pri klesajúcich hodnotách TR, resp. zväčšujúcim sa vyplachovaním, sa zlepšuje odnos spalín z valca, bez vyplachovania (hodnota $TR = 0,98 \div 1$) časť spalín zostáva vo valci.



Obr. 71 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – stredný efektívny tlak pri výmene náplne valca, vpravo – množstvo výfukových plynov vo valci na začiatku spaľovania

Optimalizáciu časovania ventilov a hodnoty veličín z nej získané možno považovať za relevantné, pokiaľ sa pracovné body motora pre jednotlivé kombinácie časovania ventilov, nachádzajú v kompresorovej mape. To sa pri optimalizácii dosiahlo (viď obrázok 72 vľavo). Pracovné body motora nachádzajúce sa najvyššie sú body, kedy sa sací ventil otváral výrazne skôr pred HÚ (-30°) a výfukový ventil v rozmedzí $\pm 30^\circ$. Z toho dôvodu muselo turbodúchadlo vyvinúť väčší plniaci tlak, aby sa stihol naplniť valec dostatočným hmotnostným množstvom vzduchu. Rovnaká várka siedmich bodov položená pod tým zase predstavuje otváranie sacieho ventilu 20° pred HÚ, čo umožňuje o niečo viac času na naplnenie valca, a teda nižšie plniacie tlaky oproti predošlým siedmym bodom. S neskorším otváraním sacieho ventilu sa plniaci tlak znižuje.

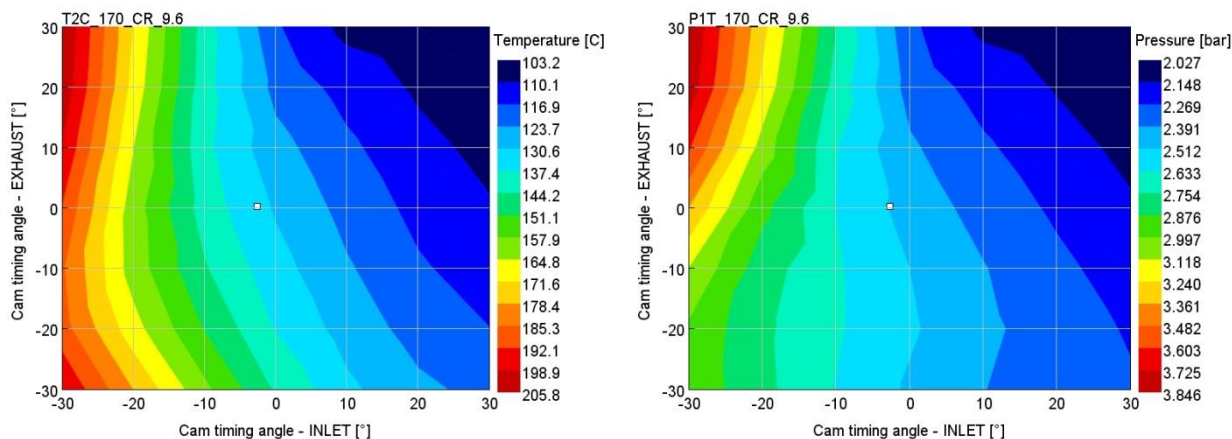
Priemerné otáčky turbodúchadla sú pre všetky možnosti časovania bezpečné vzhľadom k vyššie určenému limitu (viď obrázok 72 vpravo). Ich veľkosť rastie so skorším uzavretím sacieho ventilu, kedy je požiadavka väčšieho plniaceho tlaku – rozvážacie lopatky VNT sa preto musia natočiť v zmysle zmenšenia prierezu, a výsledkom je rýchlejšie otáčanie turbínového kola.



Obr. 72 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – pracovný bod motora v kompresorovej mape, vpravo – otáčky turbodúchadla

Prekročenie limitnej teploty vzduchu za kompresorom sa dosiahlo pri väčšom prekrytí ventilov (obrázok 73 vľavo). Celkovo je tento priebeh podobný priebehu otáčok turbodúchadla – čím sa sací ventil skôr otvára (a súčasne zatvára), tým je väčšia požiadavka plniaceho tlaku, čo spôsobuje výraznejšie ohrievanie vzduchu na výstupe z kompresora.

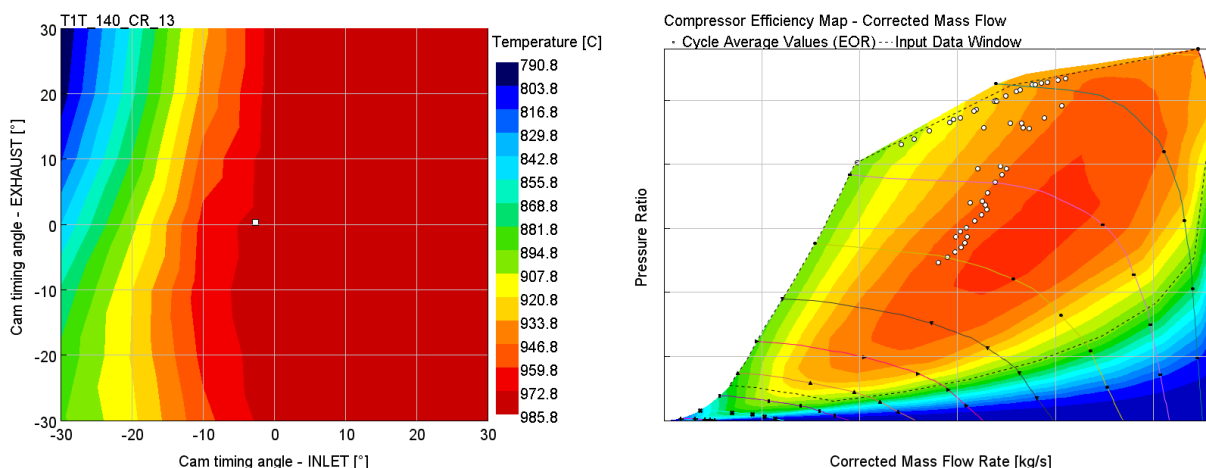
S rastúcim prekrytím ventilov rastie aj totálny tlak výfukových plynov, pretože pri požiadavke väčšieho plniaceho tlaku sa musí priviesť viac výkonu na turbínu, a tým narastá tlakový pomer na turbíne a protitlak vo výfuku. Pri väčšom prekrytí ventilov síce dochádza k vyplachovaniu, avšak tento proces je sťažený práve väčším protitlakom ($> 3,5$ bar).



Obr. 73 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – teplotu vzduchu za kompresorom, vpravo – totálny tlak výfukových plynov pred turbínou

9.4.3 OPTIMALIZÁCIA ČASOVANIA VENTILOV PRE MODEL HEAVY MILLER

Nakoľko bolo nutné v modeli Heavy Miller $\varepsilon = 13$ naďalej využívať Surge_controller, ktorý mohol ovplyvniť dodržanie teploty T1T, je v prvom rade potrebné skontrolovať, v ktorých prípadoch bola táto teplota dodržaná. Z obrázku 74 vľavo je zjavné, že jej hodnota nebola dodržaná pre otváranie sacieho ventilu v rozmedzí približne $-30^\circ \div 0^\circ$. Dôvodom je regulácia Surge_controller-a, pretože pri výrazne skoršom otváraní sacieho ventilu by muselo turbodúchadlo vyvinúť omnoho väčší plniaci tlak, a tým by došlo k prekročeniu medze pumpovania. Vďaka Surge_controller-u je medza pumpovania dodržaná – pracovné body motora na hranici kompresorovej mapy (obrázok 74 vpravo) sú práve body, ktoré odpovedajú otváraní sacieho ventilu -30° , -20° a -10° (celkovo teda 21 bodov), a z toho dôvodu je teplota T1T v tejto oblasti nižšia.

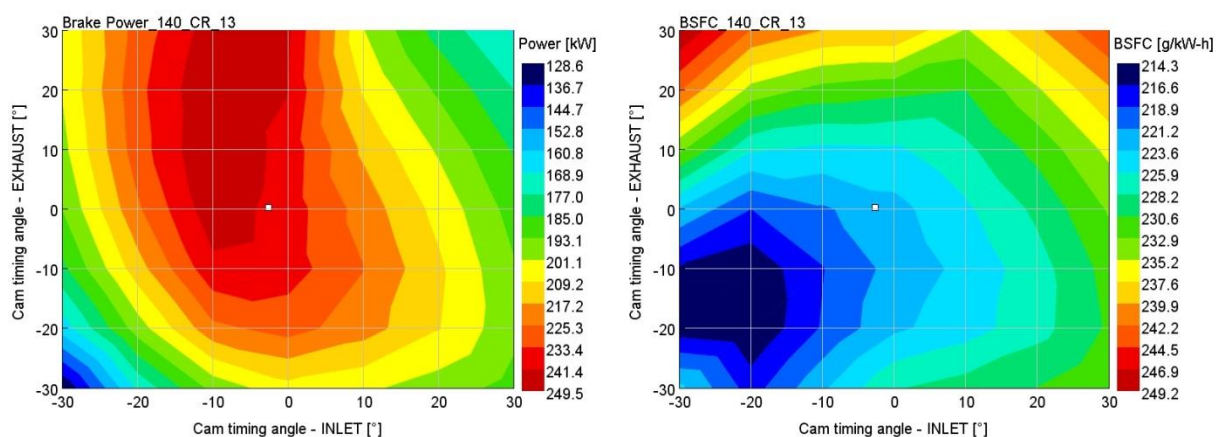


Obr. 74 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – totálnu teplotu výfukových plynov pred turbínou, vpravo – pracovný bod motora v kompresorovej mape

Dôsledkom Surge_controller-a, ktorý zabezpečil stabilnú pracovnú oblasť kompresora natočením rozvádzacích lopatiek VNT v zmysle zväčšenia prietokového prierezu, je taktiež menšia hodnota maximálneho dosiahnuteľného výkonu. Zmenou časovania ventilov možno

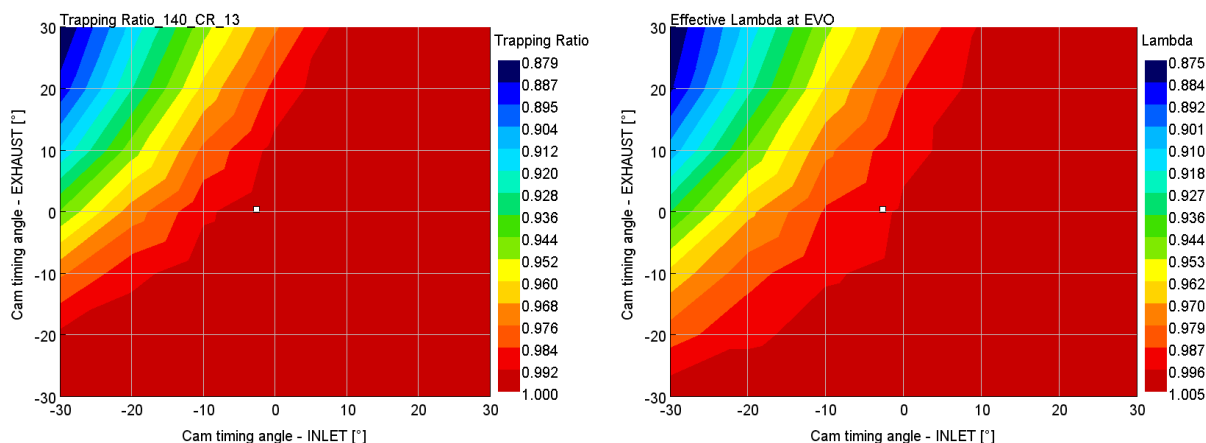
dosiahnuť výkon takmer 250 kW (obrázok 75 vľavo), čo je však výrazne menej v porovnaní s modelom Light Miller $\varepsilon = 13$, kde maximálny výkon dosahoval takmer 270 kW (viď príloha). Táto hodnota výkonu je pre časovanie ventilov $[-10,10]$ a postupne sa znižuje smerom k skoršiemu otváraní sacieho ventilu kvôli Surge_controller-u, a tým menšiemu hmotnostnému prietoku vzduchu. Rovnako sa výkon znižuje v zmysle neskoršieho otvárania sacieho ventilu.

Priebeh mernej efektívnej spotreby paliva (obrázok 75 vpravo) potvrdzuje, že čím je skoršie otvorenie sacieho ventilu, tým možno viac zvyšovať predstih, a súčasne pre skoršie zatváranie výfukového ventilu sa znižuje stredný efektívny tlak pri výmene náplne valca, výsledkom čoho je väčšia indikovaná účinnosť motora a menšia spotreba paliva. Súčasne sa hodnota Lambdy vo valci vracia k hodnote 1, čím sa redukuje prebytok paliva vo valci. Hodnoty m_{pe} sú v porovnaní s predchádzajúcim modelom (Light Miller $\varepsilon = 9,6$) menšie, a to práve vďaka vyššej celkovej účinnosti motora na základe kratšej dĺžky otvorenia sacieho ventilu a väčšieho kompresného pomeru.



Obr. 75 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – výkon, vpravo – mernú efektívnu spotrebu paliva

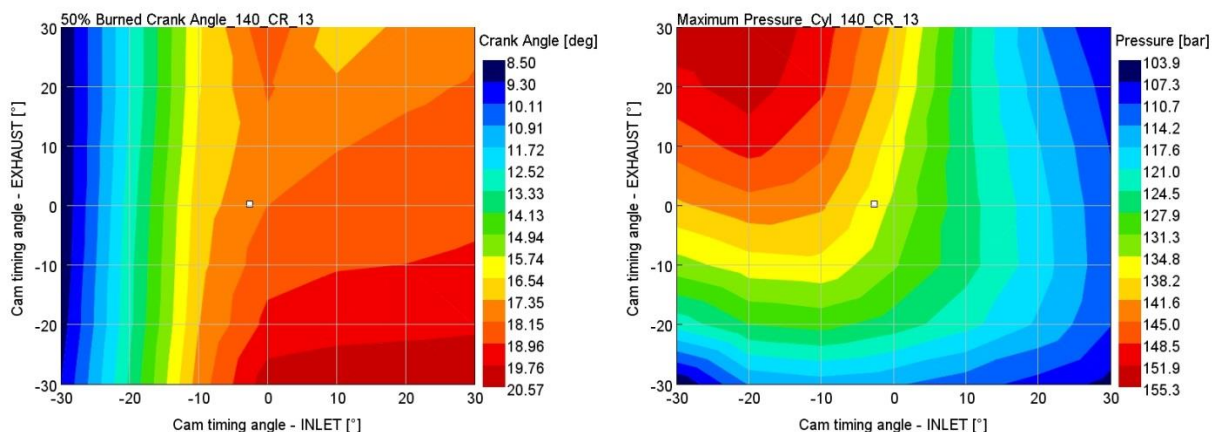
Vyplachovanie valca a súčasné obohatenie so zvyšujúcim sa prekrytím ventilov je omnoho výraznejšie (viď obrázok 76 – minimálne hodnoty oboch grafov), nakoľko sú vyššie plniace tlaky než v predchádzajúcom prípade, a to kvôli kratšej dĺžke otvorenia sacieho ventilu.



Obr. 76 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – vyplachovanie, vpravo – hodnotu Lambda pri otváraní výfukového ventilu

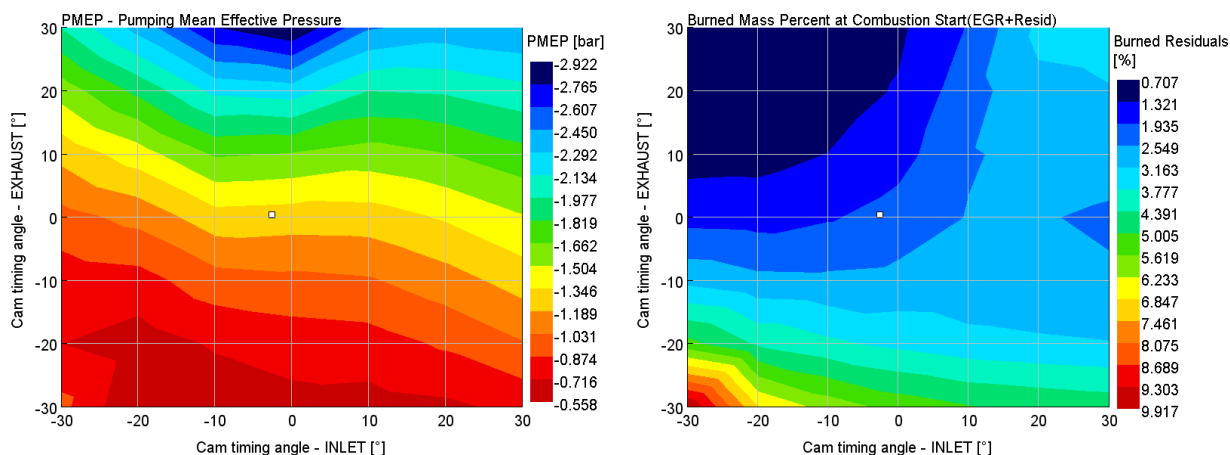
Rovnako aj v tomto prípade bola dodržaná hodnota Knock Induction Time Integral, ktorá nepresiahla hodnotu 1. Ako je možné vidieť na obrázku 77 vľavo, predstih zážihu sa zväčšoval smerom k skoršiemu otváraniu sacieho ventilu, čo potvrdzuje aj hodnoty TIT v grafe 74 vľavo.

Maximálny tlak vo valci narastá v zmysle väčšieho prekrytia ventilov, kedy je po výplachu spaľovací priestor ochladený a s menším množstvom zbytkových spalín, čím sa predstih zväčší a narastie tlak vo valci. Maximálne hodnoty sú v tomto prípade väčšie než v modeli Light Miller, čo je zapríčinené najmä väčším kompresným pomerom.



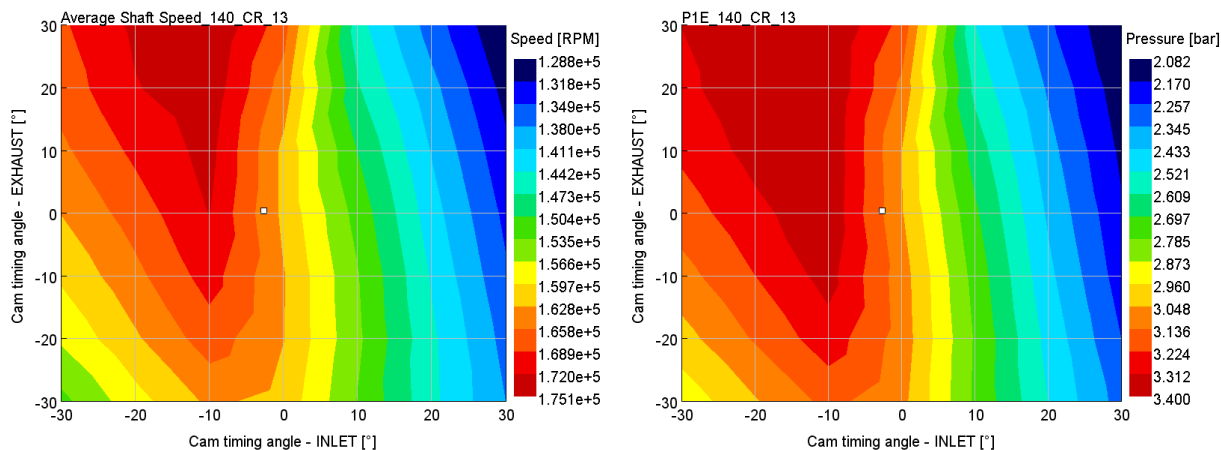
Obr. 77 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – spálenie pracovnej zmesi, vpravo – maximálny tlak vo valci

Stredný efektívny tlak pri výmene náplne valca a rezíduá majú rovnaký priebeh ako v modeli Light Miller.



Obr. 78 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – stredný efektívny tlak pri výmene náplne valca, vpravo – množstvo výfukových plynov vo valci na začiatku spaľovania

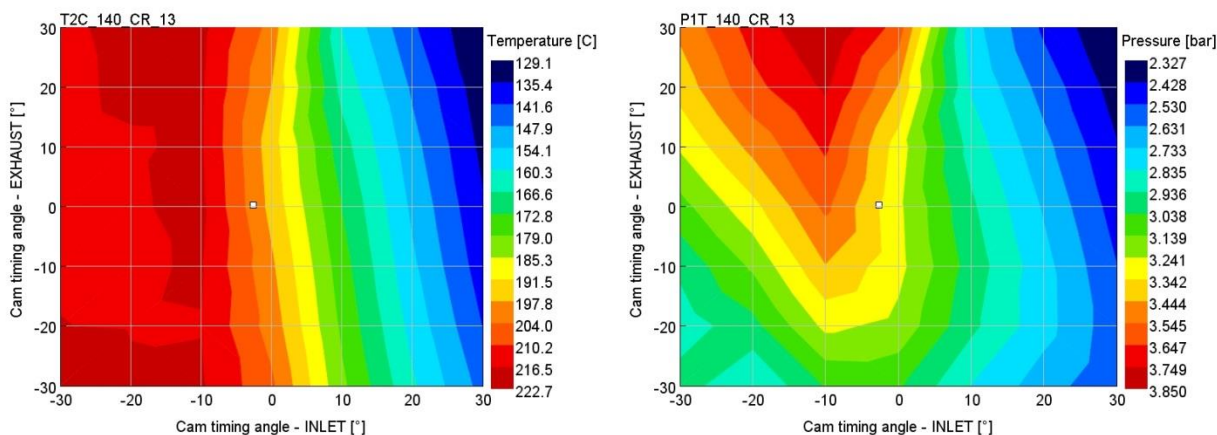
Priemerné otáčky turbodúchadla narastajú v zmysle nárastu tlaku pred motorom, resp. tlaku na výstupe z kompresora – so skorším otváraním sacieho ventilu, kedy sa zvyšuje požiadavka na plniaci tlak (viď obrázok 79). Ich hodnota sa vplyvom Surge_controller-a prudko mení pre IVO v -10° , a pre hodnotu časovania $[-10, 30]$ je prekročená maximálna povolená veľkosť.



Obr. 79 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – otáčky turbodúchadla, vpravo – tlak pred motorom

Rozsah teploty vzduchu za kompresorom začína aj končí na vyšších hodnotách než v predošlom prípade, čo je spôsobené väčším stlačením, a tým i ohriatím nasávaného vzduchu. So skorším otváraním sacieho ventilu kvôli väčšiemu stlačeniu teplota narastá.

Priebeh totálneho tlaku výfukových plynov pred turbínou sa opäť vplyvom Surge_controller-a prudko mení na hodnote -10° pre IVO, čo potvrdzuje priebeh tlaku pred motorom, resp. na výstupe z kompresora – čím je väčší plniaci tlak, tým je väčší tlak na výfuku.



Obr. 80 Vplyv časovania sacích a výfukových ventilov na: vľavo – teplotu vzduchu za kompresorom, vpravo – totálny tlak výfukových plynov pred turbínou

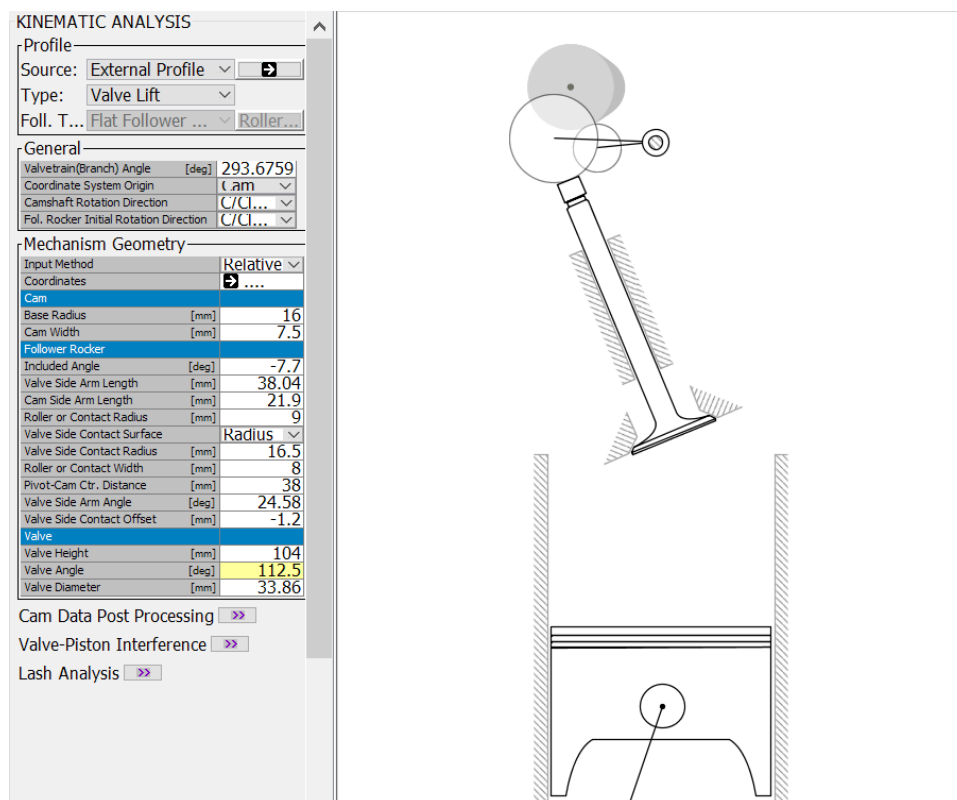
10 NÁVRH PROFILU VAČKY

Po dokončení simulácií, ktorých hlavným cieľom bolo zistiť výkonové a termodynamické parametre millerizovaného motora, ako aj jeho hlavné výhody a nevýhody, sa prešlo ku návrhu profilu vačky, ktorá by umožňovala Millerov cyklus dosiahnuť. K tomu sa využívalo programovacie prostredie Valvetrain Design (VTDesign), ktoré je súčasťou balíka GT-SUITE.

Prostredie VTDesign je rozdelené do troch hlavných častí – CamDesign (slúži na návrh zdvihových kriviek ventilu alebo vačky, môže predstavovať vstup do časti Valvetrain pri kinematickej analýze ventilového rozvodu), Valvetrain (hlavná časť prostredia VTDesign, v ktorej sa definuje typ a rozmery rozvodového mechanizmu, na základe ktorých dokáže vygenerovať profil vačky) a SpringDesign (slúži na návrh pružín, môže predstavovať vstup do časti Valvetrain pri dynamickej analýze ventilového rozvodu).

10.1 ZISTENIE ROZMEROV VENTILOVÉHO ROZVODU

Rozvodový mechanizmus v použítom motore je typu DOHC, pričom vačkový hriadeľ sa styka s roľnou a prenos pohybu na ventil je zaistený vahadlom, ktorého polohu automaticky vymedzuje hydraulická opera. Po spustení VTDesign, časti Valvetrain, sa z ponúkaných možností typov ventilového rozvodu vybrala tá, ktorá popisuje práve tento typ. Následne sa objavila tabuľka so vstupnými parametrami, ktoré popisujú najmä geometriu ventilového rozvodu. Tieto parametre bolo teda potrebné z daného motora zistiť.



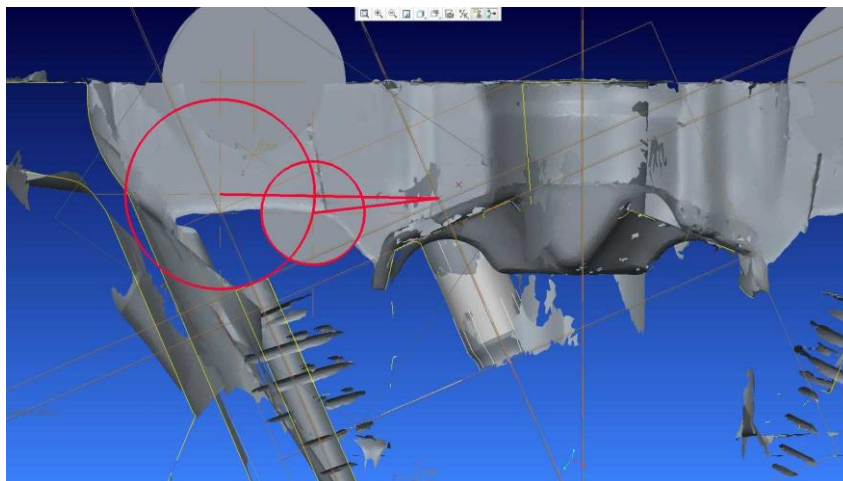
Obr. 81 VTDesign – Valvetrain: vľavo – tabuľka vstupných parametrov, vpravo – zjednodušený rozvodový mechanizmus sacieho ventilu

Niektoré z parametrov boli zmerané pomocou digitálneho posuvného meradla, niektoré museli byť zmerané priamo v zostave. Z toho dôvodu bol prevedený scan hlavy daného motora pomocou optického skeneru ATOS na Ústave automobilního a dopravního inženýrství, a to zo zadnej strany motora (zo strany zotrvačníku).

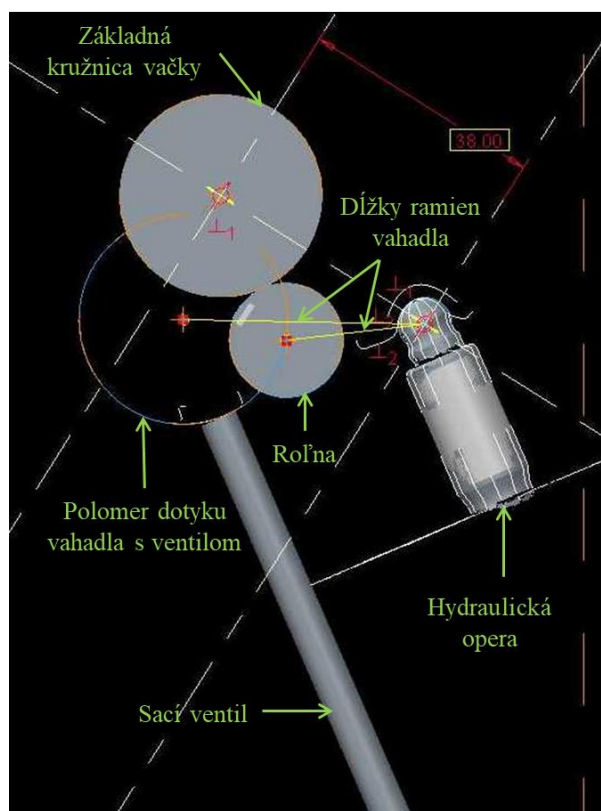
Tab. 6 Vstupné parametre sacej strany rozvodového mechanizmu

Parameter	Hodnota	Parameter	Hodnota
Polomer základnej kružnice	16 mm	Priemer ventilu	33,86 mm
Šírka vačky	7,50 mm	Dĺžka ventilu	104 mm
Polomer roľny	9 mm	Uhol sklonu ventilu	22,50 °
Šírka roľny	8 mm	Vrtanie valca	82,50 mm
Dlhšie rameno vahadla	38,04 mm	Dĺžka ojnice	144 mm
Kratšie rameno vahadla	21,90 mm	Polomer kľuky	46,40 mm
Uhol medzi ramenami	-7,70 °	Excentricita piestu	0,60 mm
Vzdialenosť stredov zákl. kružnice a guľového čapu	38 mm	Vzdialenosť medzi vrchom piestu a stredom piest. čapu	29,70 mm
Polomer dotyku vahadla s ventilom	16,50 mm	Odsadenie osi ventilu od konca dlhšieho ramena	-1,2 mm
Vôľa medzi ventilom a piestom v hornej úvrati	2,20 mm	Uhol medzi dlhším ramenom a kolmice na os ventilu	24,58 °

Optický skener ATOS je bezdotykový mobilný 3D skener, ktorý pracuje na princípe pasívnej triangulácie – medzi dvoma symetricky uloženými kamerami je projektor, ktorý vysiela svetelné pásy, ktoré sú snímané kamerami – pásy svetla kopírujú predmet, a podľa toho systém rozpozná tvar predmetu. Priestorový obraz je vytváraný na základe pretnutia zorných lúčov z oboch kamier (založené na princípe ľudských očí). Príprava modelu pozostávala z nastriekania titánového prášku, ktorý zmatní povrch, aby sa neodrážal a navyše umožní lepšie vidieť tvar skenovaného predmetu. Jeho výhodou je taktiež tenká vrstva, ktorá nespôsobí nárast rozmerov (objemu) skenovaného predmetu. Naskenované súčiastky zostavy vo formáte .stl boli exportované do softwaru Creo Parametric 2.0, kde pomocou geometrických útvarov, pomocných rovín a ôs bolo možné zmerať potrebné priemery, vzdialenosti a uhly.

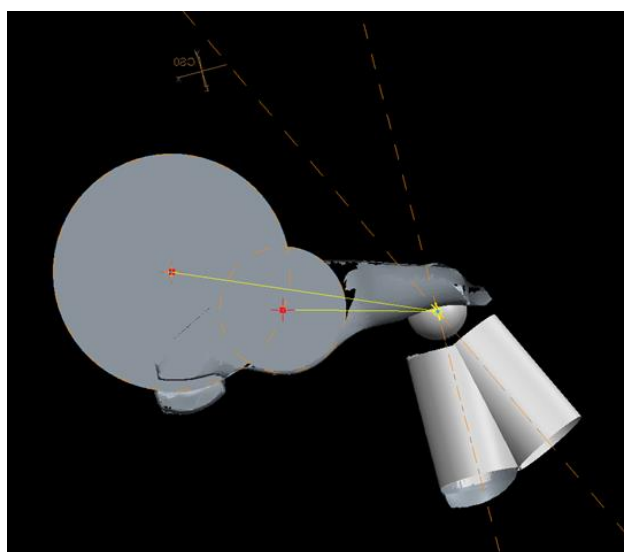


Obr. 82 Creo – scan hlavy motora; červené útvary predstavujú preložené vahadlo s roľnou



Obr. 83 Creo – prvky ventilového rozvodu v zostave na zmeranie potrebných rozmerov

Problematickým bodom v zostave bolo nájsť stred guľového čapu hydraulickej opery, pretože v zostave nebola jej presná východisková poloha. Prvou možnosťou bolo v Creu presne napasovať guľový čap do rádiusu na vahadle a odtiaľ zistiť polohu stredu (tak ako je znázornené na obrázku 83). Druhou možnosťou bolo skenovanie dvoch polôh hydraulickej opery vo vahadle a z priesečníkov ôs sa zistil stred guľového čapu (viď obrázok 84). Takto sa zistili dve rôzne polohy stredu guľového čapu (odlišné len veľmi málo), ktoré ovplyvnili niektoré ďalšie rozmery mechanizmu, avšak len v rámci pár desiatín milimetrov.



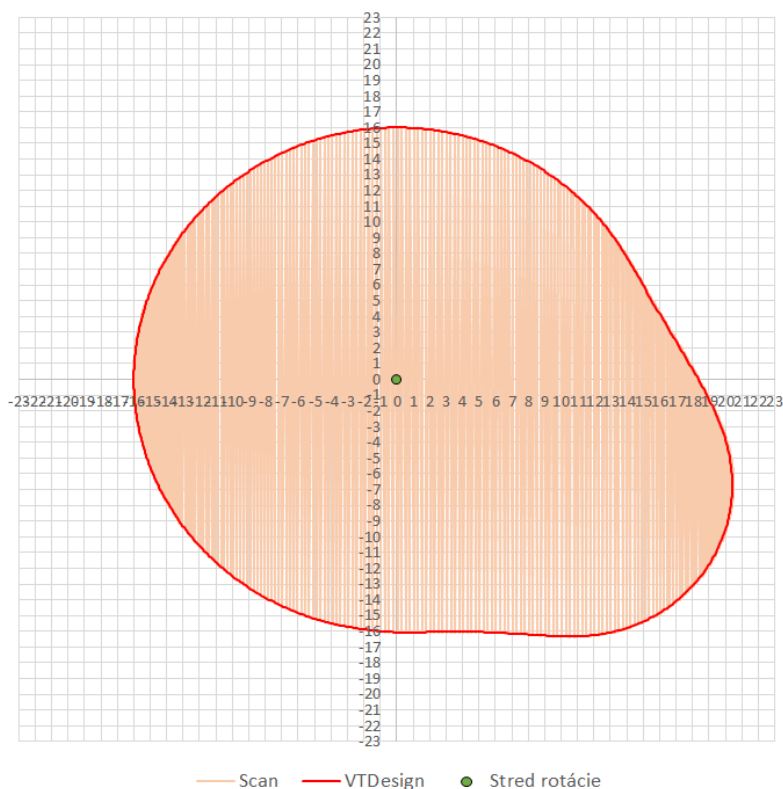
Obr. 84 Creo Parametric – zistenie stredu guľového čapu vo vahadle pomocou priesečníku ôs

10.2 REFERENČNÁ VAČKA

Po zistení vstupných parametrov (najmä geometrických) je nutné ich overenie, nakoľko už len samotné preloženie scanov základnými útvarmi, ako napríklad kružnica, či priamka v Creo Parametric vnáša do návrhu nepresnosti. Navyše bolo treba zistiť, ktorá z vyššie uvedených polôh stredu guľového čapu je presnejšia. Toto overenie je založené na vygenerovaní profilu referenčnej vačky (ovládajúcej sacie ventily s dĺžkou otvorenia $\beta_{ref} = 190^\circ$ KH) z VTDesign, ktorý sa porovná so scanom reálnej vačky. Z toho dôvodu bol navyše skenovaný aj profil referenčnej vačky, opäť zo zadnej strany motora.

Do tabuľky (obrázok 81 vľavo) boli teda vložené zmerané geometrické rozmery. Ďalším veľmi podstatným vstupným parametrom sú vstupné dáta, na základe ktorých sa tvar vačky vygeneroval. V tomto prípade to bola zdvihová krivka sacieho ventilu z referenčného modelu, ktorá tu bola vložená ako externý profil (teda bez využitia CamDesign). Okrem vstupných dát je rozhodujúci aj smer otáčania vačkového hriadeľa – na základe scanu a jemu odpovedajúcemu modelu vo VTDesign je smer otáčania proti smeru hodinových ručičiek.

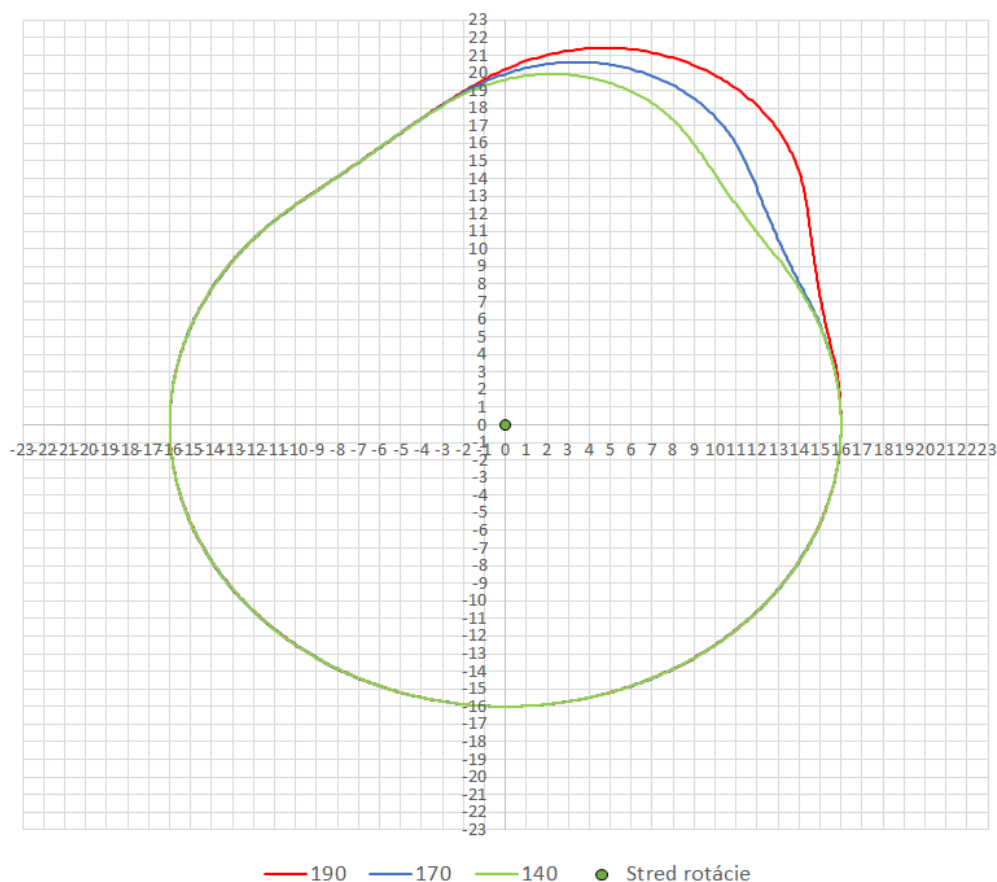
Na základe dát sa vygeneroval profil vačky ako aj ostatné kinematické veličiny pre dve rôzne polohy stredu guľového čapu. Vygenerovaný profil vačky jednej aj druhej varianty sa porovnal so scanom, a taktiež kinematické veličiny oboch variant sa porovnali medzi sebou. Výsledkom bola takmer 100% zhoda medzi jednotlivými variantmi, a preto bola zvolená 1. varianta rozmerov, ktorá bola viac konzervatívnejšia z hľadiska záporného polomeru profilu konkávnej časti vačky. Rozmery tejto prvej varianty boli následne použité aj v ďalších krokoch tejto práce. Ako je možné vidieť na obrázku 85, tento profil je zhodný so skenovaným profilom vačky, a preto možno pokladať zmerané vstupné geometrické rozmery mechanizmu za vyhovujúce.



Obr. 85 Porovnanie profilu referenčnej vačky: oranžová – scan, červená – výstup z VTDesign

10.3 VAČKY MILLERIZOVANÉHO MOTORA

Po overení správnosti zmeraných geometrických rozmerov mechanizmu mohlo dôjsť ku vygenerovaní tvarov kratších vačiek – vačka pre Light a Heavy Miller. Geometrické rozmery mechanizmu zostali nezmenené, zmenili sa len vstupné dáta – jednotlivo zdvihová krivka sacieho ventilu z modelu Light Miller a Heavy Miller.



Obr. 86 Porovnanie profilov vačiek: červená – referenčný model, modrá – Light Miller, zelená – Heavy Miller

Ako je možné vidieť na obrázku 86, nábežná strana vačky je rovnaká pre všetky 3 modely (vychádza to z rovnakého priebehu začiatku zdvihu sacieho ventilu – vid' obrázok 43), postupne sa nos vačky znižuje a zužuje. Úbežná strana vačky je charakteristická podbrúsením (konkávnosťou), ktoré je však limitom vyrobiteľnosti, a preto sa kontroluje najmenší absolútny záporný polomer krivosti. V závere sa všetky tri priebehy napájajú na základnú kružnicu. Pomerná plnosť je u všetkých vačiek rovnaká z dôvodu zachovania priebehu zrýchlenia, resp. zdvihových kriviek. Jej hodnota je počítaná softwarom na základe vzorca (6.3) a činí 0,4639.

Tab. 7 Porovnanie maximálnej výšky nosa vačky od stredu rotácie

	Parameter	Symbol	Hodnota	Jednotka
Referenčný model	Maximálna výška nosa	h_{nos}	22,34	[mm]
Light Miller	Maximálna výška nosa	h_{nos}	21,10	[mm]
Heavy Miller	Maximálna výška nosa	h_{nos}	20,14	[mm]

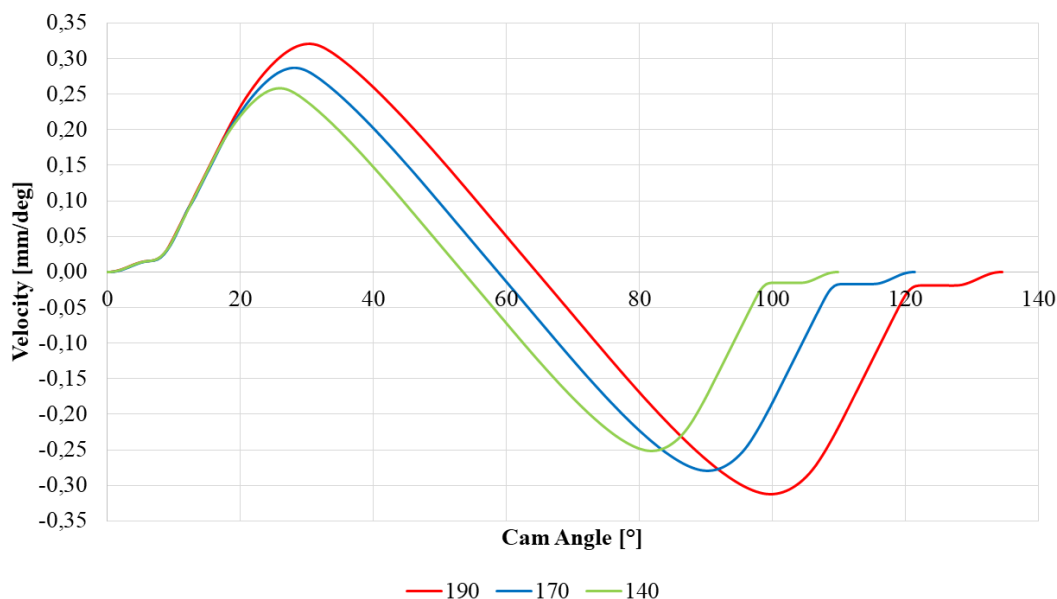
10.4 KINEMATICKÁ ANALÝZA

Kinematická analýza pozostáva z grafického porovnania jednotlivých kinematických veličín millerizovaných modelov s referenčným modelom a ich vyhodnotenia s ohľadom na priebeh a maximálne doporučené hodnoty. Nakoľko boli na začiatku zdvihové krivky sacieho ventilu prepočítané na základe dodržania priebehu zrýchlenia, predpokladá sa zachovanie trendu týchto veličín. Navyše zárukou pri porovnaní s referenčným modelom je, že v tomto prípade pracuje rozvodový mechanizmus stabilne, a teda nedochádza k nežiaducim javom, ako napríklad odsakovanie ventilu od sedla pri dosadaní, alebo príliš veľké zrýchlenie významne prekonávajúce silu pružín.

V nasledujúcich grafoch je vždy červenou farbou vyznačený referenčný model, modrou farbou model Light Miller a zelenou farbou model Heavy Miller. Zdvih ventilu tu nie je zobrazený, pretože ten odpovedá priebehom v kapitole 9.1 (obrázok 43).

10.4.1 RÝCHLOSŤ VENTILU

Priebeh rýchlosti ventilu u kratších vačiek je vyhovujúci, pretože rýchlosť vymedzenia ventilovej vôle je totožná ako u referenčného modelu (na základe rovnakého priebehu začiatku zdvihu) a taktiež rýchlosť dosadenia ventilu do sedla je u millerizovaných modelov konštantná a dokonca menšia ako u referenčného modelu.



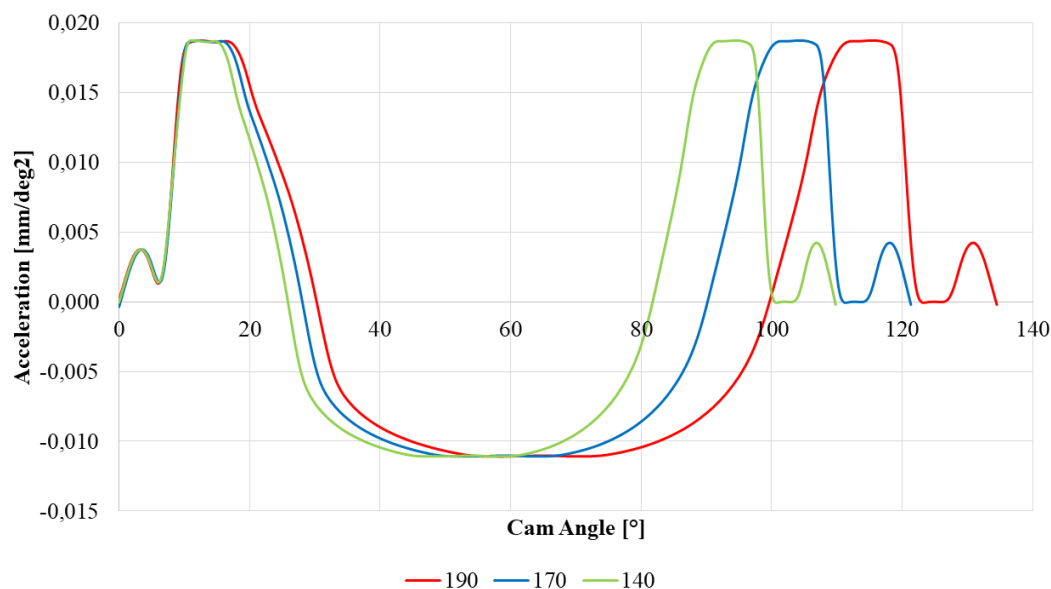
Obr. 87 Rýchlosť ventilu v závislosti na uhle natočenia vačkového hriadeľa

Tab. 8 Porovnanie maximálnej dosedacej rýchlosti sacieho ventilu u jednotlivých modelov

	Parameter	Symbol	Hodnota	Jednotka
Referenčný model	Maximálna dosedacia rýchlosť	v_{dmax}	-0,019	[mm/deg]
Light Miller	Maximálna dosedacia rýchlosť	v_{dmax}	-0,017	[mm/deg]
Heavy Miller	Maximálna dosedacia rýchlosť	v_{dmax}	-0,015	[mm/deg]

10.4.2 ZRÝCHLENIE VENTILU

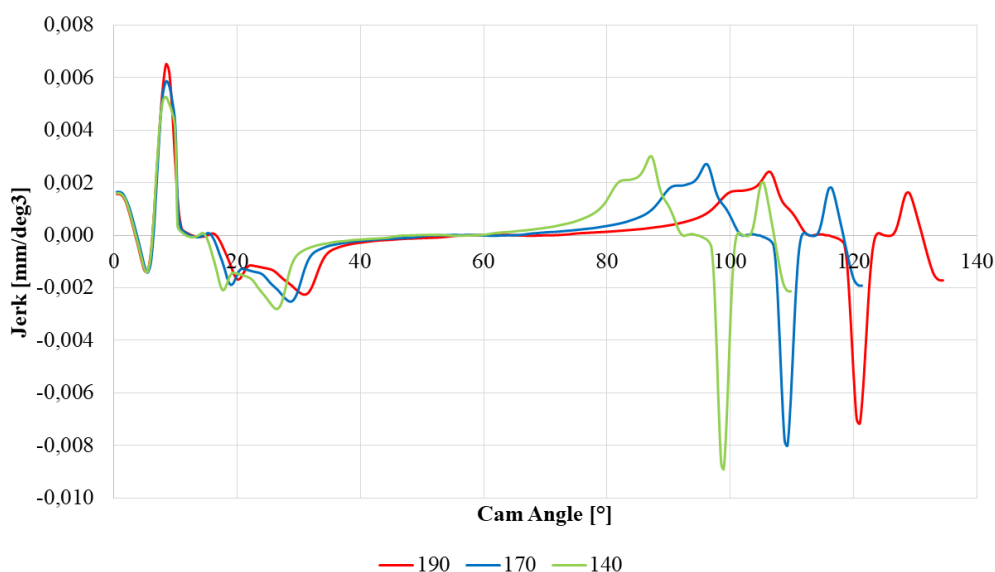
Vďaka vhodnému násobiteľu zdvihu nedošlo ku prekročeniu maximálnych zrýchlení z referenčného modelu. Predpokladá sa, že použité pružiny budú dostatočné, a ich sila bude v každom okamihu väčšia než súčet sily zotrvačnej a trecej. Tento predpoklad potvrdí dynamická analýza, nakoľko pri narastajúcich otáčkach dochádza ku kmitaniu rozvodu.



Obr. 88 Zrýchlenie ventilu v závislosti na uhle natočenia vačkového hriadeľa

10.4.3 JERK VENTILU

V derivácii zrýchlenia sa u kratších vačiek nevyskytli výrazne ostrejšie amplitúdy, navyše ich hodnoty nepresiahli $\pm 0,010$ mm/deg³, preto možno považovať tieto priebehy za vyhovujúce.

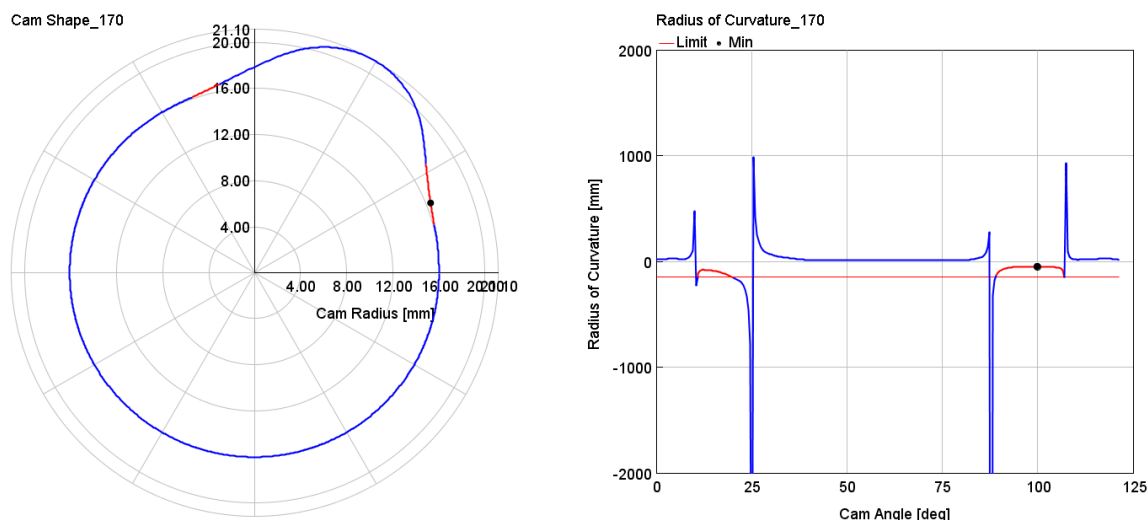


Obr. 89 Jerk ventilu v závislosti na uhle natočenia vačkového hriadeľa

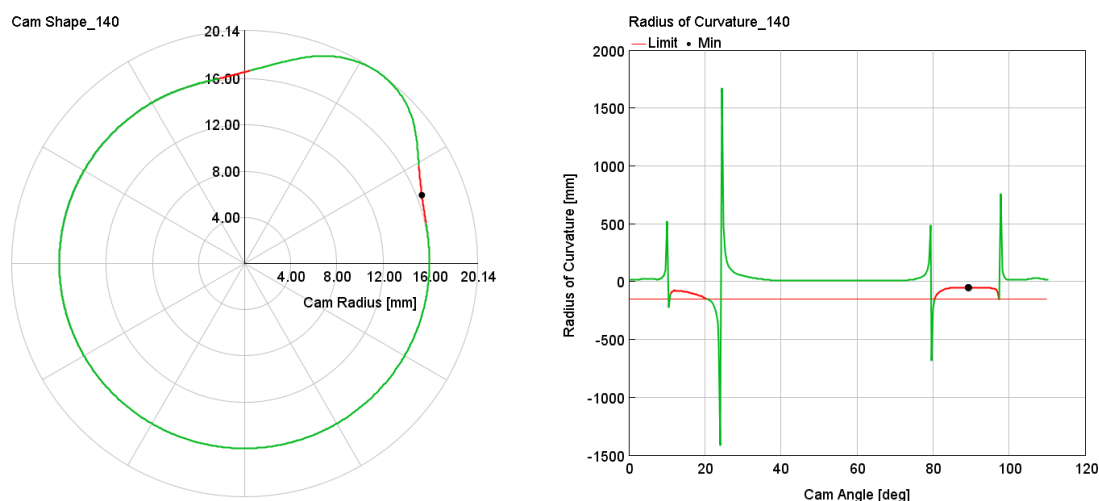
10.5 POLOMER KRIVOSTI PROFILU VAČKY

Rozhodujúcim parametrom pre vyrobiteľnosť vačky je práve najmenšia absolútna hodnota záporného polomeru krivosti jej profilu, pretože záporný polomer predstavuje konkávnú (podbrúsenú) časť vačky, ktorá nemusí byť vyrobiteľná štandardnými brúsnymi kotúčmi. Väčšinou sa vačky brúsia na kopírovacom stroji, ktorý kopíruje niekoľkokrát zväčšenú šablónu. Problém je, že polomer brúsneho kotúča zvyčajne nie je menší než 150 mm.

V grafe závislosti polomeru krivosti na uhle natočenia vačkového hriadeľa pre millerizované modely sa zistila najmenšia absolútna hodnota až takmer trikrát menšia než je najmenší polomer brúsneho kotúča, konkrétne pre model Light Miller $|-50,8117 \text{ mm}|$, pre model Heavy Miller $|-50,7847 \text{ mm}|$. Hodnota týchto polomerov sa nachádza na úbežnej strane vačky pri zatváraní ventilu. Celkovo sa hodnoty menšie ako $|-150 \text{ mm}|$ nachádzajú pre Light Miller v rozsahu približne $10^\circ \div 19^\circ$ a $88^\circ \div 106^\circ$, pre Heavy Miller v rozsahu $10^\circ \div 19^\circ$ a $80^\circ \div 97^\circ$. Na obrázku 90 a 91 sú hrubou červenou čiarou vyznačené úseky s nevyhovujúcim záporným polomerom krivosti, čierny bod predstavuje najmenšiu absolútnu hodnotu záporného polomeru krivosti a tenká červená vodorovná čiara predstavuje limit $|-150 \text{ mm}|$.



Obr. 90 Light Miller: vľavo – profil vačky, vpravo – polomer krivosti na natočení vačky



Obr. 91 Heavy Miller: vľavo – profil vačky, vpravo – polomer krivosti na natočení vačky

Riešením tohto problému by bola zmena zdvihovej krivky ventilu vo VTDesign, časti CamDesign, kde by sa po vložení pôvodnej zdvihovej krivky ručne a s vysokou citlivosťou ladila krivka tak, aby sa významne nezmenil jej priebeh, neznížila jej plnosť a súčasne by sa dosiahlo minimálneho požadovaného záporného polomeru. Toto riešenie by však bolo vhodné v prípade, že sa hodnota najmenšieho polomeru veľmi neodchýľuje od hodnoty $|-150 \text{ mm}|$, čo v tomto prípade je vzdialené niekoľkonásobne.

Čo sa týka polomeru krivosti vačky referenčného modelu, najmenšia absolútna hodnota krivosti je $|-50,9898 \text{ mm}|$, čo ukazuje, že tento profil vyrobiteľný je. Rozdiel je však v tom, že referenčný vačkový hriadeľ je skladaný a jednotlivé vačky sa obrábali zvlášť, pravdepodobne inou technológiou, než je tu bežne dostupná. V prípade výroby skladaných millerizovaných vačkových hriadeľov by teda hodnota ich najmenšieho konkávneho polomeru nebola problematická. V prípade výroby celistvého millerizovaného vačkového hriadeľa by bolo nutné hľadať dodávateľov vačiek pre závodné automobily, pre ktoré sú podbrúsené vačky charakteristické z dôvodu vyššej plnosti, a tým lepšej výmeny náplne valcov aj pri vysokých otáčkach motora.

10.6 DYNAMICKÁ ANALÝZA

Dynamická analýza ventilového rozvodu pozostáva z dvoch častí – kvazi-dynamickej a dynamickej analýzy. Kvazi-dynamická analýza je súčasťou VTDesign a slúži k prvotnému určeniu síl, posuvov, napätí a deformácií bez časovo náročných multi-body výpočtov. Uvažuje ideálne kinematické posuvy a komponenty ako dokonale tuhé, ktoré sú medzi sebou spojené bez vôle, avšak ventilovú vôľu je možné definovať len medzi ventilom a vahadlom, ktorá je potrebná pri výpočte ventilovej pružiny a zotrvačných síl. Taktiež sa neuvažuje kmitanie pružiny ani ventilového rozvodu. Trenie v mechanizme je definované súčiniteľom trenia buď medzi jednotlivými komponentmi zvlášť, alebo ako globálny súčiniteľ pre všetky komponenty, a slúži pri výpočte síl a momentov.

V dynamickej analýze, ktorá je súčasťou GT-ISE, sa uvažujú reálne kinematické posuvy a taktiež kmitania ventilovej pružiny a rozvodu, čo umožní vyhodnotiť skutočné priebehy dynamických veličín v závislosti na otáčkach motora.

Tab. 9 Zmerané vstupné parametre ku kvazi-dynamickej a dynamickej analýze

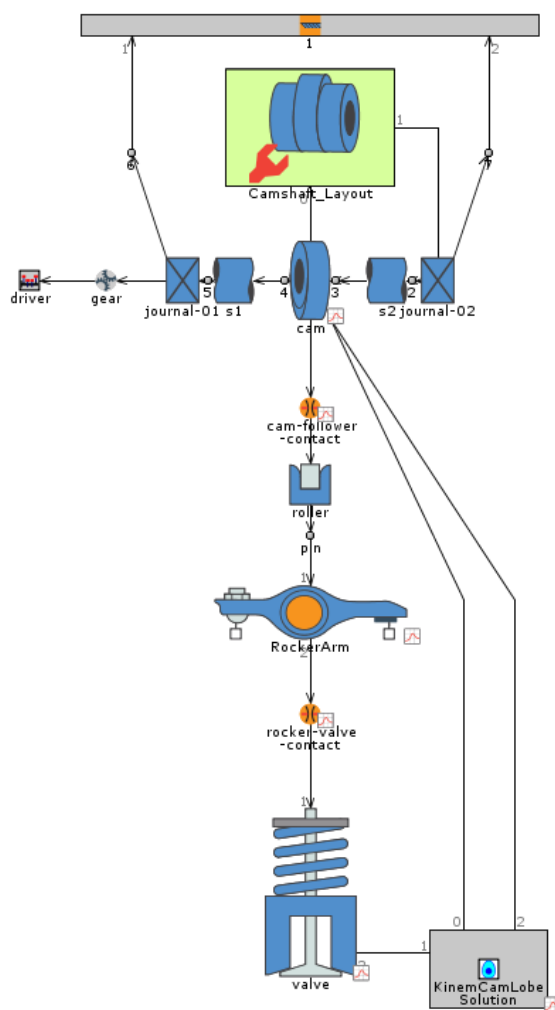
Parameter	Hodnota	Parameter	Hodnota
Hmotnosť ventilu	49,25 g	Voľná dĺžka pružiny	45 mm
Hmotnosť tanierika ventilu	7 g	Inštalovaná dĺžka pružiny	37 mm
Počiatočná vôľa	0,01 mm	Počet aktívnych závitov	6
Moment zotrvačnosti vahadla	$2 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Podiel hmotnosti pružiny	1/3
Tuhosť pružiny (lineárna)	33 158 N/m	Vonkajší priemer pružiny	23,30 mm
Hmotnosť pružiny	34,50 g	Priemer drôtu pružiny	3,40 mm

Dĺžkové parametre boli zmerané pomocou digitálneho posuvného meradla, hmotnostné parametre pomocou digitálnych váh (s presnosťou na dve desatinné miesta gramu), ventilová vôľa bola odčítaná z výpočtového termodynamického modelu, moment zotrvačnosti vahadla bol prepočítaný pomocou Steinerovej vety ku bodu otáčania – stredu guľového čapu hydraulického opory (uvažovala sa hmotnosť celého vahadla s roľnou ako hmotný bod

umiestnený v strede roľny). Tuhosť pružiny bola vypočítaná na základe zmeranej sily pre dané posunutie – pre konštantný krok posunutia sa odčítala veľkosť sily a následne sa vyniesol graf závislosti sily na stlačení, kde smernica priamky predstavuje tuhosť pružiny.

Nakoľko sú hodnoty tuhosti a tlmenia jednotlivých komponentov ťažko merateľné, sú prevzaté z jedného zo vzorových modelov v GT-ISE, ktorý sa svojou geometriou a hmotnosťami najviac približoval tomuto modelu. Ďalšími vstupnými údajmi bola drsnosť kontaktu vačka-roľna, ako aj Youngov modul pružnosti a Poissonova konštanta, ktorým bola priradená štandardná hodnota pre ocel', t.j. 210 GPa a 0,3.

Po spustení kvazi-dynamickej analýzy (viď výsledky v nasledujúcej podkapitole) sa prešlo ku dynamickej analýze – grafický model z prostredia VTDesign bol explicitne exportovaný do prostredia GT-ISE (viď obrázok 92), v ktorom boli navyše zadefinované hmotnosti samostatnej roľny a samostatného vahadla, ako aj zadefinované otáčky kľukového a vačkového hriadeľa. Tento model predstavuje samostatný sací ventil s jednou ovládacou vačkou, avšak v prostredí GT-ISE je možné vytvoriť celý rozvodový mechanizmus nakopírovaním potrebného počtu ventilov, ktoré sa cez vačkový hriadeľ medzi sebou prepoja, prípadne vytvoriť rozvodový mechanizmus so sacím a výfukovým ventilom súčasne. V tomto prípade je však postačujúci jeden sací ventil na zistenie priebehu dynamických veličín.



Obr. 92 Dynamický model ventilového rozvodu v prostredí GT-ISE

10.6.1 REZERVA SILY VENTILOVEJ PRUŽINY – SPRING MARGIN

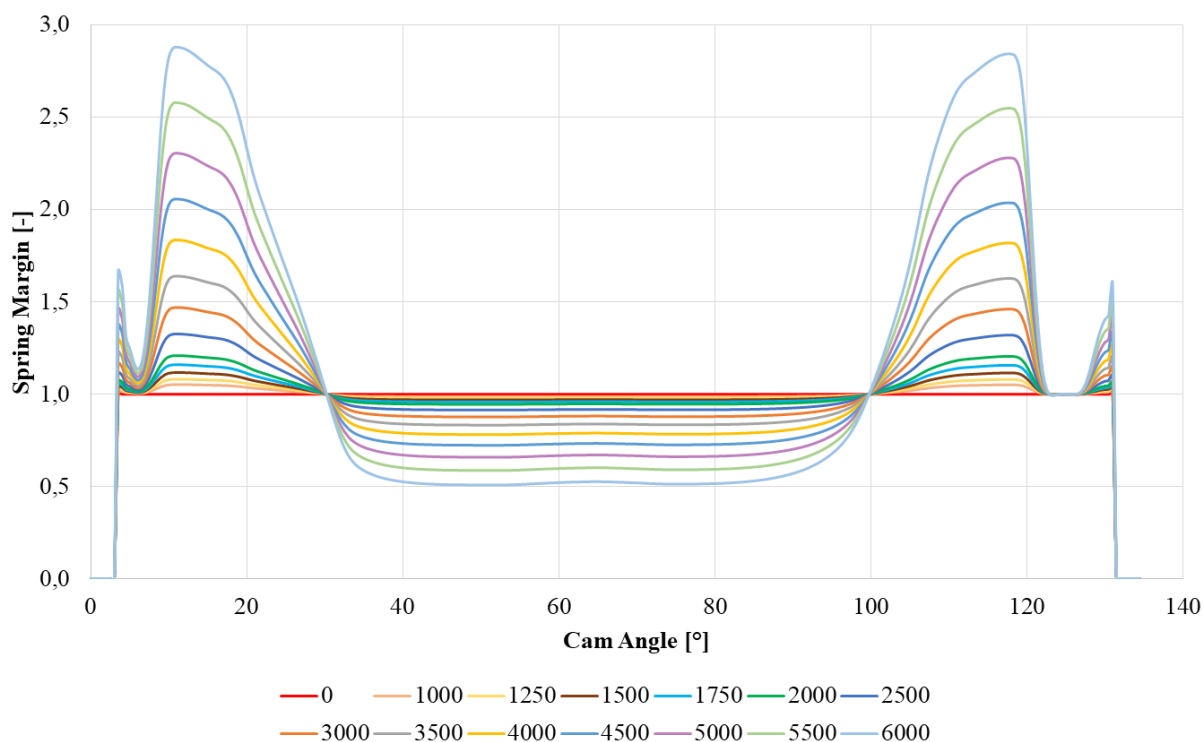
Z kvazi-dynamickej analýzy je jedným z najdôležitejších výstupov údaj, ktorý určuje, či sú ventilové pružiny dostatočné a v každom okamihu prevyšujú súčet sily zotrvačnej a trecej (ako bolo popísané v kapitole 6.4.2, resp. 6.4.4). K tomu slúži veličina Spring Margin, ktorá vyjadruje rezervu (prebytok) sily ventilových pružín. Z toho vyplýva, že Spring Margin blížiac sa k 0 predstavuje nedostatočnú kontaktnú silu medzi ventilom a vahadlom, následkom čoho môže dôjsť k nežiaducemu prerušeniu kontaktu. Trecie sily sú minimálne a vo výpočte rezervy sily ventilových pružín sa zanedbávajú.

$$\text{Spring Margin} = \frac{F_p - F_{a(v)}}{F_p} \quad (10.1)$$

F_p – okamžitá sila vyvolaná stlačením ventilovej pružiny [N]

$F_{a(v)}$ – okamžitá veľkosť zotrvačnej sily redukovaná do osi ventilu [N]

Posúdenie tejto rezervy prebehlo u referenčného modelu, a to v rozpätí otáčok 0-6000 min⁻¹ s krokom, ktorý je nastavený vo všetkých predchádzajúcich simuláciách. Z priebehov na obrázku 93 je zrejmé, že najskôr dochádza k vymedzeniu ventilovej vôle (Spring Margin = 0 a následne jej prudký nárast), pri nulových otáčkach motora, kedy je zotrvačná sila nulová, je sila pružiny 100% a s narastajúcimi otáčkami sa táto hodnota v kladnej časti zrýchlenia (zápornej časti zotrvačnej sily) zvyšuje, v zápornej časti zrýchlenia (kladnej časti zotrvačnej sily) znižuje. Pre posúdenie dostatočného kontaktu sa teda vyhodnocuje najmenšia rezerva pre najvyššie otáčky (pretože zrýchlenie rastie s 2. mocninou otáčok). V prípade referenčného modelu je rezerva približne 50 %, teda pružiny sú dostačujúce. Pri zvyšujúcej sa maximálnej rezerve (viac než 3, resp. 300 %) by dochádzalo k zbytočnému opotrebeniu súčastí vplyvom silnej pružiny.

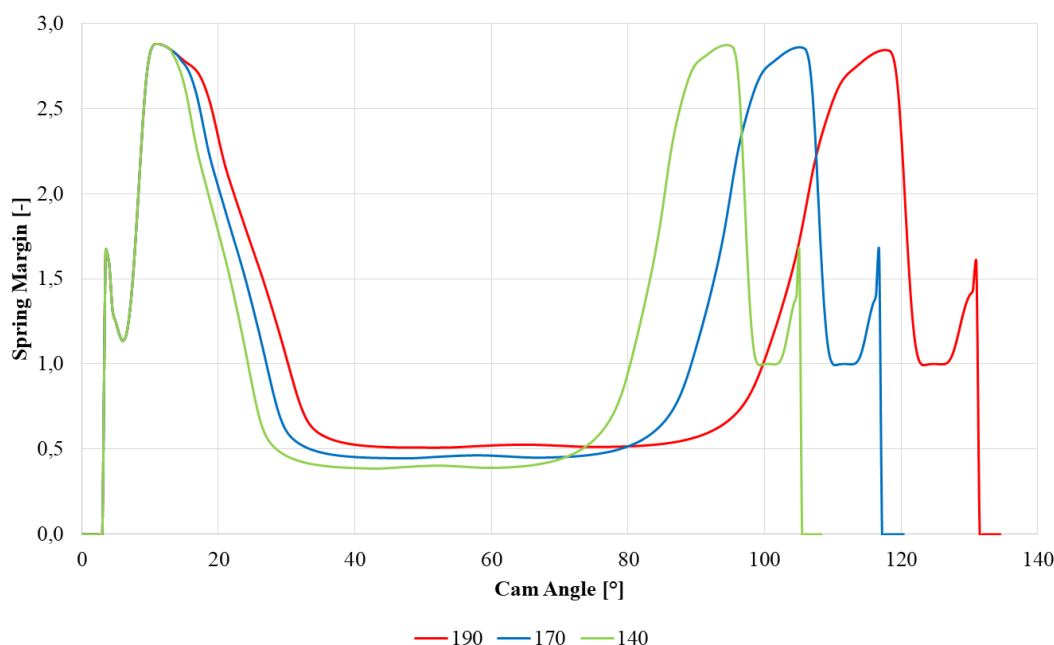


Obr. 93 Rezerva sily ventilovej pružiny pre referenčný model v rozmedzí otáčok 0-6000 min⁻¹

Čo sa týka Spring Margin pre kratšie vačky, jej priebeh je znázornený na obrázku 94 v maximálnych otáčkach 6000 min^{-1} , odkiaľ je možné pozorovať v zápornej časti zrýchlenia pokles tejto rezervy so skracujúcou sa dĺžkou otvorenia sacieho ventilu (menšou vačkou). Dôvodom je strmší priebeh záporného zrýchlenia u kratších vačiek (viď obrázok 88), následkom ktorého rastie rýchlejšie zotrvačná sila a znižuje sa rezerva sily ventilovej pružiny. Hodnoty u kratších vačiek sú však stále výrazne väčšie než 0, a teda možno považovať pružiny z referenčného modelu za dostačujúce aj pri použití kratších vačiek.

Tab. 10 Minimálna rezerva sily ventilovej pružiny pre modely v otáčkach 6000 min^{-1}

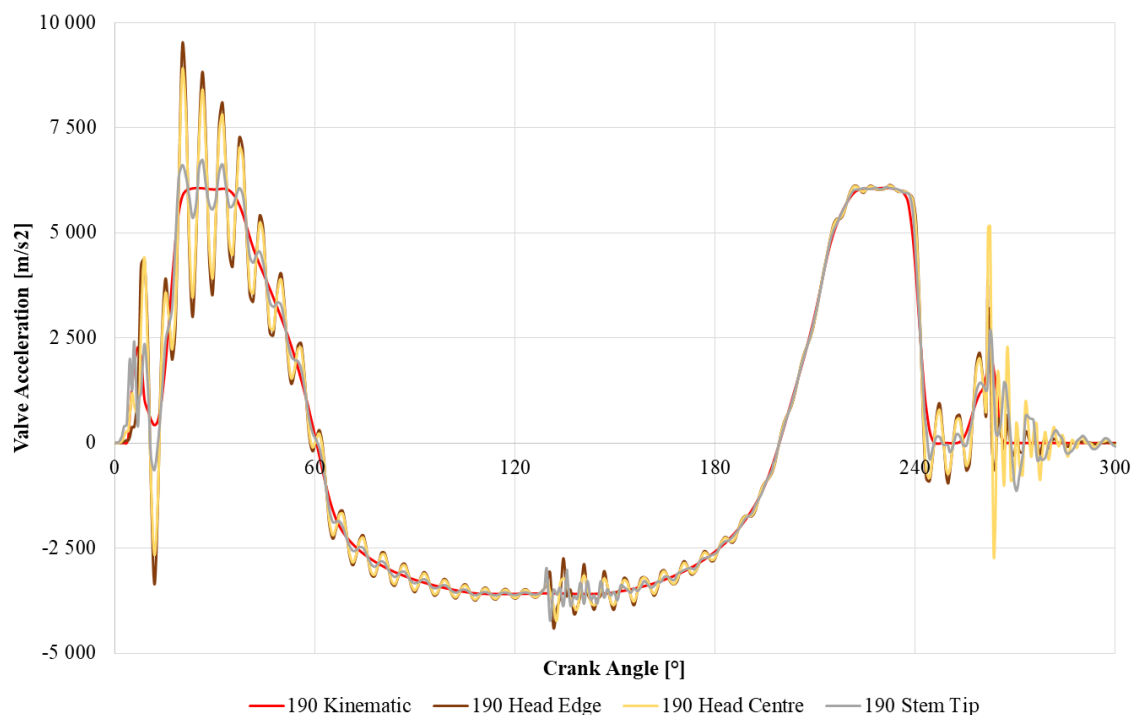
	Parameter	Minimálna hodnota	Jednotka
Referenčný model	Spring Margin	0,5087	[-]
Light Miller	Spring Margin	0,4458	[-]
Heavy Miller	Spring Margin	0,3856	[-]



Obr. 94 Rezerva sily ventilovej pružiny pre jednotlivé modely v otáčkach 6000 min^{-1}

10.6.2 PRIEBEH DYNAMICKÉHO ZRÝCHLENIA

I keď je Spring Margin dostatočná u všetkých troch modelov, táto rezerva môže byť prekročená vplyvom kmitania ventilu či závitov vinutých pružín. Výskyt tohto odskoku je však stále menej vážny než vysoká dosedacia rýchlosť, a tým spojené vytĺkanie sediel. Z toho dôvodu je potrebná kontrola priebehu skutočného (dynamického) zrýchlenia.

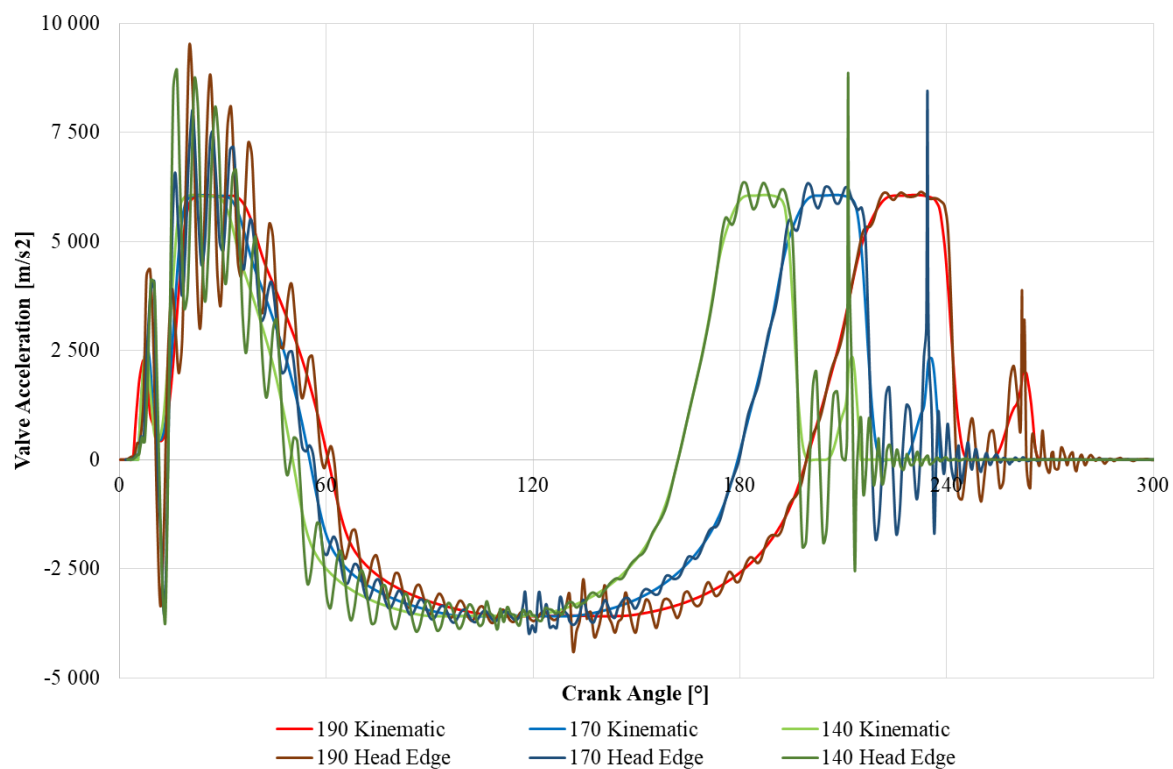


Obr. 95 Priebeh dynamického zrýchlenia ventilu referenčného modelu v otáčkach 6000 min^{-1}

Na obrázku 95 je červenou farbou znázornený ideálny kinematický priebeh zrýchlenia sacieho ventilu, hnedou farbou je priebeh zrýchlenia okraja tanieriku ventilu, žltou farbou stredu tanieriku a šedou farbou vrcholu drieku ventilu, všetko pre referenčný model v otáčkach 6000 min^{-1} . Tieto skutočné priebehy zrýchlení jednotlivých častí ventilu sú v porovnaní s kinematickým zrýchlením rozkmitané, pretože sa tu uvažuje vplyv otáčok ako aj tuhosť jednotlivých častí rozvodového mechanizmu.

Aby bolo možné považovať priebehy dynamického zrýchlenia ventilu zo simulácie za pravdivé, musel by sa zmerať priebeh zrýchlenia na ventile (zvyčajne pomocou piezoelektrického snímača), a porovnať medzi sebou. Zhoda medzi dynamickým zrýchlením zo simulácie a merania by aj tak nebola úplne presná, pretože skutočná hodnota tuhostí jednotlivých častí mechanizmu a ich kontaktu je významne ovplyvnená deformáciou včkového hriadeľa, ako aj ďalších komponentov, a tiež kvôli výrobným nepresnostiam skutočnej včky. Nakoľko boli v dynamickom modeli hodnoty tuhosti a tlmenia jednotlivých komponentov prevzaté zo vzorového modelu v GT-ISE, nie je ani možné so 100% istotou posúdiť maximálne hodnoty zrýchlení – tie sa odporúča overiť meraním na motore, a pre túto analýzu bude postačujúce porovnať len priebehy medzi sebou, resp. s referenčnou včkou.

Na vyhodnotenie dynamického zrýchlenia, najmä v časti dosedania ventilu, je potrebné kontrolovať zrýchlenia okraja tanieriku ventilu, pretože ten je v kontakte so sedlom ventilu. Jeho maximálna amplitúda v mieste prechodu zatvárajúceho mostíka na základnú kružnicu dosahuje hodnotu takmer 3900 m/s^2 . Z toho dôvodu sa pre kratšie včky vyhodnocuje práve okraj tanieriku ventilu – vid' obrázok 96. Z priebehov je zrejmé, že u kratších včiek je hodnota amplitúdy zrýchlenia v mieste prechodu zatvárajúceho mostíka na základnú kružnicu väčšia, konkrétne pre Light Miller takmer 8500 m/s^2 a pre Heavy Miller 8800 m/s^2 , a to práve kvôli kratšiemu času na zatvorenie ventilu (vid' obrázok 87). Skutočné maximálne hodnoty je preto ideálne u kratších včiek overiť na skúšobnom motore.



Obr. 96 Priebeh dynamického zrýchlenia ventilu jednotlivých modelov v otáčkach 6000 min⁻¹

11 VYHODNOTENIE NÁVRHU MILLERIZOVANÝCH VAČIEK

Celkové vyhodnotenie návrhu millerizovaných vačiek pozostáva zo zhodnotenia vhodnosti daných vačiek s ohľadom na priebeh ich výstupných veličín, a taktiež možnosti ich reálnej vyrobiteľnosti.

Na základe kinematickej analýzy sú millerizované vačky, pri zachovaní referenčného priebehu zrýchlenia, vhodnejšie na základe menšej dosedacej rýchlosti. Z dynamickej analýzy je však možné považovať millerizované vačky, s ohľadom na referenčnú vačku, za kritickejšie z hľadiska priebehu dynamického zrýchlenia, najmä pri dosedaní ventilu do sedla, ktoré môže spôsobiť výraznejšie vytĺkanie sediel, prerušenie silového kontaktu i hluk, a preto sa navrhuje overiť tieto priebehy meraním na skúšobnom motore.

Taktiež sa so strmším priebehom zrýchlenia znižuje rezerva sily ventilovej pružiny v oblasti záporných zrýchlení. Z týchto dôvodov je nutné použiť silnejšie pružiny, nakoľko pri zvyšujúcich sa otáčkach motora dochádza ku kmitaniu nielen ventilu, ale aj závitov vinutých pružín, čo negatívne ovplyvňuje udržanie kontaktu medzi ventilom a vahadlom. Ďalším problémom kratších vačiek je najmenší konkávny polomer krivosti, ktorý obmedzuje vyrobiteľnosť profilu vačky pomocou kopírovacieho brúsneho stroja, ktorý je v súčasnosti najrozšírenejší pre sériovú výrobu vačiek. Pomerná plnosť vačky je vďaka zachovanému priebehu kinematického zrýchlenia referenčnej vačky nezmenená.

Profil vačky má výrazný vplyv na skúmané priebehy veličín, a preto sa doporučuje zachovanie navrhnutého tvaru. Toho je možné doceliť výrobou vačky na špeciálnom jednoúčelovom stroji, ktorý dokáže vyrobiť presne požadovaný tvar.

V prípade, že nie je možné zabezpečiť špecializovanú výrobu spomenutú vyššie, pre štandardné obrobenie vačkového hriadeľa na kopírovacom brúsnom stroji, i v prípade nedodržania presného profilu, by bolo riešením obrobiť jeden palec referenčnej vačky, ktorého tvar by sa následne naskenoval a pomocou VTDesign spätne overil priebeh kinematických a dynamických veličín. V prípade výrazných a netolerovateľných odchýlok by muselo dôjsť ku významnejšej zmene zdvihovej krivky ventilu, pri ktorej by bol nutný prepočet termodynamických simulácií. V prípade zanedbateľných odchýlok, a najmä bezpečného priebehu zrýchlenia ventilu, by mohlo dôjsť k obrobeniu celého vačkového hriadeľa.

Ďalším riešením by bola výroba skladaného vačkového hriadeľa, kedy by boli jednotlivé palce vačky obrobené zvlášť, napríklad frézovaním a následne brúsením, čím by sa dosiahli presne požadované profily. Táto varianta je však finančne náročnejšia.

ZÁVER

Diplomová práca bola zameraná na návrh vačkového hriadeľa pre motor s Millerovým cyklom. Z toho dôvodu bola najskôr v teoretickej časti popísaná problematika Millerovho cyklu ako aj problematika vačkového mechanizmu, pričom základné poznatky z týchto kapitol boli využité v praktickej časti.

Prvým krokom bolo zostavenie funkčného výpočtového termodynamického modelu zadaného motora a následne jeho kalibrácia, s cieľom priblížiť jeho výsledky zmeraným priebehom veličín. Ide o 2-litrový preplňovaný zážihový spaľovací motor spoločnosti Garrett Motion s kompresným pomerom $\varepsilon = 9,6$ a dĺžkou otvorenia sacieho ventilu $\beta_{ref} = 190^\circ$ KH, ktorý pracuje so súčiniteľom prebytku vzduchu $\lambda = 1$. Zadaný motor navyše disponuje variabilným časovaním sacích a výfukových ventilov.

Zo simulácie a merania referenčného modelu sa zistilo, že pri otáčkach 2000 min^{-1} dochádza k výraznému vyplachovaniu, čo je spôsobené otváraním sacieho ventilu výrazne skôr pred hornou úvraťou. Tento jav negatívne ovplyvnil veľkosť mernej efektívnej spotreby paliva a zvýšené množstvo kyslíku vo výfuku. V nízkych otáčkach sa navyše pracovné body motora nachádzali v kompresorovej mape za medzou pumpovania, čo bolo spôsobené použitím väčšieho kompresora, avšak pri meraní nevznikali žiadne nestability, čo je dané odlišnými pracovnými podmienkami na motore od plynového skúšobného zariadenia, pri ktorých bola kompresorová mapa získaná.

Ďalším krokom bola millerizácia modelu, ktorá bola založená na skoršom uzavretí sacieho ventilu, a to v dvoch variantoch – s dĺžkou otvorenia sacieho ventilu $\beta = 170^\circ$ KH (model Light Miller) a $\beta = 140^\circ$ KH (model Heavy Miller) a pre dva kompresné pomery $\varepsilon = 9,6$ a $\varepsilon = 13$. Oba parametre boli požiadavkou zadávateľa. Na zaistenie požadovaných dĺžok otvorenia ventilu, ako aj dodržanie priebehu zrýchlenia ventilu, boli definované prepočtové koeficienty, ktorými sa prenášobila referenčná zdvihová krivka. Zadaná millerizácia bola následne simulovaná na základe dvoch kritérií – dodržanie priebehu výkonu (Izo P) a dodržanie totálnej teploty výfukových plynov pred vstupom do turbíny (Izo T) ako u referenčného modelu.

Z Izo P simulácií sa zistilo, že millerizované modely vykazujú väčšiu celkovú účinnosť, resp. menšiu spotrebu paliva, ktorá je výrazne ovplyvnená dĺžkou otvorenia sacieho ventilu (Atkinsonov pomer) ako aj kompresného pomeru – najmenšiu spotrebu dosahujú modely s vyšším kompresným pomerom, ktorá postupne narastá so znižujúcim sa kompresným pomerom a zväčšujúcou sa dĺžkou otvorenia sacieho ventilu. Hodnota spotreby paliva je v otáčkach nominálneho výkonu 5000 min^{-1} v modeli Heavy Miller $\varepsilon = 13$ o 8,5 % menšia oproti referenčnému modelu, v otáčkach nominálneho točivého momentu 2000 min^{-1} je výrazne ovplyvnená vyplachovaním (väčšia hodnota spotreby paliva).

U millerizovaných modelov sa navyše potvrdil pokles objemovej účinnosti, z dôvodu kratšej dĺžky otvorenia sacieho ventilu, rovnako aj zväčšenie predstihu zážihu na základe nižšej teploty vo valci vďaka kratšej efektívnej kompresii. Dlhšia efektívna expanzia a taktiež väčší geometrický kompresný pomer prispievajú ku znižovaniu teploty výfukových plynov (v modeli Heavy Miller $\varepsilon = 13$ pre otáčky 5000 min^{-1} o 7,5 % menej), čím narastá celková účinnosť a zvyšuje sa životnosť turbínového kola.

Z Izo T simulácie sa zistilo, že zvýšenie výkonu je možné väčším prekrytím ventilov, čo však negatívne ovplyvňuje množstvo prebytočného vzduchu vo výfuku, ako aj zvyšovanie maximálneho tlaku vo valci nad určenú hranicu, taktiež zvyšovanie otáčok turbodúchadla, teploty na výstupe z kompresoru a zhoršovanie výmeny náplne valca (vyšší tlak pred turbínou). V modeloch Heavy Miller je navyše dodržanie tejto referenčnej teploty ovplyvnené medzou pumpovania a sledované veličiny majú ešte agresívnejší priebeh.

Posledný krok bol návrh profilu vačky, ktorá umožní Millerov cyklus dosiahnuť. Z dynamickej analýzy sú millerizované vačky menej vhodné kvôli priebehu dynamického zrýchlenia a menšej rezervy sily pružiny. Nevýhodou je taktiež ich vyrobiteľnosť, kvôli výrazne nižším hodnotám podbrúsených polomerov oproti polomeru brúsneho kotúča. Preto je vhodné, v rámci možností, nájsť špecializovaných dodávateľov vačiek, prípadne zmeniť spôsob výroby za skladaný vačkový hriadeľ. Z hľadiska dosiahnutia Millerovho cyklu sú i napriek týmto nedostatkom kratšie vačky najvhodnejším riešením v kombinácii s časovaním ventilov. Navyše sa predpokladá, že narastajúci trend využitia tohto cyklu u spaľovacích motorov prinesie so sebou aj pokroky v technologickom procese výroby vačiek.

Ciele diplomovej práce boli splnené, a jej výsledky môžu byť použité k ďalším súvislostiam spojeným s Millerovým cyklom a jeho realizácie.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] HEISLER, Heinz. *Advanced Engine Technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009. 794 s. ISBN 978-0-340-56822-4.
- [2] HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 s. ISBN 0-07-028637-X.
- [3] HIERETH, H., PRENNINGER, P. *Charging the Internal Combustion Engine*. Wien: Springer-Verlag, 2007. 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [4] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*. 1. díl. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962. 541 s.
- [5] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. 235 s.
- [6] RAUSCHER, Jaroslav. *Semestrální projekt*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 154 s.
- [7] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991. 129 s. ISBN 80-214-0368-3.
- [8] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [9] HONCŮ, Jan. *Vybrané statě z částí a mechanismů strojů I*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. 87 s. ISBN 80-7083-793-4.
- [10] KOLOC, Z., VÁCLAVÍK, M. *Váčkové mechanismy*. Praha: SNTL, 1988. 379 s.
- [11] PETRŮ, Karel. *Zdvihové závislosti váčkových mechanismů*. Praha: SNTL, 1980. 279 s.
- [12] ŠTÁBL, Tomáš. *Návrh ventilového rozvodu pro zážehový motor*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 62 s. Vedúci diplomovej práce David Svída.
- [13] ŠTĚTINA, Josef. *Teorie spalovacích motorů: Přednáška 3 – Paliva a spalování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2018. 71 s.
- [14] ŠTĚTINA, Josef. *Teorie spalovacích motorů: Přednáška 2 – Teorie tepelných plynových cyklů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2018. 87 s.
- [15] ŠTĚTINA, Josef. *Teorie spalovacích motorů: Přednáška 1 – Základy termodynamiky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2018. 54 s.
- [16] ČERNÝ, Roman. *Výpočtová studie Millerova cyklu benzínového motoru s turbodmychadlem*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 112 s. Vedúci diplomovej práce Adam Vondrák.

- [17] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Miller Cycle Engines. *DieselNet.com* [online]. Dec, 2019 [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_miller-cycle.php
- [18] MILLER, Ralph. *Supercharged engine*. US2817322A. United States. 1957-12-24 [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US2817322A/en>
- [19] WILLIAMS, Evan. Volkswagen' s 1.5 L Miller Cycle Engine: How Does it work? *VWvortex.com* [online]. Marec, 2019 [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://www.vwvortex.com/news/volkswagens-1-5l-miller-cycle-engine-work/>
- [20] LAWRENCE, Selim. So what causes engine knock? *SelimLawrence.wordpress.com* [online]. Sep, 2016 [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: <https://selimlawrence.wordpress.com/2016/09/18/so-what-causes-engine-knock/>
- [21] KAKAEE, A., SHOJAEEFARD, M. H., ZAREEI, J. Sensitivity and Effect of Ignition Timing on the Performance of a Spark Ignition Engine: An Experimental and Modeling Study. *Researchgate.net* [online]. Jún, 2011 [cit. 2020-02-19]. DOI: 10.1155/2011/678719. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/258380426_Sensitivity_and_Effect_of_Ignition_Timing_on_the_Performance_of_a_Spark_Ignition_Engine_An_Experimental_and_Modeling_Study
- [22] HORNER, Brian. *Turbocharger Overview for Non-Engineers*. Garrett internal source, 2005. 88 s.
- [23] LÁNÍK, Ondřej. Přepřínování (2. díl): turbodmychadla. *Auto.cz* [online]. Júl, 2004 [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/preplnovani-2-dil-turbodmychadla-16765>
- [24] DUSIL, Tomáš. Turbodmychadla VGT: Naklápění lopatek čtyřikrát jinak (+video). *Auto.cz* [online]. Marec, 2017 [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/turbodmychadla-vgt-naklapeni-lopatek-ctyrikrat-jinak-video-104842>
- [25] Variable Geometry Turbocharger (VGT). *X-engineer.org* [online]. [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/ice-components-systems/variable-geometry-turbocharger-vgt/>
- [26] WIJAYA, Willy Yanto. A Brief View upon Carnot Cycle and Gas Power Cycles. *WillyYanto.wordpress.com* [online]. [cit. 2020-03-05]. Dostupné z: <https://willyyanto.wordpress.com/2009/10/17/a-brief-view-upon-carnot-cycle-and-gas-power-cycles/>
- [27] ZHAO, Jinxing. Research and application of overexpansion cycle (Atkinson and Miller) engines – A review. *Researchgate.net* [online]. Jan, 2017 [cit. 2020-03-07]. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.10.063. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/309751100_Research_and_application_of_over-expansion_cycle_Atkinson_and_Miller_engines_-_A_review

- [28] SCHECHTER, Michael M. *Internal combustion engine with adaptive control of compression ratio*. US5255637A. United States. 1993-10-26 [cit. 2020-03-07]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US5255637>
- [29] NIEDERMEYER, Paul. The Atkinson (And Miller Cycle) Engines – Not Exactly What They Started Out To Be. *Curbsideclassic.com* [online]. Jan, 2017 [cit. 2020-03-07]. Dostupné z: <https://www.curbsideclassic.com/blog/the-atkinson-and-miller-cycle-engines-not-exactly-how-they-started-out-to-be/>
- [30] PETRÁNY, Máté. Infiniti Introduces the First Production Engine With Variable Compression. *Roadandtrack.com* [online]. Aug, 2016 [cit. 2020-03-08]. Dostupné z: <https://www.roadandtrack.com/new-cars/car-technology/news/a30392/infiniti-vc-t-variable-compression-turbo/>
- [31] DUSIL, Tomáš. Desmodromický rozvod motoru: Specialita, kterou používá jediná značka. *Auto.cz* [online]. Júl, 2018 [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/desmodromicky-rozvod-motoru-specialita-kterou-pouziva-jedina-znacka-123495>
- [32] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory: Přednáška 10 – Variabilní ventilové rozvody 1*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. 56 s.
- [33] BISKUP, Pavel. Audi Valvelift – Změna zdvihu ventilů. *Automobilrevue.cz* [online]. Dec, 2008 [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/clanky/technika/audi-valvelift-zmena-zdvihu-ventilu_38076.html
- [34] SAJDL, Jan. Valvetronic. *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/valvetronic/>

Zoznam Použitých Skratiek a Symbolov

1D	One Dimensional (jednorozmerné riešenie)
BDC	Bottom Dead Centre (dolná úvrat')
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (merná efektívna spotreba paliva)
CIH	Camshaft In Head (vačkový hriadeľ v hlave motora)
CNG	Compressed Natural Gas (stlačený zemný plyn)
CO	Oxid uhoľnatý
CR	Compression Ratio (kompresný pomer)
CVVT	Continuously Variable Valve Timing (plynulá zmena časovania ventilov)
DOE	Design of Experiments (návrh experimentov)
DOHC	Double Over Head Camshaft (dva vačkové hriadele v hlave motora)
DÚ	Dolná úvrat'
EDP	Engine Delta Pressure (rozdiel totálnych tlakov pred a za motorom)
EGR	Exhaust Gas Recirculation (recirkulácia výfukových plynov)
EIVC	Early Intake Valve Closing (skoršie zatváranie sacieho ventilu)
EVC	Exhaust Valve Closing (zatváranie výfukového ventilu)
EVO	Exhaust Valve Opening (otváranie výfukového ventilu)
FMEP	Friction Mean Effective Pressure (stredný efektívny trecí tlak)
HC	Nespálené uhl'ovodíky
HÚ	Horná úvrat'
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure (stredný indikovaný tlak – celý cyklus)
IMEP360	Stredný indikovaný tlak – vykonaná (kladná) práca spalín vo vysokotlakej časti pracovného cyklu
IVO	Inlet Valve Opening (otváranie sacieho ventilu)
KH	Kľukový hriadeľ
KITI	Knock Induction Time Integral (časový integrál na sledovanie klepania)
KITM	Knock Induction Time Multiplier (násobiteľ vo vzorci na klepanie)
LIVC	Late Intake Valve Closing (neskoršie zatváranie sacieho ventilu)
LNG	Liquefied Natural Gas (skvapalnený zemný plyn)
LPG	Liquefied Petroleum Gas (skvapalnený ropný plyn)
MIVEC	Mitsubishi Innovative Valve Timing Electronic Control system
NO _x	Oxidy dusíku
OHC	Over Head Camshaft (vačkový hriadeľ v hlave motora)

OHV		Over Head Valves (ventily v hlave motora)
P1T		Totálny tlak pred turbínou
PID		Proportional-Integral-Derivative (proporcionálna-integračná-derivačná zložka)
PMEP		Pumping Mean Effective Pressure (stredný efektívny tlak pri výmene náplne valca)
PRC		Pressure Ratio Compressor (tlakový pomer na kompresore)
RLT		Result (výsledok)
RoC		Radius of Curvature (polomer krivosti)
SOHC		Single Over Head Camshaft (jeden vačkový hriadeľ v hlave motora)
SV		Side Valves (ventily po strane valca)
T1T		Totálna teplota pred turbínou
T2C		Statická teplota za kompresorom
TDC		Top Dead Centre (horná úvrať)
TDCF		Top Dead Centre Firing (horná úvrať pri zážihu)
TR		Trapping Ratio (pomer zachyteného vzduchu vo valci)
TSI		Turbocharged Stratified Injection (preplňovaný motor s priamym vstrekom benzínu)
VGT		Variable Geometry Turbocharger (variabilná šírka statoru turbíny)
VNT		Variable Nozzle Turbine (variabilná geometria lopatiek)
VTC		Valve Timing Control (variabilné časovanie ventilov)
VTEC		Valve Timing Electronic Control (variabilné časovanie – zmena ovládacích vačiek)
VVT-i		Variable Valve Timing (variabilné časovanie ventilov)
VVTL-i		Variable Valve Timing Lift – Intelligent (variabilné časovanie a zdvih ventilov)
WG		Wastegate (obtokový kanál)
$\dot{m}_{kor}$	[kg/s]	korigovaný hmotnostný prietok
$\dot{m}_p$	[kg/s]	hmotnostná časová spotreba paliva
$\dot{m}_v$	[kg/s]	hmotnostný časový prietok vzduchu
$\dot{m}$	[kg/s]	hmotnostný prietok pracovnej látky
A	[-]	Atkinsonov pomer
A/R	["]	A/R pomer
c_i	[mm]	koeficienty zdvihovej funkcie
c_p	[J/kg·K]	merná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku
c_v	[J/kg·K]	merná tepelná kapacita pri konštantnom objeme

D	[mm]	vrtanie valca
d_d	[m]	priemer drieku ventilu
d_{ds}	[m]	priemer drieku sacieho ventilu
d_{dv}	[m]	priemer drieku výfukového ventilu
D_k	[mm]	priemer kompresorového kola
D_t	[mm]	priemer turbínového kola
d_v	[m]	priemer dosadiacej plochy ventilu
d_{vs}	[m]	priemer dosadiacej plochy sacieho ventilu
d_{vv}	[m]	priemer dosadiacej plochy výfukového ventilu
$e(t)$	[-]	regulačná odchýlka
$F_{a(v)}$	[N]	okamžitá veľkosť zotrvačnej sily redukovaná do osi ventilu
F_p	[N]	okamžitá sila vyvolaná stlačením ventilovej pružiny
F_{ps}	[N]	sila od tlaku plynu pôsobiaca na sací ventil (u preplňovaného motora)
F_{pv}	[N]	sila od tlaku plynu pôsobiaca na výfukový ventil
F_ζ	[N]	sila vyvolaná dynamickým účinkom prúdiacich plynov
h	[mm]	maximálny zdvih sacieho ventilu
h_n	[mm]	výška nábehu
h_{nos}	[mm]	maximálna výška nosa vačky
h_p	[mm]	zdvihová funkcia na vyjadrenie zdvihovej krivky vačky
H_u	[J/kg]	výhrevnosť paliva
h_v	[mm]	veľkosť ventilovej vôle
h_γ	[mm]	maximálny zdvih výfukového ventilu
i	[-]	počet valcov
i_p	[-]	prevodový pomer
L_t	[-]	teoretický zmiešavací pomer paliva a vzduchu
M_k	[Nm]	krútiaci moment
m_{pe}	[g/kW·h]	merná efektívna spotreba paliva
m_{pi}	[g/kW·h]	merná indikovaná spotreba paliva
m_{priv}	[kg]	hmotnosť privedeného vzduchu
m_{teor}	[kg]	hmotnosť teoreticky potrebného vzduchu
m_z	[kg]	hmotnosť čerstvej náplne vo valci
n	[1/min]	otáčky motora
n_{kor}	[1/min]	korigované otáčky

n_n	[-]	celé kladné číslo
n_{TC}	[1/min]	otáčky turbodúchadla
P	[-]	pomerná plnosť vačky
p_{01}	[Pa]	vstupný tlak
p_1	[bar]	totálny tlak pred kompresorom
p_2	[bar]	totálny tlak za kompresorom (plniaci tlak)
p_2	[bar]	plniaci tlak pre Millerov cyklus
p_3	[bar]	spaľovací tlak pre Millerov cyklus
p_4	[bar]	spaľovací tlak pre Millerov cyklus
p_d	[Pa]	plniaci tlak dúchadla
P_e	[W]	efektívny výkon
P_i	[W]	indikovaný výkon
p_i	[Pa]	stredný indikovaný tlak
p_{ref}	[Pa]	referenčný tlak
p_s	[bar]	maximálny spaľovací tlak
p_{sz}	[Pa]	minimálny tlak vo valci pri sacom zdvihu
p_v	[Pa]	tlak vo výfukovom kanále
p_{vz}	[Pa]	minimálny tlak vo valci pri výfukovom zdvihu
P_z	[W]	stratový výkon
Q_D	[J/kg]	dodané teplo do ideálneho obehu
Q_O	[J/kg]	odvedené teplo z ideálneho obehu
Q_p	[J/kg]	teplo v palive
R	[mm]	základná kružnica vačky
r_1	[mm]	polomer krivosti boku harmonickej vačky
r_2	[mm]	polomer krivosti nosa tangenciálnej vačky
r_2	[mm]	polomer krivosti boku harmonickej vačky
r_d	[-]	derivačná zložka
r_i	[-]	integračná zložka
r_p	[-]	proporcionálna zložka
T	[%]	Trim
t	[s]	čas
T_{01}	[K]	vstupná teplota
T_k	[°C]	konečná kompresná teplota

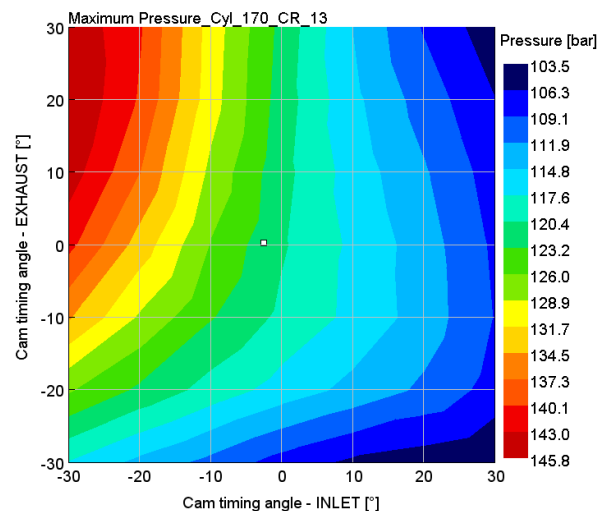
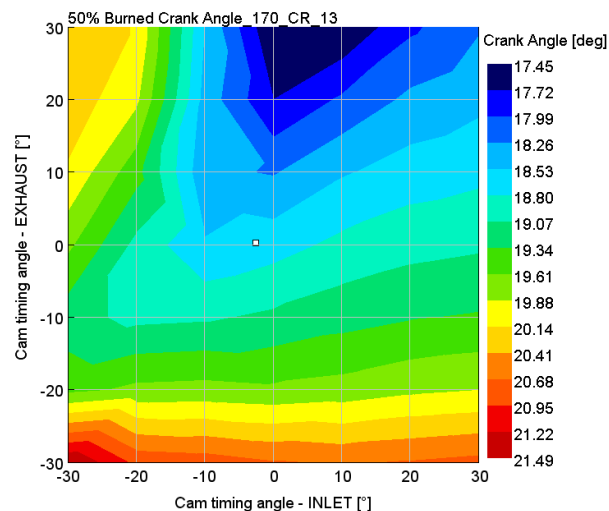
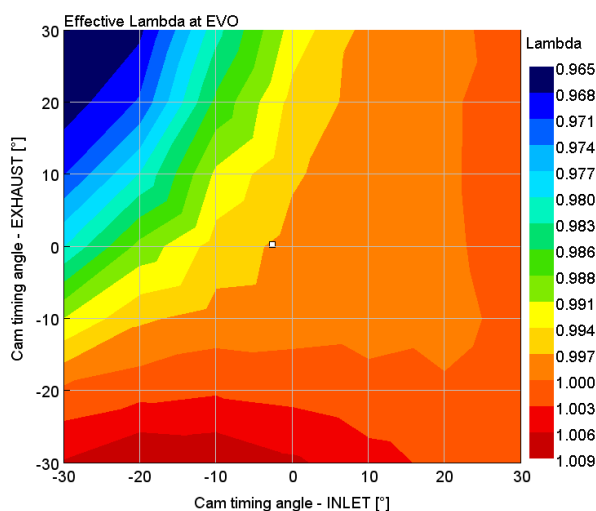
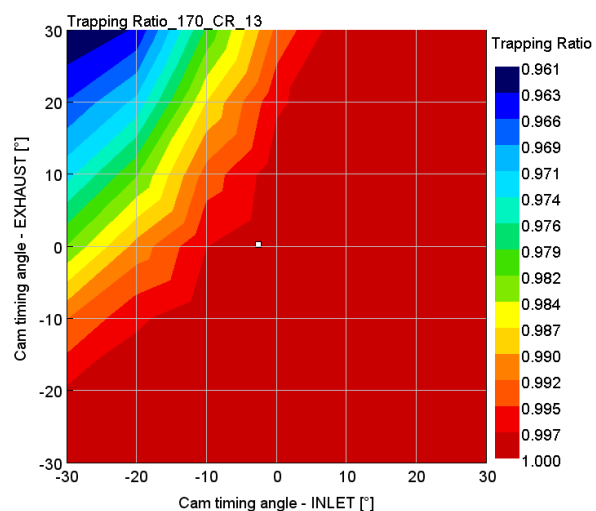
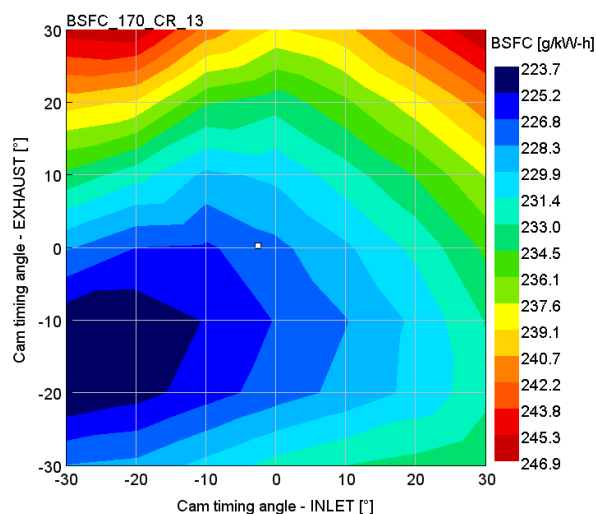
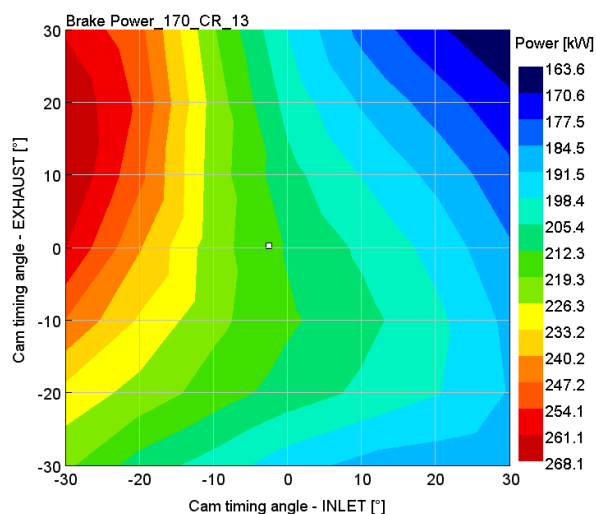
T_{ref}	[K]	referenčná teplota
T_s	[°C]	maximálna spaľovacia teplota
V	[cm ³]	zdvihový objem valcov
V_1	[m ³]	objem valca v dolnej úvrati pre Ottov cyklus
V_1	[m ³]	objem valca na začiatku kompresie pri uzavretí sacích ventilov pre Atkinsonov cyklus
V_2	[m ³]	objem valca v hornej úvrati (kompresný objem) pre Ottov cyklus
V_2	[m ³]	objem valca na konci kompresie pre Atkinsonov cyklus
V_5	[m ³]	maximálny objem valca pre Atkinsonov cyklus
v_{dmax}	[mm/deg]	maximálna dosedacia rýchlosť sacieho ventilu
v_m	[m/s]	rýchlosť prúdenia v sedle ventilu
V_{max}	[m ³]	maximálna hodnota objemu valca
$Volume$	[m ³]	okamžitá hodnota objemu valca
V_s	[m ³]	skutočný objem náplne
V_z	[m ³]	zdvihový objem valca
W_e	[J/kg]	efektívna práca reálneho obehu
W_i	[J/kg]	indikovaná práca reálneho obehu
W_t	[J/kg]	teoretická práca ideálneho obehu
x	[-]	nezávislá pomerná časová premenná
$x(0)$	[-]	akčná veličina v čase 0 s
$x(t)$	[-]	akčná veličina v čase t
Z	[mm]	zdvih piestu
β	[° KH]	dĺžka otvorenia sacieho ventilu
β_{ref}	[° KH]	dĺžka otvorenia sacieho ventilu referenčného modelu
γ	[° KH]	dĺžka otvorenia výfukového ventilu
ε	[-]	geometrický kompresný pomer
ε_A	[-]	efektívny (skutočný) kompresný pomer
η_c	[-]	celková účinnosť
η_{ch}	[-]	chemická účinnosť
η_i	[-]	indikovaná účinnosť
η_m	[-]	mechanická účinnosť
η_{pd}	[-]	stupeň plnosti diagramu
η_{pl}	[-]	plniaca účinnosť

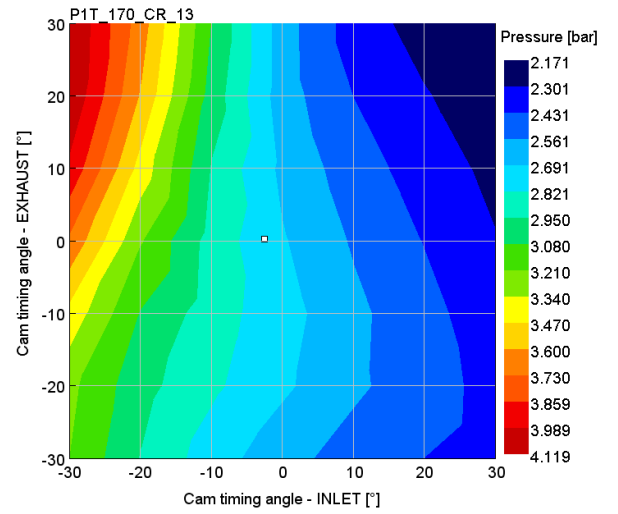
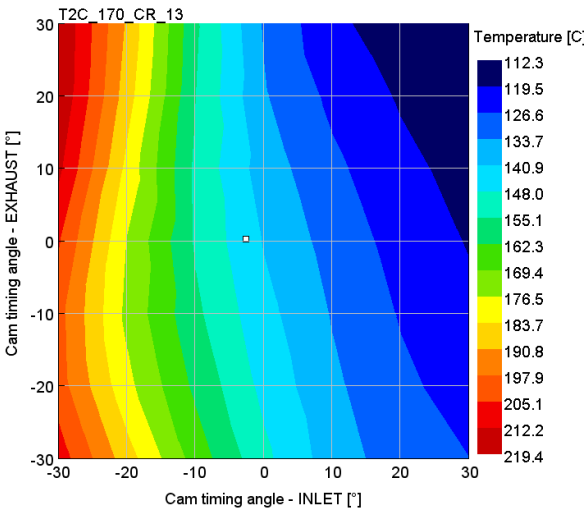
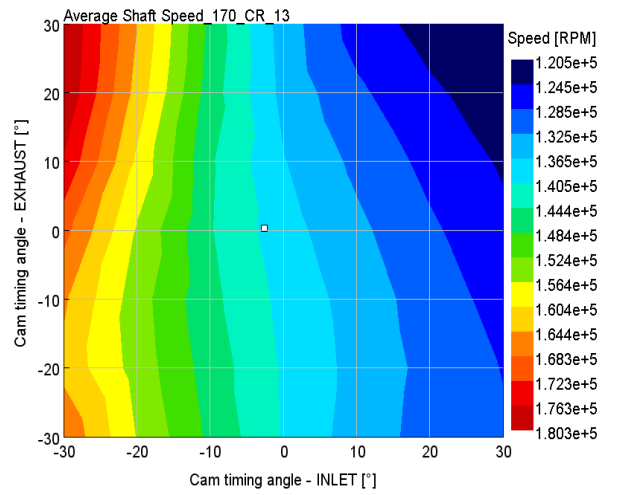
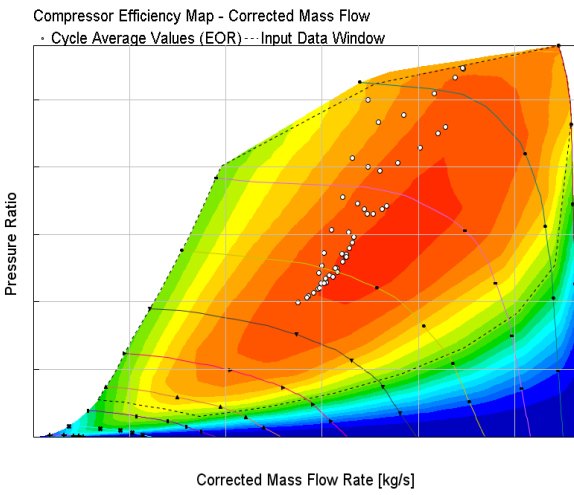
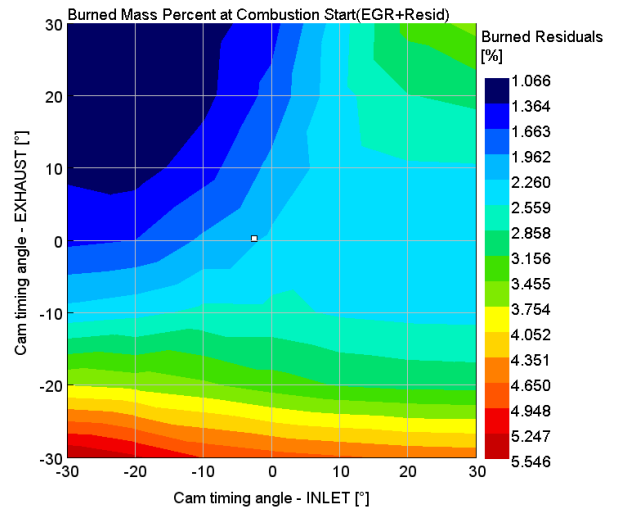
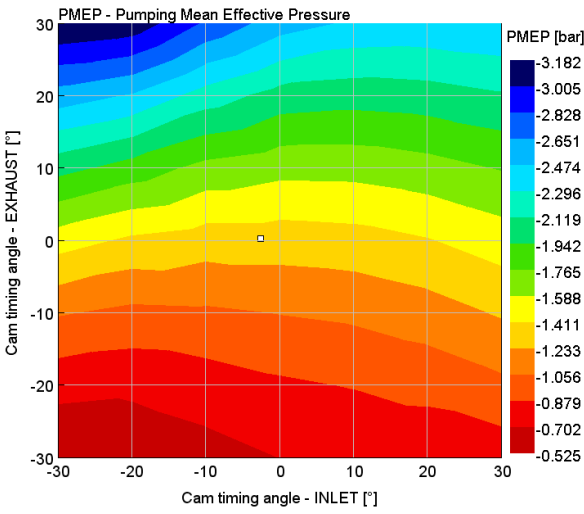
η_t	[-]	tepelná účinnosť ideálneho obehu
η_{tO}	[-]	tepelná účinnosť Ottovho cyklu
η_v	[-]	objemová účinnosť
κ	[-]	Poissonova konštanta
λ	[-]	súčiniteľ prebytku vzduchu
ξ	[-]	súčiniteľ odporu ventilu proti prietoku plynu
ρ	[mm]	polomer kladičkového zdvihátka
ρ_s	[kg/m ³]	merná hmotnosť prúdiaceho média
ρ_{vz}	[kg/m ³]	hustota plniaceho vzduchu pri danej teplote a tlaku

ZOZNAM PRÍLOH

Optimalizácia časovania ventilov – Light Miller, $\varepsilon = 13$	I
Optimalizácia časovania ventilov – Heavy Miller, $\varepsilon = 9,6$	III

OPTIMALIZÁCIA ČASOVANIA VENTILOV – LIGHT MILLER, E = 13





OPTIMALIZÁCIA ČASOVANIA VENTILOV – HEAVY MILLER, E = 9,6

