



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

**SNIŽOVÁNÍ SPOTŘEBY BENZÍNOVÝCH MOTORŮ
POMOCÍ EGR TECHNOLOGIE**

REDUCING OF GASOLINE ENGINE FUEL CONSUMPTION USING EGR TECHNOLOGY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Juraj Pospíšil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Bazala

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Juraj Pospíšil
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Bazala
Akademický rok:	2015/16

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

Snižování spotřeby benzínových motorů pomocí EGR technologie

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Studie možných provedení systémů recirkulace spalín u benzínových motorů.

Cíle bakalářské práce:

Problematika: ztráty na škrtící klapce, klepání motoru

Možné řešení: EGR, Millersův cyklus...

EGR a průzkum trhu

- obecně o EGR
- různé řešení u automobilek (architektura, konstrukce EGR..)
- vliv EGR (spotřeba, funkce motoru, vliv na emise..)

Závěr: doporučení pro jaký druh motoru se hodí jaký systém a proč, výhled do budoucna

Seznam literatury:

STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive Engines. Springer Verlag, 2009, ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Bakalárska práca je zameraná na objasnenie faktorov negatívne pôsobiacich na spotrebu paliva automobilov, návrh a overenie funkcie možných systémov na zníženie spotreby paliva v programe Lotus engine software.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

straty na škrtiacej klapke, EGR, spätná recirkulácia spalín, klepanie motora, obohacovanie zmesy, Lotus engine software

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on illustration of the factors negatively affecting the car's fuel consumption, design and verification functions potential systems to reduce fuel consumption in Lotus engine software.

KEYWORDS

throttle pumping losses, EGR, exhaust gas recirculation, engine knocking, mixture enrichment, Lotus engine software



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

Pospíšil, J. *Snižování spotřeby benzínových motorů EGR technologie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 47s. Vedúci bakalárskej práce Ing. Jiří Bazala.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jiřího Bazalu a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brně dňa 26. mája 2016

.....

Juraj Pospíšil



POĎAKOVANIE

Týmto by som chcel poďakovať za pomoc, poskytnutie cenných materiálov a pripomienok k mojej bakalárskej práci Ing. Jiřímu Bazalovi. Taktiež by som chcel poďakovať Ing. Dávidovi Svídovi, Ph.D. za cennú pomoc pri práci vo výpočtovom programe Lotus engine software.



OBSAH

Úvod	9
1 Problematika benzínových motorov	10
1.1 Problematika	12
1.1.1 Klepanie motora	12
1.1.2 Straty na škrtiacej klapke	14
2 Riešenie problematiky	18
2.1 EGR	18
2.2 Millerov cyklus	20
2.3 Obohacovanie zmesi za účelom ochladenia	20
3 Porovnanie rôznych druhov EGR pre benzínové aplikácie	22
3.1 Rôzne druhy EGR	22
3.1.1 Vonkajšie EGR	22
3.1.2 Vnútorne EGR	22
3.1.3 Variabilné časovanie ventilov (VVT)	23
3.2 Ovládanie EGR	26
4 Overenie teórie výpočtovým modelom Lotus engine software	28
4.1 Lotus engine software	28
4.2 Model	29
4.3 Určenie referenčných hodnôt	30
4.4 Dosiahnutie rovnakého výkonu pomocou väčšieho náklonu škrtiacej klapky a spätnej recirkulácie spalín	33
4.4.1 Návrh modelu spätnej recirkulácie spalín	33
4.4.2 Výpočtové overenie	36
Záver	42
Zoznam použitých skratiek a symbolov	45
Zoznam obrázkov	46
Zoznam tabuliek	47
Zoznam grafov	47



ÚVOD

Spaľovacie motory sú tepelné hnacie stroje, v ktorých sa premieňa chemická energia ukrytá v pevných, kvapalných a plyných palivách na prácu tepelnú, ktorá sa následne premieňa na prácu mechanickú. Táto premena energií sa uskutočňuje s pomerne veľkou účinnosťou na základe termodynamických dejov. Súbor viacerých týchto dejov tvoria pracovné obehly motora alebo taktiež cykly spaľovacích motorov. Tieto cykly dokážeme znázorniť pomocou rôznych diagramov.

Za vynálezcu prvého piestového spaľovacieho motora s vnútorným spaľovaním môžeme považovať Roberta Streeta, ktorý v roku 1794 navrhol konštrukciu jednovalcového motora, ktorý mal byť poháňaný spaľovaním pár terpentínového oleja. Jeho konštrukcia však nebola nikdy uskutočnená, najmä pre nedostatok vhodných palív. Prvý fungujúci piestový motor s vnútorným spaľovaním skonštruoval francúzsky vynálezca Étienne Lenoir. Tento prototyp bol poháňaný svietiplynom. Tieto motory mali pomerne malé obežné rýchlosti (rádovo do 200 min^{-1}). Zvrat nastal až v konštrukcii Gottlieba Daimlera z roku 1884, ktorý vo svojej konštrukcii použil ako palivo benzín. Tento motor mal maximálny výkon pri 800 otáčkach za minútu, čo boli prakticky využiteľnejšie otáčky, ktorými podnietil rozvoj automobilového priemyslu. Všetky doposiaľ menované motory možno súhrnne nazvať predchodcami dnešných zážihových motorov. Ďalšou skupinou sú motory rovnotlakové, do ktorých je teplo privádzané teoreticky pri konštantnom tlaku. Princíp fungovania rovnotlakového spaľovacieho cyklu navrhol v roku 1860 W.Siemens. Tento princíp sa stal základom pre dnešné vznetové motory, tie však pracujú so zmiešaným cyklom, pričom využívajú rastúci objem aj tlak spalín vo valci.

Vo svojej práci sa budem venovať niektorým prípravkom, ktoré majú za úlohu znížiť spotrebu benzínom poháňaných piestových spaľovacích motorov. Benzín je zmes rôznych ľahkých uhľovodíkov, získaných frakčnou destiláciou ropy. Medzi tieto prípravky patrí EGR ventil (Exhaust Gas Recyclation), ktorý zaisťuje spätnú recirkuláciu spalín, prevádzka motora Millerovým cyklom, obohacovanie spaľovanej zmesi za účelom jej ochladenia. Tieto systémy sa podieľajú na znížení spotreby tým, že znižujú pneumatické straty na škrtiacej klapke a zabráňujú vzniku klepaniu motora.



1 PROBLEMATIKA BENZÍNOVÝCH MOTOROV

Tak ako všetky spaľovacie motory aj benzínový spaľovací motor produkuje počas svojej činnosti nežiadúce látky, ktoré sú vypudzované zo spaľovacieho priestoru do atmosféry. Benzín chemicky spadá do skupiny uhlíkovodíkov, takže sa skladá prevažne z uhlíka (C) a vodíka (H). Presný vzorec molekuly benzínu neexistuje, preto sa vo výpočtoch používa vzorec molekuly Oktánu (C_8H_{18}). Teoreticky pri dokonalom spaľovaní stechiometrickej zmesi benzínu a kyslíka vzniká iba oxid uhličitý (CO_2) a plynná para (H_2O) podľa rovnice:



V skutočnosti je však produktom spaľovania mnoho viac produktov, ktoré sú zväčša škodlivé pre živé organizmy a môžu mať nepriaznivý vplyv na atmosféru. Jedná sa prevažne o rôzne oxidy dusíka (NO_x). Tieto oxidy dusíka pôsobia nepriaznivo na zemskú atmosféru a ľudské zdravie. Preto Európska únia zaviedla emisné normy, ktorými sa snaží regulovať obsah oxidov dusíka (NO_x), oxidu uhoľnatého (CO), oxidu uhličitého (CO_2) a pevných častíc vo výfukových plynch. Emisné normy sa vždy vzťahujú k určitému roku. Po začatí platnosti emisnej normy sú výrobcovia automobilov predávajúcích sa na európskom trhu povinní dodržiavať hodnoty stanovené Európskou úniou. V opačnom prípade musí výrobca automobilov odvádzať Európskej únii sankcie za každé predané auto, ktoré nespĺňa dané emisné normy na rok, v ktorom bol automobil vyrobený. Výška tejto sankcie závisí od množstva látok, ktorými daný automobil prevyšuje platnú emisnú normu.

Tab 1: Tabuľka emisných noriem EURO [9]

Európske emisné normy platné pre zážihové motory pre osobné automobily do 3,5 t					
Začiatok platnosti normy	Označenie	CO [g/km]	NO _x [g/km]	NO _x + HC [g/km]	HC [g/m]
1992	I	3,16	-	1,13	-
1996	II	2,2	-	0,5	-
2000	III	2,3	0,15	-	0,2
2005	IV	1	0,08	-	0,1
2009	V	1	0,06	-	0,1
2014	VI	1	0,06	-	0,1



Údaje v nasledujúcej tabuľke zobrazujú maximálne množstvo (CO_2) vyprodukovaného vozidlom bez udelenia sankcie.

Tab 2: Tabuľka maximálnych dovolených hodnôt oxidu uhličitého [9]

Výpočet maximálneho množstva CO_2 podľa emisných noriem		
Doba platnosti	Dovolené množstvo oxidu uhličitého CO_2 [g/km]	Hodnota M_o [kg]
2012 - 2015	$130 + 0,0457 \times (M - M_o)$	1372*
2016 - 2020	$130 + 0,0457 \times (M - M_o)$	1393**
2020 a viac	$95 + 0,0333 \times (M - M_o)$	--***
* priemerná hmotnosť vozidiel v Európe do roku 2012		
** priemerná hmotnosť vozidiel zaregistrovaných v Európe v rokoch 2013 - 2015		
*** priemerná hmotnosť vozidiel zaregistrovaných v Európe v rokoch 2017 - 2019		
M - aktuálna hmotnosť daného modelu vozidla [kg]		

Tieto hodnoty sú pre automobilky a spoločnosti vyrábajúce motory dôležité, pretože za nedodržanie týchto hodnôt udeľuje Európska únia sankcie. Výška týchto sankcií je zobrazená v tabuľke 3.

Tab 3: Výška sankcií za prekročenie maximálneho množstva oxidu uhličitého v spalínach [9]

Sankcie za prekročenie emisnej normy EURO VI platnej v rokoch 2014 - 2018		Sankcie za prekročenie plánovanej emisnej normy platnej od roku 2019
Prekročenie emisnej normy CO_2 [g/km]	Sankcia za prekročenie emisnej normy [€/g]	Sankcia za každý gram CO_2 navyše voči emisnej norme [€/g]
0-1	5	95
1 - 2	15	
3 - 4	25	
4+	95	

Sankcie uvedené v tabuľke 3 sa vzťahujú na jeden predaný automobil. Výška sankcie sa potom násobí počtom predaných automobilov. Preto je snahou automobilových výrobcov emisné normy čo najprísnejšie dodržiavať. Vo vlasnom záujme sa snažia takisto znížiť spotrebu paliva, pretože spotreba paliva je veľakrát pre zákazníka rozhodujúcim faktorom pri výbere automobilu. Na začiatku zavedenia emisných noriem stačilo zdokonaľovať princíp dopravy a miešania pohonnej zmesi do valca motora – nahradenie karburátora priamym vstrekovaním palív, zvyšovaním termickej účinnosti spaľovacieho motora a zvyšovaním kompresného pomeru. Ale zvyšovanie kompresného pomeru prinieslo aj vedľajší účinok a to klepanie motora spôsobené detonačným horením zmesi vo valci motora. Detonačné spaľovanie – samovoľné vznietenie zmesi nastáva pri zvýšenej teplote a vyššom tlaku vo



valci, pri ktorom sa čelo plameňa pohybuje rýchlejšie ako je rýchlosť zvuku a pre činnosť motora je nežiadúce, pretože spôsobuje poškodenie motora.

1.1 PROBLEMATIKA

V tejto časti sa budem venovať problematikým stavom činnosti motora, ktoré sú nevyhnutne spojené s postupným zvyšovaním kompresných pomerov benzínových spaľovacích motorov a tým aj zvyšovaním ich teoretického výkonu. Jedná sa predovšetkým o klepanie motora a straty na škrtiacej klapke motora. Odstránením týchto nedostatkov teoreticky vzrastie hodnota efektívneho výkonu motora a tým klesne spotreba paliva.

1.1.1 KLEPANIE MOTORA

Pri správnom spaľovaní sa čelo plameňa šíri odhorievaním v polguľových vrstvách smerom od sviečky zapalovania do priestoru valca rýchlosťou do 40 ms^{-1} . Počas tohto spaľovania narastá tlak v spaľovacom priestore postupne bez výraznejších skokov v teplote alebo tlaku. Piest motora dokáže tento tlakový priebeh vo valci optimálne premeniť na mechanickú prácu pohybom piestu.

V prípadoch, kedy tlak a teplota vo valci prekročia kritickú hodnotu ešte pred úplným vyhorením pohonnej zmesi, sa tento zvyšok pohonnej zmesi vznieti na rôznych miestach nekontrolovateľne, čo má za následok náhle zvýšenie tlaku v spaľovacom priestore. Takéto horenie sa nazýva detonačné. Rýchlosť detonačného odhorievania prekračuje hranicu 1000 ms^{-1} . Tlaková vlna spôsobená detonačným horením sa šíri valcom a odráža sa pritom od jeho stien, pričom vydáva vysoký zvuk, ktorý sa nazýva klepanie motora.

Klepanie motora je nepriaznivé pre jeho chod, pretože nadmerne poškodzuje jeho časti. Je závislé najmä na oktánovom čísle použitého paliva a kompresnom pomere, pri ktorom pracuje motor.

Kompresný pomer je podiel objemu vzduchu nasatého do valca v dolnej úvrati valca a objemu vzduchu stlačeného v hornej úvrati valca. Jedná sa o bezrozmernú veličinu. Čím vyšší je kompresný pomer, tým vyššiu termickú účinnosť dosahuje motor:

$$\varepsilon = \frac{V_k + V_z}{V_z} = 1 + \frac{V_k}{V_z} [-] \quad (2)$$

kde : V_z zdvihový objem valca motora $[\text{dm}^3]$

V_k kompresný objem valca motora $[\text{dm}^3]$



Následne termická účinnosť motora sa vyjadrí podľa vzťahu :

$$\eta = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} * 100 = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} * 100 \quad (3)$$

kde : Q_H	tepelná energia dodaná valcu motora	[J]
Q_C	tepelná energia odobraná valcu motora	[J]
κ	plynová konštanta	[-]
ε	kompresný pomer	[-]

Z uvedeného vzorca je teda zrejmé, že termická účinnosť rastie s rastúcim kompresným pomerom.

Oktánové číslo vyjadruje odolnosť paliva voči detonačnému horeniu porovnateľnú s referenčným vzorkom skladajúceho sa s percentuálnym obsahom uhlíkovdika Oktánu rovnajúceho sa oktánovému číslu daného paliva. Čím vyššie je oktánové číslo, tým je palivo odolnejšie voči detonačnému horeniu a motor môže pracovať s vyššími kompresnými pomermi a teda aj s vyššou termickou účinnosťou motora.

Pretože výrobcovia pohonných jednotiek majú snahu zvyšovať výkon motorov a tým aj znižovať spotrebu paliva, vyrábajú výrobcovia motory s čoraz vyšším a vyšším kompresným pomerom. Najčastejšie používaným palivom na území EÚ je 95 oktánový benzín, (USA, India, Čína - používajú palivá s nižším oktánovým číslom) a benzín s vyšším oktánovým číslom sa používa vo vyspelých ázijských krajinách. Výrobcovia museli prísť so spôsobmi ako predísť detonačnému horeniu a zvýšiť účinnosť spaľovania pri použití 95 oktánového benzínu.

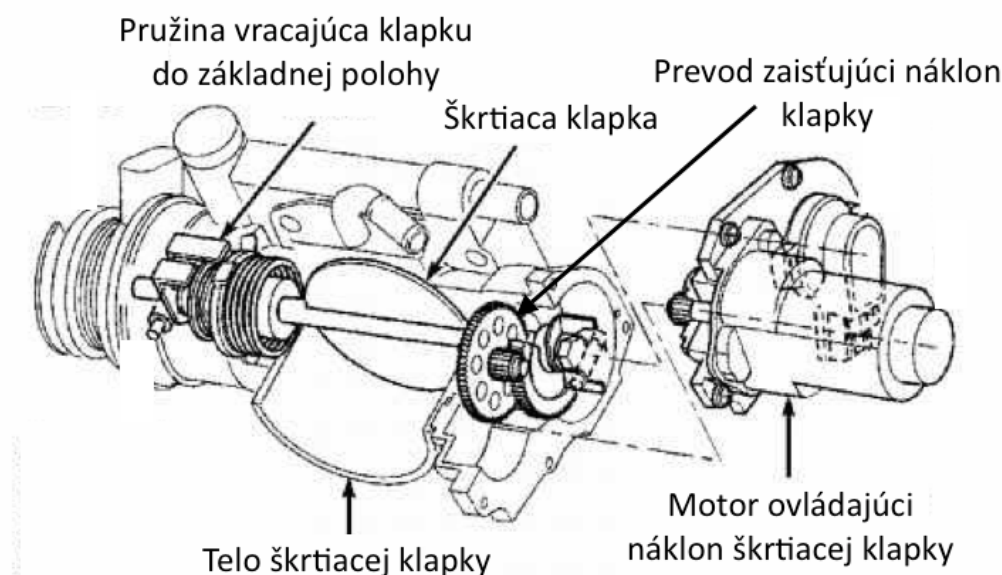
Možnosťou ako zabrániť detonačnému horeniu, je posunutie predstihu zapalovania zmesi smerom k hornej úvrati valca, čo má však na následok zvýšenie spotreby, čo zas nie je ekonomické. V praxi sa volí kompromis medzi spotrebou a predstihom zapalovania s dostatočnou bezpečnosťou voči detonačnému horeniu.

Ďalšou možnosťou ako zabrániť detonačnému horeniu, je nasávanie zmesi chudobnej na palivo. Takáto zmes je menej náchylná na detonačné horenie, avšak nasávaním chudobnej zmesi sa do motora dostáva prebytok kyslíka a dusíka z atmosféry, ktoré sa pri vysokej teplote zlúčia a vytvoria oxidy dusíka, ktoré sú s každou novou emisnou normou čoraz viacej regulované, pretože sú škodlivé.

1.1.2 STRATY NA ŠKRTIACEJ KLAPKE

Pri návrhu sa snažia konštruktéri spaľovacích motorov dosiahnuť, aby vedenie plynov do a z motora prebiehalo čo najpriamejšie. Čím menšie pneumatické straty musí motor prekonávať, tým viac efektívneho výkonu dokáže poskytnúť. V praxi to znamená, že nasávacie a výfukové potrubia sa konštruujú bez zbytočných záhybov a zúžení, ktoré by spôsobovali dané pneumatické odpory.

Škrtiaca klapka je zariadenie umiestnené v nasávacom potrubí motora. Jej účelom je regulovať množstvo privedeného vzduchu do motora, a tým regulovať výkon. Pozostáva z natáčacej klapky umiestnenej v potrubí. Ovláda sa buď mechanicky alebo elektronicky cez riadiacu jednotku spolu s dávkovaním paliva. Klapka sa nakláňa v rozsahu $0^\circ - 90^\circ$ od základnej polohy, takže hlavne pri malých uhloch natočenia spôsobuje výrazné pneumatické straty, ktoré znižujú efektívny výkon motora, lebo píst pri nasávaní vzduchu prekonáva viac odporu ako v prípade plno otvorenej klapky.



Obr. 1: Časti škrtiacej klapky [4]

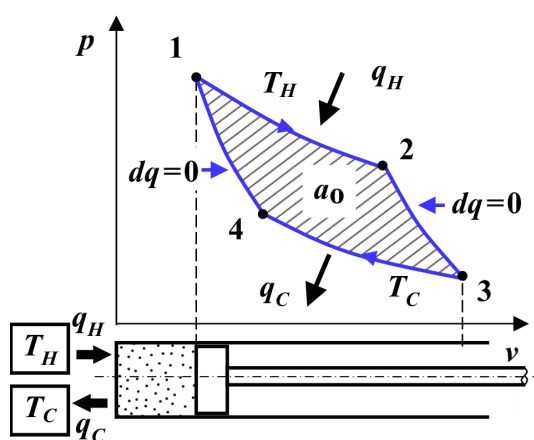
V niektorých prípadoch sa používajú škrtiace klapky, ktoré sa skladajú z viacerých segmentov, ktoré sa uzatvárajú. Takéto klapky majú pri menších prietokoch vzduchu menšie pneumatické straty.

Cyklus spaľovania vo valci motora môžeme znázorniť pomocou takzvaných P-V diagramov. Tieto diagramy vyjadrujú priebeh tlaku vo valci motora v závislosti od objemu spaľovacieho priestoru a tým vlastne aj závislosť od pootočenia kľukového hriadeľa. V závislosti od



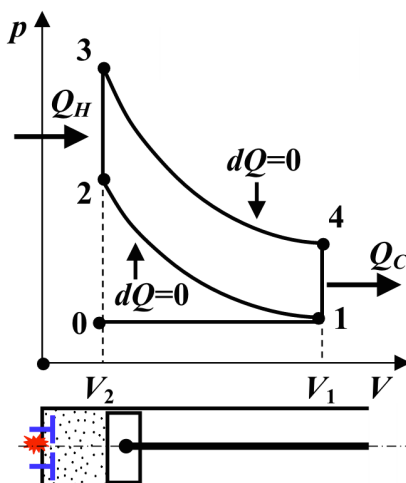
rôznych termodynamických dejov pri spaľovaní zmesi poznáme niekoľko typov spaľovacích cyklov, ktoré sa dajú vykresliť pomocou P-V diagramov.

Carnotov cyklus: je to najideálnejší cyklus spaľovacieho motora, ktorý sa skladá z adiabetickej expanzie a kompresie a takisto z izotermickej expanzie a kompresie. Tento cyklus dosahuje najvyššiu tepelnú účinnosť spomedzi všetkých spaľovacích cyklov v danom rozsahu teplôt spaľovania. V praxi je však nedosiahnuteľný z dôvodu prenosu tepla z hnacieho plynu do stien motora, a pretože tento cyklus nepočíta s prácou potrebnou na dopravenie plynov do spaľovacieho priestoru. V praxi sa však konštruktéri snažia čo najviac priblížiť carnotovmu cyklu, aby dosiahli čo najvyššiu termickú účinnosť daného cyklu, a teda aj zníženie spotreby paliva. Tento proces sa nazýva carnotizácia.

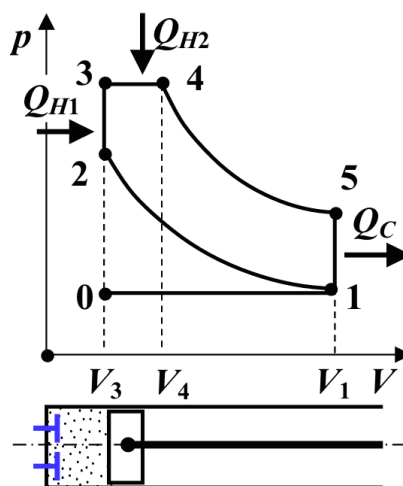


Obr. 2: Carnotov ideálny cyklus [6]

V bežných aplikáciach sa zavádzajú rôzne cykly v závislosti od spôsobu dodávania tepla a tlaku do cyklu. Napr.: s prívodom tepla pri konštantnom tlaku – Diesellov cyklus, s prívodom tepla za konštantného objemu spaľovacieho priestoru, Ottov cyklus, alebo cyklus so zmiešaným prívodom tepla – Sabateho cyklus. Každý z týchto cyklov má rozdielnú termickú účinnosť, ktorá závisí na kompresnom pomere motora a v praxi sa volí najvhodnejší cyklus v závislosti na predpokladanom palive a využívaní zariadenia.



Obr. 3: Ottov tepelný cyklus [7]

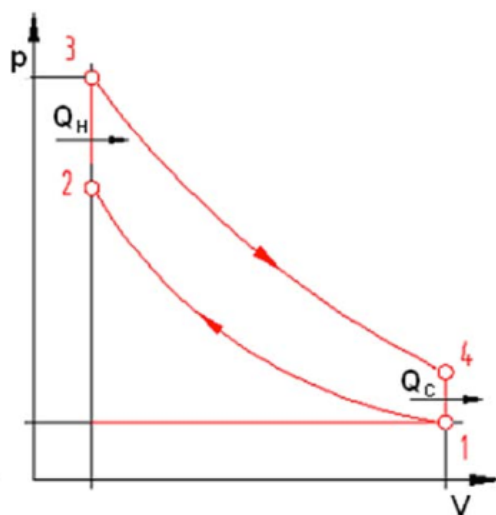


Obr. 4: Sabateho tepelný cyklus [7]

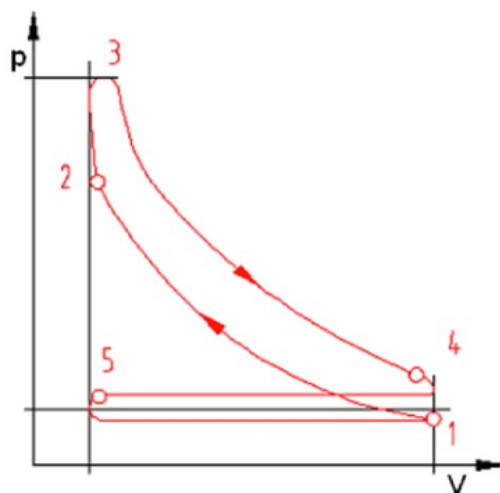
Plocha, ktorú ohraničujú krivky daného termodynamického cyklu v P-V diagrame, predstavuje prácu, ktorú vykoná jeden valec motora počas pootočenia kľukového hriadeľa o 360° - t.j. jednej obrátke. P-V diagram takisto zobrazuje pokles tlaku pod atmosférickú hodnotu tlaku vo valci za účelom nasatia vzduchu a pohonnej hmoty do spaľovacích priestorov. Na to musí vytvoriť valec podtlak – musí vykonať stratovú prácu. Vysledná práca jedného cyklu sa potom rovná rozdielu práce vykonanej ohriatím plynov v motore a práce potrebnej na nasatie plynov do motora. Práca potrebná na nasatie plynov v najväčšej miere závisí na pneumatických stratách nasávacieho potrubia. Znížením týchto pneumatických strát dôjde k poklesu stratovej práce vykonanej motorom počas jednej obrátky, a teda aj k zvýšeniu jeho výkonu.



V P - V diagramoch je stratová oblasť tá, kde tlak v grafe klesá pod hodnotu atmosférického tlaku. V obrázku 6 je táto oblasť pod vodorovnou čiarou, ktorá sa nachádza medzi bodmi 1 a 5. Veľkosť tejto plochy určuje stratovú energiu ktorá musí byť motorom vykonaná na nasatie pohonnej zmesy do spalovacieho priestoru.



Obr. 5: Ideálny P-V diagram bez pneumatických strát [13]



Obr. 6: Ideálny P-V diagram s pneumatickými stratami [13]

Označenie veličín P-V diagramov:	$Q_H (T_H)$	teplo dodané do cyklu	[J]
	$Q_C (T_C)$	teplo odobrané cyklu	[J]
	dQ	adiabatické deje bez prestupu energie	

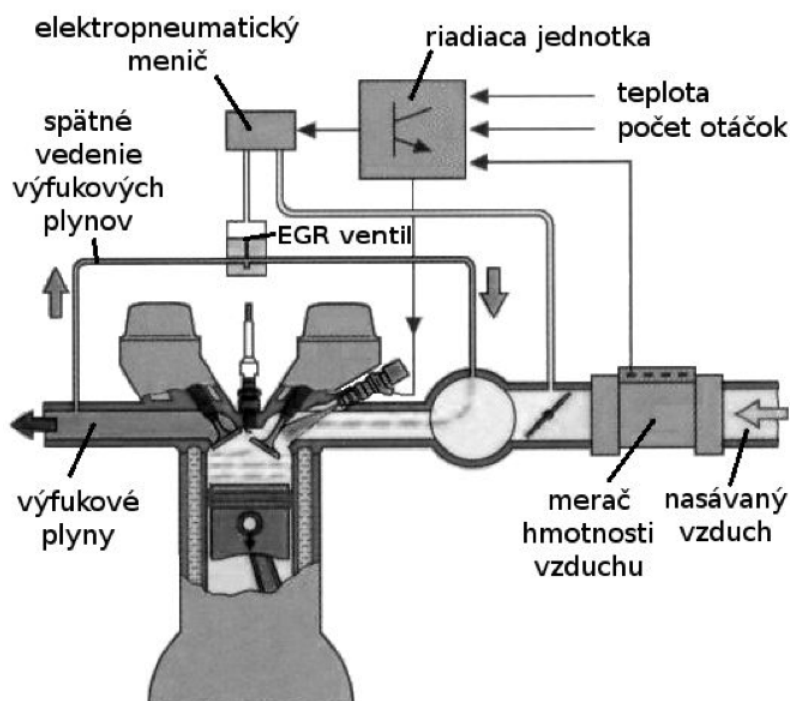
2 RIEŠENIE PROBLEMATIKY

V tejto časti sa budem venovať teoretickému prehľadu niektorých možností znižovania spotreby benzínových motorov, ktoré sa pre zvyšujúce nároky na zníženie spotreby, budú do výroby zaraďovať čoraz častejšie.

2.1 EGR

EGR je technológia, ktorá umožňuje spätné prúdenie výfukových spalín do nasávacieho systému spaľovacieho motora (skratka od Exhaust Gas Recyclation).

Táto technológia sa používa už dlhšiu dobu pri prevádzke vznetrových naftových motorov pre zníženie škodlivých emisií, predovšetkým NO_x . Vznetrový motor pri malom zaťažení (malých otáčkách) nasáva do motora zmes chudobnú na palivo (prebytok vzduchu). Pri vysokej teplote počas spaľovania dochádza v spaľovacom priestore k reakcii kyslíka nespotrebovaného pri horení paliva a dusíka prirodzene obsiahnutého v nasávanom vzduchu za vzniku rôznych oxidov dusíka NO_x , ktoré sú regulované emisnými normami. EGR technológia zaisťuje pri takomto stave to, že nasávaná zmes bude obsahovať určité percentá spalín. Tieto spaliny nahradia časť nasávaného vzduchu, ktorá by bola pri malom zaťažení prebytočná. Taktiež zmes, ktorá obsahuje určité percento spalín, nedosahuje počas horenia tak vysokú teplotu horenia ako čistá zmes a nedochádza k reakcii kyslíka a dusíka. Kombináciou týchto princípov dôjde k zníženiu škodlivín vo výfukových plynoch.

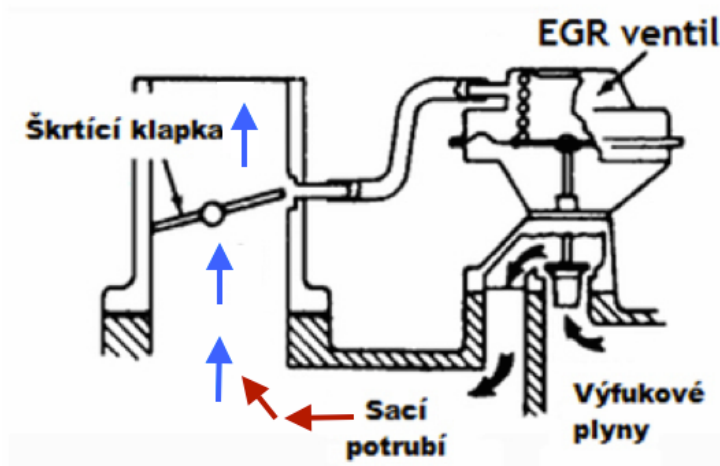


Obr. 7: Princíp funkcie EGR technológie vznetrového motoru [2]



Moderné zážihové motory čelia požiadavke čo najvyššej účinnosti vzhľadom na Ottov cyklus, ktorý je charakteristický a používa sa pri výpočtoch iskrou zapáľovaných benzínových nepreplňovaných motorov. S rastúcimi požiadavkami emisných noriem na znižovanie obsahu oxidu uhličitého CO_2 a preto, aby zostali zážihové motory konkurencieschopné vznietovým motorom, musia sa zvyšovať aj požiadavky na účinnosť cyklu. Avšak riešenie jedného aspektu efektívnosti znamená veľakrát kompromis inej zložky efektívnosti prevádzky. Napríklad striktné emisné normy vyžadujú, že väčšina benzínových motorov udržiava fixný stechiometrický pomer vzduchu a benzínu pre udržanie správneho fungovania trojcestného katalyzátora, ktorý odstraňuje nečistoty z výfukových plynov. Dosiahnutie nasávania stechiometrickej zmesi však vyžaduje škrtenie, prípadne obmedzenie prúdenia vzduchu do motora, čo spôsobuje pneumatické straty. Najvýraznejšie straty sú pri malom zaťažení motora - malom natočení škrtiacej klapky. Najčastejšie používaná metóda pri odstraňovaní pneumatických strát je zníženie objemu motora a použitie turbodúchadla na zvýšenie výstupného výkonu motora – využíva Millerov cyklus. Motor pracujúci s menším objemom, musí pracovať pri vyšších otáčkach, pri ktorých má škrtiaca klapka najmenšie pneumatické straty - to je, že najmenej vplýva na spotrebu motora. Zvýšenie objemu nasávaného vzduchu turbodúchadlom však spôsobuje pri vyšších zaťaženiach klepanie motora, ktoré podstatne znižuje účinnosť motora, nehovoriac o mechanických poškodeniach a extrémnych prehriatiach motora. Riešenie ako sa zbaviť klepania motora je viac: znížením kompresných pomerov, oneskorením zažehnutia zmesi pomocou iskry. Znížením kompresných pomerov môžeme dosiahnuť nízku spotrebu paliva počas vysokého zaťaženia, ale pri malom zaťažení sa zvýši spotreba. Oneskorenie zážehu paliva naopak znižuje účinnosť a zvyšuje teplotu spalín počas vysokého zaťaženia. Typicky sa tieto nevýhody riešili obohacovaním stechiometrickej zmesi o palivo, ktoré znížilo teplotu počas spaľovania a tým sa zabráňovalo klepaniu motora. Tento systém nielen zvyšoval spotrebu motora, ale nakoľko palivo horelo pri nedostatku vzduchu, tak sa zvyšovala aj hodnota oxidu uhoľnatého (CO) a uhoľvodíkov (HC) v spalínach, ktoré začali obmedzovať emisné normy.

Podľa štúdií uskutočnených Juhozápadným výskumným inštitútom (SwRI) sa preukázalo, že EGR technológia hrá dôležitú úlohu pri redukovaní alebo dokonca úplnom odstránení reducentov účinnosti. Vo výskumoch potvrdili, že EGR technológia môže znížiť spotrebu zážihového motora s priamym vstrekaním paliva ako aj motor s nepriamym (elektronickým) vstrekaním, znižovaním pneumatických strát, redukovaním klepania motora, odvádzaním tepla výfukových plynov a elimináciou potreby obohacovania nasávanej zmesi. Pri malých zaťaženiach spätným vracaním spalín do sania znižuje EGR technológia pneumatické straty, ktoré by vznikli pri nasávaní zmesi na škrtiacej klapke. Stechiometrická zmes vzduchu a paliva je určená množstvom spalín, ktoré sa vrátia do sania a nie polohou škrtiacej klapky. Škrtiaca klapka tak môže zostať v otvorenej polohe, kde spôsobuje najmenšie pneumatické straty. To má za následok zvýšenie účinnosti pri malom zaťažení (otáčkach). Naopak pri vyššom zaťažení zamedzujú ochladené spaliny v saní, dodané a schladené EGR ventilom a chladičom, vzniku detonačného horenia zmesi - klepaniu motora tým, že objem nasávanej zmesi je zmenšený o objem spalín, ktoré pri spaľovaní nijako nereagujú s palivom a preto zmenšujú kompresný pomer motora. Tento systém má za následok aj zníženie teplôt výfukových plynov. To eliminuje potrebu pre nasávanie obohatenej zmesi a priaznivo vplýva na spotrebu. Podľa inštitúcie SwRI bolo EGR technológiou preukázané aj podstatné zníženie emisií oxidu uhoľnatého (CO), oxidov dusíka (NO_x) a pevných častíc (PM).



Obr. 8: Princíp funkcie benzínovej verzie EGR za účelom minimalizácie pneumatických strát na škrtiacej klapke [3]

2.2 MILLEROV CYKLUS

Millerov cyklus je cyklus, ktorý vychádza z cyklu Atkinsovho, čo je vlastne cyklus s predĺženou dobou expanzie. Predĺženie expanzie sa dosahuje vhodným načasovaním vačkového hriadeľa, tak aby nasávací ventil zostal pootvorený aj po začiatku kompresie, čím je nasatá zmes čiastočne vytláčaná späť za nasávací ventil. Výsledný expanzný pomer je následne vyšší ako kompresný pomer, čo vedie k zvýšeniu účinnosti motora, nakoľko tlak a teplota na konci cyklu sú nižšie ako pri motore, ktorý má kompresný pomer rovný expanznému pomeru.

Millerov cyklus sa od Atkinsovho cyklu odlišuje tým, že motor pracuje s vyšším tlakom nasávanej zmesi – je preplňovaný turbodúchadlom, a teda sa zväčšuje objem nasávanej zmesi motorom a tiež aj jeho výkon. Zvýšeniu účinnosti napomáha aj skutočnosť, že vo väčšine prípadov putuje nasávaný vzduch z turbodúchadla do motora cez medzichladič – intercooler, ktorý podstatne zníži jeho teplotu pri kompresii a dovolí motoru pracovať s vyššími tlakmi. Predĺžením doby otvorenia nasávacieho ventilu sa však zmenšuje kompresný pomer motora, čo má za následok zníženie účinnosti. V praxi je ale zníženie výkonu motora kompresným pomerom kompenzované zvýšením objemu nasávaného vzduchu turbodúchadlom.

2.3 OBOHACOVANIE ZMESI ZA ÚČELOM OCHLADENIA

Pri dosahovaní vysokých kompresných pomerov za účelom vyššej účinnosti sa vývojári potýkali s problémom ako znížiť teplotu horenia pri vysokom zaťažení, aby zabránili detonačnému horeniu – klepaniu. Jedným z riešení je ochladzovanie zmesi vyparovaním prebytočného paliva v komore. Nakoľko nie všetko palivo je použité pri procese spaľovania, zbytok paliva svojím odparovaním razantne odoberá teplo horiacej zmesi a zabráňuje tak palivu prechodu do detonačného spaľovania. Skupenské teplo premeny benzínu sa pohybuje v rozsahu 315 - 335 kJ.kg⁻¹. To znamená, že 1g benzínu odpareného v komore valca odoberie zmesi teplo v rozsahu 315 – 335 J.



Táto metóda dosahuje vysokú účinnosť potlačenia detonačného horenia, ale vzhľadom na jej neekonomickú a neekologickú prevádzku sa od nej v poslednej dobe upúšťa. Výnimku tvoria športové automobily, kde je tento systém používaný dodnes.

Niektoré špeciálne aplikácie používajú na ochladenie spaľovaných plynov systém, pri ktorom sa do valca motora vstrekuje voda. Jej odparením dochádza k pohlcovaniu tepelnej energie a tým aj k ochladzovaniu zmesi. Skupenské teplo premeny vody má hodnotu 2257 kJ/kg. To znamená, že odparením 1g vody v spaľovacom priestore dôjde k odobratiu tepla v hodnote 2257 J, čo je viacnásobne vyššia hodnota ako v prípade odparovania benzínu. Táto technológia sa však používala iba v minulosti pri leteckých motoroch a v dnešnej dobe pri špeciálnych závodných aplikáciach.



3 POROVNANIE RÔZNYCH DRUHOV EGR PRE BENZÍNOVÉ APLIKÁCIE.

3.1 RÔZNE DRUHY EGR

Spôsob recirkulácie plynov sa delí na dva spôsoby:

3.1.1 VONKAJŠIE EGR

Vonkajšie EGR je realizované EGR ventilom, ktorý prepája výfukové potrubie so sacím potrubím. Množstvo plynov, ktoré sa vracajú späť do sania sa reguluje polohou prepúšťacieho mechanizmu. Prepúšťací mechanizmus funguje na princípe klapky, ktorá sa v potrubí nakláňa podobne ako škrtiaca klapka, alebo na princípe šúpatka, ktoré svojím pohybom reguluje množstvo spalín vrátených do motora.

V prípade vonkajšieho EGR je možnosť spaliny pred vrátením do sacieho potrubia schladiť v medzichladiči. Nižšia teplota plynov pri nasávaní posúva celý cyklus, pri ktorom motor pracuje k nižším teplotám, čo má za následok zvýšenie účinnosti. Teplo získané ochladzovaním spalín v medzichladiči je mnohokrát využívané na rýchlejšie ohriatie bloku motora po štarte tak, že kvapalina použitá na ochladenie spalín je hnaná do okruhu v bloku motora a až potom do výmenníka, kde sa prebytočné teplo odovzdáva do okolitého prostredia. Nakoľko je motor navrhnutý na prevádzku pri určitej teplote, ktorá je vyššia ako teplota okolitého prostredia, a pri ktorej má najoptimálnejšiu teplotu, je rýchle zahriatie motora po uvedení do prevádzky dôležité aj z hľadiska spotreby.

3.1.2 VNÚTORNÉ EGR

Vnútorne EGR je realizované pokročilejším načasovaním ventilov. Spravidla sa upraví spaľovací cyklus tak, aby sa výfukový ventil uzavrel ešte pred hornou úvratou a časť spalín zostala vo vnútri spaľovacej komory pripravená na ďalší kompresný zdvih valca. Môže byť použitý v kombinácii s Millerovým cyklom, kde dosahuje výraznú úsporu paliva najmä v nízkom zaťažení.

Nevýhodou vnútorného systému EGR je fakt, že spaliny nemajú možnosť prechádzať cez chladič a zostáva im vysoká teplota z procesu spaľovania. Nemôžu sa teda podieľať na znižovaní teploty spaľovania pri vysokom zaťažení v takej miere ako pri vonkajšom EGR. Výhodou vnútorného EGR je, že nedochádza k zanášaniu vonkajšieho ventilu karbónom, ktorý vzniká pri spaľovaní fosílnych palív.



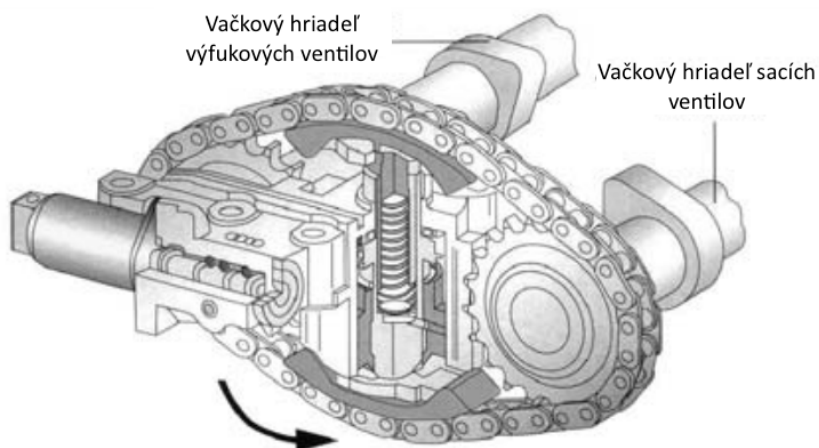
3.1.3 VARIABILNÉ ČASOVANIE VENTILOV (VVT)

Od prvopočiatočného konceptu motora bolo vždy načasovanie otvárania a zatvárania sacích respektíve výfukových ventilov pevne späté s pootočením kľukového hriadeľa prostredníctvom vačkového hriadeľa. Tento princíp poskytoval spoľahlivé načasovanie ventilov, ale neumožňoval meniť priebeh otvárania a zatvárania ventilov počas chodu motora.

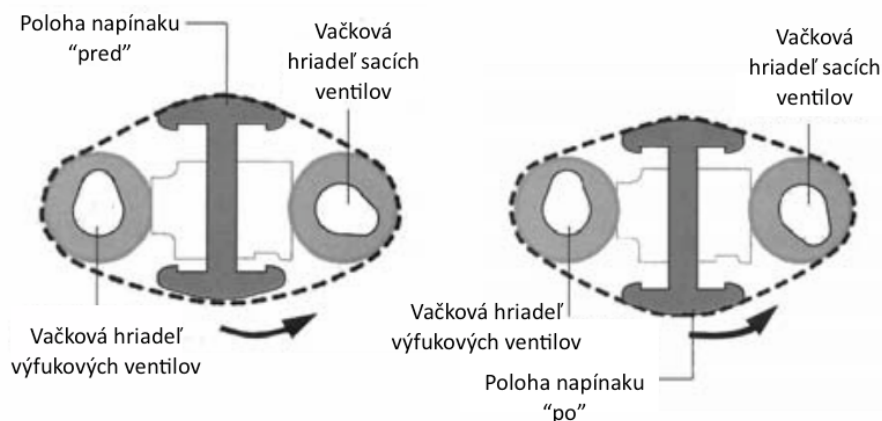
V posledných rokoch začalo niekoľko firiem zaoberajúcich sa vývojom motorov experimentovať s variabilným ovládaním ventilov (Variable Valve Timing – VVT), ktoré nie sú pevne späté s pootočením kľukového hriadeľa. Tento systém dovoľuje vývojárom pokročilejšie ladenie spaľovania a taktiež umožňuje realizáciu vnútorného EGR.

FÁZOVÝ POSUN OTVÁRANIA A ZATVÁRANIA VENTILOV

Je realizovaný pomocou zmeny polohy napínaku hnacieho prvku (remeň, reťaz) vačkového hriadeľa. Nakoľko tento systém potrebuje dva samostatné vačkové hriadele, je možný iba pri rozvodoch DOHC. Tento systém v závislosti od použitého pohonu napínaka môže byť dvojpolohový, viacpolohový alebo plynule nastaviteľný.



Obr. 9: Dvojpolohová reglácia fázového posunu (koncern VW) [1]



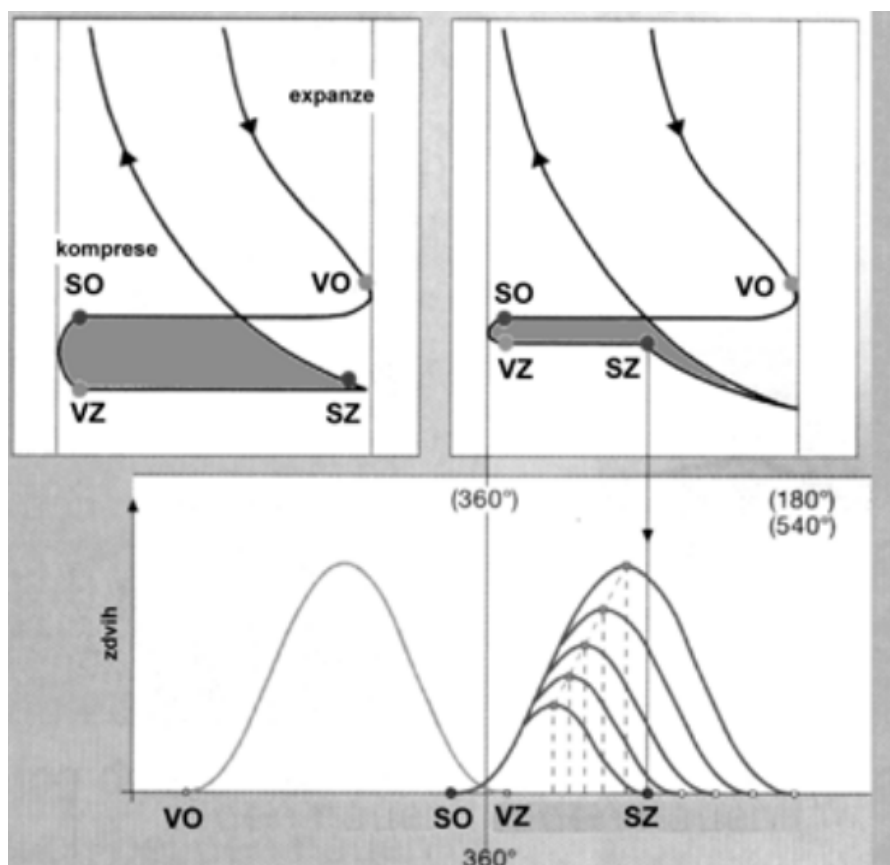
Obr. 10: Schéma funkcie fázového posunu ventilov [1]

PLYNULÁ ZMENA ZDVIHOV VENTILOV A FÁZOVÉHO POSUVU

Je to plne nastaviteľný systém ovládania ventilov. Dovoľuje nastaviť nielen fázový posun ventilov, ale aj jeho zdvih. Sací ventil môže byť teda použitý na regulovanie množstva vzduchu, ktoré prúdi do valca a stráca sa tak potreba používať škrtiacu klapku v sacom potrubí. Aj pokročilejším ovládaním výfukových ventilov je možné prevádzkovať vnútorné EGR. Táto technológia je najľahšie realizovateľná pri ventilových rozvodoch, ktoré sú ovládané hydraulicky alebo elektromagneticky. Jediný zrealizovaný systém v hromadnej výrobe však pochádza od výrobcu automobilov BMW a volá sa Valvetronic. Pri tomto systéme je fázový posun a veľkosť zdvihu ventilov realizovaný krokovým motorom ovládaným riadiacou jednotkou automobilu.



Obr. 11: Princíp funkcie systému Valvetronic (BMW) [1]

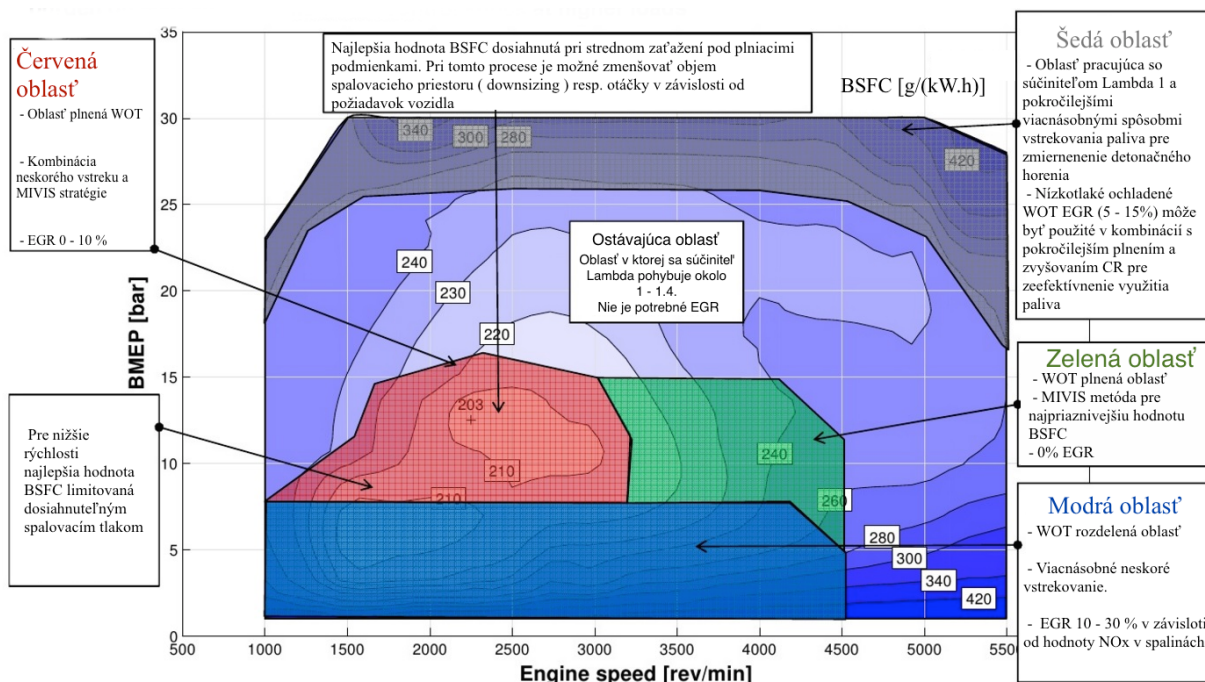


Obr. 12: Zníženie pneumatických strát na P-V diagrame systémom Valvetronik [1]



3.2 OVLÁDANIE EGR

Technológia EGR vyžaduje neustále sledovanie otáčok a aktuálneho zaťaženia motora pre svoje riadenie. Tento proces je uskutočňovaný riadiacou jednotkou motora. To sa odohráva na základe vopred definovaných oblastí tzv. máp. Z obrázku je zrejmé, že vhodnou kombináciou množstva recirkulovaných plynov, otvorením škrtiacej klapky a vhodným vstrekaním paliva je možné zachovať jeho jednotnú spotrebu vo veľkom rozmedzí otáčok. Napríklad zachovanie spotreby 220 g/kWh v rozmedzí otáčok 1400 – 3500 min⁻¹, čo sú pri benzínových motoroch najčastejšie používané otáčky v osobných automobiloch.



Graf 1: Vhodnosť použitia EGR technológie v závislosti od otáčok motora [8]

Vysvetlenie skratiek použitých v obrázku.

Wide open throttle (WOT) – široko otvorená škrtiaca klapka s minimálnymi pneumatickými stratami

Brake mean effective pressure (BMEP) – stredný efektívny tlak vo valci motora, vypočítaný zo známych a nameraných parametrov motora. Jedná sa predovšetkým o priemer vŕtania valca, nameranú hodnotu krútiaceho momentu motora a výšky zdvihu motora, z ktorej sa následne určí aj dĺžka ramena kľukového hriadeľa [bar]

Brake specific fuel consumption (BSFC) – vyjadruje mieru efektívnosti paliva pri premene na mechanickú prácu (výkon). Typicky sa používa pre porovnávanie efektívnosti motorov s vnútorným spaľovaním [g/kWh]

Multiple injections variable injection separation (MIVIS) – systém viacnásobného premenlivého vstrekania paliva do valca motora

Súčiniteľ prebytku vzduchu Lambda (λ) – bezrozmerná jednotka určujúca odchýlku množstva vzduchu v spaliniach oproti teoretickému stechiometrickému množstvu : $\lambda < 1$,



motor pracuje so zmesou chudobnou na vzduch, $\lambda = 1$, motor pracuje so stechiometrickým pomerom, $\lambda > 1$, motor pracuje so zmesou bohatou na vzduch.



4 OVERENIE TEÓRIE VÝPOČTOVÝM MODELOM LOTUS ENGINE SOFTWARE

4.1 LOTUS ENGINE SOFTWARE

Jedná sa o 1D výpočtový program, ktorý slúži na modelovanie a testovanie motorov ako aj jednotlivých komponentov, ktoré nie sú súčasťou motora, ale majú vplyv na jeho prevádzku, ako napríklad rozmery výfukového a sacieho potrubia a atmosférické podmienky. Výhodou tohto programu a dôvod, prečo som si ho zvolil na overenie teoretickej časti vo svojej práci je ten, že na rozdiel od iných programov (GT power) poskytuje možnosť použiť prednastavené hodnoty určitých parametrov, ako sú napríklad koeficienty trenia. V programe GT power je potrebné všetky údaje zadávať ručne, a pokiaľ ich používateľ nepozná, program neumožní spustenie výpočtu.

Lotus engine software spracováva všetky dostupné a zadané údaje a výsledky umožní prezerať v grafickej forme vynesenej do grafov alebo tabuliek, alebo ich umožní exportovať v textovej forme, čo je vhodné najmä pokiaľ je potrebné výsledky ďalej spracovávať .

Program dokáže spočítať veľa parametrov týkajúcich sa prevádzky motora. Vo svojich meraniach som sa sústredil najmä na hodnoty otáčok, výkonu a mernej efektívnej spotreby motora, tlaky v spaľovacej komore vzhľadom na natočenie kľukového hriadeľa, čo mi umožní graficky interpretovať výsledky v P-V diagramoch.

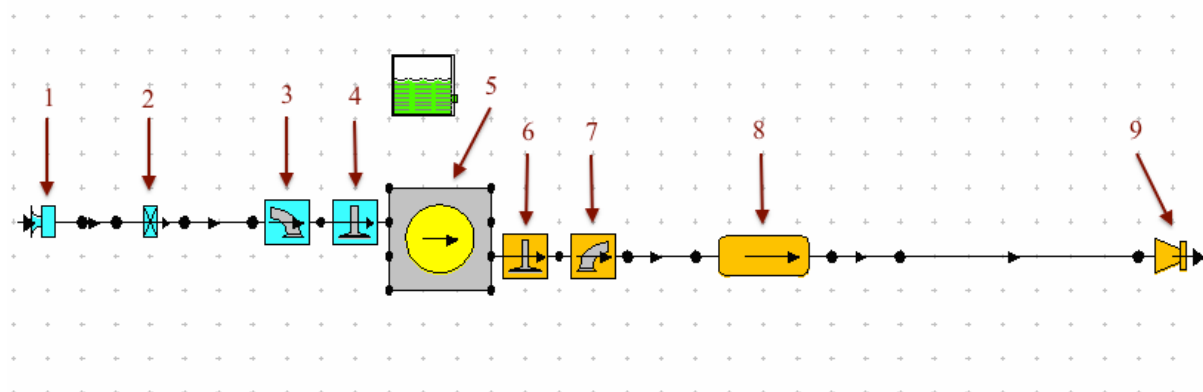


4.2 MODEL

Ako predlohu pre svoj výpočtový model som zvolil štvorvalcový atmosférický dvadsať ventilový benzínový motor 1,8i 20V. Z dôvodu zjednodušenia meraní som zvolil atmosférickú verziu motora.

Vo výpočtoch som použil iba jeden valec motora, ku ktorému som ekvivalentne prispôbil rozmery výfukových a sacích potrubí.

Počas merania som sa zápasil s určitými problémami, ktorých riešenie uvediem pri konkrétnych problémoch.



Obr. 13: Schéma referenčného modelu vo výpočtovom programe Lotus engine software

Vysvetlenie jednotlivých pozícií z obrázku:

1. vstup do sacieho potrubia – simuluje tlak pri ústí sacieho potrubia – ponechaná prednastavená hodnota 1bar
2. škrtiaca klapka s priemerom 35 mm, uhol naklonenia, pri ktorom je klapka plne zatvorená, je nastavený na 5°
3. sacie potrubie s priemerom 35mm a dvomi sacími ventilmi s priemerom 26,9 mm
4. časovanie a zdvih ventilov ponechané v prednastavených hodnotách
5. valec motora, zdvih 86,4 mm, vrtanie 81 mm, kompresný pomer $\varepsilon = 10,3$
6. časovanie a zdvih výfukových ventilov ponechané v prednastavených hodnotách
7. výfukové potrubie s priemerom 40mm a tromi výfukovými ventilmi s priemerom 29,9
8. plénium s objemom 2 l slúži na ustálenie pulzácií výfukových plynov a vyrovnanie hmotnostného toku vo výfukovom potrubí
9. výstup zo sacieho potrubia – simuluje protitlak pri ustí výfukového potrubia, ktorý je spôsobený stratami prúdenia plynov cez rôzne zariadenia vo výfukovom potrubí – ponechaná prednastavená hodnota 1,1bar

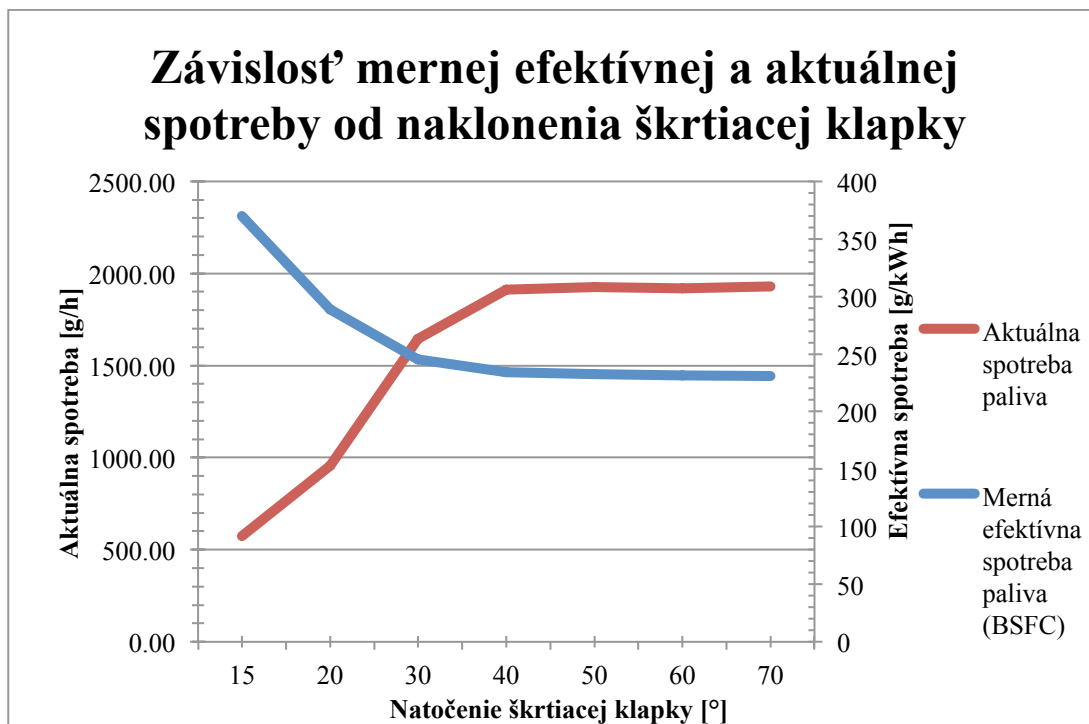


4.3 URČENIE REFERENČNÝCH HODNÔT

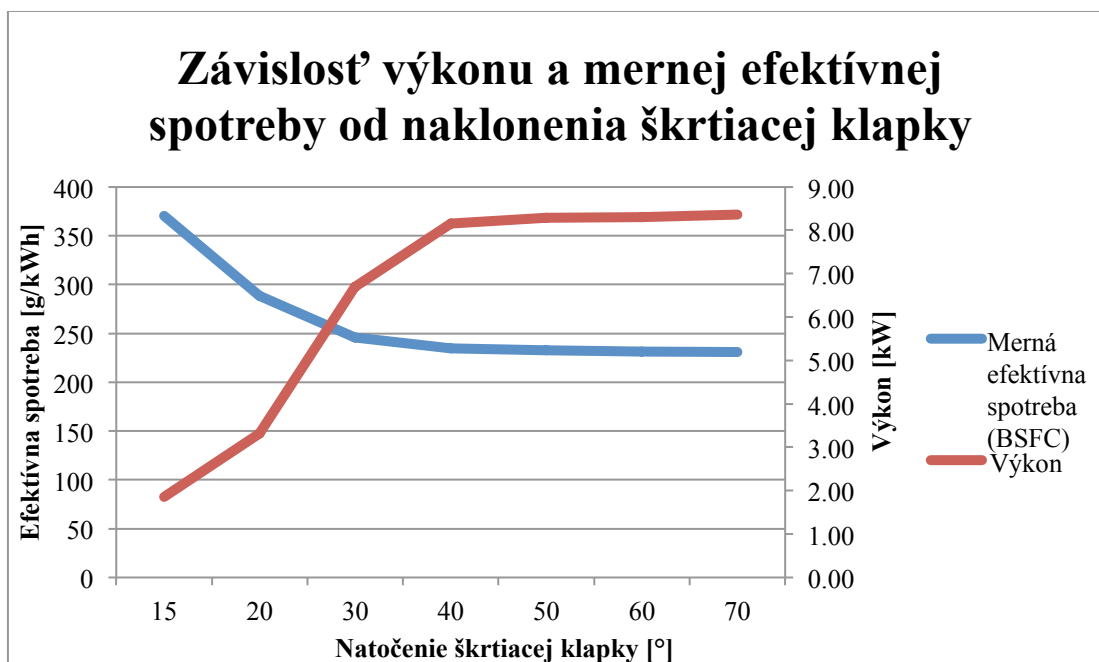
Ako referenčnú hodnotu som zvolil podľa odporúčania vedúceho bakalárskej práce meranie hodnôt pri otáčkach motora 2000 min^{-1} . Tieto otáčky reprezentujú stav mierneho zaťaženia motora – simulujú napríklad ustálený stav mestskej jazdy.

Tab 4: Tabuľka meraní hodnôt pri rôznom naklonení škrtiacej klapky

Referenčné meranie							
Číslo merania	Otáčky $[\text{min}^{-1}]$	Natočenie škrtiacej klapky $[\circ]$	Výkon $[\text{kW}]$	Stredný efektívny tlak (BMEP) $[\text{bar}]$	Krútiaci moment $[\text{Nm}]$	Merná efektívna spotreba paliva (BSFC) $[\text{g}/(\text{kWh})]$	Aktuálna spotreba paliva $[\text{g}/\text{h}]$
1	2000	15	1.85	2.46	8.71	370	573.50
2	2000	20	3.31	4.49	15.89	288.44	954.73
3	2000	30	6.70	9.05	32.06	245.50	1644.85
4	2000	40	8.15	10.99	38.93	234.40	1913.05
5	2000	50	8.28	11.66	39.55	232.46	1924.76
6	2000	60	8.30	11.80	39.62	231.52	1919.12
7	2000	70	8.36	12	39.99	230.87	1930.07



Graf 2: Závislosť mernej efektívnej a aktuálnej spotreby od naklonenia škrtiacej klapky



Graf 3: Závislosť výkonu a mernej efektívnej spotreby od naklonenia škrtiacej klapky



Z grafov 2 a 3 vyplýva, že efektívna spotreba s rastúcim natočením škrtiacej klapky klesá, čo je spôsobené menšími pneumatickými stratami na škrtiacej klapke. Nakoľko však výkon vzrastá, stúpa s tým aj aktuálna spotreba, ktorá je priamo závislá od výkonu. Zvyšovanie však nie je žiadúce, pretože nárast výkonu by pri daných jazdných podmienkach spôsobil zvýšenie otáčok a následnú akceleráciu vozidla. Preto som sa zamerail na dosiahnutie rovnakého výkonu pomocou spätnej recirkulácie spalín a väčším naklonením škrtiacej klapky. Z grafov a meraní je zrejmé, že najväčší pokles efektívnej spotreby je v rozmedzí naklonenia škrtiacej klapky 15° - 20° od teoreticky uzavretej polohy. V tom istom rozmedzí dochádza k najväčšiemu nárastu výkonu motora. Z tohto dôvodu usudzujem, že škrtiaca klapka spôsobuje najväčší pneumatický odpor v týchto polohách a vo svojich simuláciách sa zameriam na dosiahnutie rovnakého výkonu a porovnanie efektívnych spotrieb bez recirkulácie pre naklonenie škrtiacej klapky 15° - 20° a pre väčšie naklonenie škrtiacej klapky s určitým množstvom recirkulovaných spalín.

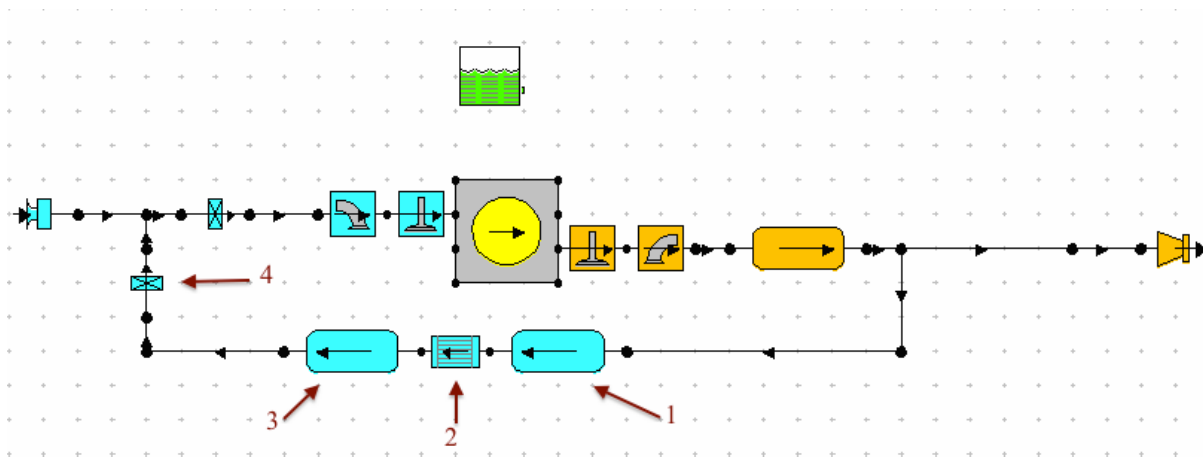


4.4 DOSIAHNUTIE ROVNAKÉHO VÝKONU POMOCOU VÄČŠIEHO NÁKLONU ŠKRTIACEJ KLAPKY A SPÄTNEJ RECIRKULÁCIE SPALÍN

4.4.1 NÁVRH MODELU SPÄTNEJ RECIRKULÁCIE SPALÍN

Výpočtový program Lotus engine software neobsahuje v základnom programe modul, ktorý by počítal so spätnou recirkuláciou spalín, takže som si musel tento model navrhnuť a otestovať nanovo. Funkčnosť modelu som overoval najmä pomocou hmotnostných prietokov v jednotlivých potrubíach.

POKUS ČÍSLO 1



Obr. 14: Schéma 1. modelu spätnej recirkulácie spalín

Označenie jednotlivých polôh z obrázku:

1. plénium s objemom 2l – slúži na ustálenie toku plynu pred chladičom, je to nutná súčasť výpočtového reťazca, v ktorom sa nachádza chladič
2. chladič – dosadené hodnoty účinnosti a teplôt ná základe podkladov od spoločnosti Hanon Systems (hodnoty sú uvedené v prílohách)
3. plénium s objemom 2l – slúži na ustálenie toku plynu za chladičom, je to nutná súčasť výpočtového reťazca, v ktorom sa nachádza chladič
4. škrtiaca klapka EGR vetvy (EGR ventil) – pre zjednodušenie merania je prietok regulovaný ekvivalentnou plochou prierezu [mm²]

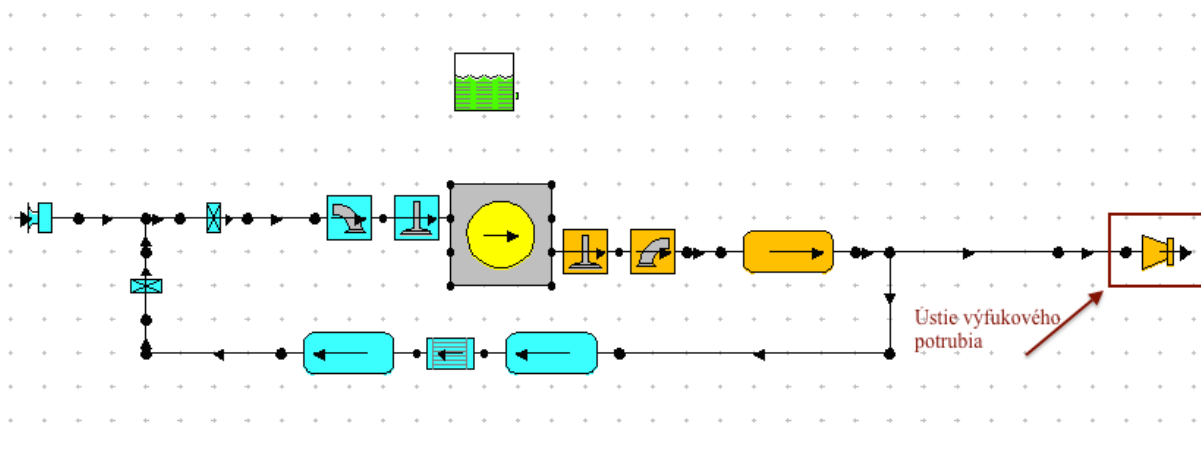
Ostatné prvky a tlaky modelu zostali rovnaké ako v referenčnom meraní.

Výsledok pozorovania: hodnoty hmotnostného prietoku EGR boli príliš vysoké v porovnaní s hodnotami uvedenými v grafe 1, na niektorých miestach bol dokonca väčší ako hmotnostný tok vstupujúci do motora. Rádovo sa tieto hodnoty pohybovali v rozmedzí 70 -130 % vzhľadom na hmotnostný prietok v sacom potrubí pred motorom. Detailnejším pozorovaním som zistil, že hmotnostný prietok je vysoký z dôvodu tlakového spádu na ústí výfukového potrubia a sacieho potrubia (v referenčnom modeli označené pozíciami 1 a 9).



Zhrnutie pokusu 1: tento model sa ukázal ako nevhodný pre merania z dôvodu tlakového spádu na ústí sacieho a výfukového potrubia a hmotnostného prietoku spôsobeného týmto spádom.

Pokus číslo 2



Obr. 15: Schéma 2. modelu spätnej recirkulácie spalín

Všetky hodnoty v tomto pokuse sú ponechané ako v pokuse 1. Jediná zmena nastala v hodnote protitlaku v ústí výfukového potrubia na hodnotu 1bar, čo je hodnota atmosférického tlaku a zároveň tlaku v sacom potrubí za účelom odstránenia príliš veľkého hmotnostného toku EGR spôsobeného tlakovým rozdielom na ústí sacieho a výfukového potrubia.

Výsledok pozorovania : hmotnostný tok EGR vetvou v tomto modeli sa ukázal ako príliš malý, rádovo 1-3 % vzhľadom na hmotnostný prietok v sacom potrubí, a jeho hodnota sa zmenou plochy EGR ventilu nemení. Usudzujem, že spaliny prúdia najmä do ovzdušia a neprúdia do EGR vetvy, pretože prúdia cestou menšieho odporu, čo v tomto prípade znamená do ústia výfukového potrubia.

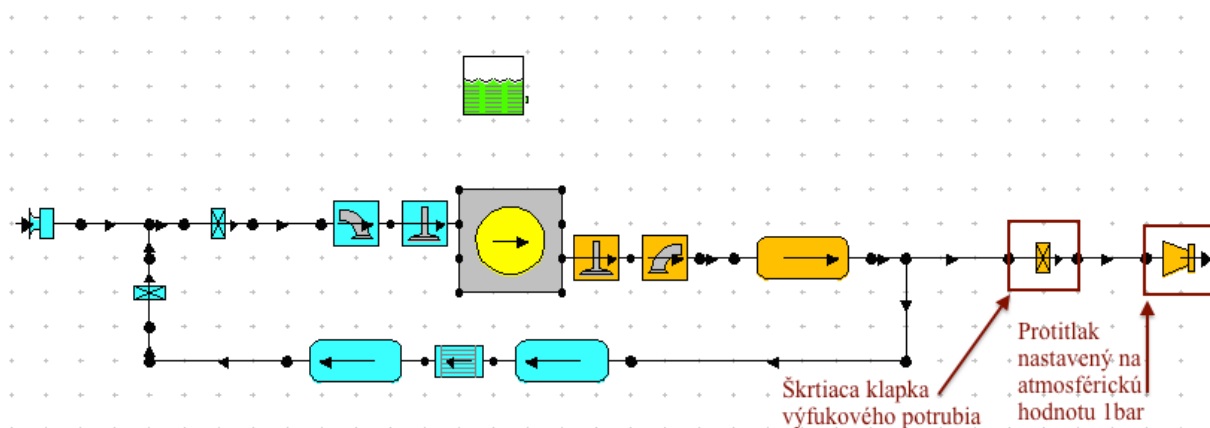
Zhrnutie pokusu 2: tento model sa opäť ukázal ako nevhodný kvôli malému hmotnostnému toku EGR vetvou spôsobeného absenciou protitlaku na ústí výfukového potrubia.



POKUS ČÍSLO 3

Z predošlých pokusov vyplýva, že na dosiahnutie hmotnostného toku EGR vetvou je potrebné, aby spaliny pri prúde výfukovým potrubím prekonávali určitý odpor z dôvodu prúdenia časti spalín EGR vetvou, ale je taktiež potrebné, aby tento odpor nebol spôsobený vonkajším protitlakom z dôvodu samovoľného prúdenia tlakovým spádom.

V reálnom prípade je odpor proti prúdeniu spalín tvorený zariadeniami umiestnenými vo výfukovom potrubí (rôzne filtre, katalyzátor, zvukové tlmiče). Výpočtový program Lotus umožňuje zaradenie týchto zariadení do modelu, ale ja som sa rozhodol do výfukového potrubia zaradiť škrtiacu klapku, ktorá bude simulovať rovnaký odpor pri protitlaku 1 bar proti prúdeniu spalín ako protitlak 1,1 bar na ústí výfukového potrubia v referenčnom modeli. Rovnaký odpor určím podľa rovnakého výstupného výkonu a spotreby ako v referenčnom meraní. Pre použitie škrtiacej klapky namiesto iných zariadení vo výfukovom potrubí som sa rozhodol z dôvodu jednoduchšieho zadávania a korigovania meraní.



Obr. 16: Schéma 3. modelu spätnej recirkulácie spalín

Výsledky pozorovania: hodnoty hmotnostného prietoku EGR vetvou sa pohybujú v rozmedzí 0 – 60% vzhľadom na hmotnostný prietok v saní pred motorom, a tieto hodnoty sa menia v závislosti od odporu škrtiacej klapky vo výfukovom potrubí, ale aj škrtiacej klapky v EGR vetve.

Zhrnutie pozorovania: tento model sa ukázal byť vhodný pre ďalšie merania a budem s ním počítať vo svojich ďalších meraniach.



4.4.2 VÝPOČTOVÉ OVERENIE

Na základe zistených skutočností sa v tejto časti pokúsim o výpočtové overenie teoretickej časti. Pri meraní som bral ako referenčnú hodnotu meranie číslo 2 z tabuľky číslo 4, kde má model motora pri naklonení škrtiacej klapky 20° a bez spätnej recirkulácie spalín výkon 3,31 kW. Pri meraní som sa pokúsil o dosiahnutie rovnakého alebo aspoň veľmi blízkeho výkonu ako v referenčnom meraní pomocou väčšieho náklonu škrtiacej klapky a spätnej recirkulácie spalín pomocou modelu získaného v pokuse číslo 3 v predošlej kapitole.

POSTUP MERANIA

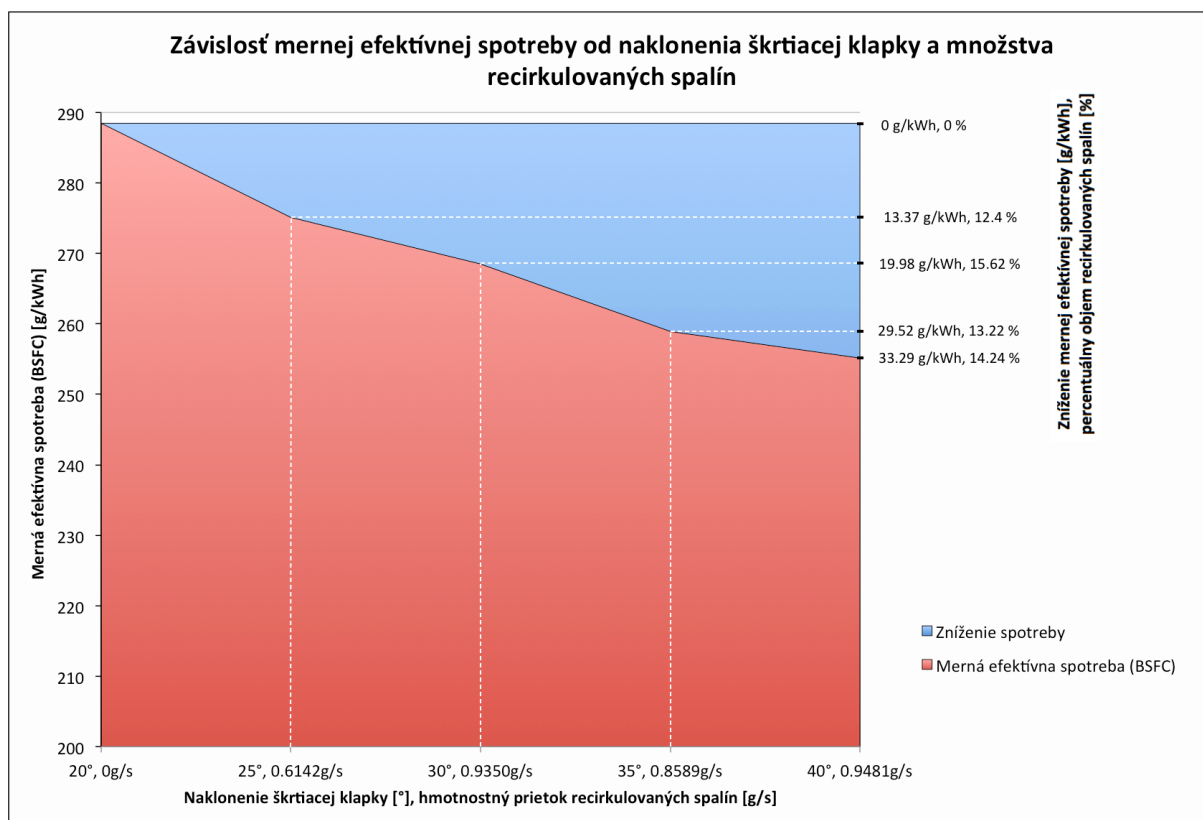
Ako prvý krok som zvolil zistenie plochy škrtiacej klapky výfukového potrubia, tak aby hodnota výkonu pri naklonení škrtiacej klapky sacieho potrubia 20° , bez spätnej recirkulácie spalín a protitlaku 1 bar pri ústí výfukového potrubia do atmosféry, bola rovnaká ako v referenčnom meraní pri protitlaku 1,1 bar pri ústí výfukového potrubia. Motor má pri tomto stave rovnaké hodnoty výkonu, krútiaceho momentu a mernej efektívnej spotreby. Toto meranie som označil ako referenčné meranie pre ďalšie merania. Hodnota plochy výfukovej škrtiacej klapky sa v ďalších meraniach nemení, a tak simuluje prekážku pri prúdení spalín do ovzdušia.

Ako krok medzi jednotlivými meraniami som zvolil zväčšenie náklonu škrtiacej klapky o 5° . Následne som prispôbil plochu škrtiacej klapky EGR ventilu pre dosiahnutie rovnakého výkonu ako v referenčnom meraní pri nemennej hodnote plochy škrtiacej klapky výfukového potrubia. Všetky merania prebiehajú pri 2000 otáčkach za minútu a protitlaku pri ústí výfukového potrubia 1 bar. Namerané hodnoty sú uvedené v tabuľke.

Tab 5: Tabuľka hodnôt dosiahnutých rôznym náklonom škrtiacej klapky a spätnou recirkuláciou spalín

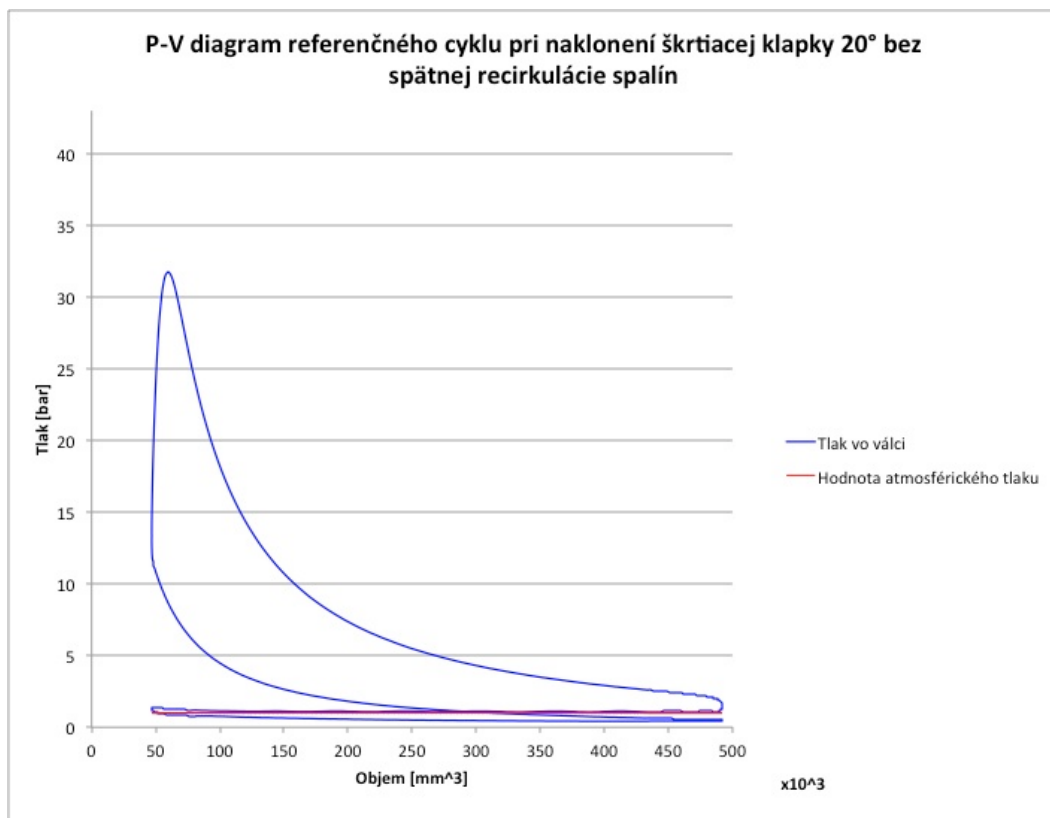
Meranie číslo [-]	Naklonenie škrtiacej klapky [$^\circ$]	Plocha EGR škrtiacej klapky [mm^2]	Plocha výfukovej škrtiacej klapky [mm^2]	Výkon [kW]	Merná efektívna spotreba paliva (BSFC) [g/kWh]	Hmotnostný prietok EGR vetvou [g/s]	Hmotnostný prietok sacím potrubím za škrtiacou klapkou [g/s]	Množstvo EGR spalín [%]	Aktuálna spotreba paliva [g/h]
1	20	0	165	3.31	288.44	0	4.8446	0%	954.74
2	25	256	165	3.31	275.07	0.6142	4.9568	12.40%	910.48
3	30	630	165	3.30	268.46	0.9350	5.9843	15.62%	885.92
4	35	930	165	3.31	258.92	0.8589	6.4964	13.22%	857.03
5	40	1050	165	3.31	255.15	0.9481	6.6538	14.24%	844.55

Z nameraných hodnôt vyplýva pokles mernej efektívnej spotreby spôsobený menšími pneumatickými stratami na škrtiacej klapke pri dodržaní rovnakého výkonu ako v referenčnom meraní. Nakoľko je výkon vo všetkých meraniach konštantný, dochádza znižovaním mernej efektívnej spotreby aj k poklesu aktuálnej spotreby, čo je žiadúce z ekonomického hľadiska. Namerané hodnoty som spracoval do grafu, kde je prehľadne zobrazený pokles mernej efektívnej spotreby vzhľadom na natočenie škrtiacej klapky a množstva recirkulovaných spalín.

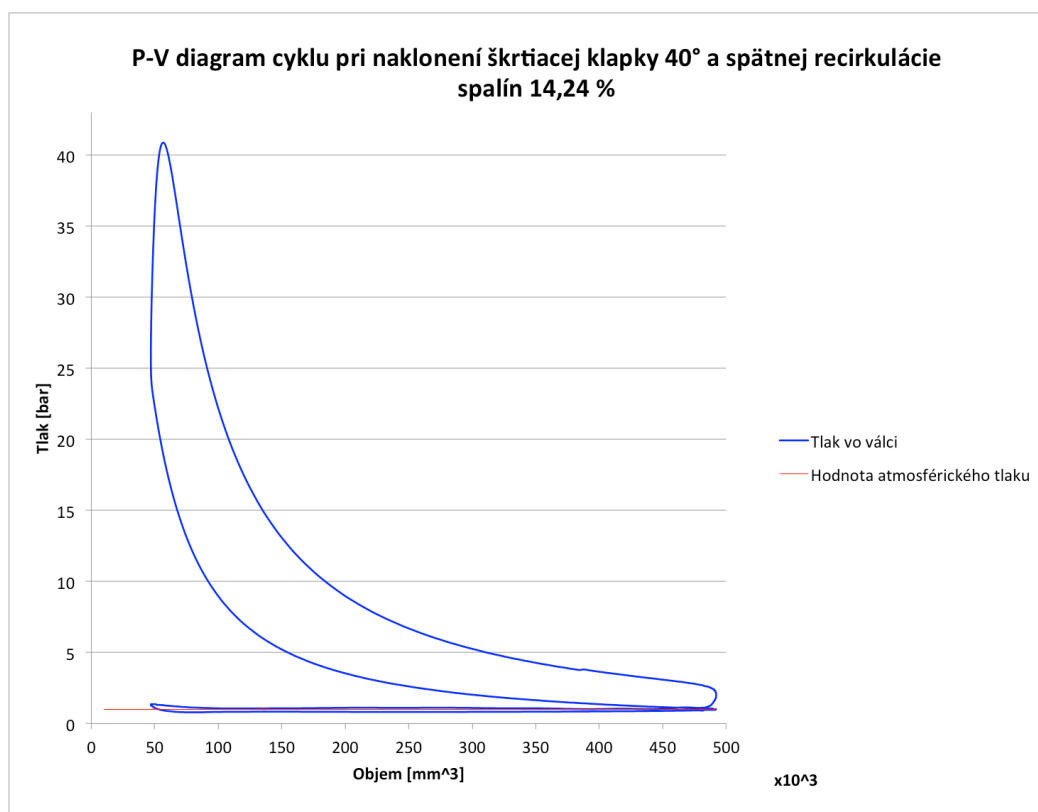


Graf 4: Závislosť mernej efektívnej spotreby od naklonenia škrtiacej klapky a množstva recirkulovaných spalín

Pokles mernej efektívnej spotreby je spôsobený zmenšením pneumatických strát na škrtiacej klapke. Pokles pneumatických strát je zrejmý najmä zmenšením sacej (stratovej) oblasti v P-V diagramoch, ktorých údaje (tlak, objem valca) som získal opäť z výpočtového programu Lotus engine software. Pre porovnanie som na zostrojenie P-V diagramov použil merania, v ktorých je rozdiel mernej efektívnej spotreby najväčší kvôli prehľadnosti grafov. Jedná sa konkrétne o 1. a 5. meranie z výpočtového overenia. Každý graf je zostrojený z dvoch obrátok kľukového hriadeľa – 1 cyklu motora, kde základný krok predstavuje pootočenie kľukového hriadeľa o 1°, čo predstavuje spolu 720 hodnôt v každom grafe.



Graf 5: P-V diagram cyklu pri náklone klapky 20° a bez spätnej recirkulácie



Graf 6: P-V diagram cyklu pri náklone klapky 40° so spätnou recirkuláciou spalín



Výkon pri oboch pokusoch je rovnaký a to 3,31 kW pri 2000 otáčkach za minútu, z čoho vyplýva aj rovnaká odpracovaná energia jedného cyklu v oboch prípadoch. Energia jedného cyklu je rovná podielu výkonu motora [W] a počtu cyklov odpracovaných za jednu sekundu [s^{-1}]. Pretože sa jedná o štvordobý spaľovací cyklus, jeden cyklus prebehne počas dvoch obrátok motora. Platí teda:

$$x = \frac{n}{2} \quad [s^{-1}] \quad (4)$$

$$E = \frac{P}{x} \quad [J] \quad (5)$$

kde:	n	otáčky motora	[s^{-1}]
	x	počet vykonaných cyklov motora	[s^{-1}]
	P	výkon motora	[W]
	E	energia vykonaná jedným spaľovacím cyklom motora	[J]

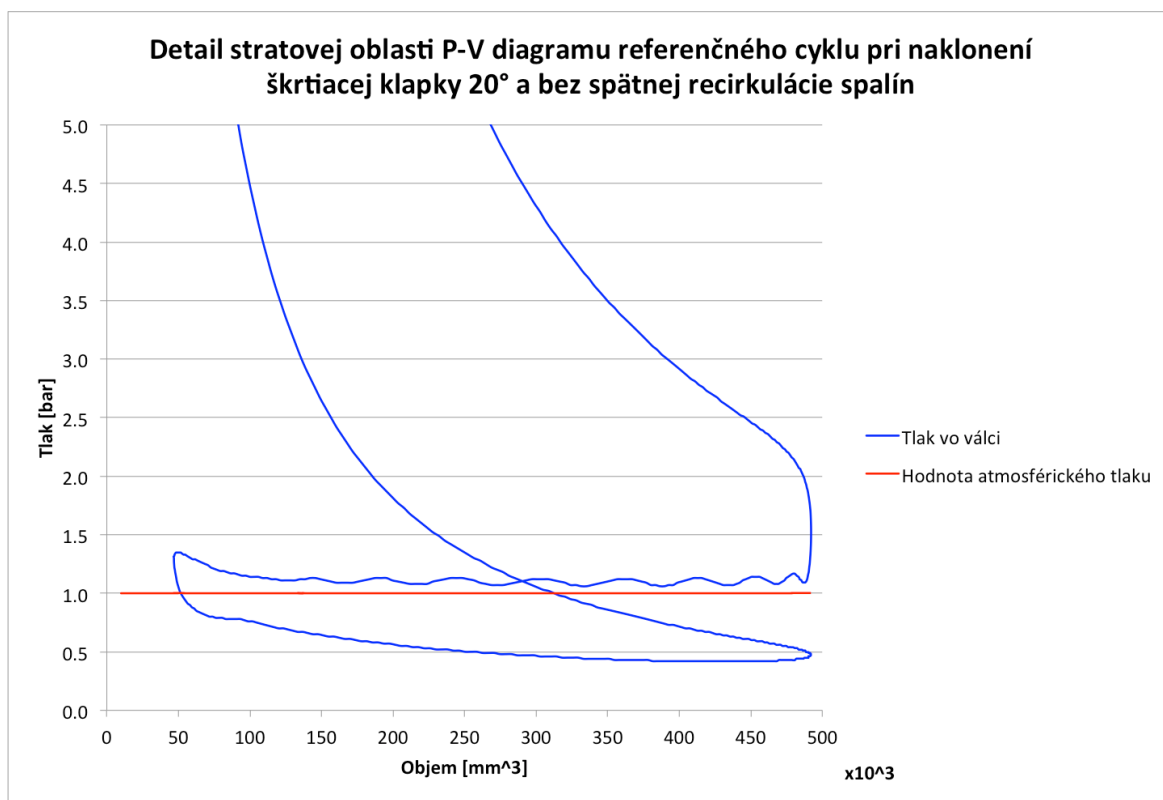
Práca vykonaná spálením rozdielneho množstva paliva je v oboch prípadoch rovná a to :

$$x = \frac{33,333}{2} = 16,66 \, s^{-1}$$

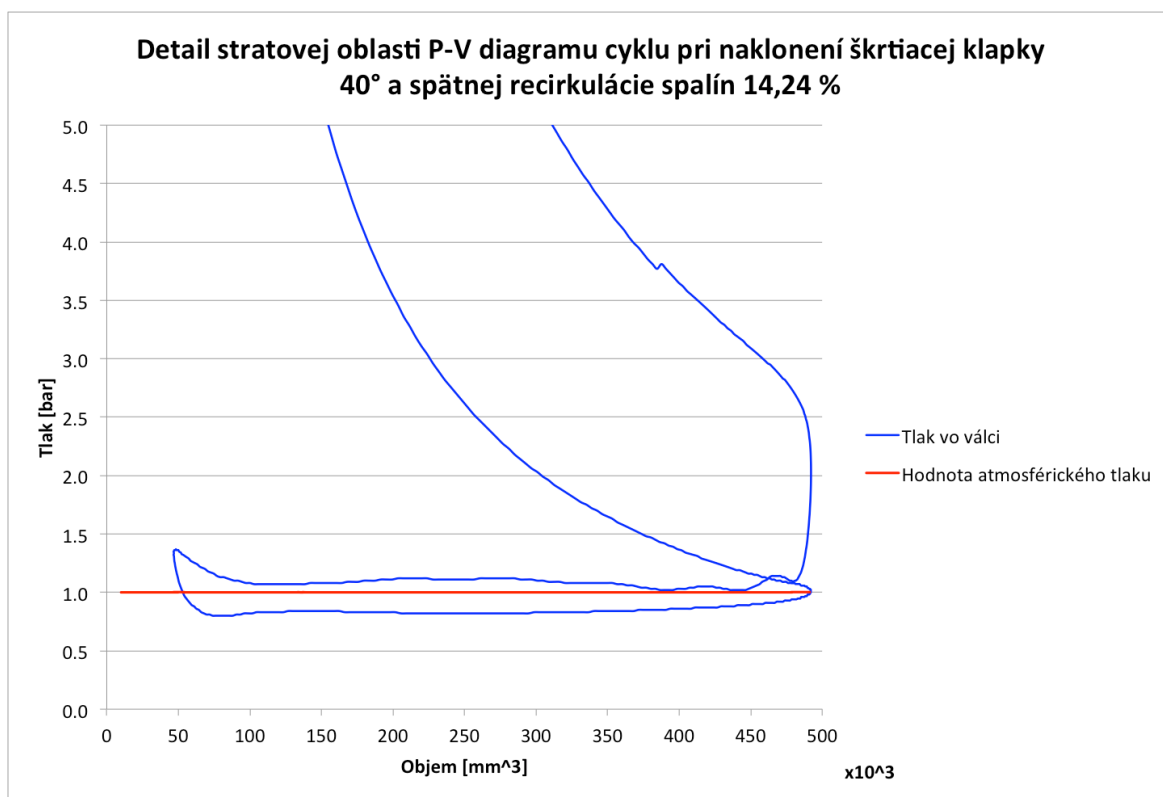
$$E = \frac{3310}{16,66} \approx 198 \, J$$

Nakoľko sú oba grafy v rovnakej mierke, je zrejmé mierne zmenšenie stratovej oblasti P-V diagramu pri väčšom náklone škrtiacej klapky a spätnej recirkulácií spalín, z čoho vyplýva, že pracovná oblasť tohoto grafu musí byť menšia, aby bola dodržaná rovnaká odpracovaná energia počas cyklu. Pretože pri spätnej recirkulácií dosahuje cyklus vyššie maximálne tlaky a plocha pracovnej oblasti musí byť menšia ako v prípade bez recirkulácie, je graf recirkulovaného cyklu zákonite užší ako v prípade nerecirkulovaného grafu.

Z dôvodu malých plôch stratových oblastí oboch grafov a neprehľadnosti týchto oblastí som sa rozhodol zostrojiť grafy, ktoré budú detailnejšie zamerané na tieto oblasti.



Graf 7: Detail stratovej oblasti P-V diagramu cyklu pri náklone klapky 20



Graf 8: Detail stratovej oblasti P-V diagramu cyklu pri náklone klapky 40° so spätnou recirkuláciou spalín



Oba grafy sú opäť zobrazené v rovnakej mierke. Pri detailnejšom pohľade je už jasne viditeľné zmenšenie stratovej oblasti pri modeli s väčším náklonom škrtiacej klapky a s recirkulovaním určitého množstva výfukových spalín pri zachovaní rovnakého výkonu, ako v prípade modelu, kde je naklonenie škrtiacej klapky menšie a bez spätnej recirkulácie spalín, kde je táto stratová oblasť väčšia.

Pre overenie zníženia pneumatických strát som taktiež vytvoril model škrtiacej klapky v 3D programe Solidworks, kde som pomocou simulácie prúdenia plynov overil pokles tlaku pred škrtiacou klapkou pri zmene natočenia z 20° na 40° , čo sú hodnoty použité v predošlých merania. Priemer škrtiacej klapky v modeli je 30 mm. Tieto merania sú umiestnené v prílohách (príloha 1).

Zníženie pneumatických strát na škrtiacej klapke a teda aj zmenšie stratovej (sacej) oblasti v P - V diagrame spolu so spätnou recirkuláciou spalín sa ukázalo ako vhodné riešenie pre dosiahnutie zníženia mernej efektívnej spotreby ako aj efektívnej spotreby, nakoľko regulovaním množstva recirkulovaných spalín je možné výkon udržiavať na konštantnej hodnote.



ZÁVER

Cieľom mojej bakalárskej práce bolo urobiť rozbor možných systémov na znižovanie spotreby u benzínových spaľovacích motorov, a pritom následne overiť funkčnosť daných systémov vo výpočtovom programe Lotus engine software.

Vo svojej práci som popísal princípy znižovania spotreby jednotlivých systémov pri nízkom zaťažení motora, ale aj pri vyšších zaťaženiach, ako je napríklad Millerov spaľovací cyklus a spätná recirkulácia spalín pre nižšie zaťaženia motora.

Pre vyššie zaťaženia je to zase obohacovanie spaľovacích zmesí roznými látkami za účelom ich ochladenia ako aj spätnú recirkuláciu spalín, ktorá má za následok zníženie teploty spaľovania a tým predísť detonačnému horeniu paliva, čo má za následok možnosť použiť v motore väčší kompresný pomer a tak zvýšiť jeho účinnosť a znížiť mernú efektívnu spotrebu.

V priebehu tejto práce som sa venoval aj výpočtovému overeniu teoretickej časti znižovania pneumatických strát na škrtiacej klapke väčším náklonom škrtiacej klapky a spätnou recirkuláciou spalín za účelom zníženia spotreby vo výpočtovom programe Lotus engine software. Počas riešenia som zápasil s určitými problémami, ktoré boli spôsobené nepripravenosťou programu Lotus na počítanie so spätnou recirkuláciou spalín. Riešením bol návrh vlastného modelu recirkulácie spalín vo výpočtovom programe Lotus. Postupným regulovaním množstva spalín a väčšieho náklonu škrtiacej klapky som nasimuloval rovnaký výkon pri rovnakých otáčkach ako v referenčnom meraní bez spätenej recirkulácie. S rastúcim náklonom škrtiacej klapky, merná efektívna spotreba jednoznačne klesá následkom menších pneumatických strát, a z dôvodu zachovania konštantného výkonu klesá aj aktuálna spotreba. Zníženie pneumatických strát je jednoznačne zrejmé na porovnaní stratovej oblasti P-V diagramov modelu s malým náklonom škrtiacej klapky a modelu s väčším náklonom škrtiacej klapky so spätnou recirkuláciou spalín, kde je stratová oblasť menšia a sú dosiahnuté menšie záporné tlaky.

Maximálna úspora mernej efektívnej spotreby v mojom meraní dosahuje približne 33 gramov paliva na 1 kilowatt odpracovaného výkonu za hodinu (33 g/kWh). Táto hodnota vyzerá malá, ale ak vezmeme do úvahy, že celkový výkon štvorvalcového motora totožného s mojím meraním je približne 13 kW, dosahuje aktuálna úspora paliva hodnotu 429 gramov paliva na hodinu prevádzky motora (429 g/h), čo pri priemernej hustote benzínu 720 g/dm³ predstavuje úsporu 0,59 litra paliva na hodinu prevádzky (dm³/h). Pri percentuálnom obsahu uhlíka (C) v benzíne približne 85 % predstavuje úspora paliva zníženie produkcie oxidu uhličitého (CO₂) približne 1337 gramov na hodinu prevádzky (g/h).

Tieto systémy na znižovanie spotreby majú veľký potenciál do budúcnosti najmä vzhľadom na pripravované emisné normy, ktoré budú okrem iného regulovať aj množstvo vyprodukovaného oxidu uhličitého (CO₂) motorom, ale aj z hľadiska dlhodobého rastúcich cien pohonných hmôt, do ktorých patrí aj benzín. Systém znižovania pneumatických strát na škrtiacej klapke je vhodný najmä pre použitie v obci, kde nie sú výkonové požiadavky na motor vozidla vysoké a náklon škrtiacej klapky motora vozidla by bol za normálnych podmienok malý.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory*. VUT FSI v Brně. Dostupné také z: www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf
- [2] EGR ventil, čo je to, ako funguje, poruchy. *Autorubik* [online]. Považská Bystrica (SR): Autorubik, c2010-2016 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://www.autorubik.sk/clanky/co-je-to-a-ako-funguje-egr-ventil>
- [3] Co je EGR ventil? *Karel service* [online]. Přáslavice (CZ): Karlservice, 2013 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://www.karlservice.cz/service/mdl/info/co-je-egr-ventil>
- [4] NOTE Electronic Throttle Control System ETCS may also be referred to as Electronic Throttle Control System Intelligent ETCSI or ETCSi. *Toyotaguru* [online]. Toyotaguru, 2016 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://www.toyotaguru.us/sequoia-2001-repair/note-electronic-throttle-control-system-etcs-may-also-be-referred-to-as-electronic-throttle-control-systemintelligent-etcsi-or-etcsi.html>
- [5] *Part Load Pumping Losses in an SI Engine* [online]. Kirlington (UK): Mechadyne International, 2012 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://www.mechadyne-int.com/vva-reference/part-load-pumping-losses-si-engine>
- [6] PAVELEK, Milan. *Základy tepelných cyklů* [online]. Brno, 2011 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/users/pavelek/termo/06_Carnot.pdf. Prezentácia. VUT FSI v Brně
- [7] PAVELEK, Milan. *Cykly tepelných motorů* [online]. Brno, 2011 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/12_Motory.pdf. Prezentácia. VUT FSI v Brně
- [8] VECTIS helps develops gasoline combustion system offering diesel fuel efficiency. *Ricardo* [online]. Torino (Italy): Ricardo, 2012 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: https://www.ricardo.com/PageFiles/24138/Software_CAE_issue_2_2012.pdf
- [9] Worldwide Emissions Standards: 2016-2017 Passenger Cars & Light Duty Vehicles. *Delphi* [online]. Hoath Way (UK): Delphi, 2016 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://delphi.com/docs/default-source/worldwide-emissions-standards/delphi-worldwide-emissions-standards-passenger-cars-light-duty-2016-7.pdf>
- [10] ALGER, Terry. Clean and Cool. *Technology Today* [online]. 2010, **26**(Summer), 4 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://www.swri.org/3pubs/ttoday/Summer10/PDFs/Clean-and-Cool.pdf>
- [11] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5.
- [12] JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily (3): Motory*. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-15-5.



- [13] ŠTĚTINA, Josef. *Teorie tepelných plynových cyklů* [online]. Brno, 2015 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://studyenergyweb.fme.vutbr.cz/elearning/file.php/105/02/TSM-02.pdf>. Prezentácia. VUT FSI v Brně.
- [14] Interné materiály firmy Hanon Systems



ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

BMEP	[bar]	stredný efektívny tlak (brake mean effective pressure)
BSFC	[g/kWh]	merná efektívna spotreba (brake mean fuel consumption)
C	[-]	uhlík
C ₈ H ₁₈	[-]	oktán
CO	[-]	oxid uhoľnatý
CO ₂	[-]	oxid uhličitý
CR	[-]	kompresný pomer (compress ratio)
dQ	[-]	označenie adiabatického deja
E	[J]	práca vykonaná jedným cyklom motora
EGR	[-]	spätná recirkulácia spalín (exhaust gas recirculation)
H ₂	[-]	vodík
H ₂ O	[-]	voda
MIVIS	[-]	pokročilý systém vstrekovania paliva (multiple injections variable injection separation)
n	[s ⁻¹]	otáčky motora za sekundu
NO _x	[-]	oxidy dusíka
O ₂	[-]	kyslík
P	[W]	výkon
PM	[-]	pevné častice (particular material)
Q _C (T _C)	[J]	teplo odvedené z cyklu
Q _H (T _H)	[J]	teplo privedené do cyklu
SwRI	[-]	Juhozápadný výskumný ústav (Southwest research institution, USA)
V _K	[dm ³]	kompresný objem valca
VVT	[-]	variabilná zmena časovania ventilov (variable valve timing)
V _Z	[dm ³]	zdvihový objem valca
WOT	[-]	veľký náklon škrtiacej klapky (wide open throttle)
x	[s ⁻¹]	počet cyklov motora sekundu
ε	[-]	kompresný pomer
η	[%]	termická účinnosť cyklu motora
κ	[-]	plynová konštanta
λ	[-]	súčiniteľ prebytku vzduchu v spalínach



ZOOZNAM OBRÁZKOV

<i>Obr. 1: Časti škrtiacej klapky [4].....</i>	<i>14</i>
<i>Obr. 2: Carnotov ideálny cyklus [6]</i>	<i>15</i>
<i>Obr. 3: Ottov tepelný cyklus [7]</i>	<i>16</i>
<i>Obr. 4: Sabateho tepelný cyklus [7]</i>	<i>16</i>
<i>Obr. 5: Ideálny P-V diagram bez pneumatických strát [13]</i>	<i>17</i>
<i>Obr. 6: Ideálny P-V diagram s pneumatickými stratami [13]</i>	<i>17</i>
<i>Obr. 7: Princíp funkcie EGR technológie vznetrového motoru [2]</i>	<i>18</i>
<i>Obr. 8: Princíp funkcie benzínovej verzie EGR za účelom minimalizácie pneumatických strát na škrtiacej klapke [3]</i>	<i>20</i>
<i>Obr. 9: Dvojpolohová reglácia fázoového posunu (koncern VW) [1]</i>	<i>23</i>
<i>Obr. 10: Schéma funkcie fázoového posunu ventilov [1]</i>	<i>24</i>
<i>Obr. 11: Princíp funkcie systému Valvetronik (BMW) [1]</i>	<i>24</i>
<i>Obr. 12: Zníženie pneumatických strát na P-V diagrame systémom Valvetronik [1]</i>	<i>25</i>
<i>Obr. 13: Schéma referenčného modelu vo výpočtovom programe Lotus engine software</i>	<i>29</i>
<i>Obr. 14: Schéma 1. modelu spätnej recirkulácie spalín</i>	<i>33</i>
<i>Obr. 15: Schéma 2. modelu spätnej recirkulácie spalín</i>	<i>34</i>
<i>Obr. 16: Schéma 3. modelu spätnej recirkulácie spalín</i>	<i>35</i>



Zoznam tabuliek

<i>Tab 1: Tabuľka emisných noriem EURO [9]</i>	<i>10</i>
<i>Tab 2: Tabuľka maximálnych dovolených hodnôt oxidu uhličitého [9]</i>	<i>11</i>
<i>Tab 3: Výška sankcií za prekročenie maximálneho množstva oxidu uhličitého v spalínach [9]</i>	<i>11</i>
<i>Tab 4: Tabuľka meraní hodnôt pri rôznom naklonení škrtiacej klapky</i>	<i>30</i>
<i>Tab 5: Tabuľka hodnôt dosiahnutých rôznym náklonom škrtiacej klapky a spätnou recirkuláciou spalín</i>	<i>36</i>

Zoznam grafov

<i>Graf 1: Vhodnosť použitia EGR technológie v závislosti od otáčok motora [8]</i>	<i>26</i>
<i>Graf 2: Závislosť mernej efektívnej a aktuálnej spotreby od naklonenia škrtiacej klapky</i>	<i>31</i>
<i>Graf 3: Závislosť výkonu a mernej efektívnej spotreby od naklonenia škrtiacej klapky</i>	<i>31</i>
<i>Graf 4: Závislosť mernej efektívnej spotreby od naklonenia škrtiacej klapky a množstva recirkulovaných spalín</i>	<i>37</i>
<i>Graf 5: P-V diagram cyklu pri náklone klapky 20° a bez spätnej recirkulácie</i>	<i>38</i>
<i>Graf 6: P-V diagram cyklu pri náklone klapky 40° so spätnou recirkuláciou spalín</i>	<i>38</i>
<i>Graf 7: Detail stratovej oblasti P-V diagramu cyklu pri náklone klapky 20</i>	<i>40</i>
<i>Graf 8: Detail stratovej oblasti P-V diagramu cyklu pri náklone klapky 40° so spätnou recirkuláciou spalín</i>	<i>40</i>

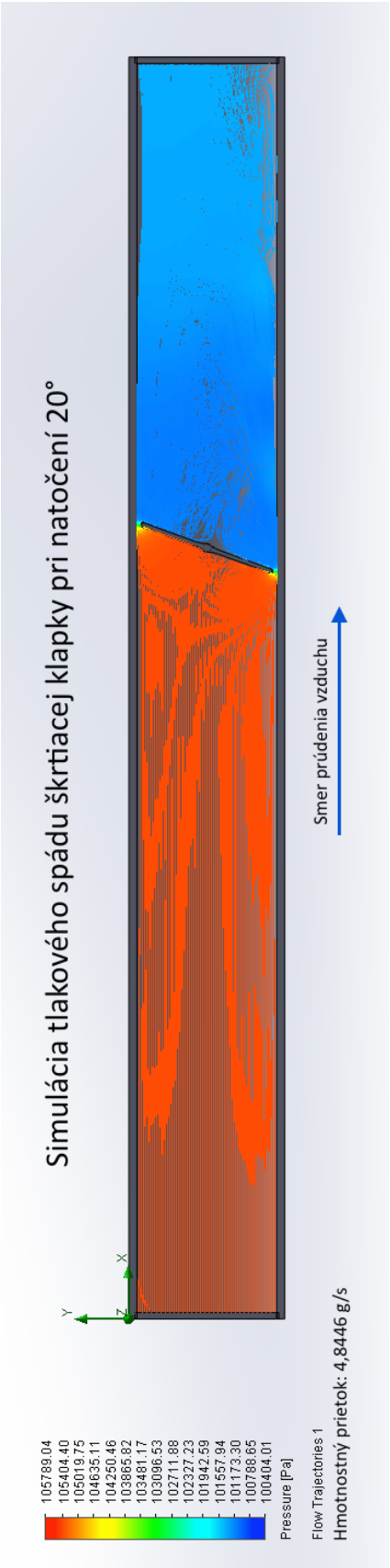


ZOZNAM PRÍLOH

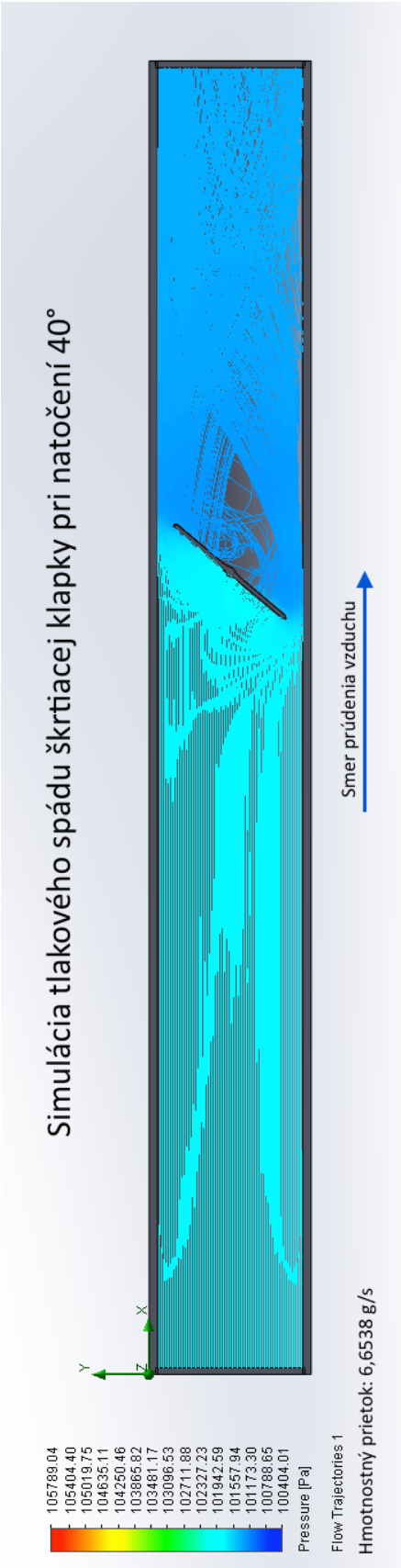
Príloha 1 – Simulácie v programe Solidworks	II
Príloha 2 – Druhé meranie.....	III
Príloha 3 – Hodnoty chladiča spoločnosti Hanon System.....	IV



Simulácie v programe solidworks



Obr. I: Simulácia tlakového spádu škrtiacej klapky pri náklone 20°



Obr. II: Simulácia tlakového spádu škrtiacej klapky pri náklone 40°

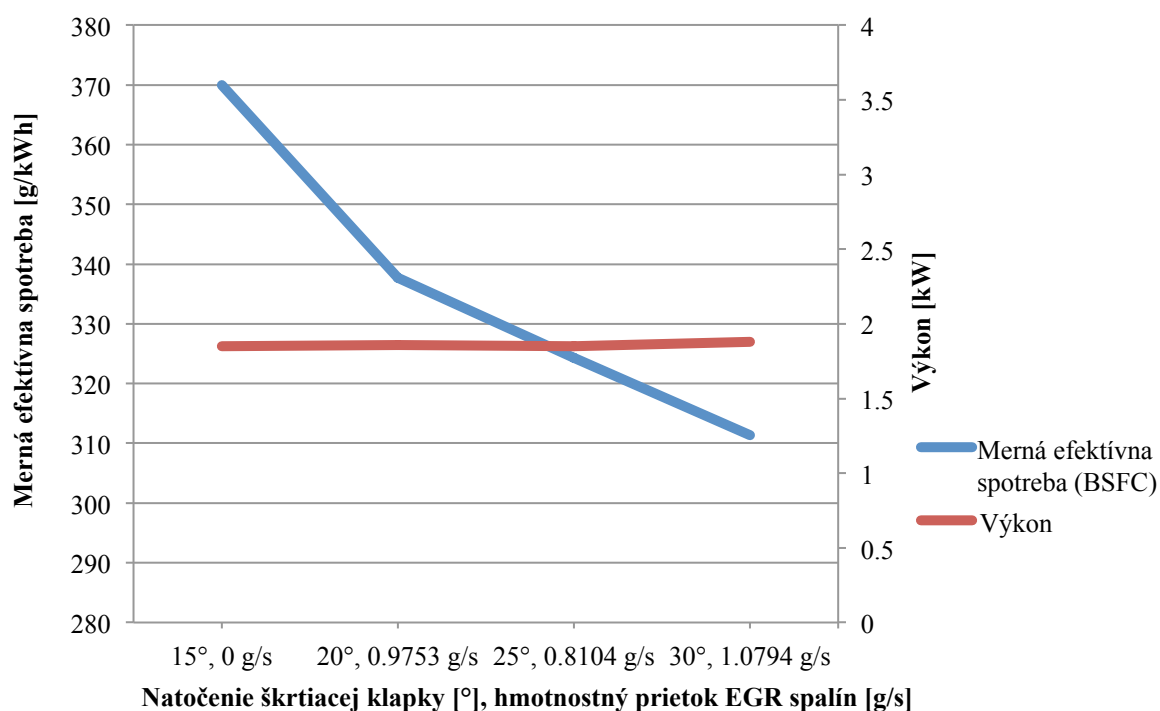


Výsledky merania pri dosiahnutí výkonu totožného ako pri náklone škrtiacej klapky 15° bez spätnej recirkulácie spalín

Tab. I: Meranie hodnôt pri dosahovaní výkonu ako pri naklonení klapky 15° bez spätnej recirkulácie

Meranie číslo [-]	Naklonenie škrtiacej klapky [°]	Plocha EGR škrtiacej klapky [mm ²]	Plocha výfukovej škrtiacej klapky [mm ²]	Výkon [kW]	Merná efektívna spotreba paliva (BSFC) [g/kWh]	Hmotnostný prietok EGR vetvou [g/s]	Hmotnostný prietok sacím potrubím za škrtiacou klapkou [g/s]	Množstvo EGR spalín [%]	Aktuálna spotreba paliva [g/h]
1	15	0	90	1.85	370	0	4.0234	0%	684.50
2	20	90	90	1.86	337.75	0.9753	3.8856	25.10%	628.22
3	25	230	90	1.85	324.35	0,8104	4,802	16.80%	600.05
4	30	510	90	1.88	311.36	1,0794	5,8056	18.60%	585.36

Závislosť mernej efektívnej spotreby od naklonenia škrtiacej klapky a množstva recirkulovaných spalín



Graf I: Interpretácia meraných výsledkov



Hodnoty chladiča použitého vy výpočtovom module

Tab. II: Hodnoty chladiča spoločnosti Hanon Systems

Hodnoty dosadené do chladiča v EGR vetve pri výpočtovom meraní									
Meranie číslo	Prietok		Teplota				Výkon chladiča [kW]	Tlakový spád [mbar]	Efektivita [%]
	Spalín [g/s]	Chladivo [g/s]	Chladivo [°C]	Spaliny na vstupe [°C]	Spaliny na výstupe [°C]	Rozdiel teplôt [°C]			
1	5.0	1000.00	60.0	450.00	75.7	374.2	2.0	6.5	96.0
2	15.0	1000.00	60.0	450.00	111.7	338.6	5.3	54.2	86.8
3	25.0	1000.00	60.0	450.00	141.3	309.0	8.1	153.9	79.2
4	5.0	1000.00	60.0	600.00					
5	15.0	1000.00	60.0	600.00	129.2	470.6	7.5	61.6	87.2
6	25.0	1000.00	60.0	600.00	168.5	431.9	11.6	175.9	79.9
7	5.0	1000.00	90.0	450.00	102.2	347.7	1.8	6.7	96.6
8	15.0	1000.00	90.0	450.00	135.7	314.4	5.0	55.7	87.4
9	25.0	1000.00	90.0	450.00	161.3	287.8	7.6	157.2	80.1
10	5.0	1000.00	90.0	600.00					
11	15.0	1000.00	90.0	600.00	151.5	448.4	7.2	62.6	87.9
12	25.0	1000.00	90.0	600.00	188.0	412.7	11.1	179.6	80.8