VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZÁŽEHOVÝ MOTOR S MILLEROVÝM CYKLEM OPTIMALIZACE PROVOZU TURBODMYCHADLA
SI ENGINE WITH MILLER CYCLE TURBOCHARGER OPERATION OPTIMIZATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR
Bc. Pavel Novotný

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR
prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2021

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Bc. Pavel Novotný**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	**prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.**
Akademický rok:	2021/22

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

Zážehový motor s Millerovým cyklem optimalizace provozu turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současné době probíhá vývoj a optimalizace přeplňovaných zážehových motorů, tak aby se zvýšila jejich efektivita zejména v částečných zatíženích a při spolupráci s elektromotorem v hybridních pohonech. Jednou z cest je modifikování Ottova cyklu přeplňovaného motoru na Millerův cyklus.

Cíle diplomové práce:

Po teoretické stránce rozebrat chování přeplňovaného zážehové motoru s Ottovým a Millerovým cyklem. Vytvořit model motoru Volkswagen 1.5 TSI (EA211 EVO) v GT–Suite případně spolupracující se skripty v Matlab/Simulink.
V modelu realizovat regulaci turbodmychadla pomocí elektricky ovládaného wastegate a elektricky ovládaných natáčení lopatek VTG. Porovnat tyto úpravy motoru pomocí vyvinutých simulačních modelů z hlediska ekonomie provozu a případně emisí.
Provést diskusi nad získanými poznatky.

Seznam doporučené literatury:

HIERETH, H. a PRENNINGER. P. H. W. Charging the internal combustion engine. New York: Springer, c2007. ISBN 978-3-211-33033-3.

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

MACEK, J. Spalovací motory. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80--1-05015-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku.

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá výpočtem termodynamických parametrů přeplňovaného zážehového motoru s Millerovým cyklem. Z toho důvodu byla vybrána pohonná jednotka od automobilky Volkswagen, a to modelová řada EA211–EVO. Motor disponuje zdvihovým objemem 1498 cm^3 a výkon motoru dosahuje 110 kW při 5000 až 6000 otáčkách za minutu. V práci je nejprve proveden základní popis termodynamiky cyklů zážehových motorů, poté je uvedena problematika přeplňování pomocí turbodmychadla a způsoby regulace. Dále jsou popsány sestavené modely motorů v prostředí GT–Suite ve variantách s obtokovým ventilem a variabilní geometrií lopatek. Na závěr práce jsou uvedeny optimalizace provozu s různými změnami časování ventilů. Jednotlivé varianty jsou poté porovnány.

KLÍČOVÁ SLOVA

Millerův cyklus, regulace turbodmychadla, obtokový ventil, variabilní natáčení lopatek turbíny, přeplňování, prodloužená expanze

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the calculation of thermodynamic parameters of a turbocharged petrol engine with Miller cycle. A drive unit from Volkswagen, the EA211–EVO model line, was chosen as the engine. The engine has a displacement of 1498 cm^3 and engine power reaches 110kW at 5000 to 6000 RPM. In this work, a basic description of the thermodynamics of cycles of spark ignition engines is performed, then the problem of turbocharging and methods of its control are presented. The following are the created engine models in GT–Suite environment in variants with WasteGate and Variable Turbine Geometry. Finally, operation optimizations with various valve timing changes are presented. The individual variants are the compared.

KEYWORDS

Miller cycle, Turbocharger control, WasteGate, Variable Turbine Geometry, turbo–charging, extended expansion

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVOTNÝ, Pavel. Zážehový motor s Millerovým cyklem optimalizace provozu turbodmychadla [online]. Brno, 2022 [cit. 2021-08-08]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137120. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Josef Štětina.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana prof. Ing. Josefa Štětiny, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 12. srpna 2021 ……..……..……..

Pavel Novotný

PODĚKOVÁNÍ

Nejprve bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu prof. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za odborné vedení a velmi cenné rady, které mi s ochotou poskytl. Také bych rád poděkoval své rodině za podporu při průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod 9
1 Čtyřdobý zážehový spalovací motor 10
1.1 Princip a funkce zážehového spalovacího motoru 10
2 Tepelné oběhy zážehového spalovacího motoru 12
2.1 Ottův cyklus 14
2.2 Millerův cyklus 18
2.3 Realizace Millerova cyklu 20
2.4 Porovnání Ottova a Millerova cyklu 21
3 Přeplňování spalovacích motorů 25
3.1 Princip přeplňování a funkce turbodmychadla 26
3.2 Základní mechanika kompresoru a turbíny 28
3.3 Regulace turbodmychadel 37
4 Popis zkoumaného motoru 41
5 Tvorba modelů v prostředí GT−Suite 45
5.1 Model v provedení s obtokovým ventilem 47
5.2 Model v provedení s turbínou s variabilní geometrií lopatek 50
5.3 Model hoření 53
5.4 Přestup tepla 53
5.5 Model tření 53
6 Termodynamická analýza modelů 54
6.1 Zatížení motoru 25 % 55
6.2 Zatížení motoru 50 % 62
7 Optimalizace časování ventilů 68
7.1 Optimalizace při zatížení motoru 25 % 68
7.2 Optimalizace při zatížení motoru 50 % 72
8 Zhodnocení optimalizace 76
8.1 Zatížení motoru 25 % 76
8.2 Zatížení motoru 50 % 77
Závěr 78
Seznam použitých zkratek a symbolů 81
Seznam příloh 85

ÚVOD

První spalovací motory se objevily již v první polovině 19. století. V dnešní době jsou spalovací motory považovány za nedílnou součást a prochází mnohými úpravami a dalším vývojem. Účelem je co nejvíce zefektivnit proces spalování a tím dosáhnout vyšší účinnosti spalování a tím také snížit emise výfukových plynů vypouštěných do okolního prostředí. Jednou z možností je aplikace Millerova cyklu do zážehového motoru. Tento cyklus je charakteristický prodlouženým expanzním zdvihem, tedy má delší expanzi oproti kompresi. Prodloužené expanze u spalovacího motoru je možno docílit více způsoby, změnou konstrukce klikového mechanismu nebo změnou časování ventilů. Například původní motor s Millerovým cyklem, který sestavil americký vynálezce Ralph Miller na začátku druhé poloviny 20. století, měl klasické časování ventilů, klasický klikový mechanismus a prodloužené expanze bylo docíleno pomocí speciálního kontrolního ventilu, který se uzavíral až během komprese. Později bylo zjištěno, že všechna různá konstrukční řešení jsou příliš složitá a nákladná. Nejčastěji je tak k dosažení Míllerova cyklu využívána změna časování ventilů.

K optimalizaci a simulaci spalovacích motorů se v dnešní době hojně využívá široká řada výpočetních softwarů od různých výrobců (Gamma Technologies, AVL, LOTUS ENGINEERING, Ricardo). Jedním z nejrozšířenějších a nejlepších na trhu je GT−SUITE od společnosti Gamma Technologies. Tento program umožňuje 0D i 1D simulace, díky kterým je možné simulovat a poté optimalizovat poměrně přesný termodynamický model reálného spalovacího motoru. Tento program je využíván předními výrobci automobilů po celém světě a umožňuje velký rozsah analýz. Řešič v prostředí GT−SUITE je založen na jednorozměrné dynamice tekutin. Tedy na toku a přenosu tepla potrubím spalovacího motoru. Vzhledem k velké komplexnosti je tento program vhodnou volbou při vývoji spalovacích motorů, popřípadě jiných přidružených systémů vozidel.

Cílem této práce je pomocí programu GT−SUITE namodelovat přeplňovaný zážehový motor s Millerovým cyklem. Provést u něj dva odlišné způsoby regulace plnicího tlaku turbodmychadla, nejprve pomocí obtokového ventilu Wastegate, poté pomocí variabilní geometrie lopatek turbíny VTG. Následné porovnání těchto jednotlivých variant by mělo zhodnotit vlivy z hlediska ekonomiky provozu, případně emise výfukových plynů vypouštěných do okolního prostředí.

1 ČTYŘDOBÝ ZÁŽEHOVÝ SPALOVACÍ MOTOR

Hlavní funkcí spalovacích motorů je přeměna chemické energie obsažené v palivu na energii mechanickou. U zážehového spalovacího motoru dochází k této přeměně díky spalování homogenní směsi plynného nebo lehce odpařitelného paliva se vzduchem. Tato směs je připravena uvnitř motoru a zažehnuta elektrickou jiskrou na konci kompresního zdvihu. Zážehové čtyřdobé motory, které pracují s pevným časováním ventilů, fungují na principu Ottova cyklu. Pokud je ovšem využito variabilní časování ventilů, pak motor pracuje na principu Millerova, popřípadě Atkinsonova cyklu [1].

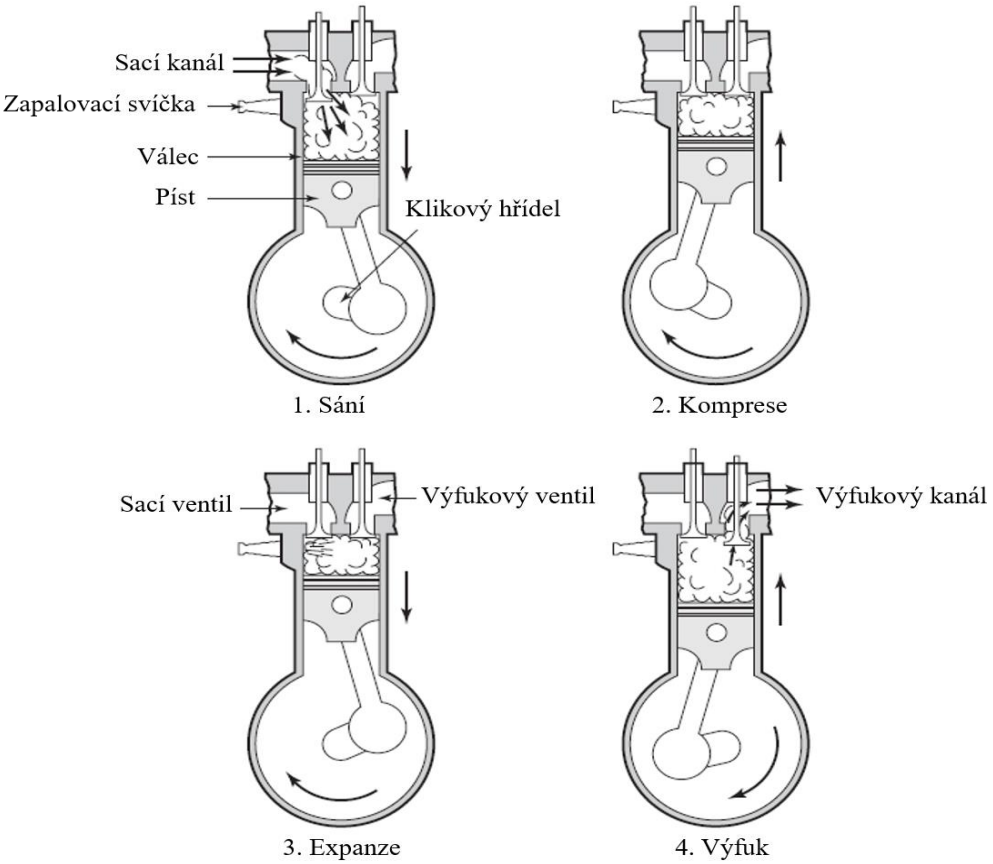
1.1 PRINCIP A FUNKCE ZÁŽEHOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Nejprve vstupuje vzduch do sacího potrubí, které ho rovnoměrně rozděluje do jednotlivých válců. Palivo je smícháno s nasávaným vzduchem pomocí karburátoru nebo vstřikovače paliva, což způsobí plnění válce homogenní směsí. Pokud je směs tvořena karburátorem, probíhá nejprve rozprašování a odpařování paliva, následně vytvoření co nejhomogennější směsi. Tyto fáze probíhají současně již v karburátoru a pokračují potrubím až do válce. U nepřímého vstřikování je palivo vstřikováno do sacího traktu před sací ventily. Systém přímého vstřikování dopravuje palivo přímo do spalovacího prostoru, je však zapotřebí výrazně vyššího vstřikovacího tlaku než u nepřímého vstřikování [1]. V momentě zažehnutí směsi jiskrou se vytváří turbulentní plamen a dochází k prohořívání směsi. To má za následek zvýšení teploty a tlaku ve válci motoru. Pokud je počáteční teplota či tlak příliš vysoký, může dojít k zapálení směsi vzduchu a paliva před plamenem. Tato skutečnost způsobuje známý problém zvaný detonační hoření. Detonační hoření nebo také detonační spalování je ovlivněno více faktory, nejvíce však kompresním poměrem motoru. Spálené plyny opouštějí spalovací prostor přes výfukové ventily skrze sběrné výfukové potrubí [2].

Pro regulaci množství přivedeného vzduchu se u zážehového motoru používá škrticí klapka. Při uzavírání škrticí klapky se množství vzduchu vstupujícího do válce snižuje, což způsobí proporcionální snížení tlaku ve válci [2]. Vzhledem ke skutečnosti, že průtok paliva je zde měřen úměrně k průtoku vzduchu, výkon motoru čtyřdobého zážehového motoru je řízen právě škrticí klapkou. Pokud se jedná o motor přeplňovaný, tak dochází také k regulaci plnicího tlaku a bohatosti směsi [1].

Jak je ukázáno na obr. 1, čtyřdobý zážehový spalovací motor pracuje ve čtyřech následujících fázích [2]:

1. Sací zdvih, při němž dochází k nasávání směsi paliva se vzduchem do válce.
2. Kompresní zdvih, při kterém se směs stlačuje. Roste tlak a teplota. Ke konci zdvihu (před HÚ) dochází k zažehnutí směsi jiskrou.
3. Expanze, způsobená hořením směsi. Zplodiny tlačí píst dolů (k DÚ).
4. Zdvih výfuku zapříčiňuje vytlačování spálených plynů přes výfukový ventil do výfukového potrubí.

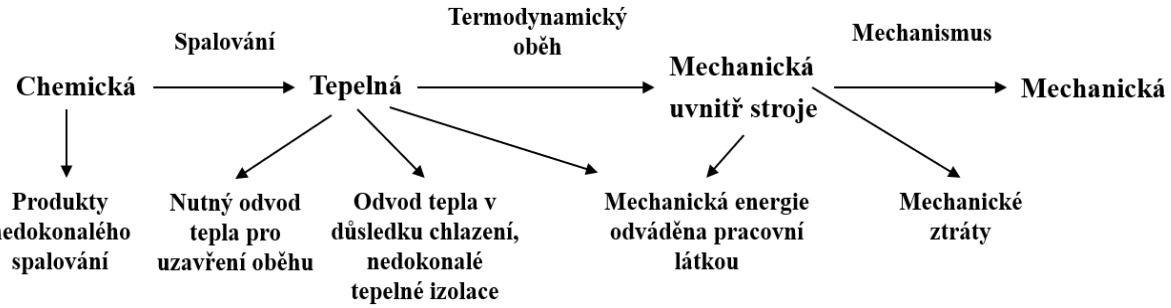


Obr. 1 Cyklus čtyřdobého zážehového motoru [2]

Jak již bylo zmíněno, na obr. 1 se nachází schéma s průběhem všech fází cyklu čtyřdobého zážehového spalovacího motoru. Celý cyklus proběhne za dvě otáčky klikového hřídele [2].

2 TEPELNÉ OBĚHY ZÁŽEHOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Průběh přeměny energie v zážehovém spalovacím motoru popisuje obr. 2 [3].



Obr. 2 Schéma přeměny energií ve spalovacím motoru [3]

Ve vedlejších větvích na obr. 2 jsou znázorněny ztráty vznikající během přeměny energie ve spalovacím motoru. Produkty nedokonalého spalování jsou způsobeny nedokonalým průběhem chemických reakcí při spalování, nejčastěji se jedná o oxidaci. Nutným odvodem tepla pro uzavření oběhu rozumíme odvedení tepla pryč ze stroje, v nejlepším možném případě tento děj probíhá při okolní teplotě. Další ztrátovou složkou jsou tepelné ztráty úmyslným nebo neúmyslným chlazením při transformaci tepelné energie. Při přeměně mechanické energie uvnitř stroje vznikají ztráty v podobě nevyužité mechanické energie, která je odváděna s pracovní látkou. Těmito ztrátami může být například kinetická energie neuspořádaných turbulentních pohybů. Jako poslední se zde vyskytují ještě ztráty mechanické. Jsou to ztráty vznikající při přeměně vyvinuté mechanické energie uvnitř stroje na využitelnou mechanickou práci vně stroje (např. třením) [3].

Nejvíce zatížená část ztrátami při procesu přeměny energie je část tepelného oběhu. V tepelném oběhu dochází k přeměně přivedeného tepla Q_H $[J]$ na teplo Q_C $[J]$, které je potřeba odvést ze stroje a mechanickou práci W $[J]$ [3].

Dle 1. zákona termodynamiky, který vychází ze zákona zachování energie je mechanická práce stroje dána následujícím vztahem [3]:

$$W = Q_H - Q_C \tag{1}$$

Pomocí vztahu (1) můžeme definovat tepelnou účinnost η_t [3]:

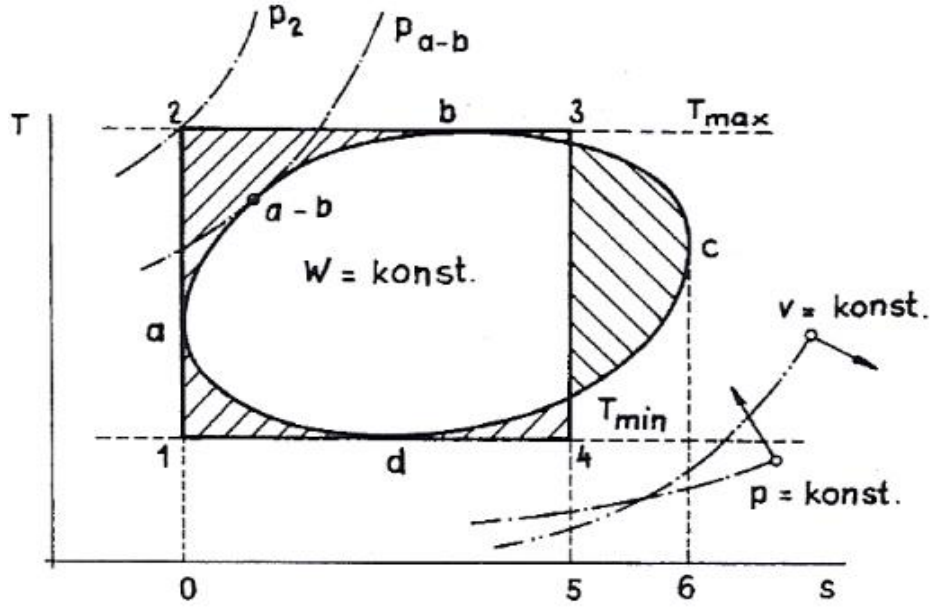
$$\eta_t = \frac{W}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} = \frac{W}{W + Q_C} \tag{2}$$

Jelikož je z rovnice (2) patrné, že k určení tepelné účinnosti je nutné znát hodnoty přivedeného a odvedeného tepla, dále platí [3]:

$$Q = m \cdot q \tag{3}$$

Kde: Q $[J]$ je teplo, m $[kg]$ představuje hmotnost pracovní látky a q $[J \cdot kg^{-1}]$ představuje měrné teplo vyjádřené pomocí plochy pod čarou mezi stavy 1 a 2.

Za předpokladu, že máme k dispozici zdroje tepla s teplotami T_{max} a T_{min}, můžeme různé oběhy vytvářet mezi těmito teplotami. Konstruktéři se co možná nejvíce snaží cykly soudobých spalovacích motorů přiblížit Carnotovu cyklu. Účelem je zvýšení tepelné účinnosti [3].



Obr. 3 Tepelný diagram Carnotova a obecného cyklu [3]

Z tepelného diagramu na obr. 3 můžeme popsat Carnotův cyklus (1–2–3–4), ten je tvořen dvěma izotermickými ději mezi body 4–1 a 2–3. Oběh uzavírají vratné adiabatické děje, tedy dvě izoentropy (adiabaty) mezi body 1–2 a 3–4 [3].

Na obr. 3 je znázorněn také obecný tepelný oběh (a–b–c–d), z něhož vyplývá, že při stejné měrné práci w má Carnotův cyklus stejnou nebo vyšší tepelnou účinnost. Je to způsobeno skutečností, že odvedené teplo u obecného oběhu (plocha obrazce 0–a–d–c–6–0) je stejné nebo větší, než u Carnotova oběhu (0–1–4–5). Tuto skutečnost lze snadno ověřit dle vztahu (2) [3].

Za předpokladu regenerace tepla (předání odváděného tepla při jedné změně do přívodu tepla při změně jiné) při splnění určitých podmínek lze dosáhnout stejné velikosti odvedeného tepla i u jiných tepelných oběhů. Takových oběhů mnoho není, jedním z nich je například ideální Stirlingův motor [3].

Pro tepelnou účinnost Carnotova cyklu tedy platí následující vztah: [3]

$$\eta_{t,C} = 1 - \frac{\Delta s \cdot T_{min}}{\Delta s \cdot T_{max}} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \geq \eta_t \tag{4}$$

kde: $\eta_{t,C}\,[-]$ je tepelná účinnost Carnotova oběhu a $\eta_t\,[-]$ vyjadřuje tepelnou účinnost libovolného oběhu.

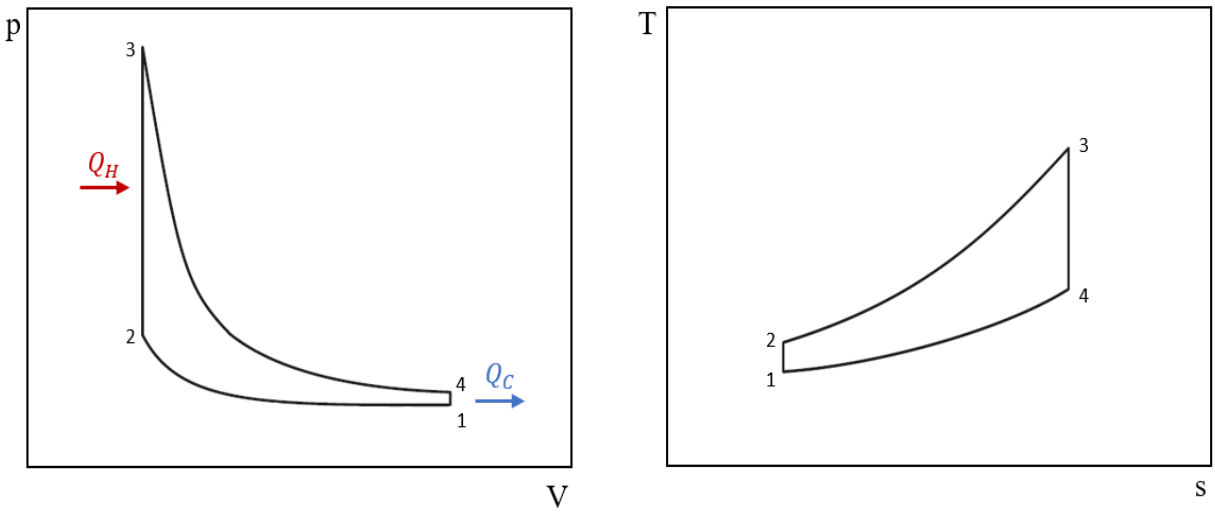
Carnotův oběh a oběhy, které z něj vychází, mají i několik nevýhod. Jednou z nich je, že realizování vratných izotermických změn je velmi obtížné. Největší nevýhodou je však potřeba velmi vysokých a zároveň velmi nízkých objemů a tlaků. Díky těmto nevýhodám má Carnotův cyklus spíše teoretický význam a slouží jako porovnávací cyklus především k odhadování tepelných účinností jiných oběhů. Takový přístup je nazýván Carnotizace [3].

2.1 OTTŮV CYKLUS

Cyklus je pojmenován po německém konstruktérovi Nikolausi A. Ottovi (1832–1891). Otto sestavil první čtyřdobý zážehový spalovací motor v roce 1876 a díky tomu je považován za vynálezce moderního spalovacího motoru a zakladatele průmyslu spalovacích motorů [2].

Ottův cyklus popisuje činnost čtyřdobého zážehového spalovacího pístového motoru, kde se předpokládá průběh spalování s přiváděním tepla za konstantního objemu. V dnešní době jsou čtyřdobé zážehové motory používány hlavně pro pohon osobních automobilů [2].

2.1.1 TERMODYNAMIKA OTTOVA CYKLU



Obr. 4 p–V a T–s diagram ideálního Ottova cyklu [2]

Obr. 4 zobrazuje idealizovaný Ottův cyklus (p–V a T–s diagram), který se používá pro termodynamické zkoumání. Cyklus je popsán čtyřmi základními ději, kde jsou reálné děje nahrazeny ději ideálními termodynamickými: [2]

- 1–2 adiabatická komprese
- 2–3 izochorický přívod tepla
- 3–4 adiabatická expanze
- 4–1 izochorický odvod tepla

Při adiabatické kompresi mezi body 1 a 2 dochází k nárůstu tlaku a teploty, naopak se snižuje objem. Tento děj následuje izochorický přívod tepla mezi body 2 a 3, kde narůstá tlak a teplota za konstantního objemu. Po přivedení tepla nastává adiabatická expanze probíhající mezi body 3 a 4, kde tlak i teplota klesá, naopak dochází k nárůstu objemu. Posledním dějem oběhu je izochorický odvod tepla, který nastává mezi body 4 a 1, zde se snižuje teplota a tlak při zachování konstantního objemu. Celý cyklus se poté znovu opakuje [2].

Na začátku je potřeba uvést několik základních vztahů. Prvním parametrem, který je nezbytný pro popsání oběhu, je zdvihový objem. Můžeme ho charakterizovat jako část pracovního prostoru všech válců. Je vymezen dolní (DÚ) a horní úvratí (HÚ) [3].

$$V_Z = V_1 - V_2 \tag{5}$$

kde: V_1 je objem směsi s pístem v DÚ a V_2 je objem směsi s pístem v HÚ (objem směsi při kompresi).

Kompresní poměr ε udává poměr objemů směsi nasáté a směsi stlačené. Můžeme ho definovat jako [2]:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_z + V_k}{V_k} \tag{6}$$

kde: $V_k = V_2$ je objem směsi při kompresi (objem směsi s pístem v HÚ).

Pro Ottův cyklus platí následující vztahy [2]:

Kompresní zdvih:

$$\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon^{\kappa} \tag{7}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\kappa-1} \tag{8}$$

Izochorický přívod tepla:

$$Q_H = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \tag{9}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = (\kappa - 1) \cdot \frac{Q_H}{p_1 \cdot V_1} \cdot \varepsilon^{1-\kappa} + 1 \tag{10}$$

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \tag{11}$$

Expanzní zdvih:

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa} \tag{12}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \tag{13}$$

Odvod tepla:

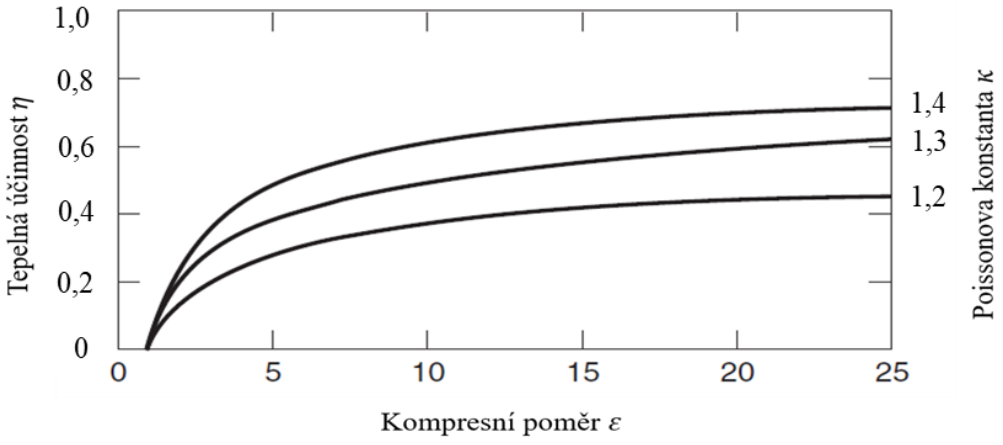
$$Q_C = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) \tag{14}$$

kde: c_v je měrná tepelná kapacita za konstantního objemu, ε je kompresní poměr, κ vyjadřuje Poissonovu konstantu, $p_1 - p_4$ jsou tlaky v jednotlivých bodech a $T_1 - T_4$ jsou teploty v jednotlivých bodech.

Pomocí předchozích vztahů (2), (9) a (14) lze vyjádřit tepelnou účinnost Ottova cyklu $\eta_{t,O}$ následovně [2]:

$$\eta_{t,O} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{15}$$

Ze vztahu (15) je patrné, že tepelná účinnost Ottova cyklu závisí pouze na kompresním poměru ε a Poissonově konstantě κ [2]. Obr. 5 znázorňuje tepelnou účinnost v závislosti na kompresním poměru pro rozsah Poissonovy konstanty od 1,2 do 1,4. Je nutno zdůraznit, že účinnosti vyobrazeny v obr. 5 jsou skoro dvakrát větší, než je tomu tak u skutečného spalovacího motoru. Je to způsobeno nezohledněním několika důležitých jevů, jako je vnitřní tření, nedokonalé spalování směsi, ztráty přenosem tepla a dalších [3].



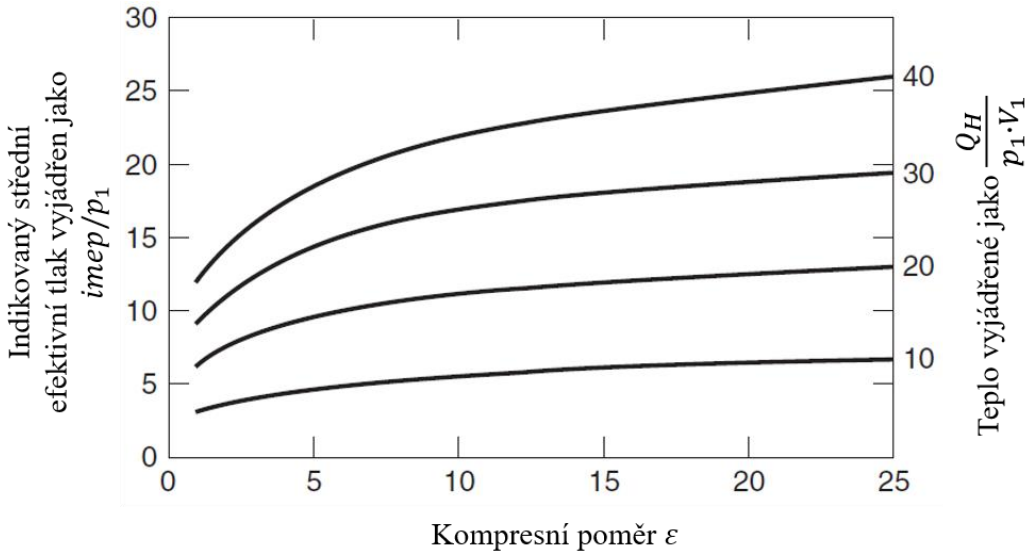
Obr. 5 Závislost tepelné účinnosti Ottova cyklu na kompresním poměru a Poissonově konstantě [2]

Indikovaný střední tlak můžeme vyjádřit následujícím vztahem [2]:

$$\frac{imep}{p_1} = \eta \cdot \frac{Q_H}{p_1 \cdot V_1} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \tag{16}$$

Rozlišujeme dva střední tlaky, prvním z nich je střední indikovaný tlak, což je pomyslný konstantní tlak působící na píst, který by na dráze jednoho zdvihu vykonal na pístu motoru stejnou práci, jako skutečný proměnlivý tlak na dráze čtyř zdvihů. Druhý z nich je střední efektivní tlak, který se vypočte odečtením ztrátového tlaku právě od tlaku indikovaného. Ztrátový tlak odpovídá mechanickým ztrátám [2].

Výše uvedený indikovaný střední tlak je na obr. 6 vynesen v závislosti na kompresním poměru a přídavku tepla. Jak ukazuje rovnice 16, střední efektivní tlak se s přidáváním tepla lineárně zvyšuje. K jeho zvýšení dochází i při větším kompresním poměru, ovšem v menší míře [2].



Obr. 6 Indikovaný střední tlak v závislosti na kompresním poměru a přivedeném teple [2]

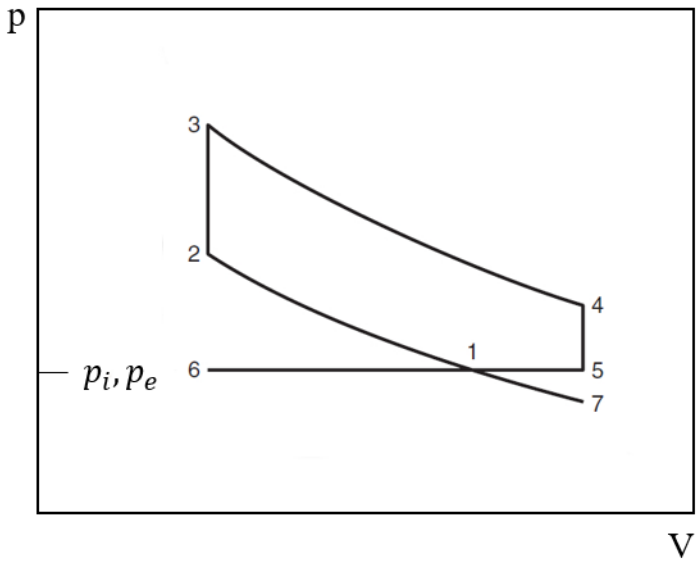
U zážehových spalovacích motorů se kompresní poměr pohybuje přibližně od 9:1 do 15:1. Kompresní poměr je omezen dvěma aspekty, a to pevností materiálu a detonačním spalováním [2]. Jak již bylo zmíněno, maximální tlak oběhu p_3 se mění v závislosti na kompresním poměru v podobě ε^{κ}. Spalovací motor má konstrukčně stanoveno maximální namáhání, které nesmí být překročeno. Díky tomu nesmí být daný kompresní poměr překročen. Se změnou kompresního poměru dochází také ke změně maximální teploty oběhu T_3. Pokud tato teplota překročí teplotu samovznícení směsi, dochází ke spalování před plamenem, tedy k detonačnímu hoření. Vzniklé nerovnoměrné hoření plamene a tlakové vlny snižují účinnost spalování a také mohou poškodit motor [3].

2.2 MILLERŮV CYKLUS

U Ottova cyklu platí, že kompresní poměr je stejně velký jako expanzní poměr. Naopak Millerův cyklus je charakteristický delším expanzním zdvihem, než je kompresní zdvih. Existuje mnoho mechanismů, jak delšího expanzního zdvihu docílit. Americký inženýr a vynálezce R. Miller (1890–1967) vynalezl a následně si nechal patentovat spalovací motor fungující na principu prodloužené expanze. Tak učinil v roce 1957. Prodloužené expanze docílil použitím speciálního kontrolního výtlačného ventilu, který se uzavírá až během kompresního zdvihu pístu. Oproti původnímu vynálezu Nicolause Otta byl Millerův motor přeplňovaný pomocí turbodmychadla. Nicméně Millerův cyklus může být použit i u motorů nepřeplňovaných [4].

V dnešní době je nejčastěji k dosažení prodloužené expanze využívána změna časování ventilů. Jsou možné dva způsoby změny časování. Prvním z nich je EIVC, což znamená Early Intalke Valve Closing (dřívější uzavření sacího ventilu) a druhým LIVC neboli Late Intke Valve Closing (pozdější uzavření sacího ventilu) [2].

2.2.1 TERMODYNAMIKA MILLEROVA CYKLU



Obr. 7 p–V diagram Millerova cyklu [2]

Obr. 7 znázorňuje průběh ideálního Millerova cyklu. Nejprve nastává mezi body 1 a 2 adiabatická komprese, při níž se zvyšuje teplota a tlak. Poté následuje mezi body 2 a 3 přívod tepla, které je přiváděno za konstantního objemu. Teplota i tlak se zvyšují. Děj probíhající mezi body 3 a 4 popisuje adiabatická expanze. Tento děj simuluje zážeh směsi elektrickou jiskrou ve spalovacím prostoru motoru. Následující děje mezi body 4 a 5 a 5 a 1 charakterizují odvedení tepla. Teplo je nejprve odváděno mezi body 4 a 5 za konstantního objemu, následně mezi body 5 a 1 za konstantního tlaku [2].

Pro výpočet kompresního poměru Millerova cyklu platí obdobný vztah (6) jako u Ottova cyklu [2].

Jak již bylo zmíněno, u Millerova cyklu je delší expanzní zdvih, proto je zavedena veličina β, která vyjadřuje expanzní poměr a je vyjádřena následujícím vztahem [2]:

$$\beta = \frac{V_4}{V_3} \tag{17}$$

kde: V_4, V_3 jsou objemy mezi expanzním zdvihem.

Dále je potřeba definovat parametr r_M, který vyjadřuje poměr expanzního a kompresního poměru [2]:

$$r_M = \frac{\beta}{\varepsilon} \tag{18}$$

Izochorický přívod tepla lze definovat obdobně jako u Ottova cyklu s pomocí využití vztahů (9) a (10) [2].

Zásadně se oproti Ottova cyklu liší odvod tepla, který se skládá ze dvou dějů mezi body 4–5 a 5–1, kdy nejprve jde o izochorický odvod tepla a následně o izobarický odvod tepla. Celkový odvod tepla lze vyjádřit následovně [2]:

$$Q_C = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_5) + m \cdot c_p \cdot (T_5 - T_1) \tag{19}$$

Následně je možné pomocí rovnic přivedeného a odvedeného tepla vyjádřit tepelnou účinnost Millerova cyklu, která je dána vztahem [2]:

$$\eta = 1 - (r_M \cdot \varepsilon)^{1-\kappa} - \frac{(r_M)^{1-\kappa} - r_M \cdot (1-\kappa) - \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1 \cdot V_1}{Q_H} \tag{20}$$

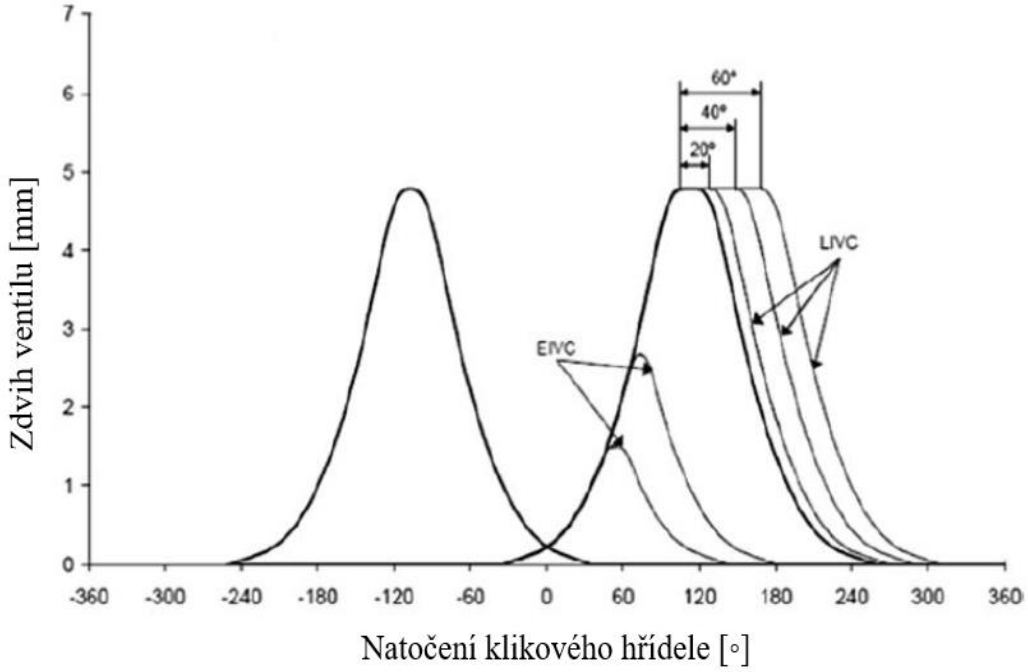
Za pomoci využití vztahu (20) lze vyjádřit vztah pro indikovaný střední efektivní tlak [2]:

$$\frac{imep}{p_1} = \eta \cdot \frac{Q_H}{p_1 \cdot V_1} \cdot \frac{\varepsilon}{\kappa \cdot \varepsilon - 1} \tag{21}$$

Tepelná účinnost Millerova cyklu nezávisí pouze na parametrech ε a κ, jako tomu je u Ottova cyklu, ale je také závislá na expanzním poměru β a přivedeném teple Q_H [2].

2.3 REALIZACE MILLEROVA CYKLU

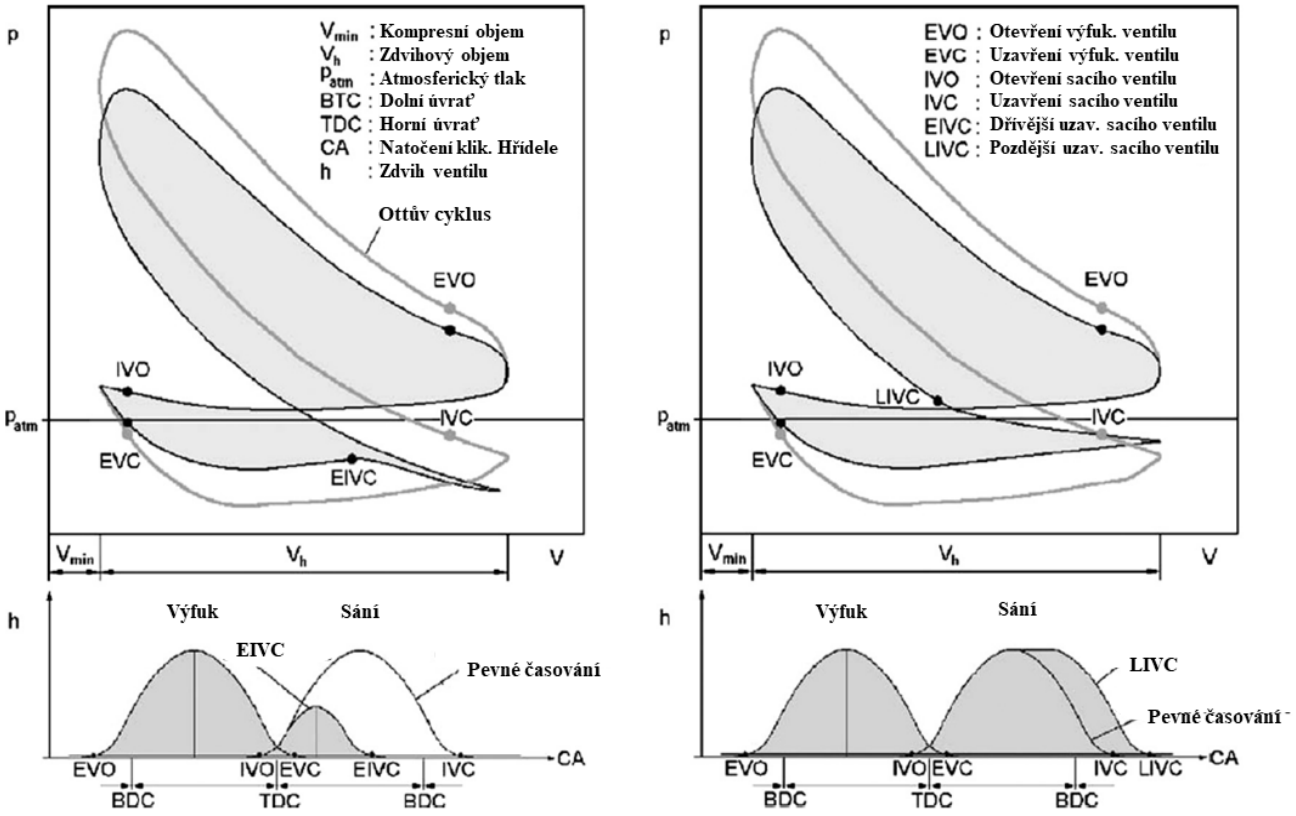
Dříve bylo nastíněno, že Millerův cyklus je nejčastěji realizován pomocí změny časování sacích ventilů (EIVC a LIVC). EIVC se vyznačuje uzavřením sacích ventilů dříve, ještě před dolní úvratí (ještě během sacího zdvihu). To vede ke skutečnosti, že do válce je nasáto menší množství směsi [5]. Po uzavření sacích ventilů směs expanduje a tím snižuje svou teplotu a tlak. Druhá možnost je použití LIVC. V tomto případě se sací ventily naopak uzavírají později, až za dolní úvratí, jinak řečeno ventily se uzavírají až během kompresního zdvihu. To vede k tomu, že část směsi je vtlačována zpět do sání [6]. Jelikož se sací ventily uzavírají až během komprese, kompresní poměr je zkrácen. Nižší kompresní poměr snižuje tlak a teplotu spalování na konci kompresního zdvihu. Tato skutečnost způsobuje snížení výskytu detonačního hoření a také snížení teploty spalovacího plamene. Obr. 8 ukazuje variabilní časování sacích ventilů z pohledu zdvihu v závislosti na natočení klikového hřídele [7].



Obr. 8 Porovnání EIVC a LIVC [4]

Dřívější či pozdější uzavírání sacích ventilů je možno realizovat pomocí různých technických řešeních, které umožňují skokovou nebo plynulou změnu časování. Nejčastěji se používají mechanismy natáčení vačkového hřídele vůči klikovému hřídeli (např. Vanos, Valvetronic, VarioCam a další) [4].

Jedním z cílů při použití změny časování sacích ventilů u spalovacího motoru je snížení čerpacích ztrát. Obr. 9 znázorňuje porovnání metod řízení zatížení EIVC a LIVC oproti klasickému Ottovu cyklu. Při použití EIVC nebo LIVC se zmenšuje plocha nízkotlaké fáze v p–V diagramu (oblast sání−výfuk). Při stejném zatížení motoru se zmenšuje také plocha vysokotlaké fáze v p–V diagramu (oblast komprese–expanze), což znamená, že je zapotřebí menší množství směsi paliva a vzduchu při spalovacím procesu. Díky tomu dochází ke snížení spotřeby paliva [4].



Obr. 9 Porovnání průběhu cyklu LIVC a EIVC oproti Ottovu cyklu [4]

2.4 POROVNÁNÍ OTTOVA A MILLEROVA CYKLU

Pro objektivní porovnání Ottova a Millerova cyklu je zapotřebí mít motory se stejnými parametry. Proto zde budou porovnány tři varianty časování ventilů, a to s Ottovým cyklem a pevným časováním ventilů (SIVC), dále pak dva Millerovy cykly. Jeden s dřívějším uzavřením sacích ventilů a druhý s pozdějším uzavřením sacích ventilů. Vačkový hřídel u cyklu s EIVC má výrazně snížený zdvih ventilu a mnohem kratší dobu otevření, což znamená menší množství nasáté směsi. Křivky zdvihu jsou shodné pro SIVC a LIVC až do maximálního zdvihu ventilu. U SIVC se poté ventily začnou ihned uzavírat. V případě časování LIVC zůstávají ventily na hodnotě maximálního zdvihu v délce trvání 75 stupňů natočení klikového hřídele a zavírají se souběžně s ventily SIVC. U LIVC jsou sací ventily otevřeny ještě při kompresi, což způsobuje zpětný tok sáním. To způsobuje snížený objem vzduchu uvnitř spalovacího prostoru [5].

Tabulky níže uvádí parametry motoru a časování ventilů [5]:

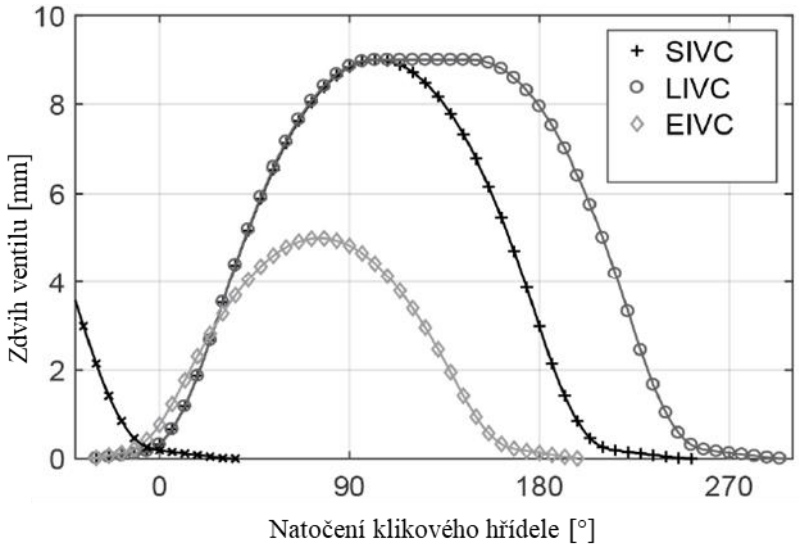
Tab. 1 Časování ventilů tří různých variant [5]

	SIVC	**LIVC**	**EIVC**
Zdvih výfukového ventilu	9 mm	9 mm	9 mm
Otevření výfukového ventilu	204° před HÚ	204° před HÚ	204° před HÚ
Uzavření výfukového ventilu	20° před HÚ	20° před HÚ	20° před HÚ
Trvání výfuku	184°	184°	184°
Zdvih sacího ventilu	9 mm	9 mm	5 mm
Otevření sacího ventilu	12° za HÚ	12° za HÚ	4° za HÚ
Uzavření sacího ventilu	196° za HÚ	240° za HÚ	148° za HÚ
Trvání sání	184°	228°	144°

Tab. 2 Parametry motoru [5]

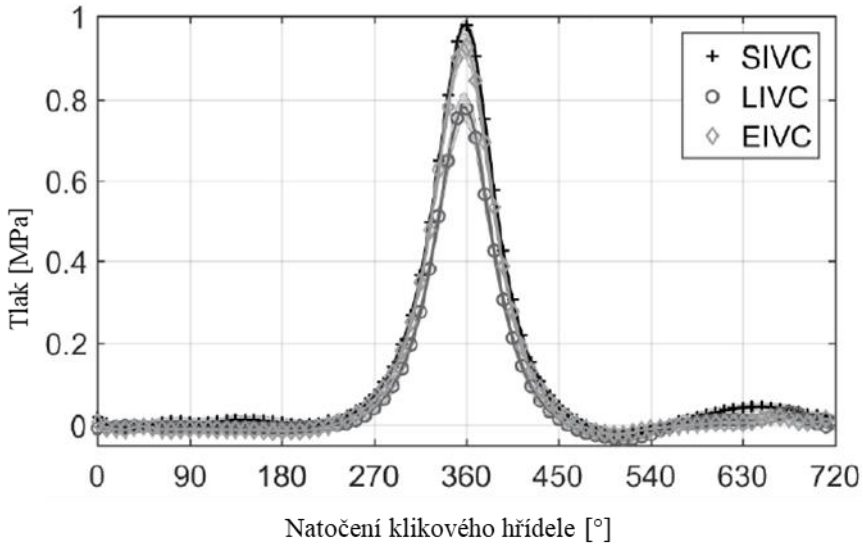
Parametry motoru	
Vrtání	75 mm
Zdvih	82,5 mm
Zdvihový objem	364 cm^3
Kompresní poměr	7,4:1
Počet ventilů	4
Průměr sacího ventilu	27,1 mm
Průměr výfuk. ventilu	23 mm
Vstupní teplota	23 °C
Vstupní tlak	101 kPa
Otáčky motoru	1500 min^{-1}

Obr. 10 představuje srovnání zdvihu ventilů v závislosti na natočení klikového hřídele [5].



Obr. 10 Zdvih sacích ventilů pro všechny tři varianty [5]

Průběh tlaku ve válci je znázorněn na obr. 11. Z grafu je patrné, že LIVC má přibližně o 20 % nižší hodnotu maximálního tlaku než pevné časování ventilů. Tento pokles vede ke snížení teploty plamene a také emisí NO_X. Pro EIVC je pokles tlaku menší [5].



Obr. 11 Průběh tlaku ve válci pro všechny tři varianty [5]

U obou Millerových cyklů se projevuje zlepšená účinnost spalovacího procesu v nízkém zatížení. Je to způsobeno především snížením čerpacích ztrát. U EIVC se projevilo snížení čerpacích ztrát ve větší míře než u LIVC. Cyklus s LIVC tento nedostatek kompenzuje vyšší rychlostí uvolňování tepla v důsledku nižšího tlaku a teploty na konci kompresního zdvihu. Při vysokém zatížení naopak LIVC vykazovalo výrazně větší zlepšení, protože zvýšená odolnost proti detonačnímu hoření a čerpací práce umožňují zvýšený kompresní poměr a zvýšení tlaku [5].

Výše jsou uvedeny některé rozdíly, výhody a nevýhody Ottova cyklu v porovnání s Millerovým cyklem. Ve většině parametrů se Millerův cyklus jeví výhodně, je zde ovšem i nevýhoda. Tuto nevýhodu však lze eliminovat [5].

Níže jsou uvedeny výhody a nevýhody Millerova cyklu oproti Ottovu cyklu [5]:

VÝHODY

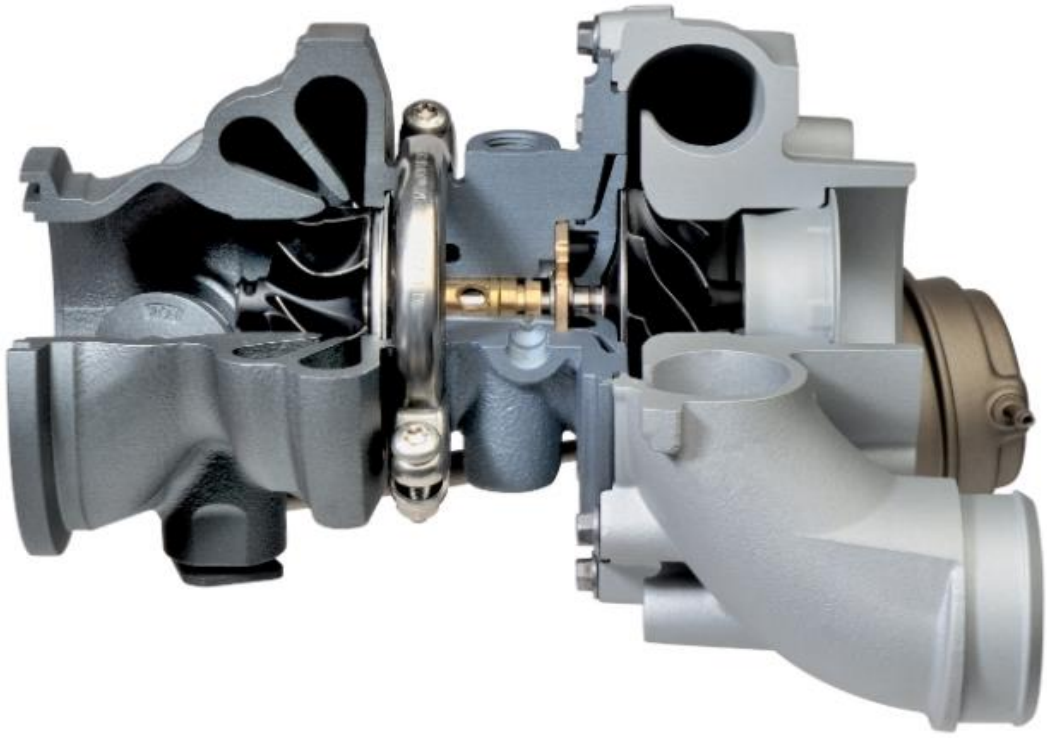
- vyšší účinnost spalování než Ottův cyklus za stejných podmínek
- nižší měrná efektivní spotřeba
- nižší teploty spalování a výfukových plynů
- nižší obsah škodlivin ve výfukových plynech
- možnost využití v hybridních pohonech

NEVÝHODY

- nižší hustota výkonu (pokud není použito přeplňování)

3 PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ

Schválené průměrné emise CO_2 u nových osobních automobilů v Evropě byly od roku 2012 omezeny na 120 g/km. Od roku 2020 jsou tyto limity omezeny dokonce na 95 g/km [8]. U užitkových vozidel dochází také ke zpřísňování emisních norem, a to na 147 g/km CO_2. Aby došlo ke zvýšení účinnosti spalovacího procesu, a tím ke snížení produkce oxidu uhličitého a oxidů dusíku u osobních a užitkových vozidel, využívá se mnoho zařízení a systémů. Například vysokotlaké přímé vstřikování (HPDI), recirkulace výfukových plynů (EGR), variabilní časování ventilů (VVT), variabilní kompresní poměr (VCR) a různé další [9].



Obr. 12 Turbodmychadlo Garrett vhodné pro vozy od 0,8 l do 3 l s výkonem v rozmezí od 30 kW do 120 kW [10]

Dalším postupem pro omezení množství škodlivin obsažených ve výfukových plynech bylo zavádění tzv. downsizingu (snížení počtu válců nebo objemové velikosti válců) v kombinaci s přeplňováním. U objemově menších motorů nebo motorů s menším počtem válců vzniká menší třecí síla mezi písty a válci. Dochází také ke snížení celkové hmotnosti vozidla, což způsobuje menší jízdní odpory v provozu. Je tak zřejmé, že menší motory v kombinaci s přeplňováním mají menší spotřebu paliva a díky tomu produkují menší množství oxidu uhličitého a oxidů dusíku [8].

Nicméně základním principem přeplňování spalovacích motorů stále zůstává zvýšení průtoku směsi ve spalovacím prostoru, čehož je docíleno pomocí zvýšení hustoty nasávaného vzduchu. Zvýšení hustoty vzduchu umožňuje každému válci načerpat větší množství vzduchu a zároveň i paliva. Díky tomu se zvýší hustota výkonu, točivý moment a lze tím také docílit zlepšení spalovacího procesu a snížit tak emise CO_2 a emise hluku [8].

Tato kapitola bude věnována nejvíce používanému způsobu přeplňování, a to je pomocí turbodmychadla. Nicméně existuje více možných způsobů, jak přeplňování motoru uskutečnit. Níže jsou tyto způsoby popsány blíže [9]:

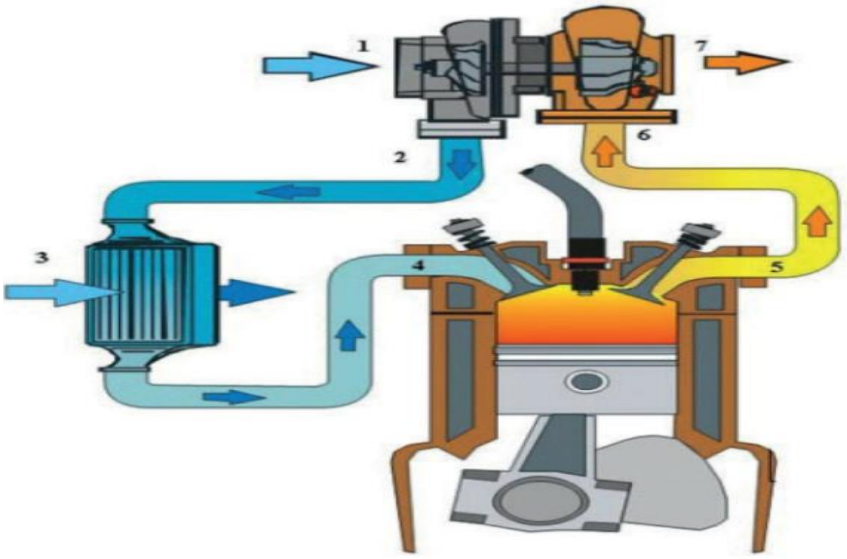
- **Mechanické přeplňování** – pro vlastní chod využívá točivý moment motoru (radiální kompresor, axiální kompresor)
- **Turbodmychadlo** – kombinuje kompresor s turbínou (jsou upevněny na jedné hřídeli rotující stejnou rychlostí), pro sání vzduchu využívá energii výfukových plynů
- **Kombinované přeplňování** – spojení mechanického přeplňování a turbodmychadla
- **Jiné druhy přeplňování** – využití tlakových vln v sacím a výfukovém potrubí pomocí pulzů nebo laděných délek sacího a výfukového potrubí, plnění tlakovou vlnou (Comprex)

3.1 PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ A FUNKCE TURBODMYCHADLA

Jak již bylo výše uvedeno, výkon motoru závisí na množství směsi vzduchu a paliva, které je přivedeno do válců. Na obr. 13 je uveden základní princip funkce turbodmychadla a současně jsou zde znázorněny jeho základní komponenty [11].

Základní komponenty turbodmychadla jsou uvedeny níže [11]:

1. Vstup do kompresoru
2. Výstup z kompresoru
3. Chladič stlačeného vzduchu (intercooler)
4. Sací kanál a sací ventil
5. Výfukový kanál a výfukový ventil
6. Vstup do turbíny
7. Výstup z turbíny

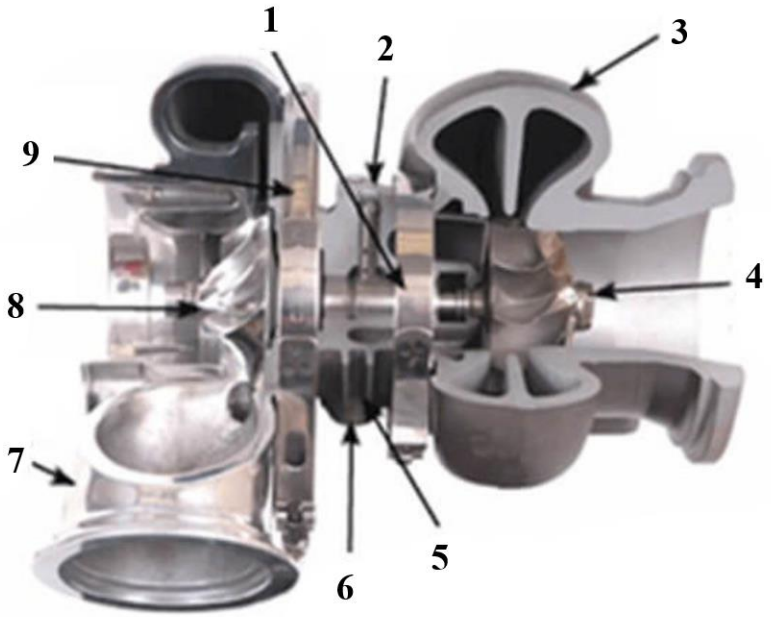


Obr. 13 Princip turbodmychadla a základní prvky turbodmychadla [11]

Před vstupem do kompresoru nejprve vzduch z okolního prostřední projde přes vzduchový filtr, který odstraní všechny nečistoty. Následně vzduch proudí vstupem do kompresoru, do kompresorové skříně. Uvnitř je vzduch stlačen pomocí rotujícího kompresorového kola, což zvýší jeho hustotu a teplotu. Většina dnešních motorů je vybavena chladičem stlačeného vzduchu, který ochlazuje stlačený vzduch, a to ještě navýší jeho hustotu a také se zvýší odolnost proti detonacím. Poté po průchodu sacím kanálem je vzduch přiveden do jednotlivých válců motoru. Díky zvýšené hustotě vzduchu, lze při zachování stechiometrického poměru přivést větší množství paliva, a jak již bylo zmíněno, spalování většího množství směsi má za následek vyvinutí většího výkonu motoru. Po spalovacím procesu vznikají horké výfukové plyny, které jsou vypouštěny výfukovým kanálem přes výfukový ventil dále do výfukového potrubí. Výfukové plyny poté proudí do turbínové skříně, uvnitř se nachází rotující turbínové kolo. Hlavním úkolem turbíny je odebrání části energie výfukových plynů, která je pak použita pro pohon kompresoru. Turbína vytváří na motoru protitlak, čímž se docílí poklesu tlaku mezi vstupem a výstupem turbíny. Na turbíně dochází k poklesu tlaku a teploty vlivem expanze, to umožňuje odebrat energii výfukových plynů a poháněť tak kompresor [9].

Další části turbodmychadla zmíněné výše jsou vyobrazeny v řezu na obr. 14 [11]:

1. ložiska
2. otvor pro vstup oleje
3. turbínová skříň–sbírá výfukové plyny a dopravuje je k turbínovému kolu
4. turbínové kolo–přenáší energii výfukových plynů potřebnou k pohonu kompresoru
5. středová skříň–slouží jako opora rotující skupiny
6. otvor pro výstup oleje
7. kompresorová skříň–sbírá stlačený vzduch a směřuje ho do motoru
8. kompresorové kolo–stlačuje nasávaný vzduch
9. backplate–slouží jako opora pro kompresorovou skříň



Obr. 14 Řez turbodmychadlem [11]

3.2 ZÁKLADNÍ MECHANIKA KOMPRESORU A TURBÍNY

Tato kapitola pojednává o základech mechaniky proudění kapalin nezbytných pro pochopení přeplňování. Postupně zde bude nastíněna problematika průtokových kompresorů, turbín a jejich vzájemná kooperace [9].

3.2.1 PŘENOS ENERGIE V TURBODMYCHADLECH

KOMPRESE

U průtokových kompresorů dochází ke zvýšení tlaku pracovní látky v několika fázích probíhajících téměř současně. Nejprve přivedením mechanické energie dochází k roztočení oběžného kola kompresoru, a tím také k přeměně energie média na energii kinetickou (změna stavu 1–2). Kinetická energie se poté přemění na tlakovou energii (změna stavu 2–3). To je způsobeno částečně zpomalením média v lopatkových kanálech oběžného kola kompresoru a částečně ve statickém difuzoru [9].

Přidání energie a zvýšení tlaku lze popsat pomocí prvního termodynamického zákona pro otevřené systémy následujícím vztahem [9]:

$$h_1 + \frac{{c_1}^2}{2} = h_2 + \frac{{c_2}^2}{2} + w_t + q_H \tag{22}$$

Kde: h je entalpie, w_t vyjadřuje technickou práci a q_H přivedené teplo.

Za předpokladu adiabatického systému (děj 1–2), platí pro technickou práci daný vztah [9]:

$$h_1 + \frac{{c_1}^2}{2} = h_2 + \frac{{c_2}^2}{2} + w_t \tag{23}$$

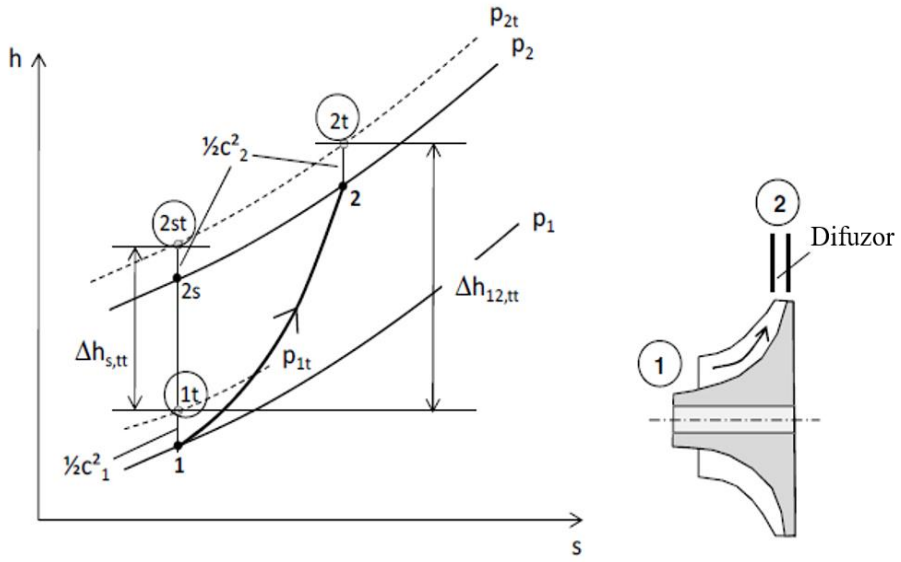
$$w_t = \frac{{c_1}^2 - {c_2}^2}{2} + (h_1 - h_2) \tag{24}$$

Pro nárůst tlaku zpomalením toku média v kompresoru (děj 2–3) platí níže uvedené vztahy [9]:

$$h_2 + \frac{{c_2}^2}{2} = h_3 + \frac{{c_3}^2}{2} \tag{25}$$

$$\frac{p_3}{\rho_3} - \frac{p_2}{\rho_2} = \frac{{c_2}^2 - {c_3}^2}{2} + u_2 - u_3 \tag{26}$$

Proces komprese v kompresoru je znázorněn na obr. 15. Za předpokladu, že přeměny energie probíhají téměř současně (viz výše v podkapitole komprese), celá komprese zde probíhá mezi body 1 a 2 [8].



Obr. 15 Průběh komprese vzduchu v kompresoru znázorněna v h–s diagramu [8]

Účinnost kompresoru η_c můžeme (za pomoci obr. 15) definovat jako poměr změny izoentropické celkové entalpie (1t–2st) ku polytropické změně celkové entalpie (1t–2t). Kompresor totiž potřebuje více energie ke stlačení nasávaného vzduchu při průběhu polytropické komprese ze stavu 1 do stavu 2 než při průběhu izoentropického stlačení [8].

Izoentropická (total–total) účinnost kompresoru je vyjádřena následovně [8]:

$$\eta_{c\,(T-T)} = \frac{\Delta h_{s,tt}}{\Delta h_{12,tt}} = \frac{T_{2\,st} - T_{1t}}{T_{2t} - T_{1t}} \tag{27}$$

U kompresoru se používá izoentropická (total–total) účinnost, protože kinetická energie v bodě 2 se transformuje na energii tlakovou v difuzoru k dalšímu následnému zvýšení plnicího tlaku vzduchu. Po použití rovnic pro izoentropický proces, lze účinnost kompresoru zapsat také pomocí tlaku a teploty na vstupu a výstupu kompresoru [8].

$$\eta_{c\,(T-T)} = \frac{\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{2t}}{T_{1t}} - 1} \tag{28}$$

Účinnost kompresoru je podle rovnice (28) definována pomocí tlaků a teplot na vstupu a výstupu kompresoru. Účinnost kompresoru se pohybuje mezi 70 až 80 %.

EXPANZE

Během expanze na turbíně dochází k přeměně energie. I zde k tomuto jevu dochází při několika dějích, které probíhají téměř současně. Nejdříve se tlaková energie média částečně přemění na energii kinetickou (změna stavu 1–2). Tato kinetická energie se i se zbývající tlakovou energií mění v rotoru turbodmychadla na energii mechanickou (změna stavu 2–3). Tyto přeměny energie lze opět popsat pomocí prvního zákona termodynamiky pro otevřené systémy [9].

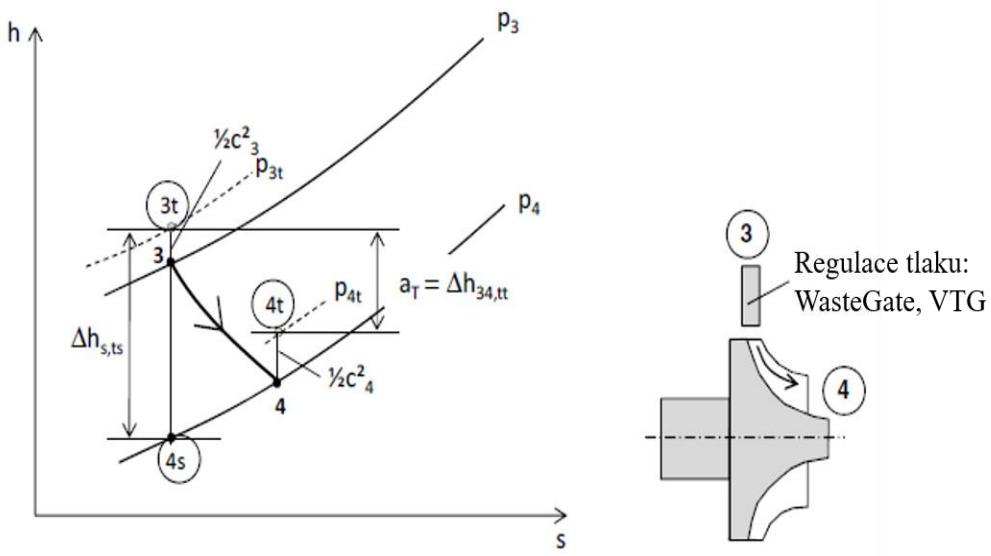
Pro přeměnu z tlakové na kinetickou energii (děj 1–2) platí tento vztah [9]:

$$c_1{}^2 - c_2{}^2 = 2 \cdot \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} + u_2 - u_1\right) \tag{29}$$

Následně lze vyjádřit přeměnu kinetické a zbytkové tlakové energie v mechanickou práci (děj 2–3) jako [9]:

$$w_t = \frac{c_2{}^2 - c_3{}^2}{2} + h_2 - h_3 \tag{30}$$

Obecně je snazší pochopit obracený proces, kterému se říká zrychlený tok. Zde v souladu se zákonem zachovaní energie je tlak převáděn na rychlost (přeměna potenciálu) a tlaková energie na energii dynamického proudění [9].



Obr. 16 Průběh expanze v turbíně znázorněné v h–s diagramu [8]

Obr. 16 znázorňuje proces expanze v turbíně turbodmychadla. Obě změny stavu zde proběhnou mezi body 3 a 4. Účinnost turbíny η_T je definována jako poměr mezi změnou celkové polytropické entalpie (3t–4t) a izoentropickou změnou celkové entalpie (3t–4s). Jinak řečeno, turbína dodává méně výstupní energie v důsledku tření a ztrát v procesu polytropické expanze, než je maximální energie izoentropického procesu [8].

Izoentropickou (total–static) účinnost turbíny lze zapsat následovně [8]:

$$\eta_{T\ (T-S)} = \frac{\Delta h_{34,tt}}{\Delta h_{s,ts}} = \frac{T_{4t} - T_{3t}}{T_{4s} - T_{3t}} \tag{31}$$

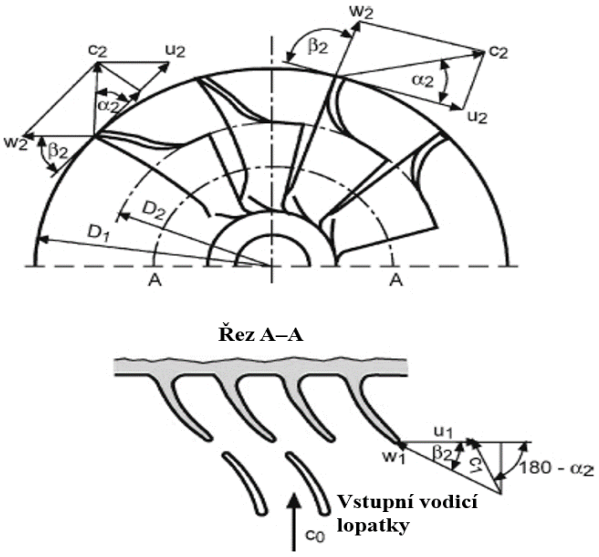
Účinnost (total–static) je používána u turbíny, protože kinetická energie výfukových plynů v bodě 4 již dále neprodukuje žádnou energii. Po použití rovnic pro izoentropický proces, lze účinnost turbíny vyjádřit pomocí tlaku a teploty na vstupu a výstupu z turbíny [8].

$$\eta_{T\ (T-S)} = \frac{1 - \frac{T_{4t}}{T_{3t}}}{1 - \left(\frac{p_{4s}}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \tag{32}$$

Rovnice (32) vyjadřuje účinnost turbíny pomocí maximálních tlaků a teplot na vstupu a výstupu z turbíny. Účinnost turbíny se většinou pohybuje v rozmezí 65 až 75 % [8].

3.2.2 CHARAKTERISTIKA RADIÁLNÍHO KOMPRESORU TURBODMYCHADLA

Zvýšení tlaku v radiálním kompresoru nejvíce závisí na tvaru lopatek, dále také na poměru průměru mezi vstupem a výstupem oběžného kola. Obr. 17 znázorňuje radiální kompresor s odlišnou konstrukcí lopatek oběžného kola (výše rovné, níže dozadu ohnuté) [9].



Obr. 17 Geometrie lopatek radiálního kompresoru [9]

Proces zvýšení tlaku v radiálním kompresoru nastává ve třech následujících krocích [9]:

1. Nárůst tlaku v odstředivém poli (průměr výstupu je větší, než průměr vstupu).

$$\Delta p \sim {u_2}^2 - {u_1}^2 \tag{33}$$

2. Snížení relativní střední rychlosti ω v oběžném kole kompresoru.

$$\Delta p \sim {\omega_1}^2 - {\omega_2}^2 \tag{34}$$

3. Zvýšení tlaku v difuzoru na výstupu kompresoru.

$$\Delta p \sim {c_2}^2 - {c_3}^2 \tag{35}$$

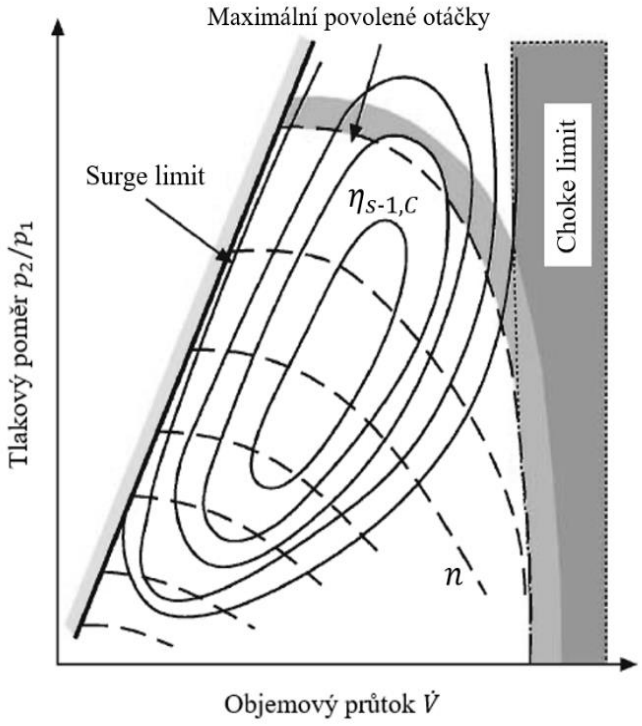
Vzduch nasátý do kompresoru je v difuzoru, za oběžným kolem, zpomalován z absolutní rychlosti oběžného kola c_2 na výstupní rychlost z kompresoru c_3 [9].

Celkový nárůst tlaku a entalpie v radiálním kompresoru tedy odpovídá danému vztahu [9]:

$$\Delta p_{cel} \sim ({u_2}^2 - {u_1}^2) + ({\omega_1}^2 - {\omega_2}^2) + ({c_2}^2 - {c_3}^2) \tag{36}$$

Díky výraznému nárůstu tlaku v odstředivém poli jsou radiální kompresory využívány převážně pro vysoké tlakové poměry při srovnatelně nízkých objemových průtocích. Díky této skutečnosti jsou tyto kompresory vhodné pro použití do turbodmychadel. Převážně se konstruují jako kompresory jednostupňové [9].

Důležité charakteristiky radiálních kompresorů znázorňuje diagram na obr. 18, kde je vyobrazena závislost tlakového poměru v závislosti na objemovém průtoku vzduchu (mapa kompresoru). V tomto diagramu lze popsat dvě důležité oblasti. První z nich je surge limit, což je oblast odpovídající vyšším tlakům a malým objemovým průtokům a druhá je choke limit, která je definována jako mez průtoku při maximální rychlosti kompresoru [9].



Obr. 18 Diagram mapy radiálního kompresoru [9]

SURGE LIMIT

Surge limit je oblast, kde dochází ke zpomalení nebo zastavení průtoku vzduchu oběžným kolem kompresoru, naopak tlakový poměr p_2/p_1 je vysoký (p_1 – tlak na vstupu kompresoru, p_2 – tlak výstupu kompresoru). Vzduch nikam neproudí, ale tlakový poměr je při daných otáčkách stále větší, až do momentu, kdy proud vzduchu unikne zpět před kompresor. Takové chování způsobuje vznik tlakových vln v sání, což má za následek hlasité akustické projevy. K eliminaci tohoto chování existuje hned několik různých způsobů, například vhodná úprava konstrukce kompresorové skříně nebo změna geometrie lopatek oběžného kola [9].

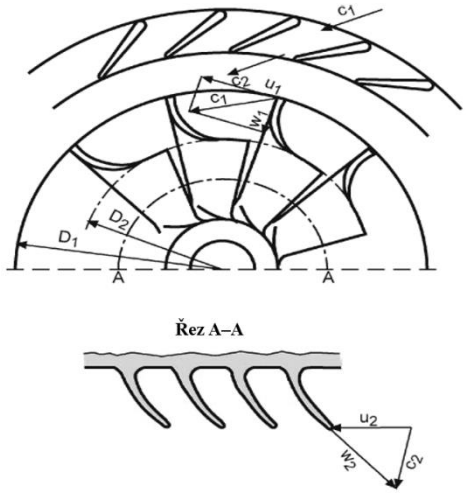
CHOKE LIMIT

Choke limit je oblast, kterou lze charakterizovat tím, že tok vzduchu v nejužším místě kompresoru dosahuje rychlosti zvuku. Je to způsobeno tím, že motor má velký požadavek na množství nasávaného vzduchu. Průtok kompresoru v tomto stavu již není možné zvýšit, ani zvýšením rychlosti kompresoru. Proto se všechny křivky konstantních otáček kompresoru blíží maximální hodnotě tlakového poměru rovnému jedna. V konečné fázi to znamená, že turbodmychadlo již nemůže vyvinout žádný plnicí tlak, a tak jím vzduch pouze volně proudí vysokou rychlostí [9].

Vhledem k výraznému zlepšení vlastností materiálů oběžného kola kompresorů lze dnes vysoce výkonné kompresory navrhnout tak, že konce lopatek nejsou namáhány čistě tahovými silami, ale ohybem. To umožňuje použití dozadu ohnutých lopatek. S jejich použitím se při daném průměru oběžného kola zvětší délka kanálu, to znamená, že se zvětší délka mezi vstupem a výstupem oběžného kola. Tím dochází ke snížení relativní rychlosti proudění vzduchu v kanálu lopatky. Následkem toho je zvýšený nárůst tlaku v oběžném kole. Díky tomu se zvyšuje účinnost. Vyšší tlakové poměry i širší mapy poté vyplývají ze zvýšené necitlivosti toku v kanálu lopatek [9].

3.2.3 CHARAKTERISTIKA RADIÁLNÍ TURBÍNY

Obdobně jako u radiálního kompresoru, také u radiální turbíny dochází k přeměně energie v určitých krocích. Tvar geometrie radiální turbíny je vyobrazen na obr. 19 [9].



Obr. 19 Geometrie tvaru lopatek radiální turbíny [9]

Nejprve dochází ke zvýšení rychlosti proudění výfukových plynů v kruhové vstupní trysce, která je součásti spirály turbíny podle následujícího vztahu [9]:

$$\Delta p \sim {c_2}^2 - {c_1}^2 \tag{37}$$

Převod hybnosti toku výfukových plynů probíhá současně s poklesem tlaku v rotoru turbodmychadla, a vede k zisku odpovídající mechanické energie. Tento jev nastává v důsledku dvou skutečností. První je podle vztahu (38) zvýšení relativní rychlosti oběžného kola ω a druhá je převod rozdílu obvodové rychlosti u, což popisuje vztah (39) [9]:

$$\Delta p \sim {\omega_2}^2 - {\omega_1}^2 \tag{38}$$

$$\Delta p \sim {u_1}^2 - {u_2}^2 \tag{39}$$

V následujícím textu bude popsána radiální turbína, je nutno zmínit, že okrajové podmínky pro radiální turbínu jsou zcela odlišné než pro kompresor a jsou uvedeny zde [9]:

- Objemový či hmotnostní průtok turbínou je předem určen parametry motoru. Důležitý je fakt, že tlak za turbínou se blíží svojí hodnotou ke tlaku okolí, bez omezení průtoku pomocí objemového čerpadla za proudem, kterým je motor na straně kompresoru.
- Dochází ke změnám teploty výfukových plynů v závislosti na zatížení a otáčkách motoru, které ovlivňují objemový průtok turbínou.
- V neposlední řadě je potřeba uvažovat stlačitelnost výfukových plynů.

Rychlost proudění za válcem pístového motoru s vratným pohybem vyplývá z existujícího rozdílu entalpie ve výfukových plynech před a za touto tryskou [9]:

$$\frac{{c_4}^2}{2} = h_3 - h_4 \rightarrow c_4 = \sqrt{2 \cdot (h_3 - h_4)} \tag{40}$$

Pro zde předpokládané ideální plyny platí následující vztahy [9]:

$$h_3 - h_4 = c_p \cdot (T_3 - T_4) \tag{41}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{42}$$

$$T_3 = \frac{p_3}{\rho_3 \cdot r} \tag{43}$$

$$\frac{c_p}{r} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \tag{44}$$

S využitím předchozích vztahů (40) až (44), lze výstupní rychlost c_4 vypočítat pouze jako funkci tlakového poměru turbíny a stavu plynu před turbínou podle následujícího vztahu [9]:

$$c_4 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_3}{\rho_3} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \tag{45}$$

Poté můžeme definovat hmotnostní tok turbínou následovně dvěma způsoby [9]:

$$\dot{m}_T = A_T \cdot \rho_3 \cdot c_4 \tag{46}$$

$$\dot{m}_T = A_T \cdot \psi \cdot \sqrt{2 \cdot p_3 \cdot \rho_3} \tag{47}$$

Kde: ψ je funkce hmotnostního průtoku a A_T představuje plochu trysky turbíny.

Pokud je tlakový poměr na turbíně udržován na konstantní hodnotě a současně je funkce hmotnostního průtoku ψ konstantní, poté objemový průtok turbíny závisí pouze na počátečním stavu plynu před turbínou [9].

Ze stavové rovnice ve tvaru $p_3 \cdot V_3 = R \cdot T_3$ a vztahu (40) lze objemový průtok vyjádřit následovně [9]:

$$\dot{m}_T = A_T \cdot \psi \cdot \frac{p_3}{\sqrt{T_3}} = konst. \tag{48}$$

Z této skutečnosti plyne, že při konstantním tlaku p_3 před turbínou klesá hmotnost plynu protékajícího turbínou. Při konstantní teplotě T_3 je průtok přímo úměrný tlaku p_3. Díky tomu lze tlak a teplotu vyloučit jako parametry v mapě turbíny, která je dána průtokem turbíny $\dot{m}$ [8].

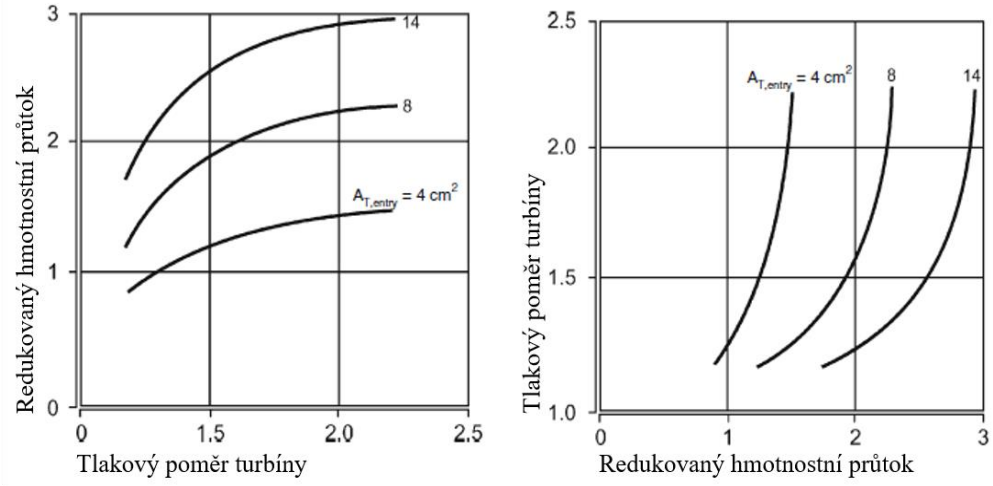
Tato skutečnost je popsána vztahem (49) [9]:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{*T} \cdot \frac{p_3}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_3}} \tag{49}$$

Podle předchozích vztahů a skutečností můžeme odvodit mapu turbíny s pevnou geometrií lopatek. Tato charakteristika je dána jako závislost tlakového poměru turbíny a průtoku plynu sníženého o hodnotu p_3/T_3. Výsledkem je křivka průtoku, která se blíží charakteristice toku tryskou. Proto lze tvrdit, že vznikající výsledný protitlak v turbodmychadle, tedy dosažitelný plnicí tlak závisí pouze na vhodné volbě geometrie turbínové skříně [9].

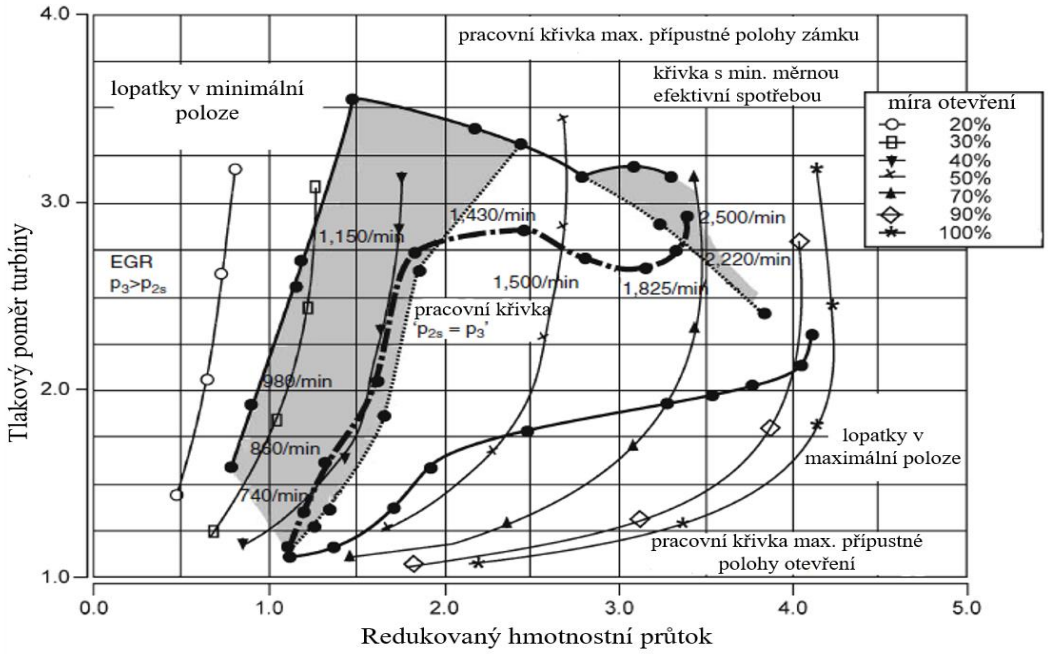
Turbíny s variabilní geometrií (VTG turbíny) mají velmi širokou mapu srovnatelnou s mapou kompresoru, to je způsobeno kvůli různým polohám lopatek ve vodícím prstenci turbíny. Turbíny s proměnnou geometrií lopatek budou blíže představeny v následující podkapitole [9].

Turbína s pevnou geometrií je znázorněna na obr. 20, vlevo je vyobrazena závislost redukovaného hmotnostního průtoku na tlakovém poměru turbíny a vpravo je závislost tlakového poměru turbíny na redukovaném hmotnostním průtoku [9].



Obr. 20 Dvě různé závislosti mapy radiální turbíny [9]

Obr. 20 vlevo vyjadřuje vztah mezi zpětným tlakem výfukových plynů a plochou průřezu hrdla turbíny (dřívější způsob mapování turbíny). Obr. 20 vpravo ukazuje mapu turbíny jako závislost tlakového poměru na průtoku, což je nový způsob mapování turbíny (je více podobný mapě kompresoru) [9].



Obr. 21 Pracovní křivky pro částečné a plné zatížení VTG turbíny (nový způsob mapování) [9]

Obr. 21 znázorňuje způsob mapování VTG, je velmi podobný mapě kompresoru, spočívá v závislosti tlakového poměru turbíny vůči sníženému toku turbíny. Tento redukovaný průtok turbínou je ve skutečnosti objemový tok, který turbína skutečně zpracovává nebo musí zpracovat při daných tlakových a teplotních podmínkách [9].

Pomocí tohoto způsobu vykreslování (obr. 21) mapy turbíny je možné [9]:

- Mapovat pracovní křivky turbíny pro vysoké ale i částečné zatížení.
- Získat požadovanou podobnost s mapou kompresoru, kvůli snazšímu popisu diagramů.

3.3 REGULACE TURBODMYCHADEL

Turbodmychadlo je k motoru připojeno pouze termodynamicky. Jakmile jsou vhodně zkonstruovány kompresor a turbína, výsledná křivka plnicího tlaku v celém rozsahu otáček závisí pouze na zatížení. Tato křivka odpovídá základní rovnici turbodmychadla (rovnováha mezi výkonem turbíny a součtem výkonu kompresoru a třecích ztrát). Díky této skutečnosti lze plnicí tlak regulovat pouze řízením výkonu kompresoru nebo turbíny. Při průtoku vzduchu motorem lze regulovat výkon kompresoru změnou účinnosti kompresoru nebo změnou množství vzduchu proudícího do vstupu kompresoru [9].

Pro řízení výkonu turbíny existuje několik různých způsobů [12] [9]:

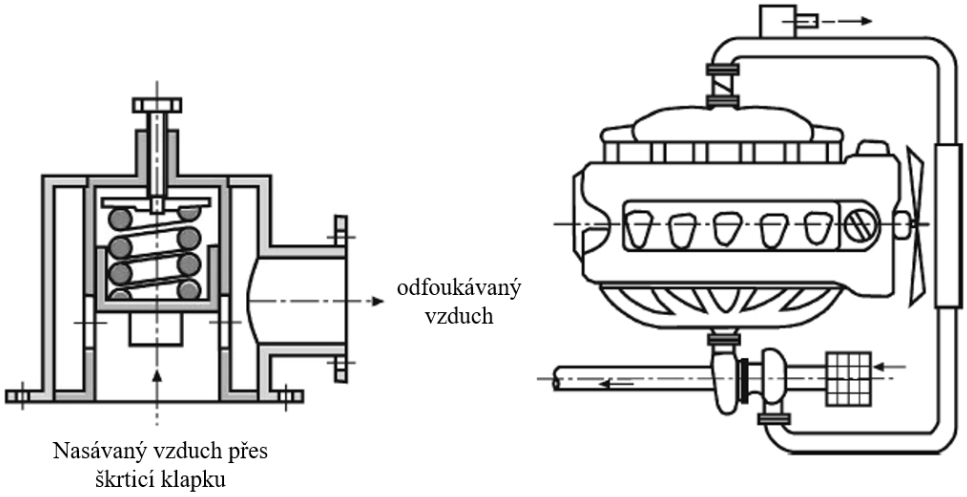
- Změna průtoku výfukových plynů pomocí obtokového ventilu (WasteGate).
- Změna vstupních podmínek pomocí proměnné geometrie lopatek (VTG).
- Změna parametrů motoru, která ovlivňuje účinnost spalování např. součinitel přebytku vzduchu, spalovací proces (uvolňování tepla) a další.

3.3.1 TURBODMYCHADLA S PEVNOU GEOMETRIÍ

Pro turbodmychadla s pevnou geometrií lopatek existuje několik různých způsobů regulace, jak na straně sání, tak i na straně výfuku. Níže jsou uvedeny možnosti pro zážehové přeplňované motory [9].

BLOW–OFF VENTIL

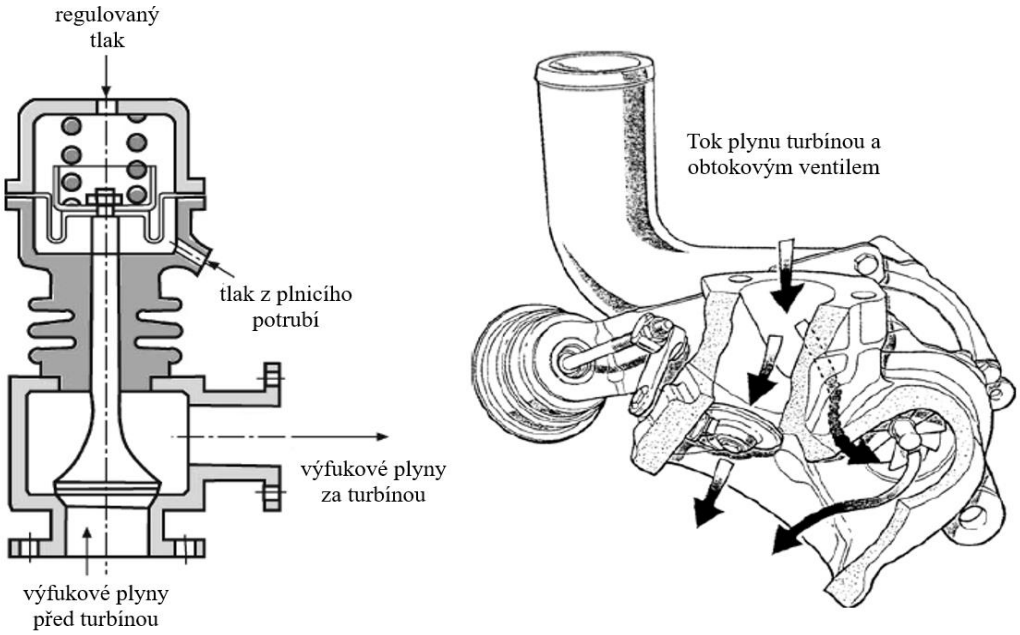
Jeden ze způsobů je Blow–Off ventil, který umožňuje vyfukování vzduchu přes pojistný ventil, je to nejjednodušší systém pro dosažení stanoveného plnicího tlaku. Avšak pro dnešní systémy vytváření směsi a řízení motoru, které měří množství nasávaného vzduchu, tento způsob není vhodný [13]. Odfukování přes pojistný ventil je neúčinné, protože dochází ke zbytečnému plýtvání plnicím vzduchem. Je to způsobeno vysokým vstupním tlakem výfukových plynů na vstupu do turbíny. Pokud by měl být plnicí tlak regulován v závislosti na podmínkách zatížení, jako u zážehového motoru, lze Blow–Off ventil použít. Funkce tohoto ventilu je zajištěna pomocí kombinace signálu tlaku v sacím potrubí s pružinovou komorou. Tento způsob regulace je vyobrazen na obr. 22 [9].



Obr. 22 Pojistný (odfukovací) Blow–Off ventil na straně sání [9]

WASTEGATE

WasteGate, nebo také obtokový ventil, slouží k regulaci plnicího tlaku na straně výfuku, tedy turbíny. Je to jeden z nejběžnějších způsobů k dosažení lepší regulace plnicího tlaku u turbín s pevnou geometrií lopatek. Ve většině případů použití obtokového ventilu umožňuje instalaci menší turbíny, která je ovšem schopna poskytnout více energie kompresoru při nízkém průtoku výfukových plynů. Obtokový ventil umožňuje směřovat část toku výfukových plynů kolem turbíny. Za předpokladu, že plnicí tlak je nižší než tlak dosažitelný s plně uzavřeným obtokovým ventilem, lze výkon, tedy plnicí tlak pro daný bod zatížení upravit řízením množství výfukových plynů proudících turbínou. Je zde však jedna nevýhoda. Pro dosažení dostatečného výkonu turbíny musí mít snížené množství výfukových plynů proudících turbínou vyšší vstupní tlak [9].

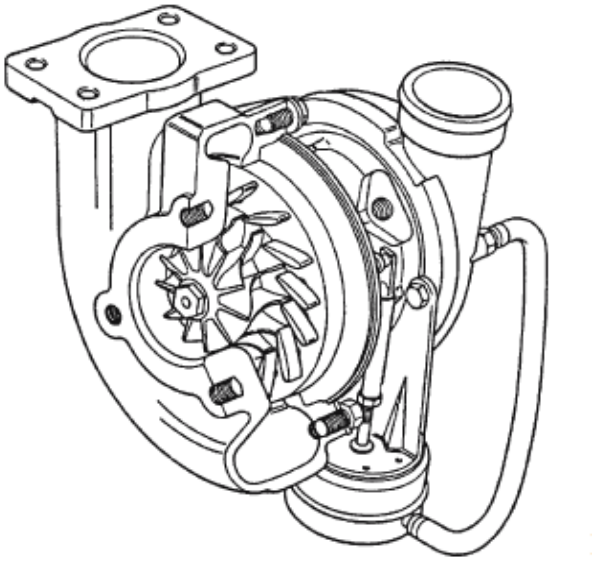


Obr. 23 Obtokový ventil a znázornění toku výfukových plynů turbínou s obtokovým ventilem [9]

Obtokový ventil může být umístěn samostatně ve sběrném výfukovém potrubí, obdobně jako Blow−Off ventil. Nicméně v dnešní době je obtokový ventil obecně navrhován jako talířový ventil a je integrován do turbínové skříně. Obr. 23 vpravo znázorňuje tok výfukových plynů turbínou a obtokovým ventilem integrovaným v turbínové skříni, v tomto případě může být obtokový ventil řízen buď samotným plnicím tlakem nebo elektronicky s předem stanovenou hodnotou plnicího tlaku [9].

3.3.2 TURBODMYCHADLA S VARIABILNÍ GEOMETRIÍ

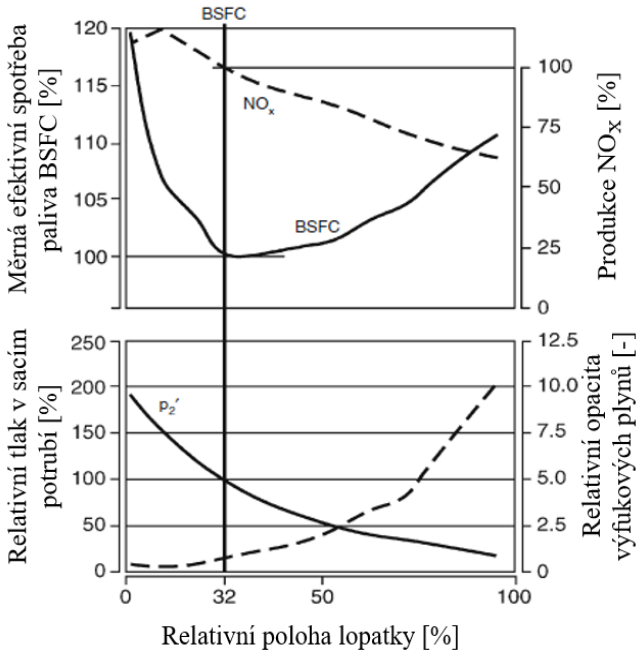
U turbodmychadla s variabilní geometrií lopatek (VTG) lze snadno měnit plnicí tlak. Dosahuje se toho pomocí nastavení lopatek turbíny, přesněji změnou úhlu vstupu výfukových plynů do rotoru [14]. Výhoda těchto turbodmychadel spočívá v tom, že celkové množství výfukových plynů lze vždy využít ke generování výkonu v turbíně. Tato skutečnost má velmi pozitivní vliv na účinnost turbíny, protože dochází k rozšíření rozsahu průtoku turbínou. Vstupní tlak výfukových plynů do turbíny je výrazně menší, v porovnání s obtokovým ventilem. Aby toho bylo možno plně využít, musí být poloha natočení lopatek turbíny řízena pomocí vhodných regulačních parametrů [9].



Obr. 24 Turbodmychadlo VTG s možností natáčení lopatek [9]

U VTG turbodmychadla (Obr. 24) lze pro jakýkoli pracovní bod motoru měnit množství a tlak náplně změnou vstupní plochy turbíny. Natočením lopatek do různých poloh lze měnit rychlost proudění vzduchu, a tím také spotřebu paliva. Na obr. 25 je znázorněna závislost některých důležitých parametrů na poloze lopatek VTG turbodmychadla. Je vidět, že odchylka od optimálního nastavení vede ke zvýšené spotřebě paliva. Při větších relativních polohách lopatek se snižuje množství dodávaného vzduchu, což má za následek pomalejší proces spalování. S tím také dochází ke zvýšení tepelných ztrát od stěn turbíny. Následkem je zvýšení produkce pevných částic. V menších relativních polohách lopatek jsou ztráty při výměně plynu zvýšeny v důsledku negativních gradientů proplachovacího tlaku. Průtok vzduchu a úhel lopatek turbíny

vedoucí k nejnižší spotřebě paliva je ten, který je nejlepším kompromisem mezi vzduchovým poměrem λ a proplachovacím tlakovým gradientem [9].



Obr. 25 Závislost důležitých parametrů na pozici lopatky VTG turbodmychadla [9]

NEVÝHODY U ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

Použití turbodmychadla s variabilní geometrií lopatek (VTG) u zážehového motoru je spojeno i s několika nevýhodami. Jednou z nich jsou kriticky vysoké teploty výfukových plynů při vysokém a částečném zatížení. Také jsou zde výrazně zvýšené požadavky na přesnost a rychlost řízení způsobené kvantitativní regulací zážehového motoru [9].

Řízení pro takto přeplňovaný zážehový motor klade vysoké nároky na uspořádání elektronického řídícího systému z následujících hledisek [9]:

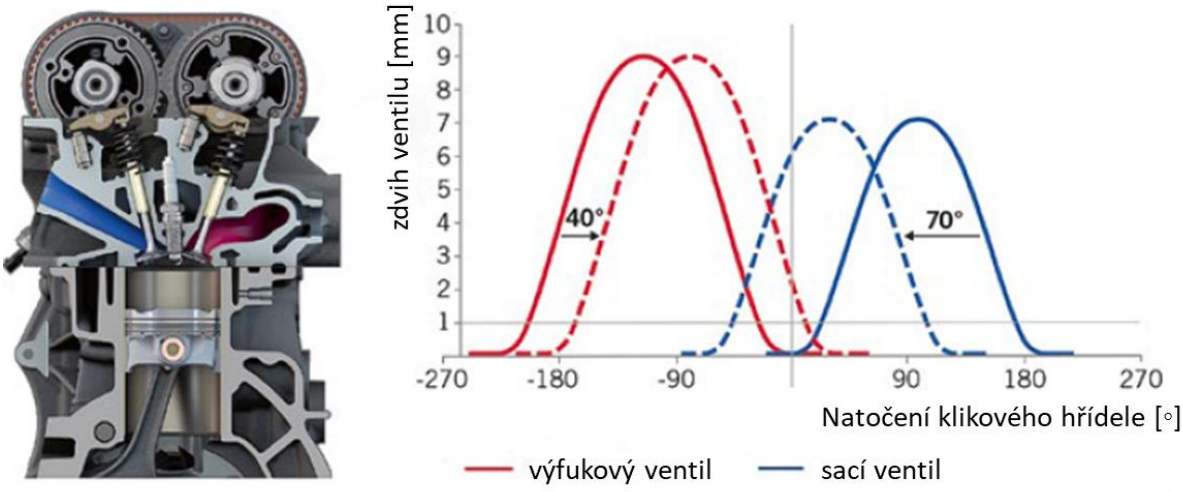
- Poloha škrticí klapky v nízkém zatížení
- Recirkulace výfukových plynů v nízkém a středním zatížení
- Potřeba přesné regulace zatížení řízením plnicího tlaku ve vysokém zatížení
- Problémy se studeným startem a zahříváním motoru

4 POPIS ZKOUMANÉHO MOTORU

Motor se vyrábí ve dvou výkonových kategoriích, a to 96 kW a 110kW. Tato práce se zabývá verzí se 110 kW. Blok válců je vyroben z hliníku a místo klasických litinových vložek je vybaven velmi tenkým plazmovým nánosem na stěnu válců. Rozvod DOHC umožňuje použití dvou sacích a dvou výfukových ventilů v hlavě válců. Otevírání a uzavírání ventilů je realizováno pomocí vačkového hřídele, který pomocí vahadla s ložiskem ovládá zdvih ventilů. Hlava válců je opatřena integrovaným výfukovým potrubím, na které okamžitě navazuje turbína turbodmychadla. Motor je také opatřen technologií ACT, tedy možností deaktivace válců. To umožní motoru vypnout dva prostřední válce, ovšem pouze při nízkém zatížení motoru. Díky tomu dochází ke snížení škodlivin a emisí ve výfukových plynech a také ke snížení spotřeby paliva. Aby nedocházelo k přerušení toku nasávané směsi vlivem krátké doby otevření sacích ventilů, byl vyvinut speciální plnicí kanál s potřebně uzpůsobenou geometrií na straně sání [15].

Obr. 26 Motor 1,5 TSI EA211–EVO [15]

Jak již bylo zmíněno, motor pracuje na principu Millerova cyklu, zdvih a variabilní časování ventilů znázorňuje obr. 27 [15].

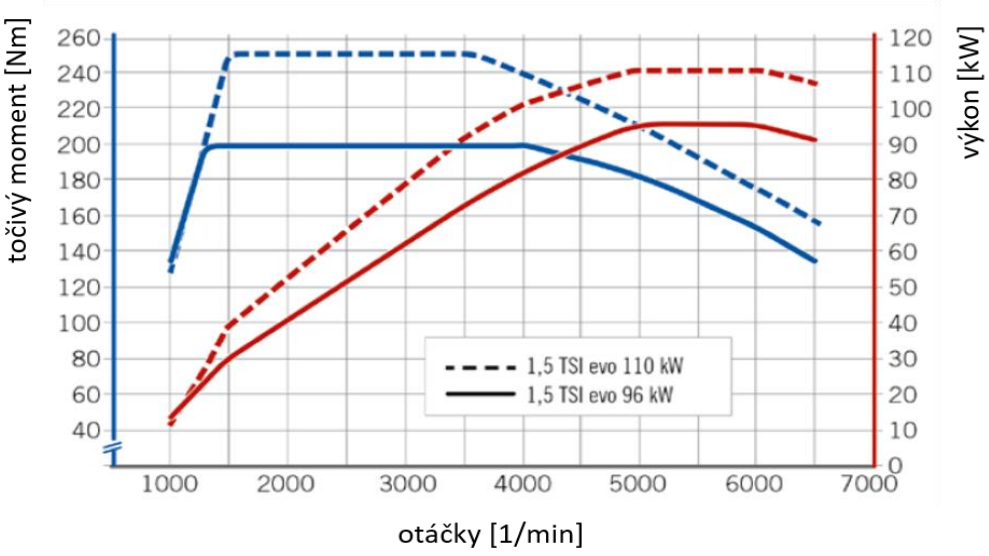


Obr. 27 Zdvih a časování ventilů motoru 1,5 TSI EA211–EVO [15]

Z důvodu vyšší účinnosti spalovacího procesu byly v motoru dále uskutečněny následující úpravy oproti předchozí generaci [15]:

- zvýšení geometrického kompresního poměru
- snížení teploty na konci komprese díky prodloužené expanzi
- optimalizace víření směsi pro rychlejší šíření plamene z důvodu snížení možnosti detonačního hoření při vysokém zatížení
- zvýšená hustota náplně díky efektivnímu přeplňování

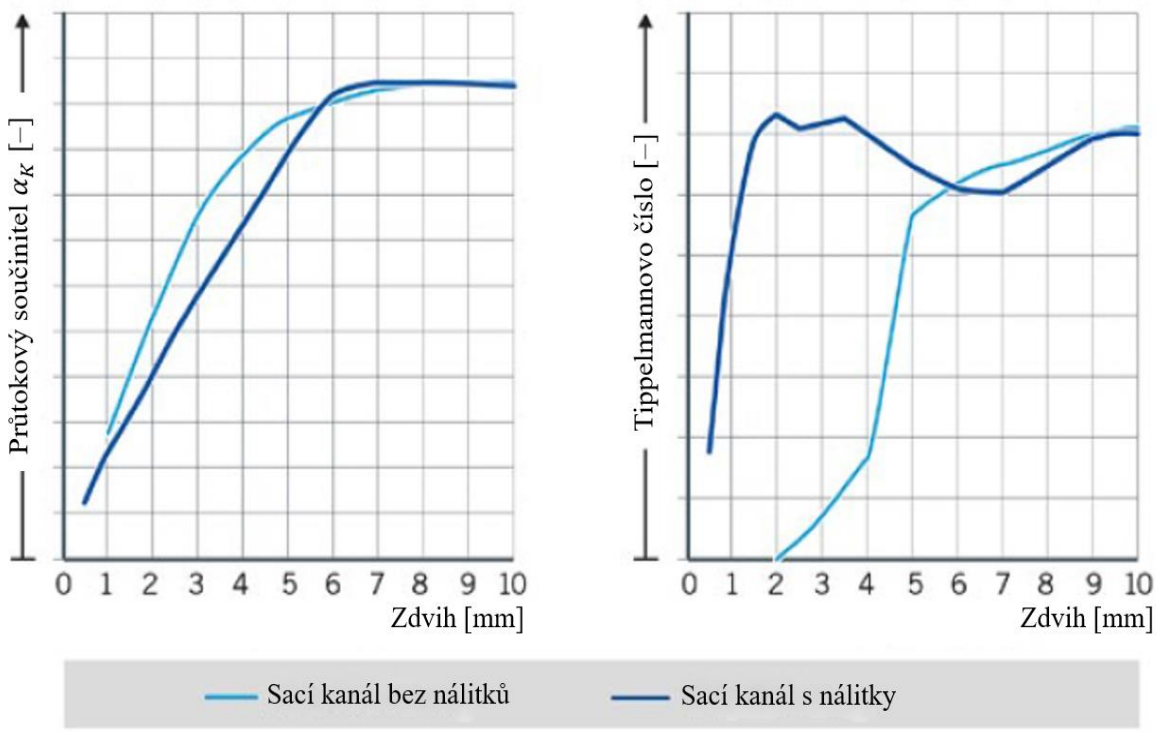
Po implementaci výše uvedených úprav bylo dosaženo následujícího průběhu výkonu a točivého momentu. Obr. 28 ukazuje obě výkonové kategorie motoru [15].



Obr. 28 Vnější otáčková charakteristika motoru 1,5 TSI EA211–EVO [15]

Kvůli zkrácené době sání u Millerova cyklu a optimalizovanému pohybu náplně ve spalovacím prostoru bylo u motoru nutné optimalizovat také sací potrubí a geometrii spalovacího prostoru. Proto byly v sacím traktu vytvořeny nálitky pro usměrnění proudu vzduchu do válce. To má za následek vyšší víření směsi ve válci, a tím zvýšení kinetické energie náplně válce. Dále byly upraveny sací kanály. Díky jejich upravené geometrii je dosaženo vyššího tangenciálního víření směsi. Vyšší tangenciální vířivost směsi se ve spalovacím prostoru objevuje již při zdvihu sacího ventilu 1 mm, což umožňuje vysokou stabilitu víření náplně až do jejího zapálení. Nálitky na vyústění sacích kanálů se dále používají, aby se zabránilo snížení průtoku při malém zdvihu sacích ventilů během jejich předčasného uzavření. [15].

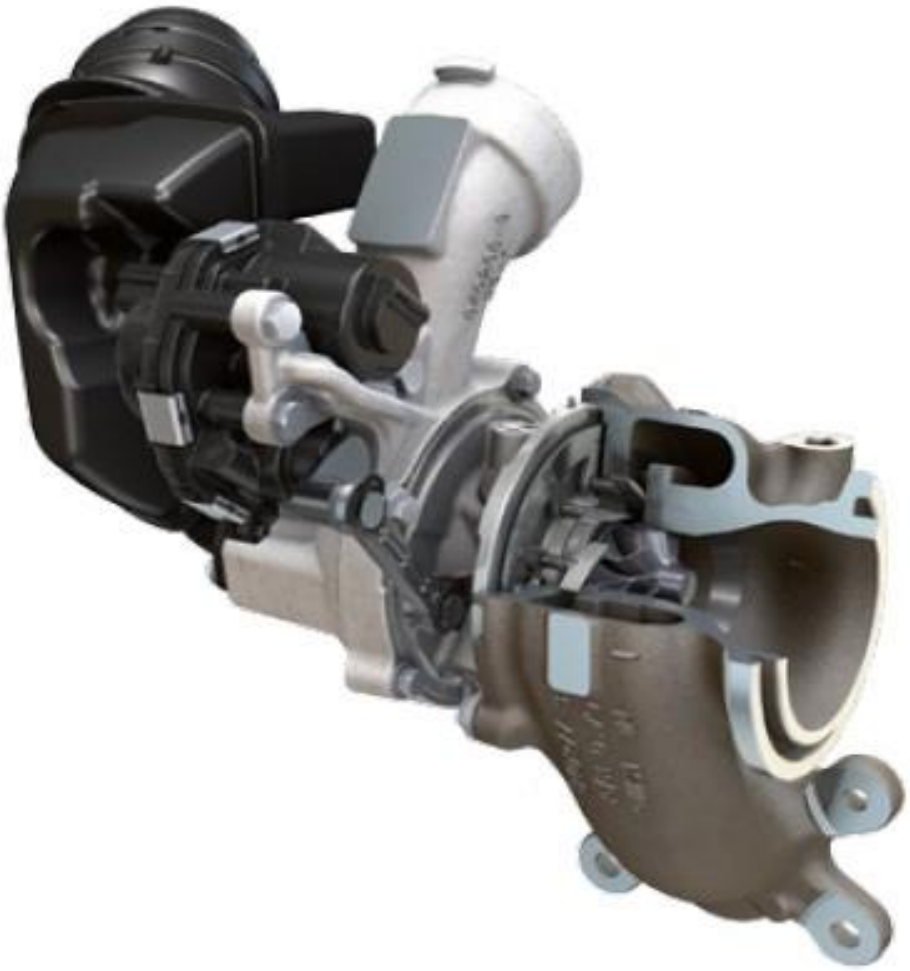
Obr. 29 znázorňuje závislost průtokových parametrů sacím kanálem v závislosti na zdvihu ventilu. Jsou zde porovnány varianty kanálu s výše zmíněnými nálitky a bez nich. Průtokový součinitel α_K popisuje charakter průtoku sacím kanálem a přímo souvisí s výměnou obsahu válce. Tippelmannovo číslo vyjadřuje stupeň vířivosti, tedy popisuje kinetickou energii [15].



Obr. 29 Závislost průtokových parametrů sacím kanálem bez nálitků a s nimi u motoru 1,5 TSI EA211−EVO [15]

U motoru bylo navrženo turbodmychadlo, které je regulováno pomocí turbíny s proměnnou geometrií lopatek VTG (obr. 30). V nižším pásmu otáček motoru umožňuje turbína s variabilní geometrií lopatek dostatečné hromadění výfukových plynů, a to i při nižších hmotnostních průtocích. Tím lze dosáhnout vysokého točivého momentu již od 1400 otáček za minutu. Přetlaku turbodmychadla až 1,3 baru lze dosáhnout se středními hodnotami zpětných tlaků výfukových plynů. Následkem toho je uskutečněna dobrá výměna náplně válce v širokém pásmu otáček [15].

Turbína a kompresor byly speciálně optimalizovány pro dosažení vysokého točivého momentu už od nízkých otáček motoru. Dále došlo ke snížení momentu setrvačnosti rotoru turbodmychadla díky zmenšenému průměru oběžného kola turbíny. V kombinaci s vodou chlazeným ložiskem optimalizovaným na nižší tření došlo ke zvýšení točivého momentu při 1500 ot/min o 35 % oproti předchozí generaci [15].



Obr. 30 Turbodmychadlo s proměnnou geometrií lopatek turbíny od motoru 1,5 TSI EA211−EVO [15]

5 TVORBA MODELŮ V PROSTŘEDÍ GT–SUITE

Kapitola 5 ukazuje proces tvorby modelu zadaného motoru 1,5 TSI EA211–EVO v prostředí GT–Suite. Nejprve je představena varianta s obtokovým ventilem (WasteGate), následně varianta s variabilní geometrií lopatek (VTG).

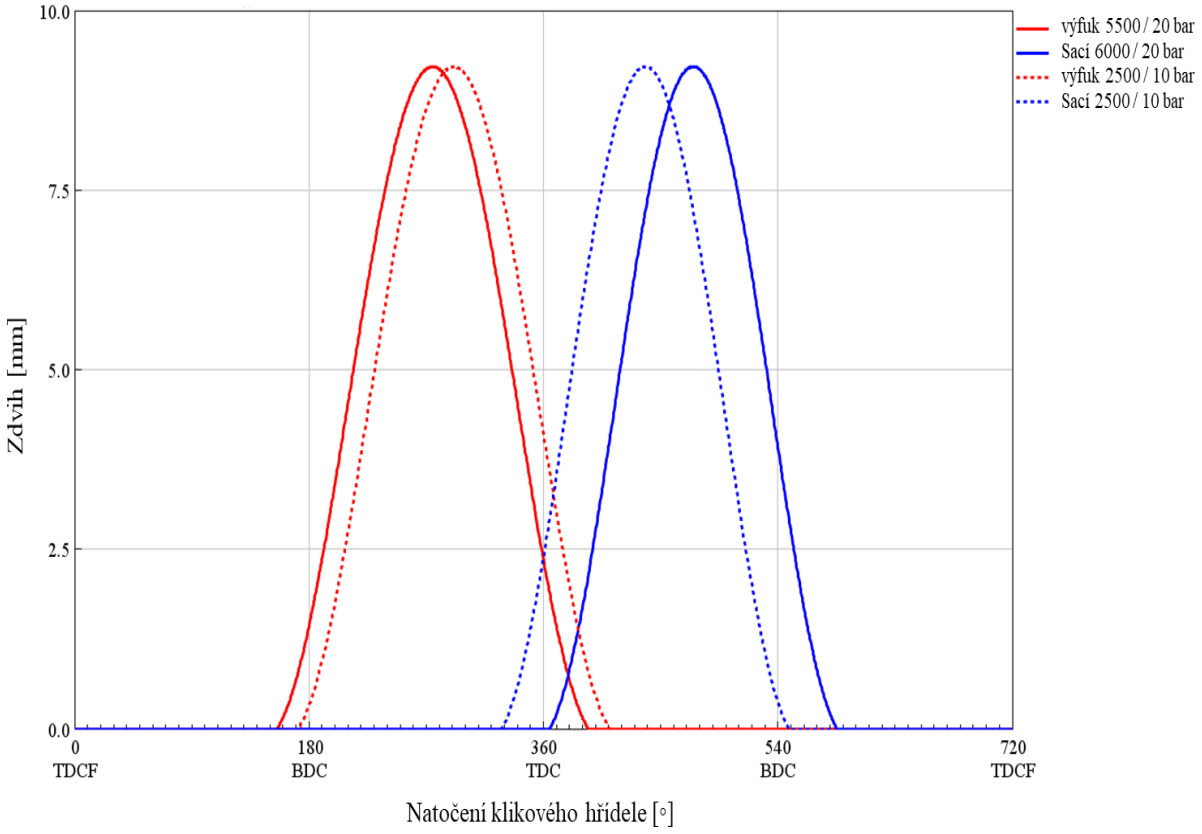
ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU

V tab. 3 jsou uvedeny základní parametry geometrie motoru a některé další důležité parametry.

Tab. 3 Základní vstupní parametry motoru EA211–EVO

Vstupní parametry motoru EA211–EVO	
Zdvihový objem [cm^3]	1498
Zdvih [mm]	85,9
Vrtání [mm]	74,5
Poměr zdvih / vrtání [–]	1,15
Povrch spalovacího prostoru [mm^2]	4835,8
Kompresní poměr [–]	12,5
Počet válců [–]	4
Počet ventilů na válec [–]	4
Maximální zdvih sacího ventilu [mm]	9
Maximální zdvih výfukového ventilu [mm]	9
Délka ojnice [mm]	162
Průměr sacího ventilu [mm]	25,5
Průměr výfukového ventilu [mm]	21
Absolutní plnicí tlak [bar]	2,3
Maximální vstřikovací tlak [bar]	350
Regulace turbodmychadla	WG / VTG

Obr. 31 znázorňuje časování a zdvih ventilů. Motor disponuje natáčením sacího i výfukového vačkového hřídele a je nastaven tak, aby pracoval na principu Millerova cyklu. Tímto způsobem pracuje převážně v nízkém a částečném zatížení. Zdvih ventilů při tomto režimu je znázorněn čerchovanou křivkou. Při vyšším zatížení a ve vyšších otáčkách pracuje motor naopak na principu Ottova cyklu. Zdvih ventilů při takovém režimu je vyobrazen plnou křivkou. V kapitole 4 u popisu motoru je uveden graf časování ventilů s nižším zdvihem pro sací ventil. Avšak po dohodě s vedoucím práce byly zdvihy sacích i výfukových ventilů stanoveny na stejnou hodnotu 9 mm.

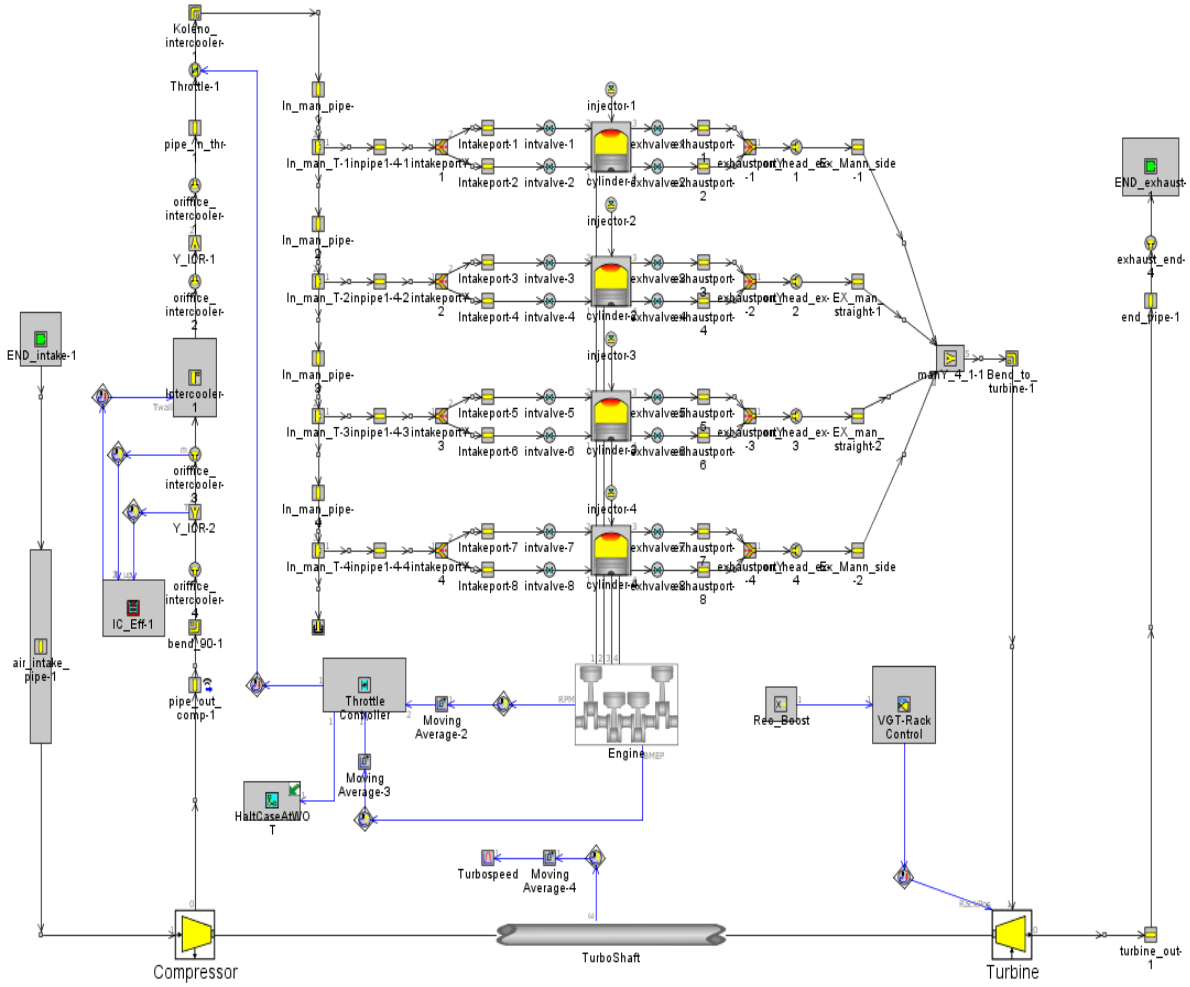


Obr. 31 Časování a zdvih ventilů motoru (pozn. 10 bar – zatížení 50 %, 20 bar – zatížení 100 %)

Jak již bylo dříve zmíněno, motor disponuje také technologií ACT, tedy možným vypnutím válců, kdy motor při nízkém zatížení nebo volnoběžném chodu, například při jízdě z kopce při plně zavřené škrticí klapce, odpojí dva prostřední válce. Z důvodu časové náročnosti byl však tento prvek motoru v dalších výpočtech vynechán. Simulace motoru proběhla pouze s natáčením vačkových hřídelí a s využitím dvou druhů regulace turbodmychadla – obtokovým ventilem (WasteGate) a variabilní geometrií lopatek (VTG).

5.1 MODEL V PROVEDENÍ S OBTOKOVÝM VENTILEM

Model motoru ve verzi s obtokovým ventilem vychází z dat poskytnutých vedoucím práce a jedná se o přiblížení reálnému motoru. Některé parametry, jako délky potrubí a jiné další bylo potřeba upravit a daný model poté naladit, aby co nejvíc odpovídal motoru reálnému.

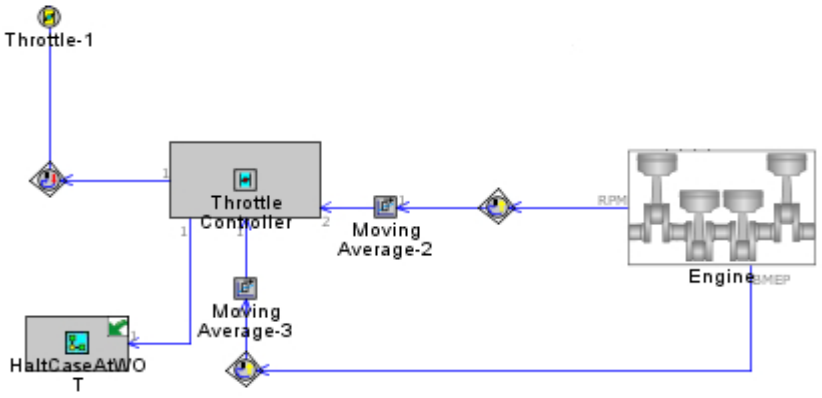


Obr. 32 1D model motoru s obtokovým ventilem

Obr. 32 ukazuje 1D model motoru s obtokovým ventilem. Model byl kvůli zkrácení doby výpočtu mírně upraven. Tyto úpravy by však neměly mít zásadní vliv na vypočtené hodnoty. Po zjištění malého tlakového spádu v sacím potrubí před kompresorem byl např. odstraněn filtr nasávaného vzduchu (air–box). V důsledku nedostatku informací byl odstraněn také tlumič hluku a třícestný katalyzátor na straně výfukového potrubí.

5.1.1 PID REGULACE

Jelikož výpočty probíhají v částečných zatíženích, bylo potřeba nastavit regulaci škrticí klapky. Veličina, která řídí otevření klapky je $bmep$ (střední efektivní tlak). Pro regulaci je použita šablona ThrottleController, která je spojena přímo se škrticí klapkou. Úhel otevření je ovládán elektrickým aktuátorem. ThrottleController je dále spojen s motorem přes senzor, aby bylo možné kontrolovat právě zmíněný $bmep$ a také otáčky motoru. Schéma PID regulace škrticí klapky ukazuje obr. 33.

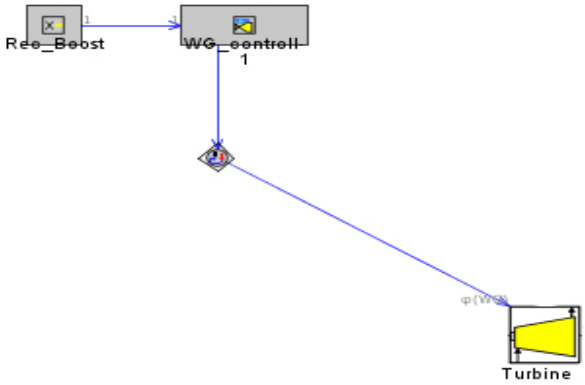


Obr. 33 Schéma PID regulace škrticí klapky

Pro zjemnění signálu je v modelu následně použita také šablona MovingAverage. Ta je připojena k regulaci škrticí klapky ještě před senzorem. Účelem této šablony je zprůměrování snímaného signálu tak, aby došlo k jeho vyhlazení, než se přivede do následujících řídicích komponent.

Druhou PID regulací je regulace obtokového ventilu, tedy regulace turbodmychadla na straně výfuku. Původní myšlenkou bylo regulovat obtokový ventil stejnou veličinou jako škrticí klapku ($bmep$). Avšak po několika provedených simulacích bylo patrné, že nemohou být uskutečněny dvě PID regulace zacílené na tutéž veličinu, jelikož dochází k jejich vzájemnému ovlivňování a vyrušování. To může s velkou pravděpodobností způsobit zkreslení výsledků.

Jako vhodná veličina pro regulaci obtokového ventilu se tedy jeví plnicí tlak. Regulace je uskutečněna pomocí šablony ReceiveSignal, která je připojena k turbíně. Tato šablona umožňuje připojení řídicího signálu bez tradiční odkazové šipky na mapě modelu. Je to vhodné řešení např. při velkém množství signálů, kdy je mapa modelu přeplněná a nepřehledná. V tomto případě šablona ReceiveSignal snímá plnicí tlak v sacím potrubí přímo za kompresorem. Tlak je možno snímat prakticky kdekoliv mezi kompresorem a škrticí klapkou. Obtokový ventil funguje tak, že v závislosti na snímaném plnicím tlaku zvětšuje či zmenšuje svůj úhel otevření. V nízkém zatížení by měl být plně otevřený, turbodmychadlo totiž nepotřebuje takové množství výfukových plynů. V částečném a vysokém zatížení při nízkých otáčkách je naopak plně uzavřen, aby došlo k potřebnému roztočení turbodmychadla. Při vyšším zatížení a vyšších otáčkách je pak otevření regulováno podle potřeby. Schéma PID regulace turbíny s obtokovým ventilem je vyobrazeno na obr. 34.



Obr. 34 Schéma PID regulace turbíny s obtokovým ventilem

5.1.2 TURBODMYCHADLO

Pro provoz motoru s turbodmychadlem regulovaným pomocí obtokového ventilu je potřeba pouze jedna mapa turbíny oproti VTG. Je zde použita mapa pomocí šablony s redukovanými daty. Data obsahují redukované otáčky, redukovaný hmotnostní průtok, tlakový poměr a také účinnost turbíny. Nastavení turbíny je zobrazeno na obr. 35.

Attribute	Unit	Object Value
Turbine Map File		ign
Plots?		☑
Pre-processing Message Level		detailed
Reference Gas Constant	J/kg-K	def (=289.0)
Reference Ratio of Specific Heats		def (=1.35)
Maximum Pressure Ratio		3.4
Maximum Speed (Reduced)	RPM/K...	6200
External SAE File Name		ign
Wheel Diameter (Affects Only Wheel Speed Output)	mm	30

Obr. 35 Nastavení turbíny s obtokovým ventilem

Maximální tlakový poměr je roven hodnotě 3,4. Velikost průměru oběžného kola turbíny odpovídá 30 mm a maximální redukované otáčky turbíny jsou 6200 min^{-1}.

Redukované otáčky turbíny a redukovaný hmotnostní průtok lze vyjádřit vztahy (50) a (51) [16]:

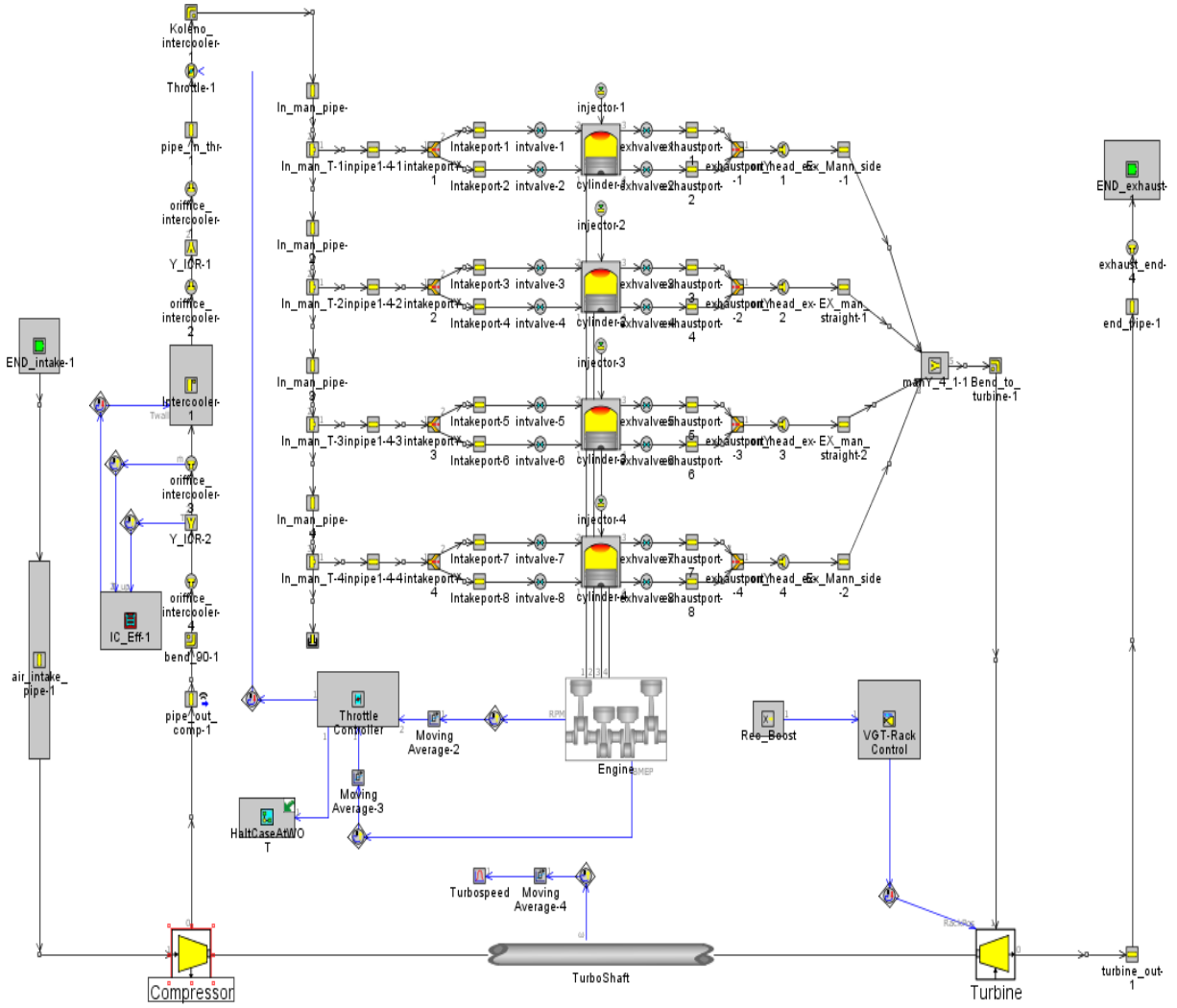
$$RPM_{red} = \frac{RPM_{akt}}{\sqrt{T_{inlet-total}}} \tag{50}$$

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}_{akt} \cdot \sqrt{T_{inlet-total}}}{P_{inlet-total}} \tag{51}$$

kde: RPM_{akt} jsou aktuální otáčky turbínového kola, $T_{inlet-total}$ je teplota na vstupu do turbíny, $\dot{m}_{akt}$ je aktuální hmotnostní průtok a $P_{inlet-total}$ je tlak spalin na vstupu do turbíny.

5.2 MODEL V PROVEDENÍ S TURBÍNOU S VARIABILNÍ GEOMETRIÍ LOPATEK

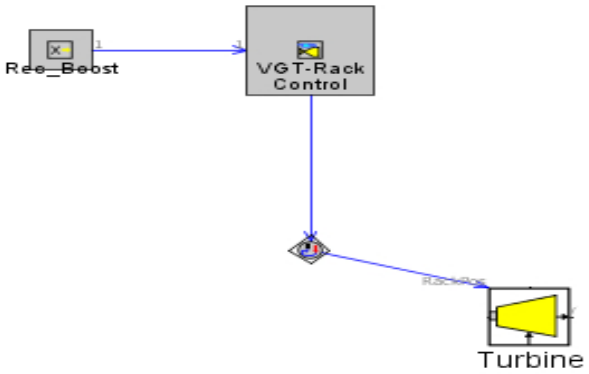
Dále je zde uveden postup tvorby modelu motoru s turbodmychadlem regulovaným variabilním natáčením lopatek turbíny (VTG). Tento model obsahuje stejné parametry jako model s obtokovým ventilem (WasteGate). Obr. 36 zobrazuje celý model v prostředí GT–Suite.



Obr. 36 1D model motoru s variabilní geometrií turbínového kola

5.2.1 PID REGULACE

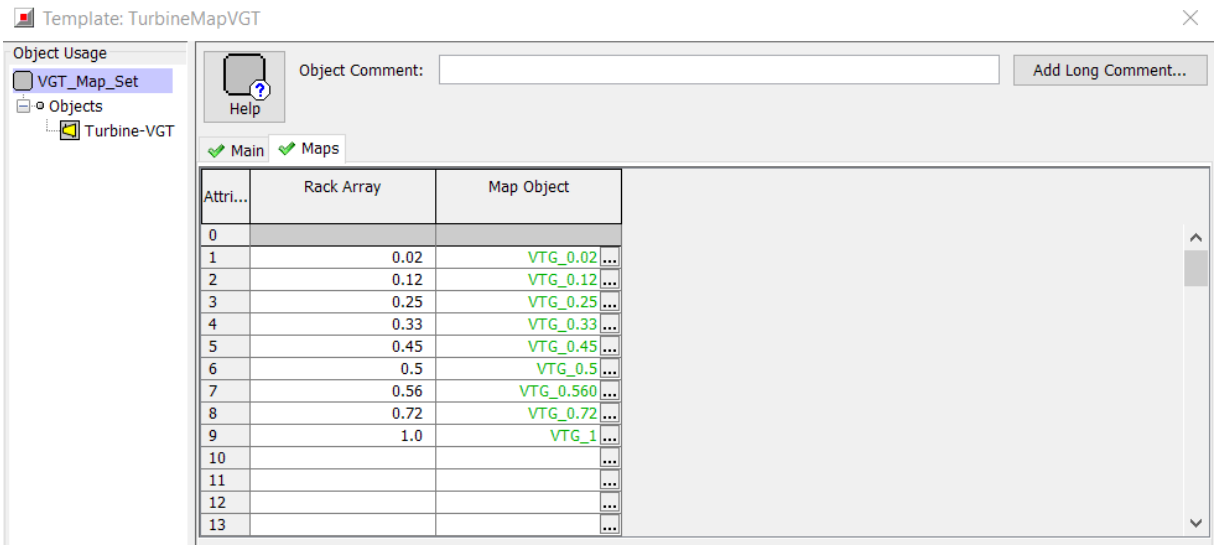
Regulace škrticí klapky je provedena stejně jako v předchozí podkapitole 5.1.1 u modelu s obtokovým ventilem v závislosti na $bmep$. Regulace turbodmychadla pomocí variabilního natáčení lopatek turbíny je provedena podobným způsobem jako u obtokového ventilu. Regulace je řízena opět signálem cíleným na plnicí tlak ze sacího potrubí za kompresorem. V závislosti na snímaném plnicím tlaku ze sacího potrubí je pomocí elektrického aktuátoru řízen úhel natočení lopatek rozváděcího kola turbíny. Snímač „RackPosition“ na spojení aktuátoru a turbíny snímá právě danou polohu natočení lopatek turbínového kola. Schéma regulace je vyobrazeno na obr. 37.



Obr. 37 Schéma PID regulace turbíny s VTG

5.2.2 TURBODMYCHADLO

Jak bylo výše uvedeno, turbína s variabilním natáčením lopatek oběžného kola vyžaduje pro správnou funkci hned několik map pro různé natočení lopatek v různých provozních režimech. Jednotlivé mapy popisují otáčky turbodmychadla, hmotnostní průtok spalin, tlakový poměr a účinnost turbíny v závislosti na úhlu natočení lopatek. Mapy odpovídající natočením lopatek znázorňuje obr. 38.



Attri...	Rack Array	Map Object
0		
1	0.02	VTG_0.02
2	0.12	VTG_0.12
3	0.25	VTG_0.25
4	0.33	VTG_0.33
5	0.45	VTG_0.45
6	0.5	VTG_0.5
7	0.56	VTG_0.560
8	0.72	VTG_0.72
9	1.0	VTG_1
10		
11		
12		
13		

Obr. 38 Mapy turbíny s regulací VTG v prostředí GT–Suite

Z obr. 38 je možno vidět, že u modelu s VTG je poměrně velké množství map a natočení lopatek turbíny, konkrétně 9 map pro různý úhel natočení. Levý sloupec (Rack Array) udává hodnoty natočení lopatek, pravý sloupec (Map Object) znázorňuje jednotlivé mapy.

Data jednotlivých map se oproti předchozímu modelu liší. Je zde použita šablona s daty korigovanými, nikoli redukovanými.

Každá mapa pro dané natočení obsahuje korigované otáčky turbodmychadla, korigovaný hmotnostní průtok, tlakový poměr a účinnost turbíny. Rozdíly mezi redukovanými a korigovanými daty je možno vidět ze vztahů (50), (51), (52) a (53).

Korigované otáčky a korigovaný hmotnostní průtok lze vypočítat z vztahů (52) a (53), které jsou uvedeny níže:

$$RPM_{kor} = RPM_{akt} \cdot \sqrt{\left(\frac{\gamma_{ref}}{\gamma_{akt}}\right) \cdot \left(\frac{R_{ref}}{R_{akt}}\right) \cdot \left(\frac{T_{ref}}{T_{inlet-total}}\right)} \tag{52}$$

$$\dot{m}_{kor} = \dot{m}_{akt} \cdot \left(\frac{P_{ref}}{P_{inlet-total}}\right) \cdot \sqrt{\left(\frac{\gamma_{ref}}{\gamma_{inlet}}\right) \cdot \left(\frac{R_{inlet}}{R_{ref}}\right) \cdot \left(\frac{T_{inlet-total}}{T_{ref}}\right)} \tag{53}$$

kde: γ je poměr měrných tepelných kapacit nebo také adiabatický index, R je plynová konstanta, P je tlak a T představuje teplotu. Indexy ref, akt a $inlet$ značí, že daná hodnota je referenční, aktuální nebo na vstupu do turbíny.

U všech map regulace VTG jsou referenční hodnoty veličin turbíny stanoveny na stejné hodnoty, které jsou uvedeny v obr. 39. Maximální tlakový poměr je roven 4 a velikost průměru oběžného kola je 30 mm.

Attribute	Unit	Object Value
Turbine Map File		ign ...
Plots?		☑
Pre-processing Message Level		detailed
Reference Pressure	Pa	101325
Reference Temperature	K	288
Reference Gas Constant	J/kg-K	def (=289.0) ...
Reference Ratio of Specific Heats		def (=1.35) ...

Obr. 39 Referenční hodnoty turbodmychadla s VTG

5.3 MODEL HOŘENÍ

Pro model hoření je použita základní šablona EngCylCombSIWiebe, která používá Wiebeho funkci. Wiebeho model popisuje rychlost hoření během spalovacího procesu v závislosti na natočení klikového hřídele. Jinak řečeno, jedná se o model, který popisuje průběh uvolňování tepla po dobu spalování směsi v motoru. V obou modelech bylo nutno nastavit nejprve „AnchorAngle50%“, což představuje dobu hoření směsi ve stupních natočení klikového hřídele mezi horní úvratí a bodem, kdy je spáleno 50 % paliva. Dále bylo nutno nastavit tzv. „Duration 10 % to 90 %“, což znamená dobu trvání hoření směsi mezi 10 a 90 % spálení směsi ve stupních natočení klikového hřídele [16].

5.4 PŘESTUP TEPLA

Přestup tepla charakterizuje tepelný tok mezi hořící směsí ve válci a stěnou válce. Pro model přestupu tepla je použita šablona EngCylHeatT. Tato šablona používá Woschniho korelaci. Je založena na výpočtu koeficientů přenosu tepla při otevřených ventilech, kdy je přenos tepla zvýšen průtokem přes sací ventily a také zpětným tokem přes výfukové ventily. Koeficienty se určují na základě střední pístové rychlosti nebo teploty a tlaku, což jsou okamžité podmínky ve válci [16].

5.5 MODEL TŘENÍ

Model tření popisuje celkové mechanické ztráty v motoru. Zde je použit Chan–Flynnův model. Tento model počítá střední třecí tlak $FMEP$. Výpočet je prováděn na základě maximálního tlaku ve válci, střední pístové rychlosti a dalších faktorech, které ovlivňují zmíněné veličiny [16]

6 TERMODYNAMICKÁ ANALÝZA MODELŮ

Pro výpočet termodynamických parametrů modelů a jejich porovnání byla zvolena dvě různá zatížení – 25 a 50 % v rozmezí otáček od 1500 ot/min do 3000 ot/min. Lze předpokládat, že tyto provozní režimy jsou relativně často využívány v běžném provozu. V této kapitole jsou porovnány nejdůležitější parametry obou variant motorů – s obtokovým ventilem (WasteGate) a variabilní geometrií lopatek (VTG). Grafy použité v obrázcích byly exportovány přímo z programu GT–Suite. Popis jednotlivých veličin je uveden v tab. 4.

Tab. 4 Popis veličin v programu GT–Suite

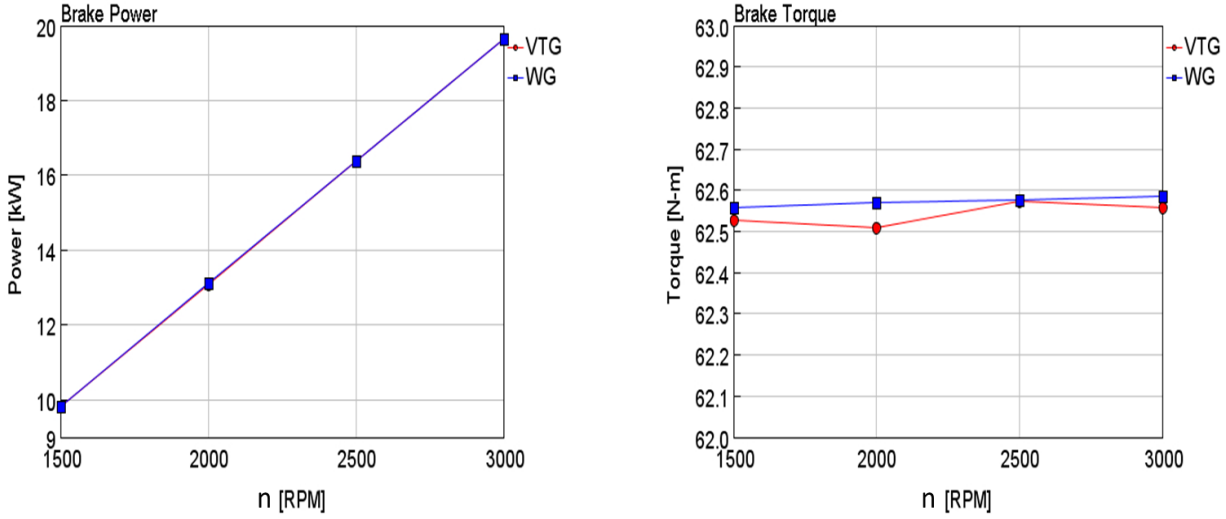
Veličina GT–Suite	**Odpovídající veličina**	**Jednotka**
Brake Power	Výkon	[kW]
Brake Torque	Točivý moment	[Nm]
Volumetric Efficiency	Objemová účinnost	[–]
Average Pressure (Intake)	Plnicí tlak	[bar]
Indicated Efficiency	Indikovaná účinnost	[%]
50 % Burned Crank Angle	Úhel shoření 50 % směsi	[°]
Trraping Ratio	Parametr proplachování	[–]
Brake Specific Fuel Consuption	Měrná efektivní spotřeba paliva	[g/kW]
Valve Lift	Zdvih ventilu	[mm]
Crank Timing Angle–Inlet	Časování KH–Sání	[°]
Crank Timing Angle–Exhaust	Časování KH–Výfuk	[°]
Internal EGR	Vnitřní recirkulace výfukových plynů	[%]
RPM (Revolutions Per Minute)	Otáčky motoru	[1/min]

6.1 ZATÍŽENÍ MOTORU 25 %

6.1.1 PRŮBĚH TOČIVÉHO MOMENTU A VÝKONU

Prvním a jedním z hlavních cílů bylo dosažení požadovaného točivého momentu a výkonu motoru. Pro co možná největší přiblížení k motoru reálnému došlo nejprve k nastavení těchto veličin při plném zatížení motoru. Následně poté byly nastaveny cílové hodnoty tzv. „targety“ do PID regulátorů, aby bylo možné nastavení částečných zatížení motoru. Obr. 40 představuje průběh točivého momentu a výkonu motoru při zatížení 25 % ve zvoleném rozsahu otáček.

Jak je vidět z obr. 40, tak se podařilo obě varianty motoru nastavit obdobně, což je pro tyto veličiny cílem. Červená křivka charakterizuje motor s VTG a modrá poté motor s obtokovým ventilem (WG). V tab. 5 jsou následně vypsány přesné hodnoty veličin pro porovnání obou variant regulace.



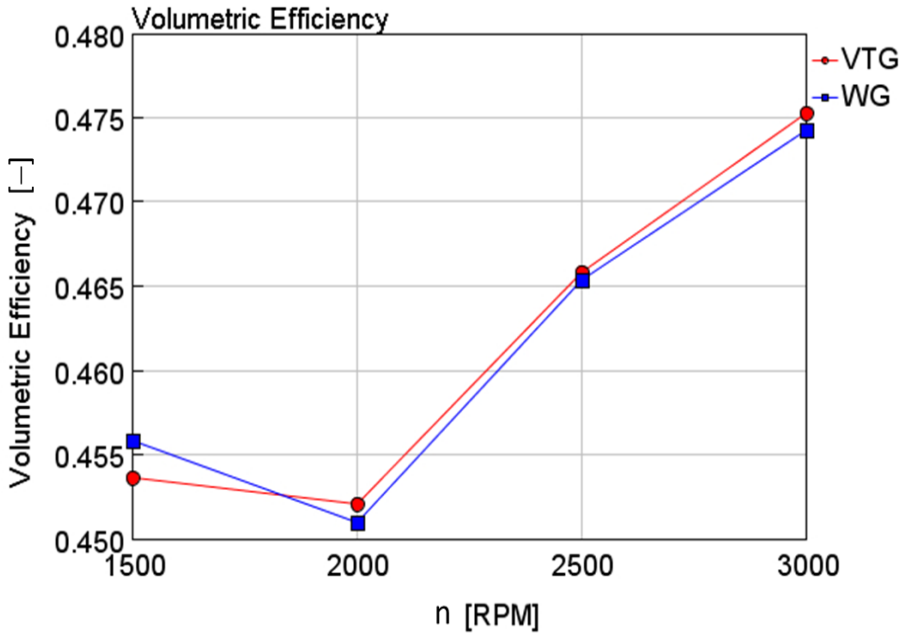
Obr. 40 Průběh točivého momentu a výkonu

Tab. 5 Průběh točivého momentu a výkonu

Regulace	Otáčky [1/min]	1500	2000	2500	3000
WG	Výkon [kW]	9,8	13,1	16,3	19,6
VTG	Výkon [kW]	9,8	13,0	16,3	19,7
WG	Točivý moment [Nm]	62,5	62,6	62,5	62,5
VTG	Točivý moment [Nm]	62,5	62,5	62,6	62,6

6.1.2 PRŮBĚH OBJEMOVÉ ÚČINNOSTI A PLNICÍHO TLAKU

Objemová nebo také plnicí účinnost motoru vyjadřuje stupeň naplnění válce. U přeplňovaného motoru závisí na plnicím tlaku turbodmychadla a geometrii sacího potrubí. Dále je také ovlivněna velikostí ventilů, zdvihem a jejich časováním. U časování platí, že čím kratší dobu je sací ventil otevřen, tím je objemová účinnost nižší, jelikož se válec nestihne naplnit čerstvým vzduchem v takové míře. Nemalou roli hraje také úhel otevření škrticí klapky. Objemová účinnost zadaného motoru je vyobrazena na obr. 41.

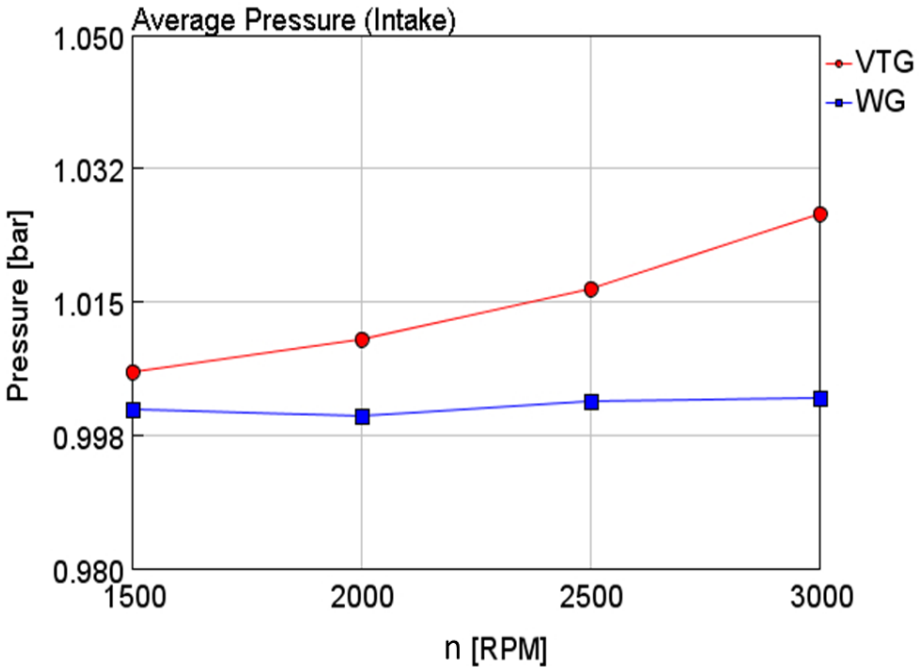


Obr. 41 Průběh objemové účinnosti

Závislost objemové účinnosti na plnicím tlaku přímo koresponduje s obr. 42, kde je znázorněn průběh tlaku ze sacího potrubí před škrticí klapkou pro oba modely. U modelu s VTG je ve všech pracovních bodech daného zatížení nepatrně vyšší plnicí tlak. Jediný bod, který této závislosti neodpovídá je bod pro 1500 ot/min. To je pravděpodobně způsobeno nepřesností výpočtu či pulzacemi v sacím potrubí. Přesné hodnoty objemové účinnosti jsou zaznamenány v tab. 6.

Tab. 6 Průběh objemové účinnosti

Regulace	**Otáčky [1/min]**	**1500**	**2000**	**2500**	**3000**
WG	Objemová účinnost [–]	0,456	0,451	0,465	0,474
VTG	Objemová účinnost [–]	0,454	0,452	0,467	0,476



Obr. 42 Průběh plnicího tlaku

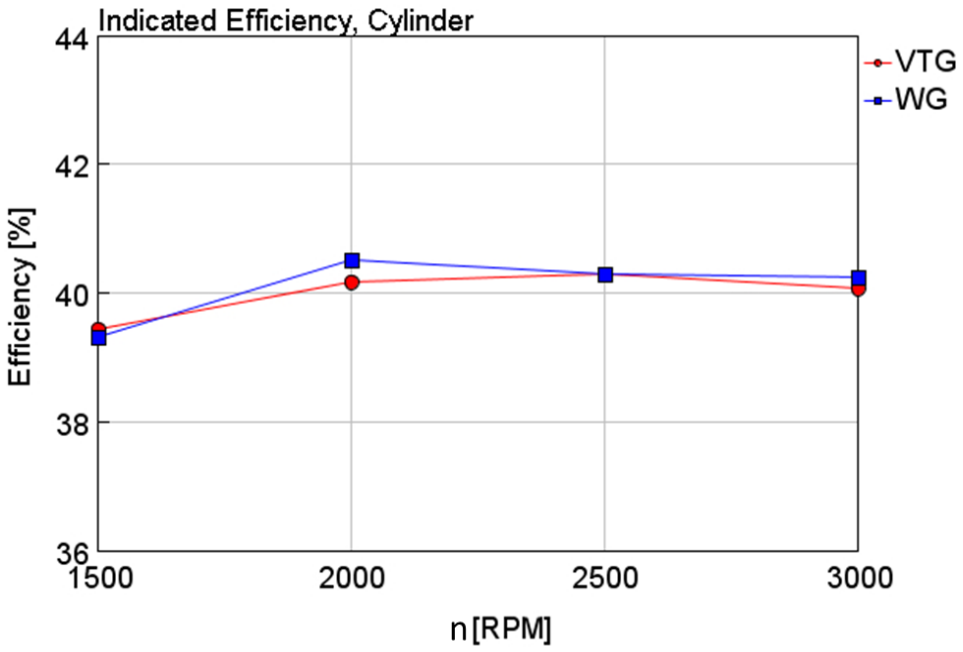
Přesné hodnoty plnicího tlaku ze sacího potrubí jsou uvedeny níže v tab. 7.

Tab. 7 Průběh plnicího tlaku

Regulace	**Otáčky [1/min]**	**1500**	**2000**	**2500**	**3000**
WG	Plnicí tlak [bar]	1,001	1,000	1,002	1,003
VTG	Plnicí tlak [bar]	1,006	1,010	1,017	1,027

6.1.3 PRŮBĚH INDIKOVANÉ ÚČINNOSTI

Indikovaná účinnost tvoří spolu s mechanickou účinností jednu ze složek celkové účinnosti motoru. Tato účinnost udává, do jaké míry je využita energie obsažená v palivu, které je přivedeno do válce motoru a následně spáleno. Indikovanou účinnost znázorňuje obr. 43, ze kterého je vidět, že indikovaná účinnost obou modelů je téměř stejná.



Obr. 43 Průběh indikované účinnosti

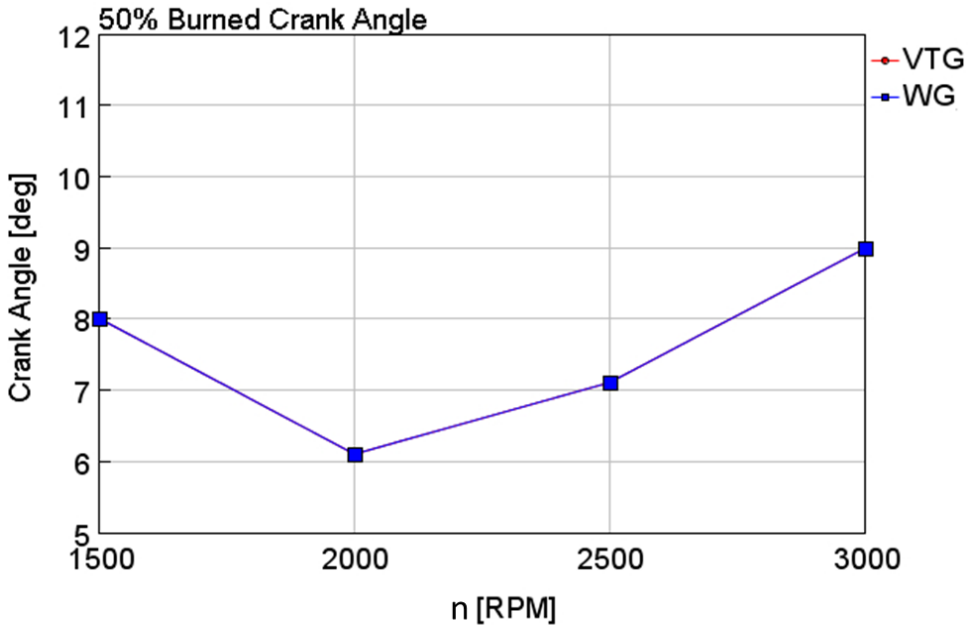
V tab. 8 jsou zapsané přesné hodnoty indikované účinnosti v jednotlivých bodech zadaného motoru pro oba typy regulací (WG a VTG).

Tab. 8 Průběh indikované účinnosti

Regulace	**Otáčky [1/min]**	**1500**	**2000**	**2500**	**3000**
WG	Indikovaná účinnost [%]	39,31	40,52	40,29	40,25
VTG	Indikovaná účinnost [%]	39,44	40,18	40,29	40,13

6.1.4 PRŮBĚH HOŘENÍ SMĚSI

Průběh hoření směsi je úzce spjat s předstihem zážehu, tedy okamžikem, kdy dochází k zažehnutí směsi. Blíže je průběh hoření popsán v podkapitole 5.3. Vhodnost daného časování je zpravidla hodnocena polohou bodu, v němž je spáleno právě 50 % směsi. Nejvýhodnější z hlediska využití tepelné energie je pozice bodu vyhoření 50 % směsi 8° za horní úvratí. Takové nastavení je však velmi problematické kvůli velké pravděpodobnosti detonací při spalování. Průběh hoření směsi znázorňuje obr. 44.



Obr. 44 Průběh hoření směsi

Při takto nízkém zatížení je samozřejmě škrticí klapka otevřena pouze částečně, a tak nedochází k tak velkému naplnění válce čerstvou směsí, jako při vyšším zatížení. Díky této skutečnosti je tak potřeba méně času pro shoření směsi ve válci. Přesné hodnoty natočení klikového hřídele pro hoření směsi (předstih zážehu) jsou uvedeny níže v tab. 9.

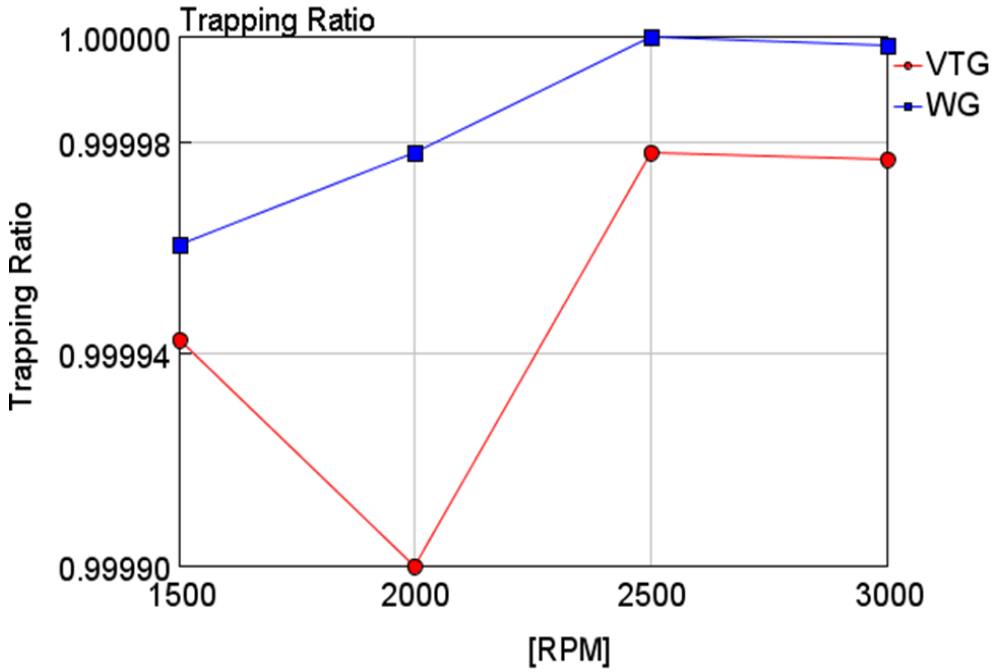
Tab. 9 Průběh hoření směsi

Regulace	Otáčky [1/min]	1500	2000	2500	3000
WG	Natočení KH [°]	8,0	6,1	7,1	9,0
VTG	Natočení KH [°]	8,0	6,1	7,1	9,0

6.1.5 PROPLACHOVÁNÍ MOTORU

Variabilní časování ventilů umožňuje měnit počátek otevření ventilu, tím je tedy umožněno měnit také překrytí ventilů při různých zatíženích a otáčkách motoru. Proplachování je jev, který nastává právě při překrytí sacích a výfukových ventilů. Čím je překrytí větší, tím by měl být spalovací prostor více proplachován.

Proplachování znamená, že při překrytí ventilů za současného plnění válce novou směsí a odvádění spalin z válce dochází k profuku spalovacího prostoru. To znamená, že část vzduchu se nepodílí na spalování a je odvedena přímo do výfuku. Veličina, která tento jev popisuje je tzv. „Trapping ratio“ (dále jen TR) a udává poměr hmotností vzduchu zachyceného na počátku cyklu ve válci a hmotností vzduchu proudícího přes sací ventily. Proplachování nezávisí pouze na časování ventilů, ale také na geometrii ventilů a kanálů. Proplachování motoru zajišťuje větší naplnění válce čerstvou směsí, odstranění zbytků plynů ze spalovacího prostoru a také dochází k ochlazení spalovacího prostoru.

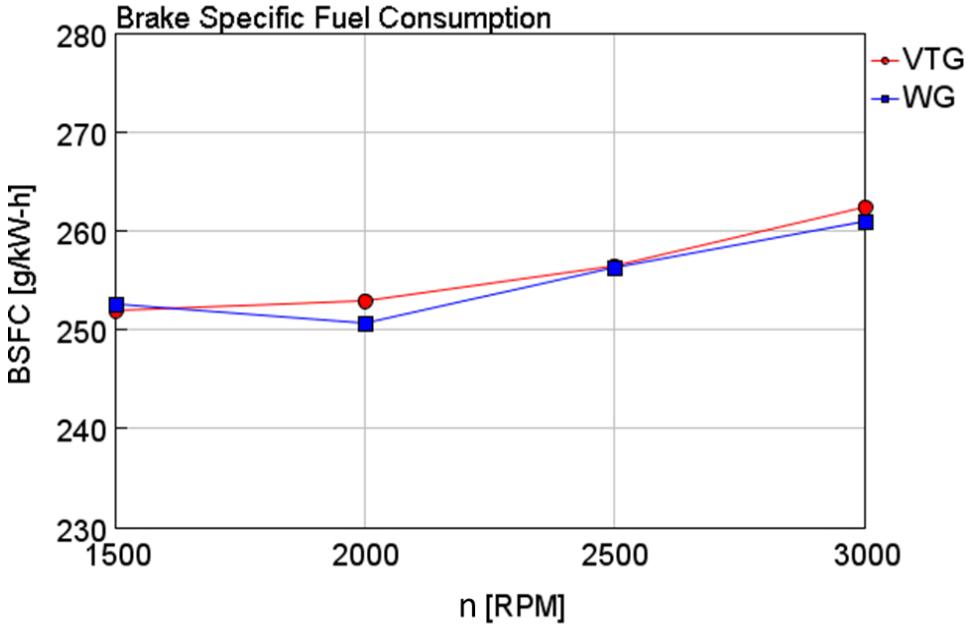


Obr. 45 Průběh hodnot veličiny TR pro zadaný motor

Jak je možno vidět z obr. 45, tak u modelu s regulací pomocí VTG, je TR nižší než u modelu s obtokovým ventilem. To znamená, že by mělo docházet k většímu proplachování spalovacího prostoru. Je to důsledek plynulejší regulace variabilního natáčení lopatek turbínového kola. Avšak v takto nízkém zatížení je proplachování u obou modelů celkem malé a ve všech bodech se hodnoty Trraping Ratio pohybují přibližně okolo $TR = 1$. Více se projeví při větší zátěži motoru při větším naplnění válce.

6.1.6 PRŮBĚH MĚRNÉ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBY PALIVA

Měrná efektivní spotřeba paliva (BSFC) je parametr, který přímo souvisí s účinností celého motoru. BSFC udává, jaké množství paliva je potřeba k produkci jedné jednotky mechanické práce. Čím je tedy parametr BSFC menší, tím je lépe využito palivo při spalovacím procesu (za předpokladu stejných výstupních parametrů).



Obr. 46 Průběh měrné efektivní spotřeby paliva

Obr. 46 ukazuje rozdíl měrné efektivní spotřeby paliva pro model s obtokovým ventilem a VTG. Je možné vidět, že ve dvou bodech se BSFC mírně liší. Rozdíl je však zanedbatelný a lze ho zahrnout k nepřesnostem výpočtu programu. V takto nízkém zatížení nelze s jistotou říci, jestli je výhodnější regulace pomocí VTG nebo obtokového ventilu, protože turbodmychadlo ještě není regulováno.

Přesné hodnoty měrné efektivní spotřeby paliva obou modelů jsou vyneseny v tab. 10.

Tab. 10 Průběh měrné efektivní spotřeby paliva

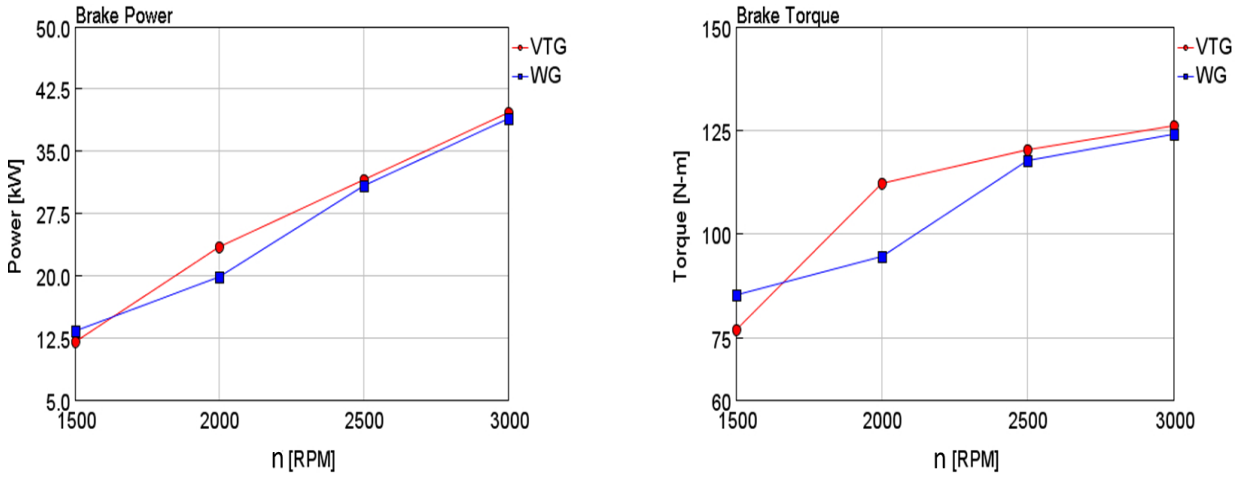
Regulace	Otáčky [1/min]	1500	2000	2500	3000
WG	BSFC [g/kWh]	252,6	250,6	256,3	261,0
VTG	BSFC [g/kWh]	251,8	252,2	256,4	262,3

6.2 ZATÍŽENÍ MOTORU 50 %

Pro další zatížení byly pozorovány stejné veličiny, jako pro zatížení 25 %. V této kapitole jsou tedy vyobrazeny obdobné grafy a závislosti termodynamických veličin.

6.2.1 PRŮBĚH TOČIVÉHO MOMENTU A VÝKONU

Na obr. 47 je vykreslen průběh točivého momentu a výkonu motoru pro zatížení 50 %. Je zde patrné, že hodnoty točivého momentu u modelu s VTG jsou hlavně v nižších otáčkách vyšší, což je způsobeno tím, že variabilní natáčení lopatek umožňuje i v nižším spektru otáček plynulejší regulaci výfukových plynů a možnost dosažení vyššího plnicího tlaku, než je tomu u obtokového ventilu. Výsledkem je poté vyšší točivý moment v nižším spektru otáček a tvar křivky je více plochý než tvar křivky točivého momentu u modelu s regulací obtokovým ventilem.



Obr. 47 Průběh točivého momentu a výkonu zadaného motoru

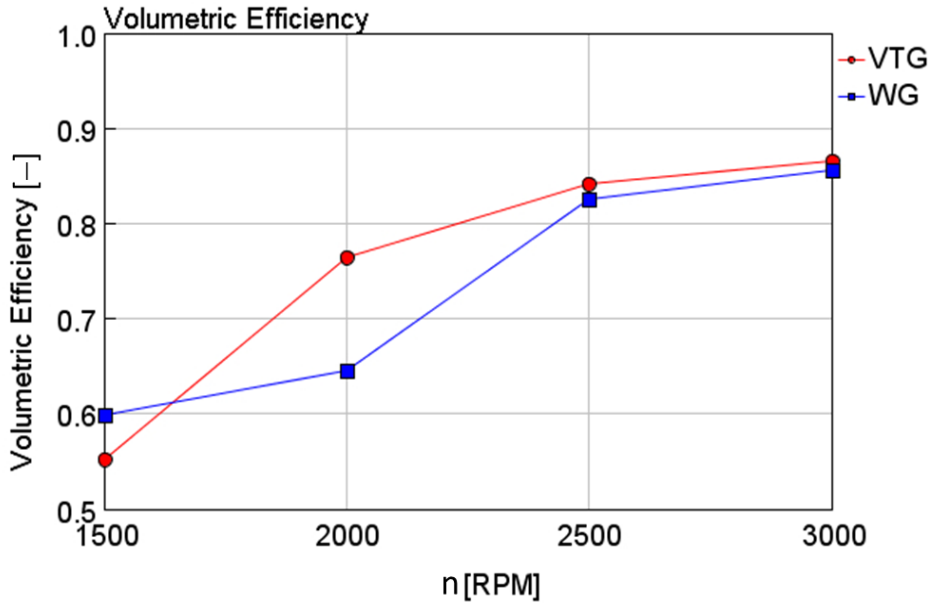
Hodnoty v jednotlivých bodech jsou zaznamenány níže v tab. 11.

Tab. 11 Průběh točivého momentu a výkonu

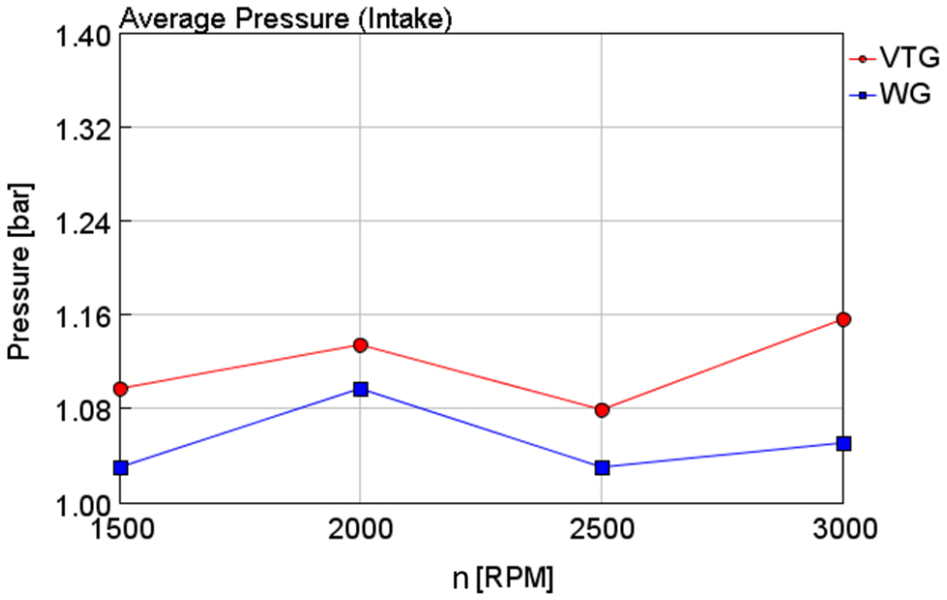
Regulace	Otáčky [1/min]	1500	2000	2500	3000
WG	Výkon [kW]	13,3	19,8	30,8	38,9
VTG	Výkon [kW]	12,1	23,5	31,4	39,6
WG	Točivý moment [Nm]	84,2	94,5	117,7	124,1
VTG	Točivý moment [Nm]	76,8	112,3	120,3	126,2

6.2.2 PRŮBĚH PLNICÍHO TLAKU A OBJEMOVÉ ÚČINNOSTI

Obr. 48 představuje průběh objemové účinnosti zadaného motoru a rozdíly mezi regulacemi pomocí VTG a obtokového ventilu. Je zřetelné, že průběh objemové účinnosti koresponduje s průběhem točivého momentu motoru a také průběhem plnicího tlaku. Jak již bylo dříve zmíněno, u VTG je možno dosahovat vyššího plnicího tlaku, což znázorňuje obr. 49.



Obr. 48 Průběh objemové účinnosti tlaku



Obr. 49 Průběh plnicího tlaku

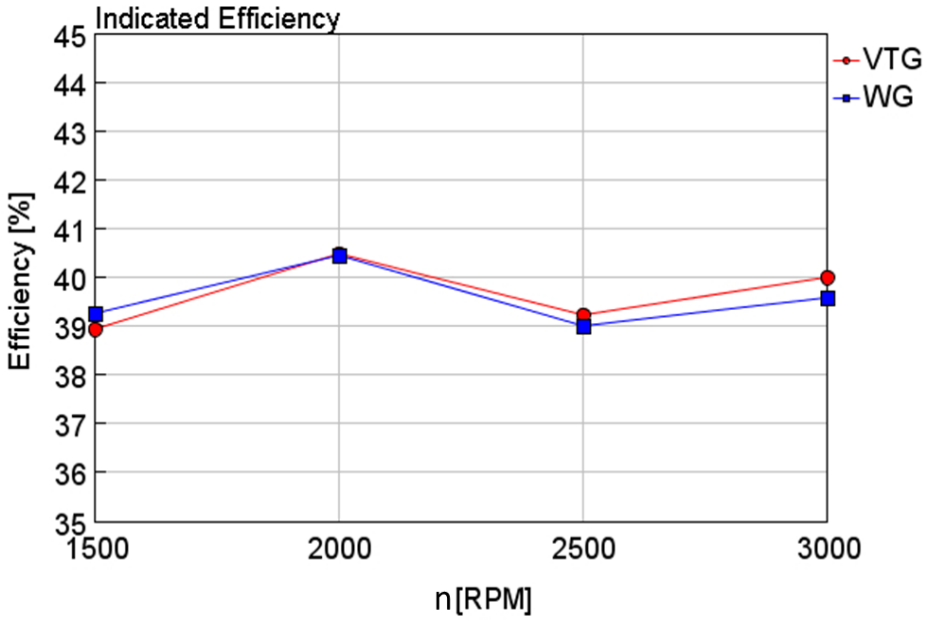
Přesné hodnoty jednotlivých pracovních bodů objemové účinnosti a plnicího tlaku obou modelů jsou vyneseny v tab. 12.

Tab. 12 Průběh objemové účinnosti a plnicího tlaku

Regulace	Otáčky [1/min]	1500	2000	2500	3000
WG	Objemová účinnost [–]	0,59	0,65	0,83	0,85
VTG	Objemová účinnost [–]	0,55	0,76	0,84	0,86
WG	Plnicí tlak [bar]	1,03	1,09	1,03	1,06
VTG	Plnicí tlak [bar]	1,09	1,14	1,08	1,16

6.2.3 PRŮBĚH INDIKOVANÉ ÚČINNOSTI

Porovnání indikované účinnosti znázorňuje obr. 50, hodnoty pracovních bodů poté níže uvedená tab. 13.



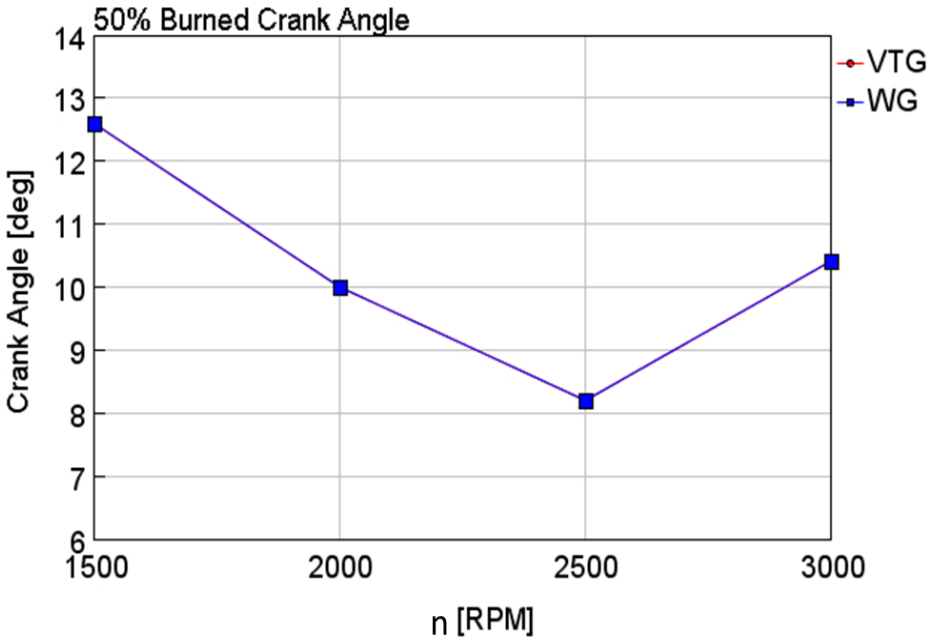
Obr. 50 Průběh indikované účinnosti

Tab. 13 Průběh indikované účinnosti

Regulace	Otáčky [1/min]	1500	2000	2500	3000
WG	Indikovaná účinnost [%]	39,26	40,45	39,01	39,59
VTG	Indikovaná účinnost [%]	38,95	40,49	39,25	40,01

6.2.4 PRŮBĚH HOŘENÍ SMĚSI

Pro zatížení 50 % je průběh hoření směsi stejný pro oba modely a je znázorněn na obr. 51.



Obr. 51 Průběh hoření směsi

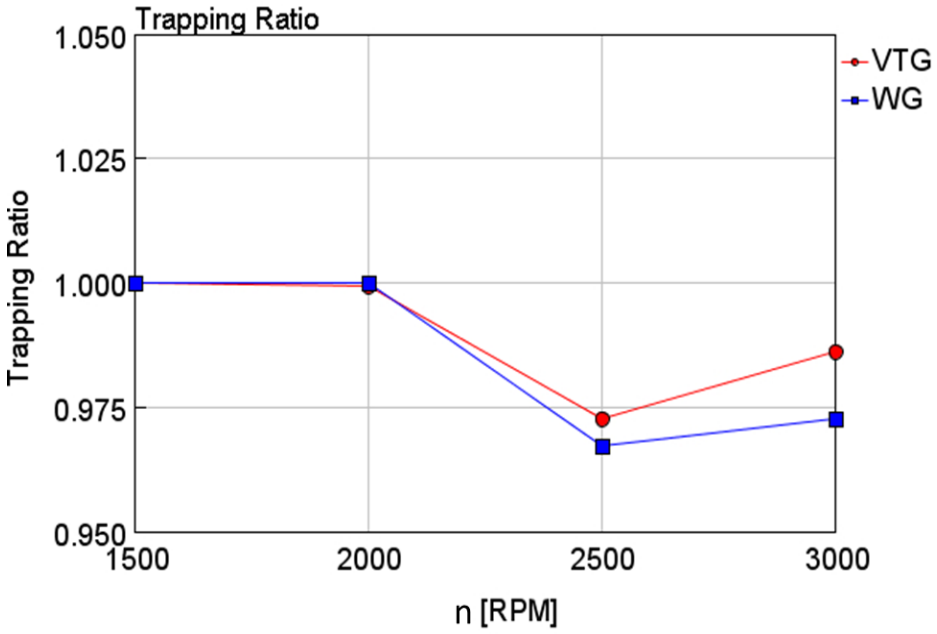
Jednotlivé hodnoty natočení klikového hřídele při průběhu hoření směsi jsou vypsány v tab. 14.

Tab. 14 Průběh hoření směsi

Regulace	**Otáčky [1/min]**	**1500**	**2000**	**2500**	**3000**
WG	Natočení KH [°]	12	10	8	10
VTG	Natočení KH [°]	12	10	8	10

6.2.5 PROPLACHOVÁNÍ MOTORU

Jak již bylo zmíněno v předešlé podkapitole 6.1.5, proplachování motoru čerstvou směsí se více projeví při vyšším zatížení, porovnání obou modelů je vyobrazeno na obr. 52.



Obr. 52 Obsah kyslíku ve výfukových plynech

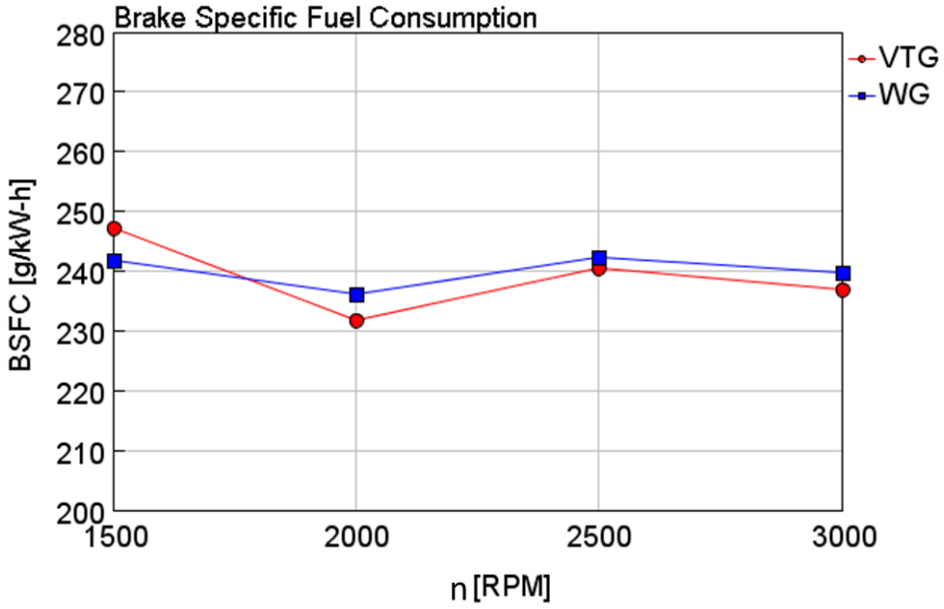
Jednotlivé hodnoty Trraping Ratio jsou zaznamenány v tab. 15.

Tab. 15 Hodnoty obsahu kyslíku ve výfukových plynech

Regulace	**Otáčky [1/min]**	**1500**	**2000**	**2500**	**3000**
WG	Trraping Ratio	1,000	1,000	0,967	0,972
VTG	Trraping Ratio	1,000	0,990	0,971	0,985

6.2.6 PRŮBĚH MĚRNÉ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBY PALIVA

Měrná efektivní spotřeba obou modelů je vyobrazena na obr. 53, kde je vidět, že dochází k rozdílům mezi regulacemi pomocí obtokového ventilu a VTG. Regulace pomocí VTG se jeví jako úspornější oproti regulaci obtokovým ventilem. Při tomto režimu motoru již dochází k regulaci výfukových plynů a jejich usměrňování. S dosažením vyššího točivého momentu způsobenému díky vyššímu plnicímu tlaku dochází u VTG ke snížení měrné efektivní spotřeby paliva v důsledku snížení čerpacích ztrát v sacím potrubí.



Obr. 53 Průběh měrné efektivní spotřeby paliva

Jednotlivé hodnoty veličiny BSFC jsou uvedeny v tab. 16 níže.

Tab. 16 Průběh měrné efektivní spotřeby paliva

Regulace	**Otáčky [1/min]**	**1500**	**2000**	**2500**	**3000**
WG	BSFC [g/kWh]	241,8	236,1	242,3	239,6
VTG	BSFC [g/kWh]	246,2	231,7	240,4	236,8

7 OPTIMALIZACE ČASOVÁNÍ VENTILŮ

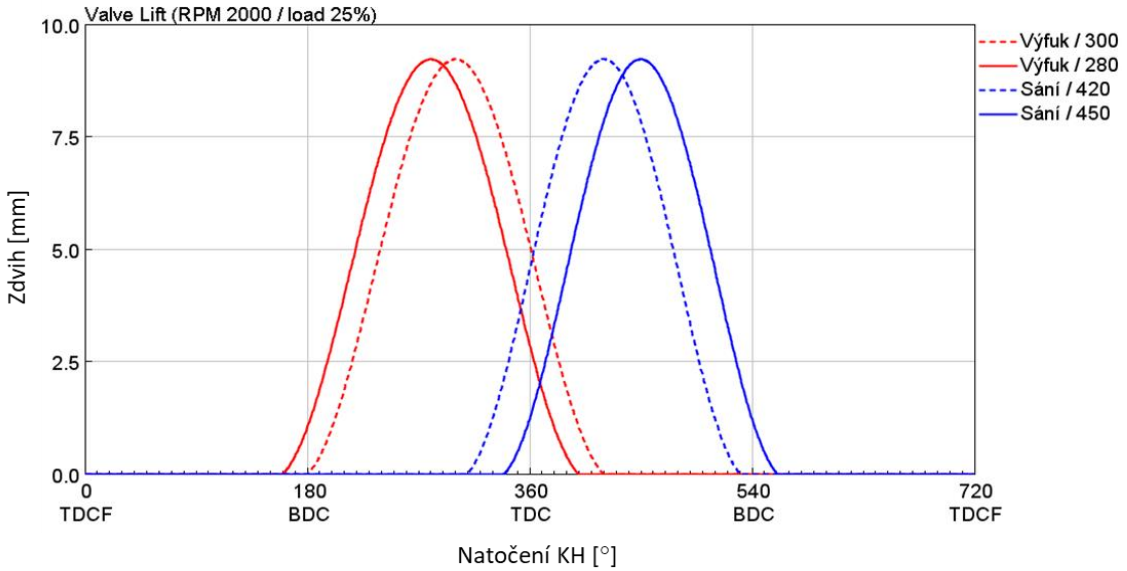
Optimalizace časování sacích a výfukových ventilů proběhla v nástroji DOE (Design of Experiment), který je součástí programu GT–Suite. Cílem optimalizace je měnit časování sacích a výfukových ventilů, tím také jejich překrytí a pozorovat následky těchto změn, převážně však jednotlivé účinnosti motorů a vliv na měrnou efektivní spotřebu paliva. Výsledky optimalizace jsou níže porovnány při 2000 ot/min. Všechny ostatní pracovní body jsou následně uvedeny v příloze diplomové práce.

7.1 OPTIMALIZACE PŘI ZATÍŽENÍ MOTORU 25 %

Rozsah časování sacích a výfukových ventilů je znázorněn v tab. 17 níže, kde číselné hodnoty vyjadřují dané natočení klikového hřídele při maximálním zdvihu ventilu. Pro oba způsoby regulace turbíny jsou prováděny optimalizace o stejném rozsahu, který je znázorněn v obr. 54.

Tab. 17 Rozsah optimalizace časování pro zatížení motoru 25 %

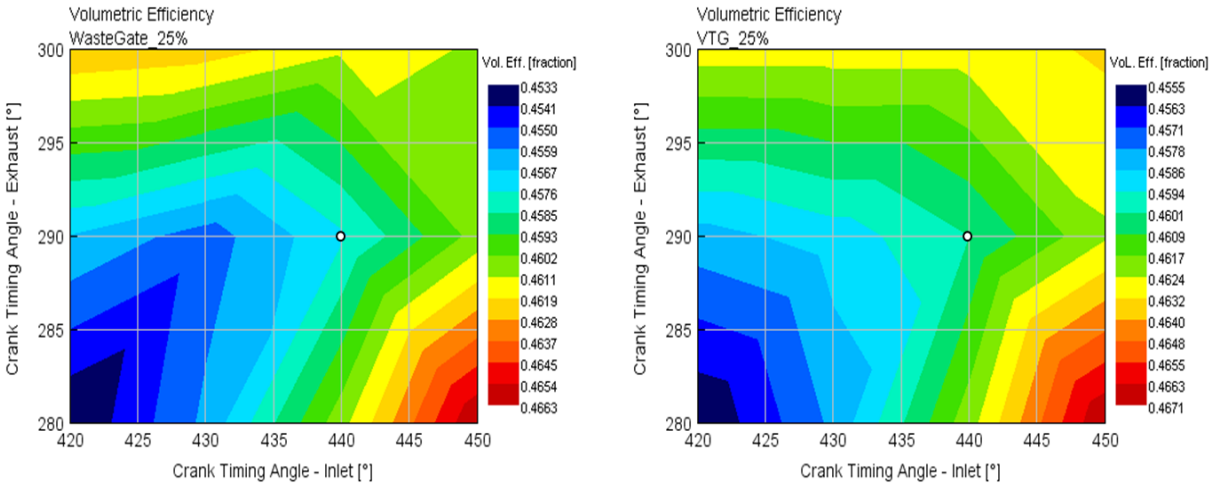
Model	Regulace	Ventil	Natočení KH při max. zdvihu [°]
Základní časování	WG / VTG	Sací	440
	WG / VTG	Výfukový	290
Optimalizace časování	WG / VTG	Sací	420–450
	WG / VTG	Výfukový	280–300



Obr. 54 Rozsah časování sacích a výfukových ventilů pro optimalizaci provozu motoru při zatížení 25 %

7.1.1 OBJEMOVÁ ÚČINNOST

Při větším překrytí ventilů dochází k větší recirkulaci plynů zpět do sání, a díky této skutečnosti dochází k menšímu naplnění válce motoru. To ukazuje konturovaný obr. 55, kde je možno pozorovat nižší objemovou účinnost motoru právě při větším překrytí (oblast v levém dolním rohu). Na obr. 55 jsou znázorněny obě varianty regulace (vlevo–WG, vpravo–VTG).

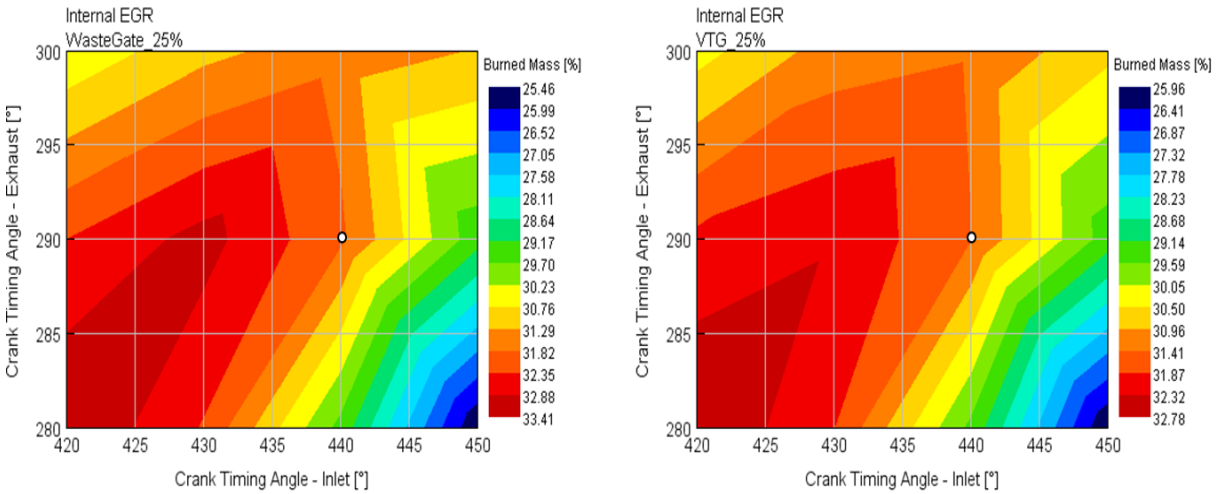


Obr. 55 Objemová účinnost při optimalizaci časování ventilů při zatížení 25 %

Bílý puntík s černým obrysem vyjadřuje časování sacích a výfukových ventilů v základním nastavení, které je uvedeno na předchozí straně v tab. 16.

7.1.2 VNITŘNÍ RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Jak již bylo zmíněno v předešlé kapitole 6, větší překryv ventilů způsobuje větší zpětné proudění plynů. Tuto skutečnost ukazuje obr. 56, kde je vyobrazena vnitřní recirkulace výfukových plynů zpět do sacího potrubí, čímž dochází také k menším čerpacím ztrátám.

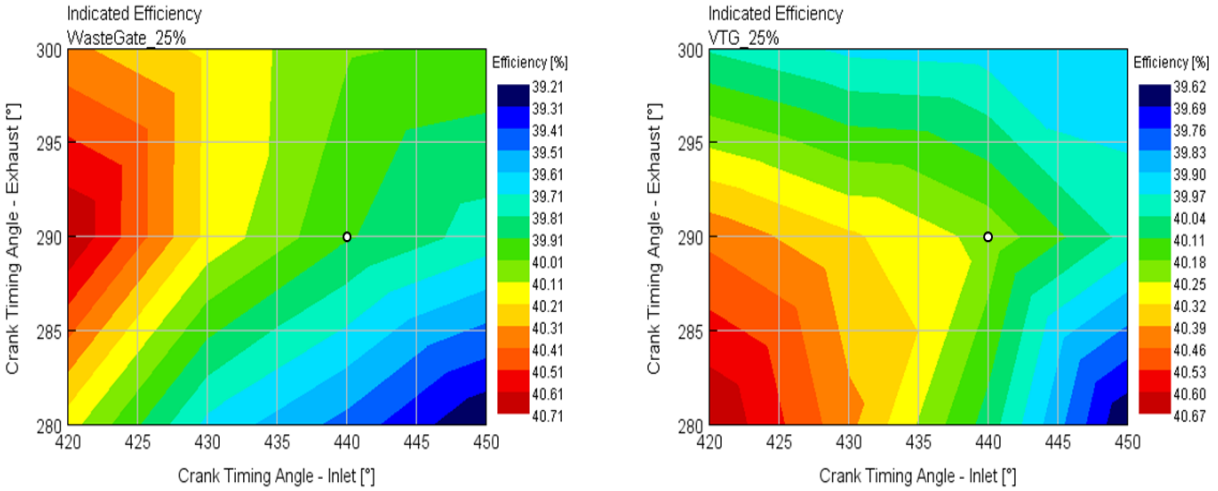


Obr. 56 Vnitřní EGR při optimalizaci časování ventilů při zatížení 25 %

Z barevné škály na pravé straně grafu je vidět, že výsledky vnitřní recirkulace jsou u obou modelů více optimistické a spíše se blíží hodnotám u vznětových motorů. Je třeba uvažovat, že je to pouze termodynamický model a reálně naměřené hodnoty budou pravděpodobně nižší. Nicméně lze pozorovat, že s větším překrytím ventilů opravdu dochází k větší recirkulaci spalin.

7.1.3 INDIKOVANÁ ÚČINNOST

Lze pozorovat malý nárůst indikované účinnosti v oblasti většího překrytí ventilů, což značí vyšší míru využití energie obsažené v palivu. Toto je možné vidět v grafu na obr. 57, kde v levé dolní části (oblast většího překrytí ventilů) dochází k malému nárůstu indikované účinnosti.

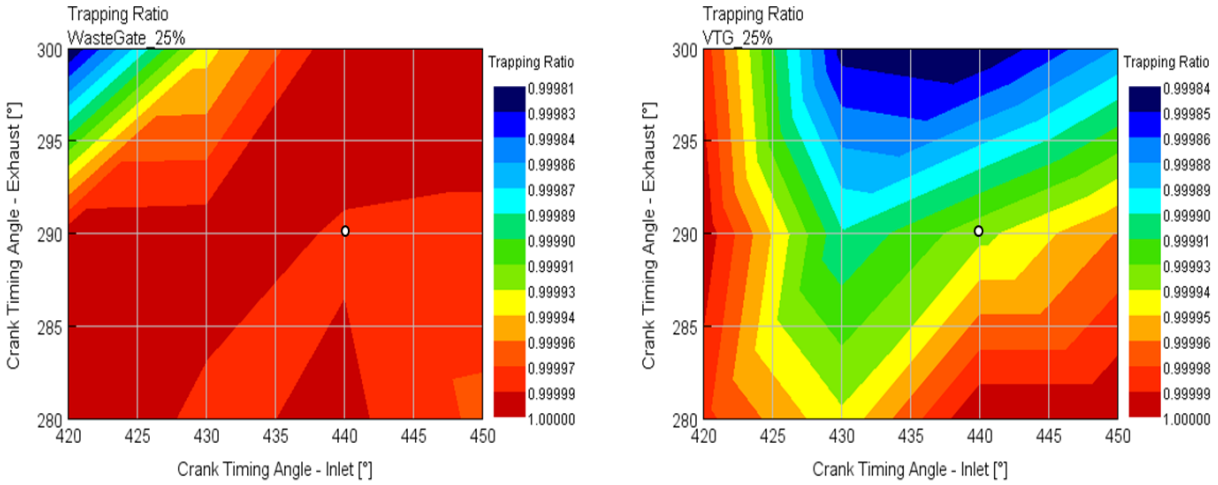


Obr. 57 Indikovaná účinnost při optimalizaci časování ventilů při zatížení 25 %

7.1.4 PROPLACHOVÁNÍ

V předešlé kapitole 6 je jedním z porovnávaných kritérií pro variabilní časování ventilů proplachování motoru, které je charakterizováno pomocí veličiny TR. Obr. 58 znázorňuje průběh TR při optimalizaci časování ventilů. Je vidět, že k většímu proplachování spalovacího prostoru má sklon motor s regulací VTG (obr. 58 vpravo). Nicméně oba druhy regulace u motoru 1,5 TSI EVO mají TR pod hodnotou jedna a lze říci, že u nich k proplachování dochází. Z grafu je také patrné, že větší stupeň Millerizace (větší překryv ventilů) má vliv na hodnotu TR a proplachování spalovacího prostoru motoru.

Obrázek s konturovaným grafem průběhu hodnot Trraping Ratio pro oba typy regulace turbíny je znázorněn na obr. 58.



Obr. 58 Průběh TR při optimalizaci časování ventilů pro zatížení 25 %

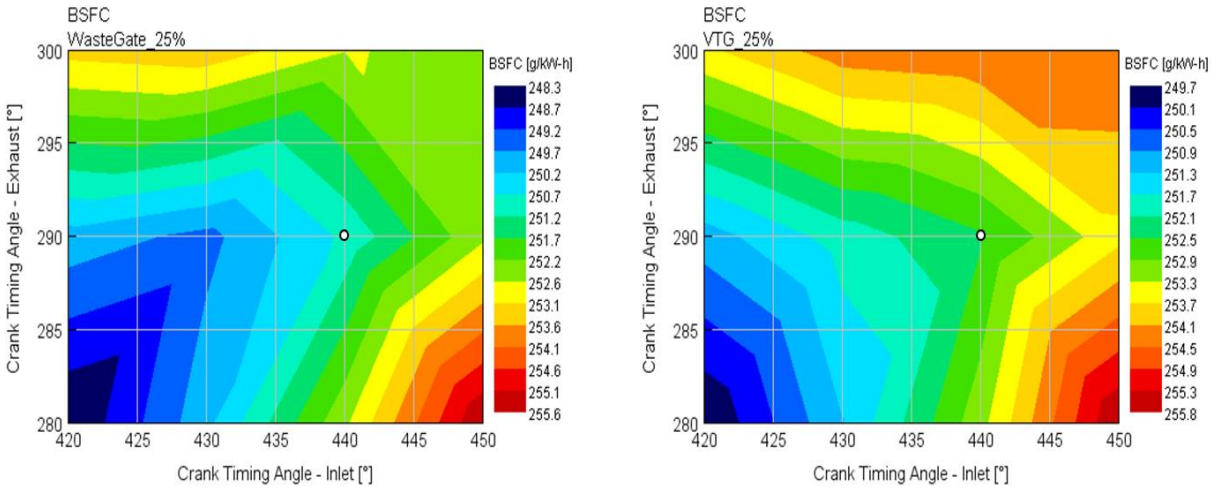
7.1.5 MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA PALIVA

Poslední a hlavní pozorovanou veličinou u optimalizace časování ventilů je měrná efektivní spotřeba paliva (BSFC) vyobrazena na obr. 59.

Hodnoty BSFC pro původní (základní) časování ventilů jsou v grafu vyznačeny bílými puntíky s černým obrysem a jsou následující:

- WasteGate: 250,6 g/kWh
- VTG: 252,2 g/kWh

Z obr. 59 je patrné, že v grafu v oblasti většího překryvu ventilů dochází ke zlepšení oproti původnímu časování vlivem výše zmíněných ostatních parametrů.



Obr. 59 Měrná efektivní spotřeba paliva při optimalizaci časování ventilů při zatížení 25 %

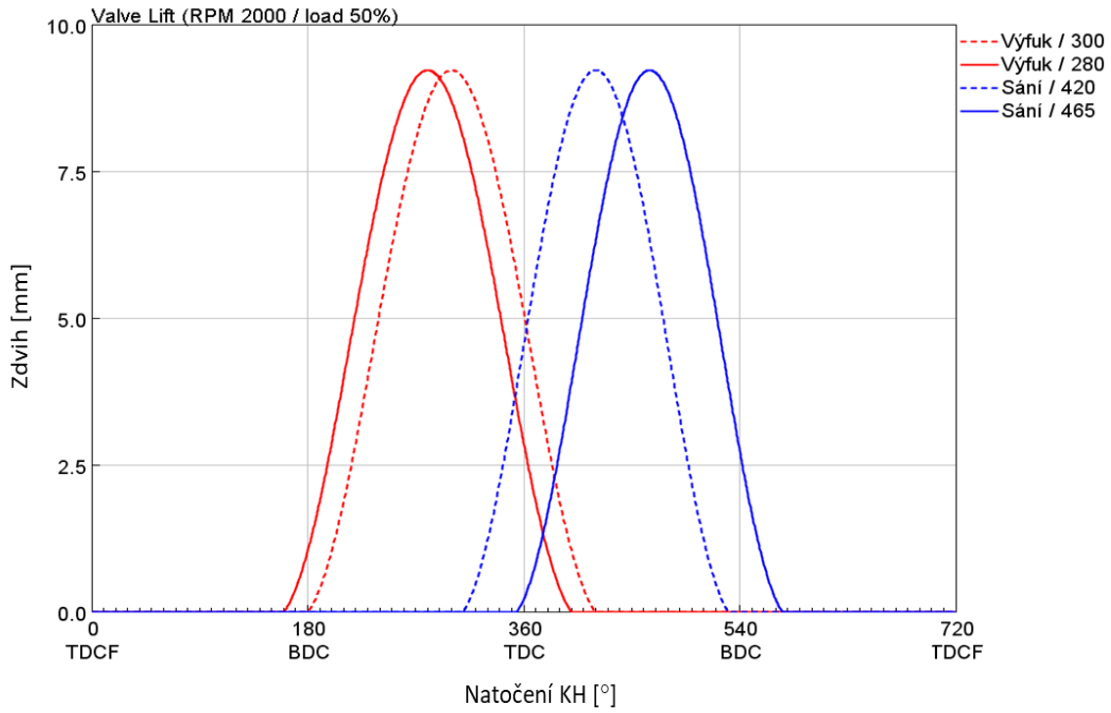
7.2 OPTIMALIZACE PŘI ZATÍŽENÍ MOTORU 50 %

Optimalizace při zatížení motoru 50 % proběhla stejným způsobem. Rozsah natočení klikového hřídele je vyobrazen níže v obr. 60 a hodnoty vypsány v tab. 17.

Tab. 18 Rozsah optimalizace časování pro zatížení motoru 50 %

Model	Regulace	Ventil	Natočení KH při max. zdvihu [°]
Základní časování	WG / VTG	Sací	437
	WG / VTG	Výfukový	293
Optimalizace časování	WG / VTG	Sací	420–465
	WG / VTG	Výfukový	280–300

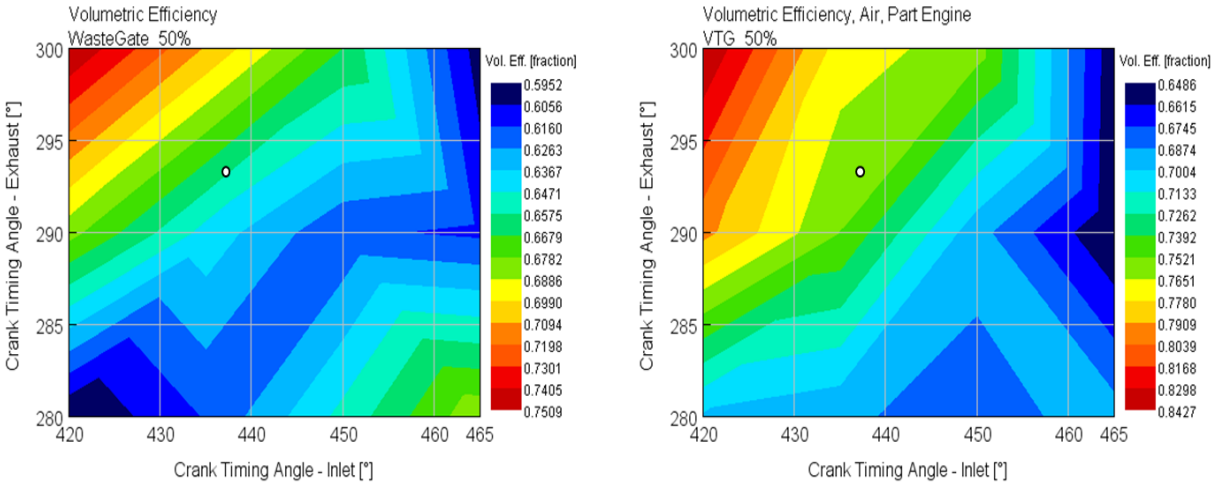
Oproti zatížení 25 % jsem zde zvolil větší rozsah u sacího ventilu, a to od hodnoty natočení klikového hřídele při maximálním zdvihu 420 ° do 465 °.



Obr. 60 Rozsah časování sacích a výfukových ventilů pro optimalizaci provozu motoru při zatížení 50 %

7.2.1 OBJEMOVÁ ÚČINNOST

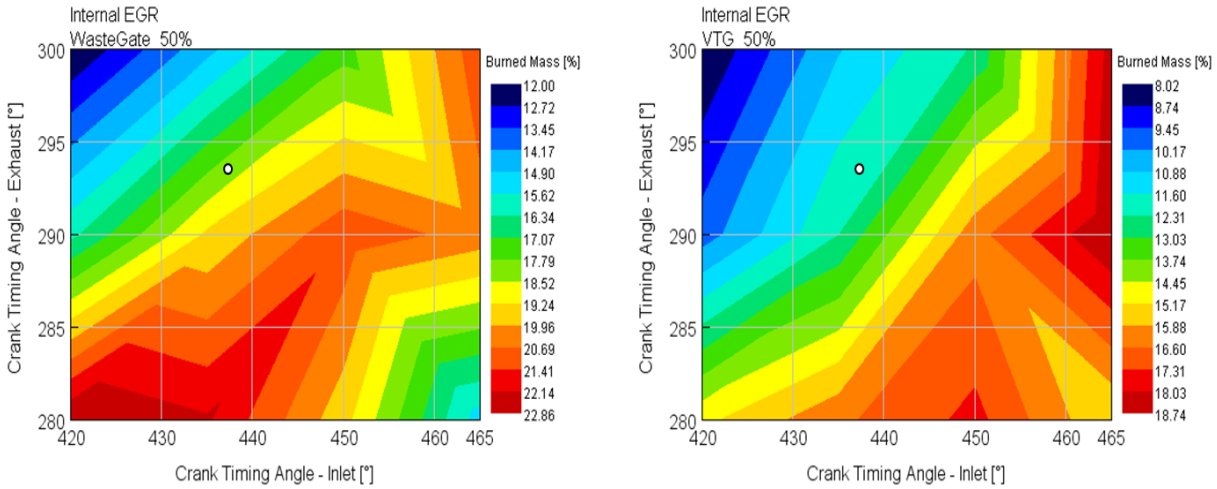
Na obr. 61 je vyobrazena objemová účinnost při zatížení motoru 50 %, jsou zde vidět dvě skutečnosti. První je, že při maximálním možném překrytí ventilů (v grafu tmavě červená) je největší naplnění spalovacího prostoru motoru směsí vzduchu a paliva. Naopak při menším překrytí ventilů má objemová účinnost tendenci klesat. Je tomu tak u obou modelů motoru 1,5 TSI EA211–EVO.



Obr. 61 Objemová účinnost při optimalizaci časování ventilů při zatížení 50 %

7.2.2 VNITŘNÍ RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

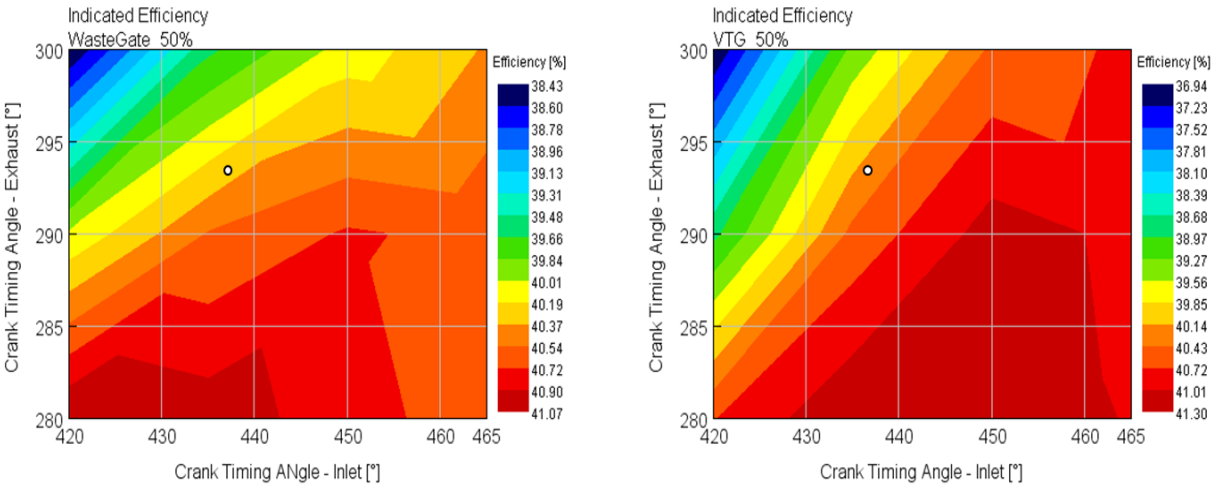
Proudění výfukových plynů zpět do sacího potrubí je znázorněno v grafu na obr. 62. Je vidět, že při velkém překryvu sacího a výfukového ventilu klesá množství výfukových plynů, které proudí zpět do sacího potrubí. Naproti tomu při menším překryvu dochází k nárůstu recirkulace plynů oproti původnímu časování ventilů.



Obr. 62 Vnitřní EGR při optimalizaci časování ventilů při zatížení 50 %

7.2.3 INDIKOVANÁ ÚČINNOST

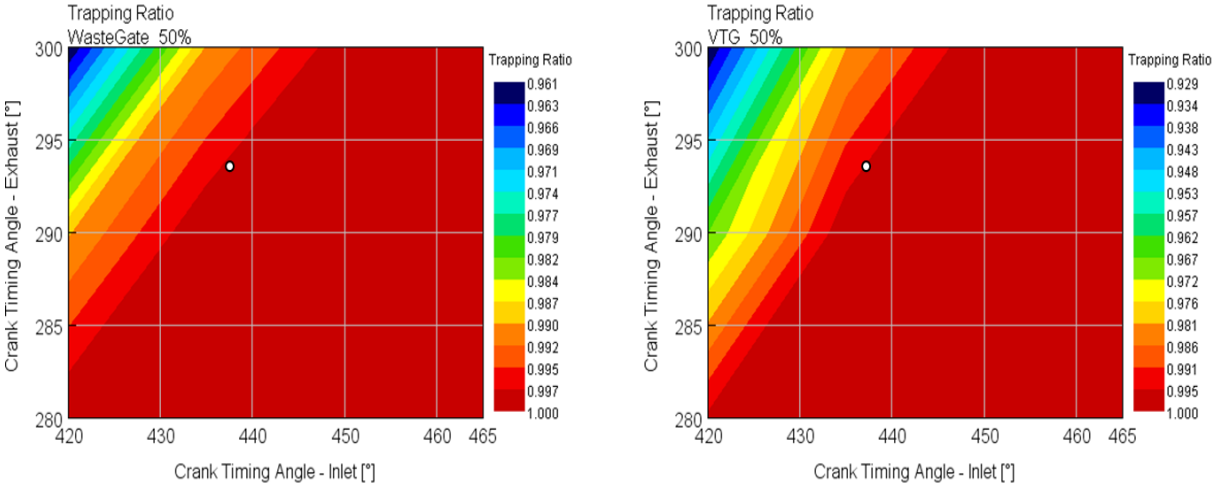
Stejný průběh platí i u indikované účinnosti motoru. Nejvyšších hodnot využití energie z paliva dosahují oba modely při menším překrytí ventilů. Při maximálním možném překryvu při takto stanovené optimalizaci časování ventilů dochází k poklesu blížícímu se až ke 3 %. Obr. 63 znázorňuje graf s průběhem indikované účinnosti ve stanoveném rozsahu optimalizace časování ventilů.



Obr. 63 Indikovaná účinnost při optimalizaci časování ventilů při zatížení 50 %

7.2.4 PROPLACHOVÁNÍ

Proplachování spalovacího prostoru závisí převážně na překryvu ventilů. Na obr. 64 je možno vidět, že při původním časování ventilů se oba modely motoru 1,5 TSI EA211–EVO pohybují na hranici proplachování. Je také patrné, že při maximálním možném překryvu ventilů (v grafu vlevo nahoře) je spalovací prostor motoru proplachován ve výrazně větší míře.



Obr. 64 Průběh TR při optimalizaci časování ventilů při zatížení 50 %

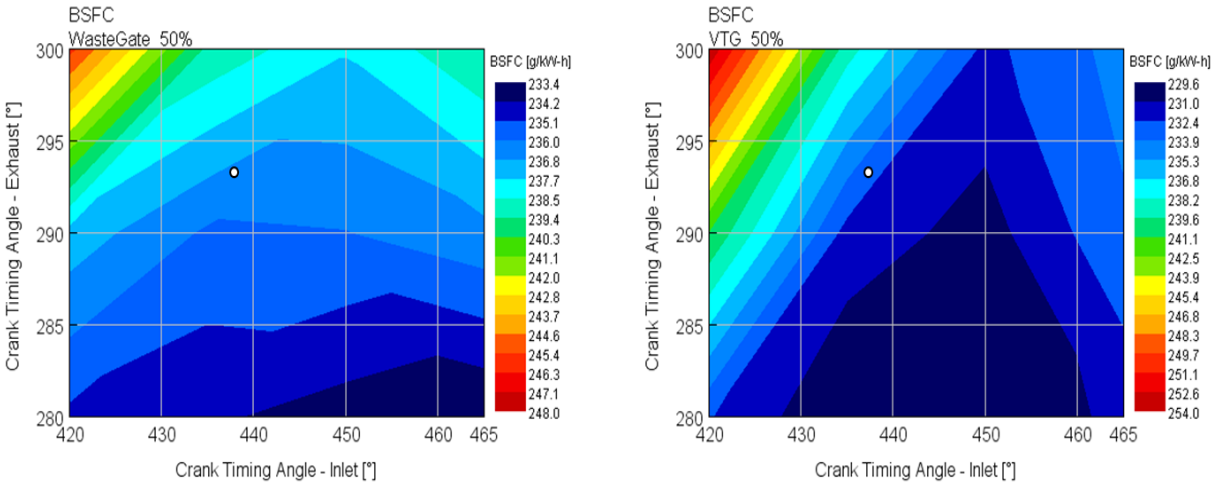
Model motoru s VTG (obr. 64–vpravo) vykazuje větší tendenci k proplachování, jak je možno vidět, hodnota TR je menší než 1 ve větším rozsahu časování ventilů.

7.2.5 MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA PALIVA

Pro zatížení motoru 50 % platí v souvislosti s předem zmíněnými parametry, že měrná efektivní spotřeba paliva (BSFC) klesá se zmenšujícím se překryvem ventilů. Naopak k výraznému nárůstu dochází při maximálním možném překrytí ventilů. BSFC pro oba modely je vyobrazena na obr. 65.

Hodnoty BSFC pro původní časování jsou znázorněny bílými puntíky v grafu a jsou následující:

- WasteGate: 236,1 g/kWh
- VTG: 231,7 g/kWh



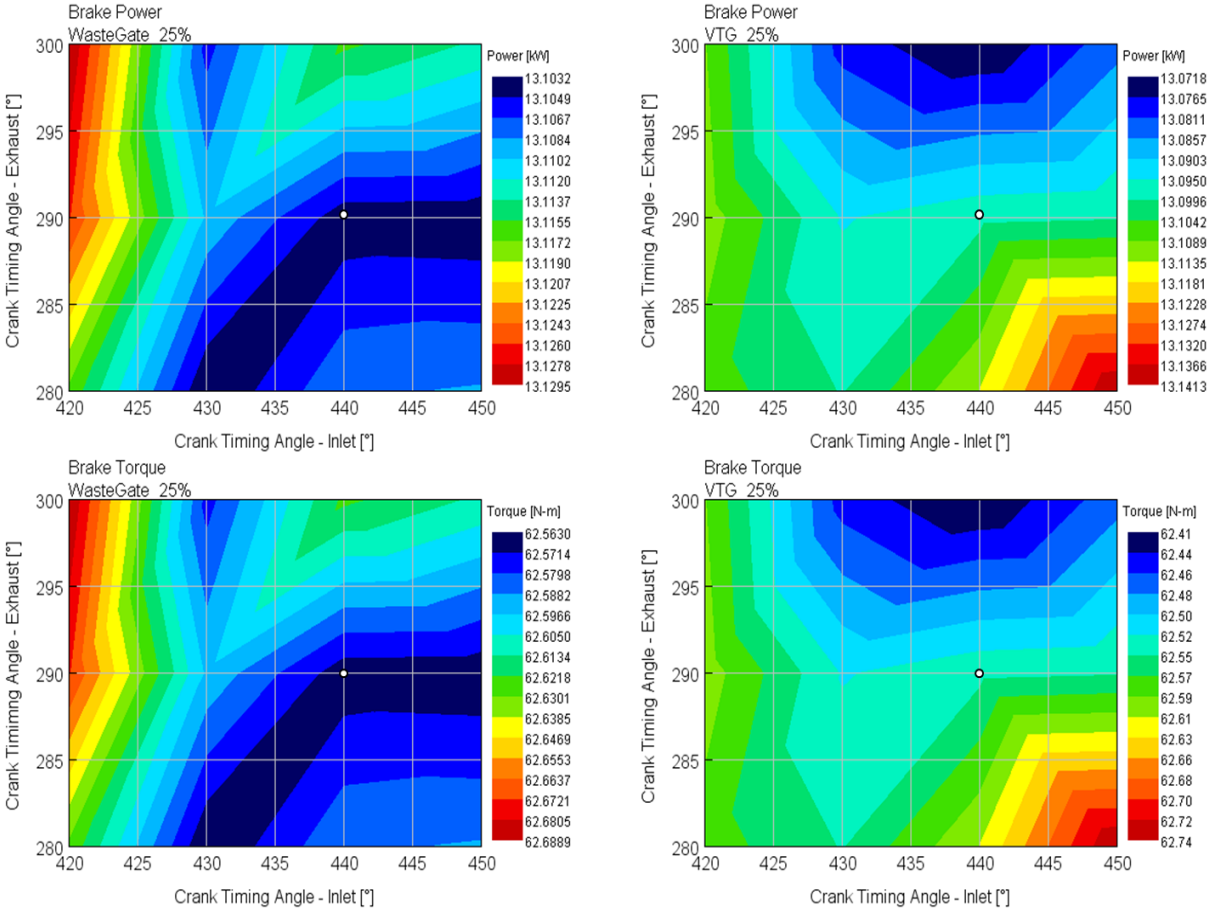
Obr. 65 Měrná efektivní spotřeba paliva při optimalizaci časování ventilů při zatížení 50 %

8 ZHODNOCENÍ OPTIMALIZACE

8.1 ZATÍŽENÍ MOTORU 25 %

V první části kapitoly 7 je popsán průběh jednotlivých veličin v oblasti s větším překrytím sacích a výfukových ventilů (variabilní časování ventilů). Oproti původnímu časování ventilů dochází ke zlepšení těchto parametrů týkajících se výměny náplně válce. Díky těmto skutečnostem následně také dochází k poklesu měrné efektivní spotřeby paliva. A tak dochází při tomto provozním režimu motoru k hospodárnějšímu provozu.

Obr. 65 vyobrazuje grafy točivého momentu a výkonu pro oba modely motoru 1,5 TSI EA211–EVO. Je patrné, že v celém rozsahu optimalizace časování ventilů nedochází k výraznému nárůstu nebo poklesu těchto veličin. Tudíž lze tvrdit, že ke zlepšení hospodárnosti motoru došlo při udržení výkonnostních parametrů motoru.

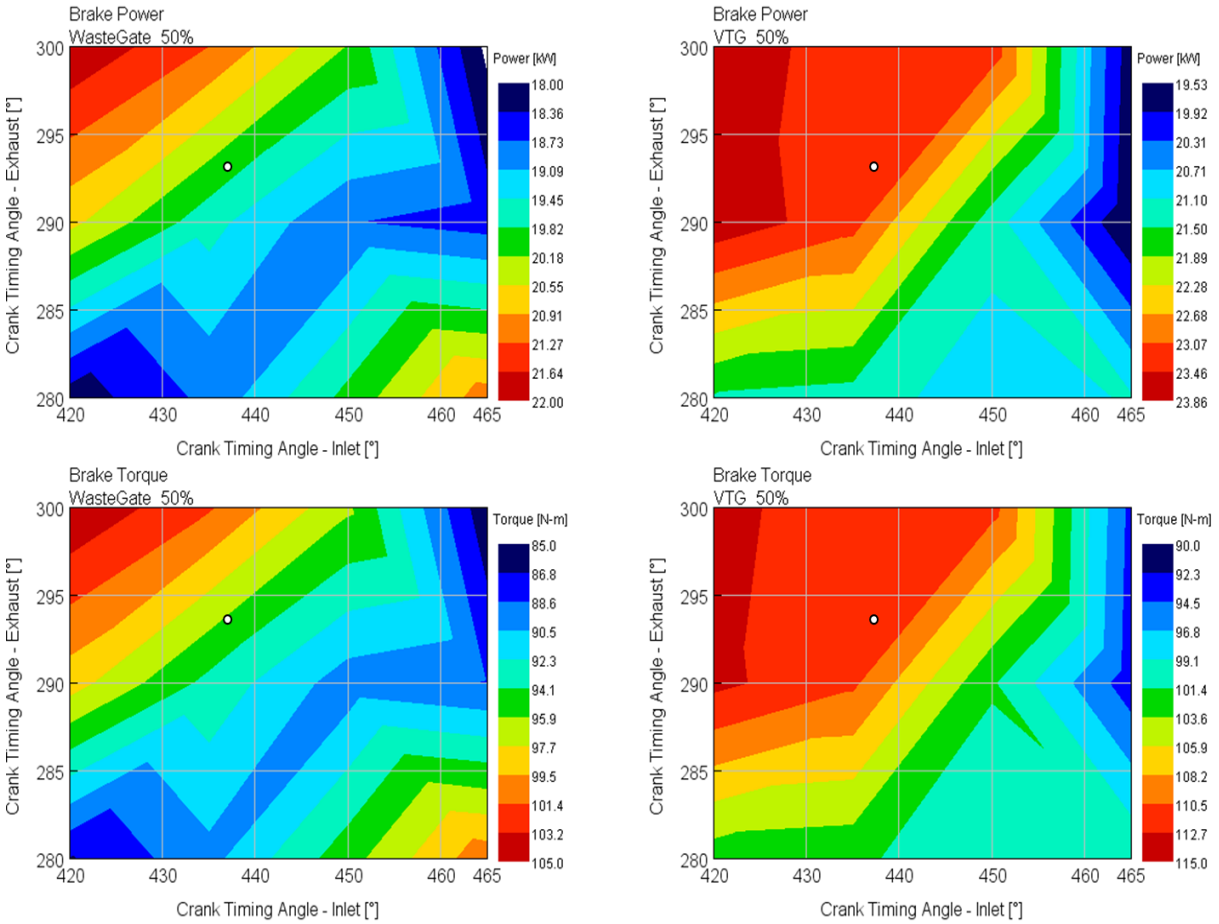


Obr. 65 Točivý moment a výkon motoru při optimalizaci časování ventilů při zatížení 25 %

8.2 ZATÍŽENÍ MOTORU 50 %

Průběh veličin pro zatížení motoru 50 % se od nižšího zatížení v předchozí podkapitole 8.1 mírně liší. Motor vykazuje větší míru hospodárnosti provozu při zmenšujícím se překryvu ventilů. Naopak při větším překrytí dochází sice k většímu proplachování spalovacího prostoru, ale také menší recirkulaci výfukových plynů. Do válce se dostane větší množství směsi paliva a vzduchu a tím dochází ke zhoršení měrné efektivní spotřeby paliva. Je to také způsobeno skutečností, že při maximálním možném překryvu dochází k nárůstu točivého momentu a výkonu motoru oproti zatížení motoru 25 %.

Průběh točivého momentu a výkonu pro oba modely motoru je znázorněn na obr. 66 v konturovaných grafech.



Obr. 66 Točivý moment a výkon motoru při optimalizaci časování ventilů při zatížení 50 %

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navržení termodynamického modelu spalovacího motoru s variabilním časováním ventilů a dvěma druhy regulace turbodmychadla. Motor vychází z pohonné jednotky 1,5 TSI EA211–EVO od společnosti Volkswagen. Regulace byla uskutečněna nejprve pomocí elektricky ovládaného obtokového ventilu (WG) a následně pomocí elektricky ovládaných rozváděcích lopatek s variabilní geometrií (VTG). Poté došlo k optimalizaci časování sacích i výfukových ventilů za účelem dosažení hospodárnějšího provozu motoru. Výpočet termodynamické analýzy i následná optimalizace probíhaly při dvou různých zatíženích – 25 % a 50 %. Tyto režimy byly zvoleny na základě skutečnosti, že při testech WLTC (The Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles) pracuje spalovací motor hlavně při částečných zatíženích.

Spalovací motor s variabilním časováním ventilů, který pracuje na principu Millerova cyklu má oproti motoru operujícím na základě klasického Ottova cyklu výhodu právě při částečných zatíženích. Kombinace dřívějšího uzavření sacích ventilů a vysokého kompresního poměru napomáhá zvýšit účinnost spalovacího procesu, tím dochází ke snížení měrné efektivní spotřeby paliva, a to má za následek snížení škodlivin ve výfukových plynech. Tuto skutečnost dokazuje kapitola 7, kde jsou podrobně rozebrány parametry motoru, které popisují právě účinnost spalovacího procesu. Při větším překrytí ventilů motor vykazuje lepší termodynamické vlastnosti z hlediska výměny náplně válce. Dochází ke snížení objemové účinnosti motoru v řádech jednotek procent, díky tomu se spalování účastní menší množství směsi. Energie obsažená v palivu je více využita, což značí nárůst indikované účinnosti až o 3 % oproti původnímu časování ventilů. To způsobuje také nárůst celkové účinnosti motoru. Došlo také ke zlepšení recirkulace výfukových plynů (vnitřní EGR). To znamená, že směs nasávaná do spalovacího prostoru má menší obsah kyslíku, a tedy se snižuje teplota hoření směsi. To má za následek snížení složky emisí NO_X. Vnitřní recirkulace plynů vzrostla v průměru o 4 %. Díky všem těmto skutečnostem poté dochází ke snížení měrné efektivní spotřeby paliva BSFC. U zatížení motoru 25 % se BSFC zlepšila v průměru o 3 g/kWh, u zatížení motoru 50 % se zlepšení projevilo méně. Nicméně díky snížené měrné efektivní spotřebě paliva dochází ke snížení obsahu škodlivin ve výfukových plynech. Další pracovní body motoru jsou poté vyobrazeny v grafech v příloze práce. Tyto body se mohou svými výsledky výše uvedených veličin mírně lišit, zejména při otáčkách motoru 1500 ot/min. Pro přesnější a kompletnější představu by bylo zapotřebí rozsáhlejší optimalizace časování ventilů. Jak je možno vidět z příloh na stranách P8, P9, P10 a P11, tak při zatížení 25 % došlo ke zlepšení vlastností výměny náplně válce při zachování točivého momentu a výkonu motoru v celém zvoleném rozsahu otáček. Oproti tomu, zatížení 50 % vykazuje změnu výkonových parametrů.

Z hlediska všech stanovených cílů byla práce zhotovena kompletně. Dále by bylo vhodné ověřit dosažené výsledky uskutečněním experimentu na reálném indikovaném motoru. Pro další zkoumání Millerova cyklu ve spalovacích motorech a zefektivnění spalovacího procesu za účelem snížení škodlivin ve výfukových plynech by jistě bylo zajímavé uskutečnit změnu kompresního poměru nebo změnu předstihu zážehu. Tyto úpravy by musely proběhnout za předpokladu úvahy o změně výkonnostních parametrů nebo zdvihového objemu motoru.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] HEYWOOD, John. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1. McGraw-Hill Book Company, 1988. ISBN 0-070100499-8.

[2] FERGUSON, Colin a Allan KIRKPATRICK. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. 3rd. Wiley, 2015. ISBN 978-1-118-92652-9.

[3] MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-0105-015-6.

[4] ZHAO, Jinxing. Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines – A review. Applied Energy [online]. 2017, 185, 300-319 [cit. 2019-02-18]. ISSN 03062619. Dostupné z: doi:10.1016/j.apenergy.2016.10.063

[5] Braun, M., Klaas, M., and Schroder, W., "Influence of Miller Cycles on Engine AirFlow," SAE Int. J. Engines 11(2):2018, doi:10.4271/03-11-02-0011.

[6] R. Ebrahimi, Thermodynamic modeling of performance of aMiller cycle with engine speed and variable specific heat ratio of working fluid, Comput. Math. Appl. 62 (5) (2011) 2169-2176

[7] Zammit, J.P. & McGhee, M.J. & Shayler, P.J. & Law, T. & Pegg, I., 2015. "The effects of early inlet valve closing and cylinder disablement on fuel economy and emissions of a direct injection diesel engine," Energy, Elsevier, vol. 79(C), pages 100-110.

[8] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Rotordynamics of Automotive Turbochargers: Linear and Nonlinear Rotordynamics - Bearing Design - Rotor Balancing. Stuttgart: Springer Heidelberg New York Dordrecht London, 2012. ISBN 978-3-642-27517-3.

[9] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. Charging the internal combustion engine: Powertrain. Graz: SpringerWienNewYork, 2007. ISBN 978-3-211-33033-3.

[10] Garrett Small Wastegate Turbos [online]. [cit. 2020-10-27]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/broadest-turbo-range/small-wastegate-turbos/

[11] *How a Turbo Works - Basic* [online]. [cit. 2020-10-29]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/basic/

[12] BARTONÍČEK, Ladislav. Přeplňování pístových spalovacích motorů. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004, 77 s. ISBN 80-7083-800-0.

[13] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Fixed Geometry Turbochargers. DieselNet [online]. Ecopoint, 2014 [cit. 2020-11-23]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_fixed.php

[14] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Variable Geometry Turbochargers. *DieselNet* [online]. Ecopoint, 2016 [cit. 2020-11-26]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_vgt.php

[15] DEMMELBAUER-EBNER, Wolfgang, Kai PERSIGEHL, Michael GÖRKE a Eike WERSTAT. Der neue 1,5-I-Vierzylinder-TSI-Motor von Volkswagen. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. Frankfurt/Main, 2017, **78**, 8.

[16] GT-Suite: Engine Performace Application Manual. Gamma Technologies, 2020.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ACT		Cylinder Deactivation Technology−Aktivní vypínání válců
BDC		Bottom Dead Center−Dolní úvrať
BSFC		Brake Specific Fuel Consuption
CO_2		Oxid uhličitý
DOE		Design Of Experiment
DÚ		Dolní úvrať
EGR		Exhaust Gas Recirculation−Recirkulace výfukových plynů
EIVC		Dřívější uzavírání sacích ventilů
HPDI		High Pressure Direct Injection−Vysokotlaké přímé vstřikování
HÚ		Horní úvrať
imep		Indicated Mean Efective Pressure–Střední indikovaný tlak
KH		Klikový hřídel
LIVC		Late Intake Valve Closing−Pozdější uzavírání sacích ventilů
NO_X		Oxidy dusíku
PID		P–Pásmo proporcionality, I–Integrační čas, D–Derivační čas
RPM		Revolutions Per Minute–Otáčky za minutu
SIVC		Pevné časování ventilů
TDC		Top Dead Center–Horní úvrať
TR		Trapping Ratio
TSI		Přeplňovaný motor s přímým vstřikováním paliva
VCR		Variable Compression Ratio−Variabilní kompresní poměr
VTG		Variable Turbine Geometry−Turbína s proměnnou geometrií lopatek
VVT		Variable Valve Timing−Variabilní časování ventilů
WG		WasteGate–Obtokový ventil
A_T	$[m^2]$	Plocha trysky turbíny
c_1	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost plynu v bodě jedna
c_2	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost plynu v bodě dva
c_3	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost plynu v bodě tři
c_4	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost plynu v bodě čtyři
c_p	$[J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
c_v	$[J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita při konstantním objemu
h_1	$[J \cdot kg^{-1}]$	Měrná entalpie v bodě jedna

h_2	[J·kg^{-1}]	Měrná entalpie v bodě dva
h_3	[J·kg^{-1}]	Měrná entalpie v bodě tři
h_4	[J·kg^{-1}]	Měrná entalpie v bodě čtyři
$\Delta h_{12,\,tt}$	[J·kg^{-1}]	Změna měrné entalpie z bodu 1t do bodu 2t
$\Delta h_{34,\,ts}$	[J·kg^{-1}]	Změna měrné entalpie z bodu 3t do bodu 4s
$\Delta h_{34,\,tt}$	[J·kg^{-1}]	Změna měrné entalpie z bodu 3t do bodu 4t
$\Delta h_{s,\,tt}$	[J·kg^{-1}]	Změna měrné entalpie z bodu 1t do bodu 2st
m	[kg]	Hmotnost
$\dot{m}_{akt}$	[kg· s^{-1}]	Aktuální hmotnostní tok turbínou
$\dot{m}_{kor}$	[kg· s^{-1}]	Korigovaný hmotnostní tok turbínou
$\dot{m}_{red}$	[kg· s^{-1}]	Redukovaný hmotnostní tok turbínou
$\dot{m}_T$	[kg· s^{-1}]	Hmotnostní tok turbínou
n	[min^{-1}]	Otáčky motoru
p_0	[Pa]	Tlak v bodě nula
p_1	[Pa]	Tlak v bodě jedna
p_{1t}	[Pa]	Tlak v bodě 1t
p_2	[Pa]	Tlak v bodě dva
p_{2t}	[Pa]	Tlak v bodě 2t
p_3	[Pa]	Tlak v bodě tři
p_{3t}	[Pa]	Tlak v bodě 3t
p_4	[Pa]	Tlak v bodě čtyři
p_{4s}	[Pa]	Tlak v bodě 4s
$P_{inlet\text{-}total}$	[Pa]	Tlak na vstupu do turbíny
P_{ref}	[Pa]	Referenční hodnota tlaku
q	[J·kg^{-1}]	Měrné teplo
Q_C	[J]	Odvedené teplo
Q_H	[J]	Přivedené teplo
r	[J·kg^{-1}·K^{-1}]	Měrná plynová konstanta
r_M	[–]	Poměr expanzního a kompresního poměru Millerova cyklu
R_{akt}	[J·kg^{-1}·K^{-1}]	Aktuální hodnota plynové konstanty
R_{ref}	[J·kg^{-1}·K^{-1}]	Referenční hodnota plynové konstanty
ΔS	[J·K^{-1}]	Entropie
T	[K]	Teplota

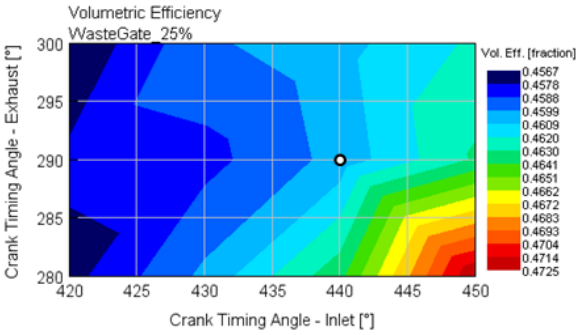
T_0	[K]	Teplota v bodě nula
T_1	[K]	Teplota v bodě jedna
T_{1t}	[K]	Teplota komprese u kompresoru v bodě 1t
T_2	[K]	Teplota v bodě dva
T_{2st}	[K]	Teplota komprese u kompresoru v bodě 2st
T_{2t}	[K]	Teplota komprese u kompresoru v bodě 2t
T_3	[K]	Teplota v bodě tři
T_{3t}	[K]	Teplota v bodě 3t
T_4	[K]	Teplota v bodě čtyři
T_{4s}	[K]	Teplota v bodě 4s
T_{4t}	[K]	Teplota v bodě 4t
T_5	[K]	Teplota v bodě pět
$T_{inlet\text{-}total}$	[K]	Teplota plynu na vstupu do turbíny
T_{ref}	[K]	Referenční hodnota teploty plynu v turbíně
u_1	[J·kg^{-1}]	Měrná vnitřní energie v bodě jedna
u_2	[J·kg^{-1}]	Měrná vnitřní energie v bodě dva
u_3	[J·kg^{-1}]	Měrná vnitřní energie v bodě tři
V_1	[m^3]	Objem v bodě jedna
V_2	[m^3]	Objem v bodě dva
V_3	[m^3]	Objem v bodě tři
V_4	[m^3]	Objem v bodě 4
V_5	[m^3]	Objem v bodě pět
V_K	[m^3]	Kompresní objem
W	[J]	Mechanická práce
w_t	[J·kg^{-1}]	Měrná technická práce
β	[–]	Expanzní poměr
γ_{akt}	[–]	Aktuální hodnota adiabatického indexu
γ_{ref}	[–]	Referenční hodnota adiabatického indexu
ε	[–]	Kompresní poměr
λ	[–]	Součinitel přebytku vzduchu
$\eta_{T\ (T\text{-}S)}$	[–]	Izoentropická účinnost turbíny
η_t	[–]	Tepelná účinnost
$\eta_{t,\ C}$	[–]	Tepelná účinnost Carnotova cyklu

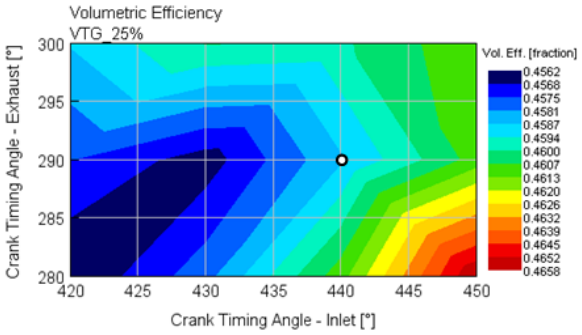
$\eta_{t,\,O}$	[–]	Tepelná účinnost Ottova cyklu
$\eta_{t,\,M}$	[–]	Tepelná účinnost Millerova cyklu
$\eta_{C\,(T\text{-}T)}$	[–]	Izoentropická účinnost kompresoru
ρ_1	[kg·m^{-3}]	Hustota plynu v bodě jedna
ρ_2	[kg·m^{-3}]	Hustota plynu v bodě dva
ρ_3	[kg·m^{-3}]	Hustota plynu v bodě tři
ψ	[–]	Funkce hmotnostního průtoku

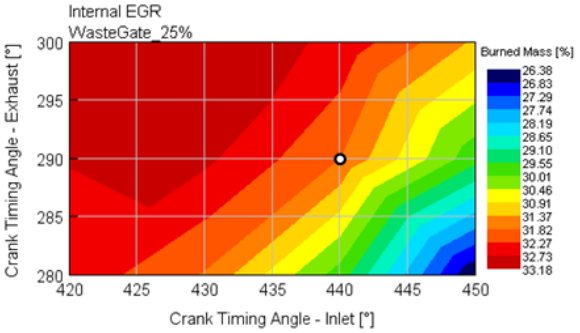
SEZNAM PŘÍLOH

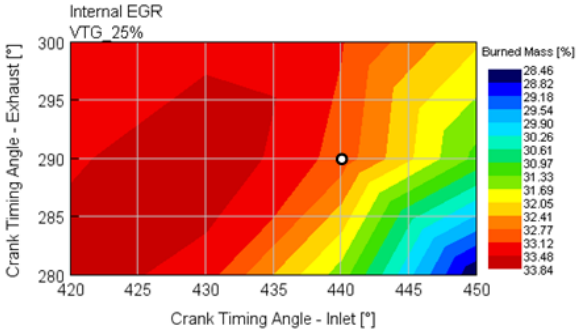
Příloha 1: Parametry motoru při zatížení 25 % (otáčky 1500)……...P2
Příloha 2: Parametry motoru při zatížení 25 % (otáčky 2500)……..P3
Příloha 3: Parametry motoru při zatížení 25 % (otáčky 3000)……..P4
Příloha 4: Parametry motoru při zatížení 50 % (otáčky 1500)……..P5
Příloha 5: Parametry motoru při zatížení 50 % (otáčky 2500)……..P6
Příloha 6: Parametry motoru při zatížení 50 % (otáčky 3000)……...P7
Příloha 7: Výkon motoru při zatížení 25 %.....P8
Příloha 8: Točivý moment motoru při zatížení 25 %.....P9
Příloha 9: Výkon motoru při zatížení 50 %.....P10
Příloha 10: Točivý moment motoru při zatížení 50 %.....P11

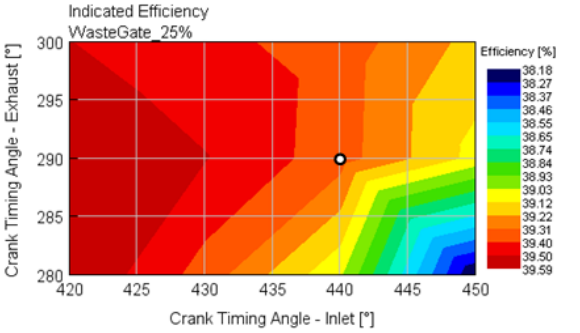
ZATÍŽENÍ MOTORU 25 %, OTÁČKY MOTORU 1500

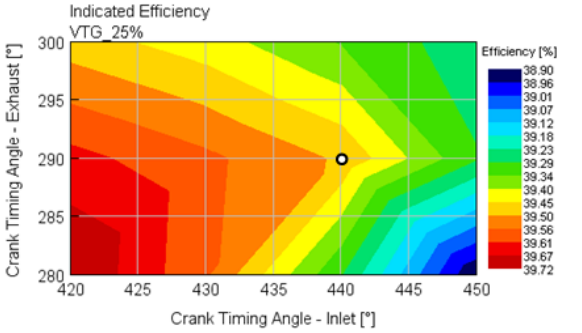


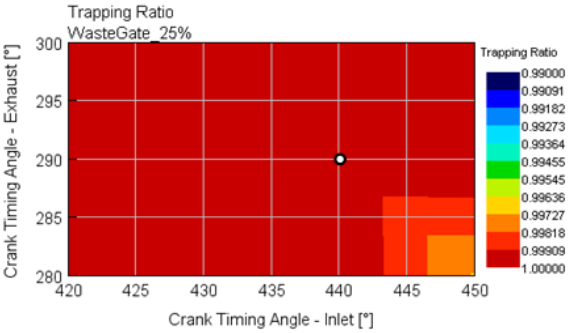


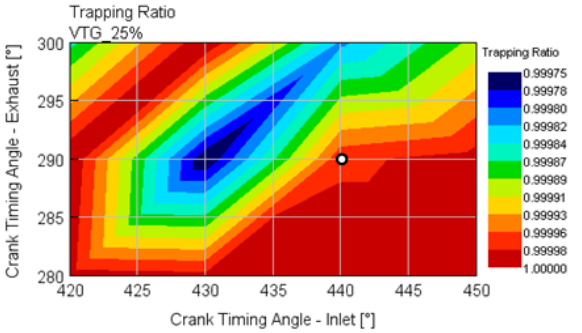


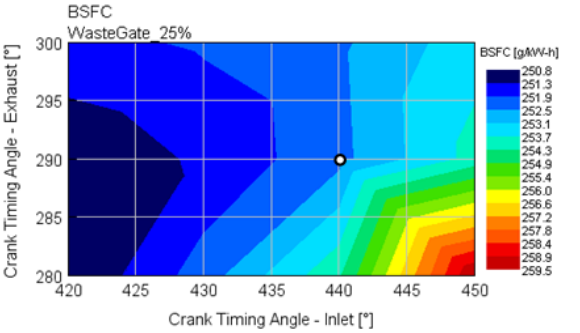


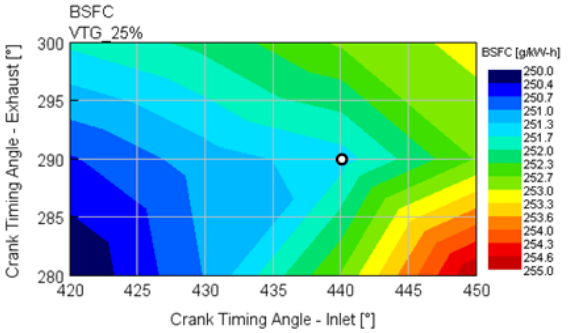




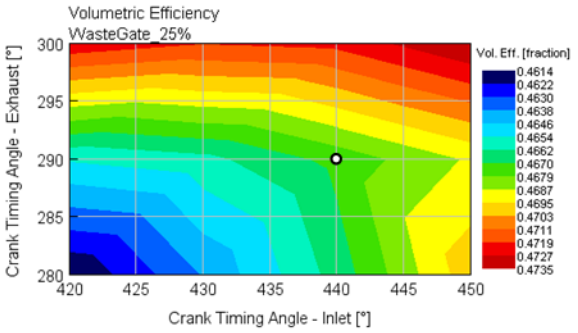


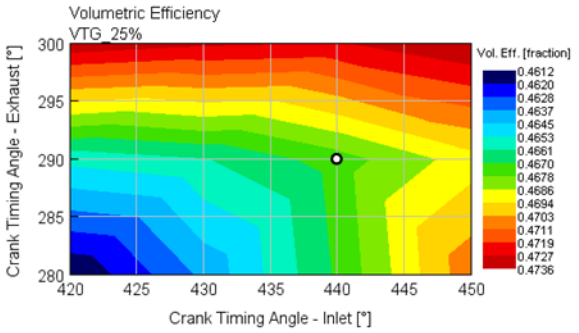


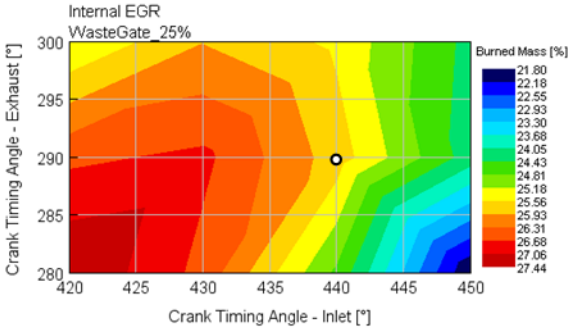


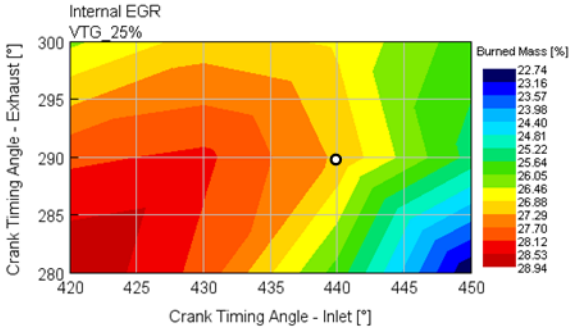


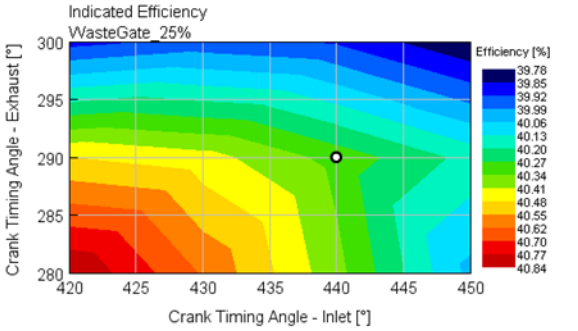
ZATÍŽENÍ MOTORU 25 %, OTÁČKY MOTORU 2500

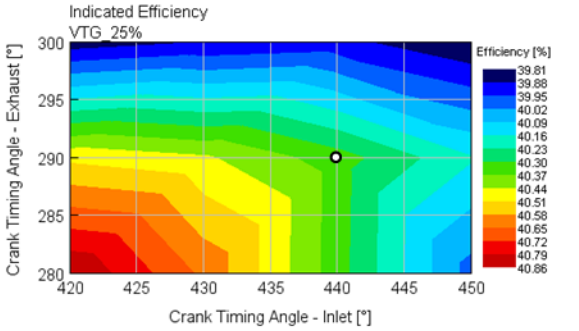


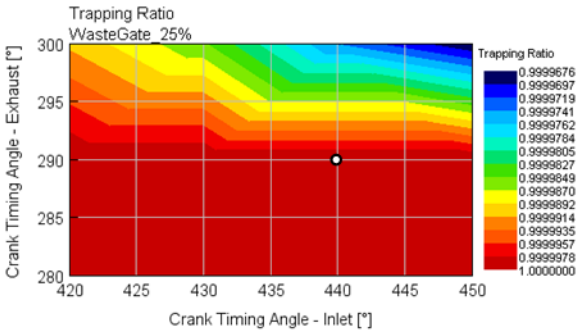


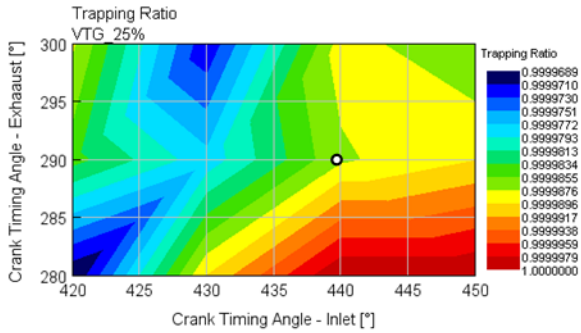


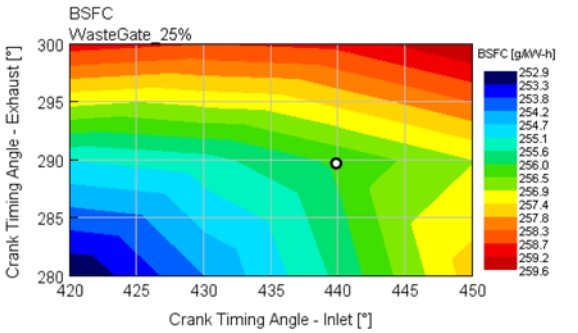


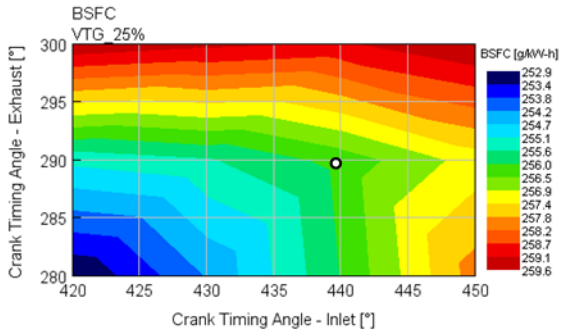




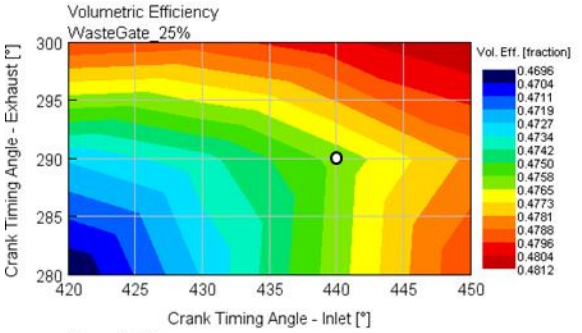


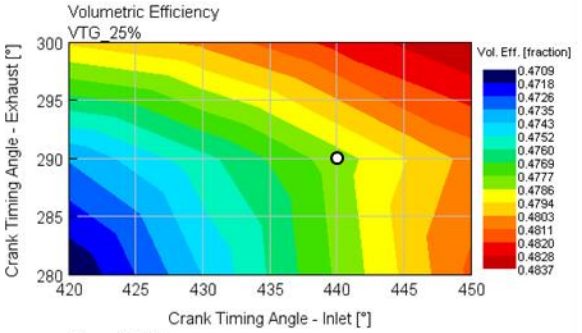


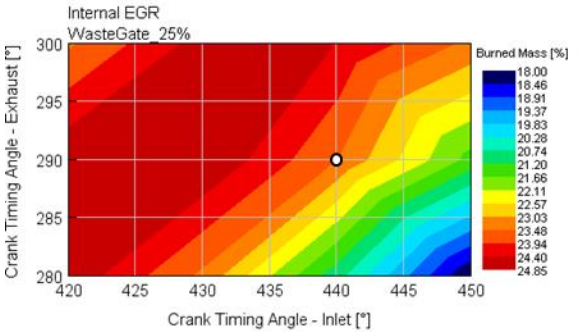


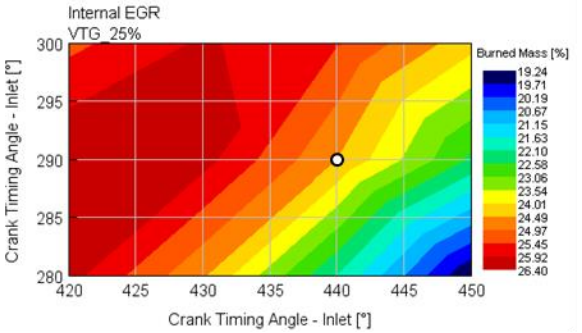


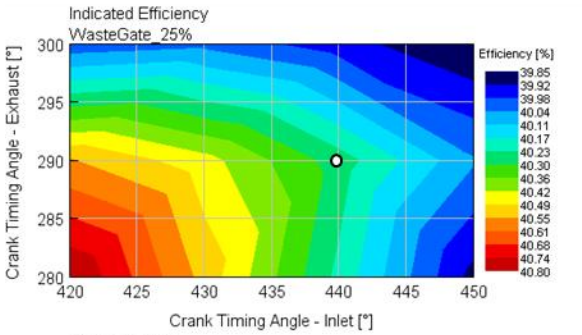
ZATÍŽENÍ MOTORU 25 %, OTÁČKY MOTORU 3000

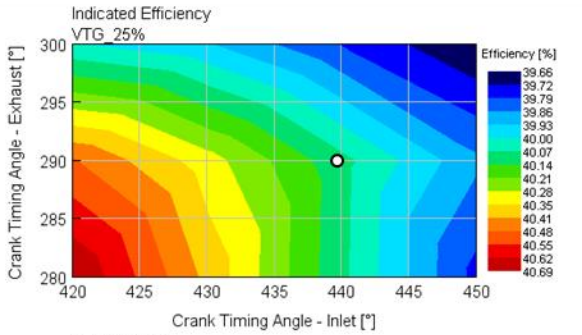


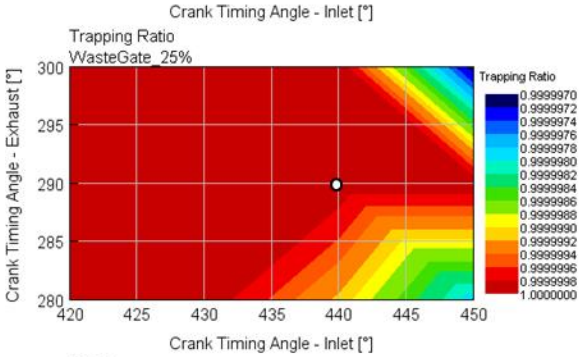


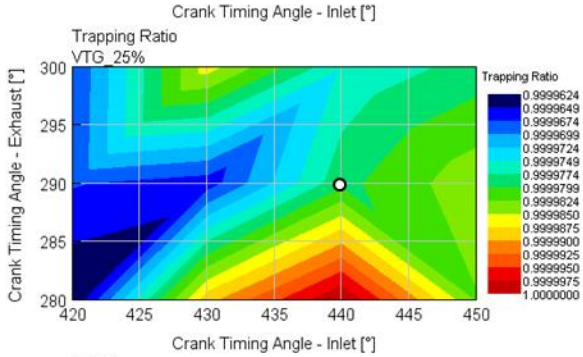


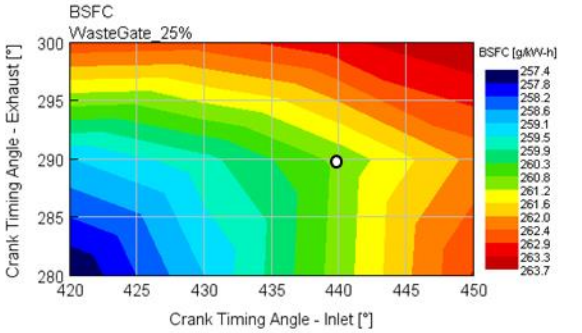


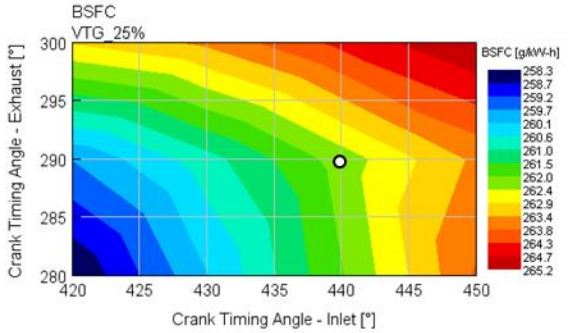




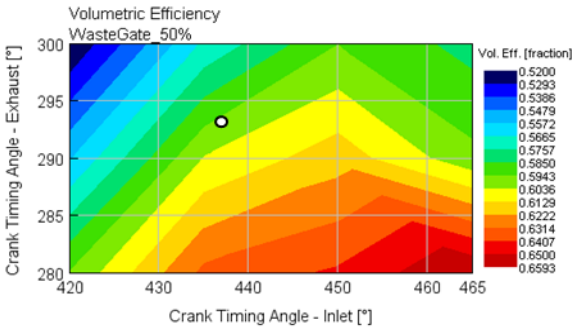


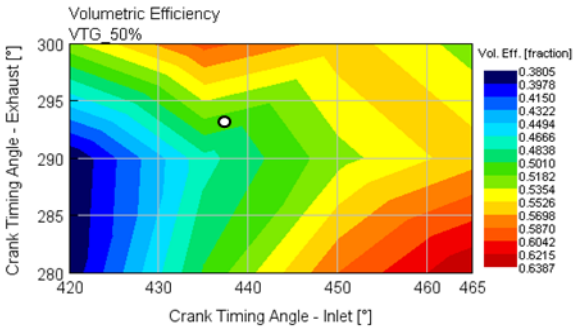


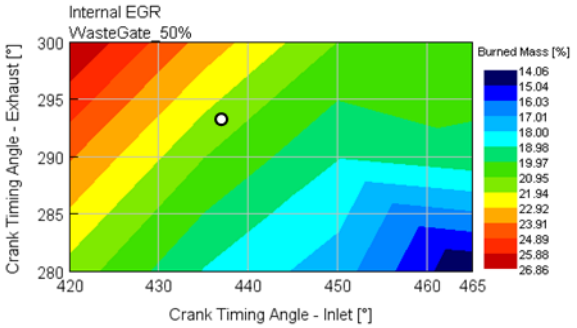


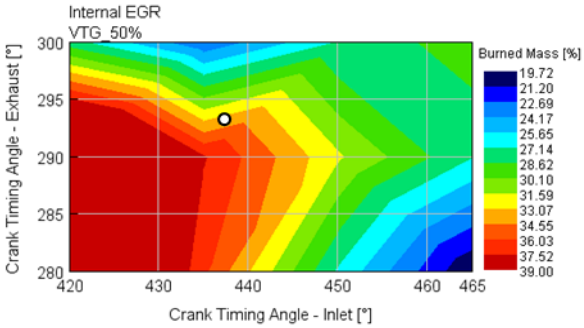


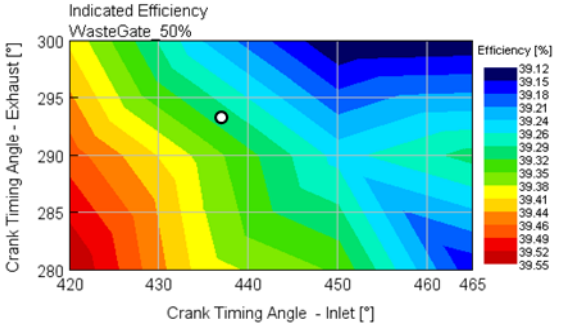
ZATÍŽENÍ MOTORU 50 %, OTÁČKY MOTORU 1500

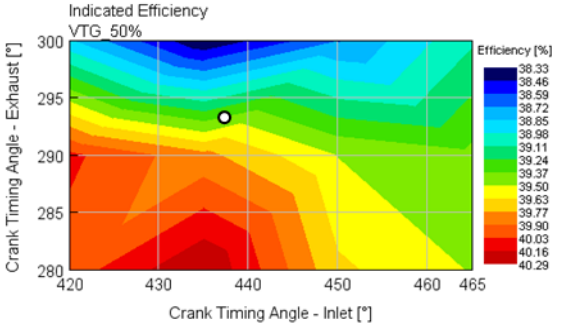


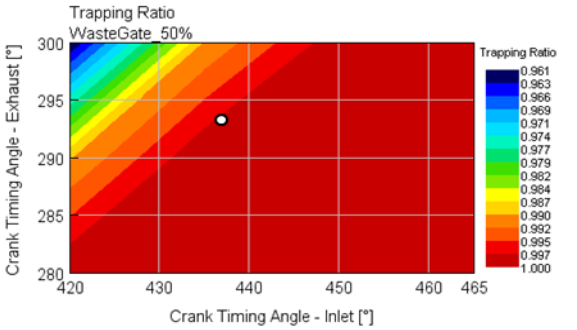


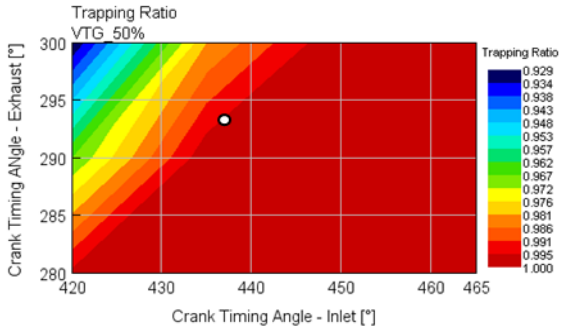


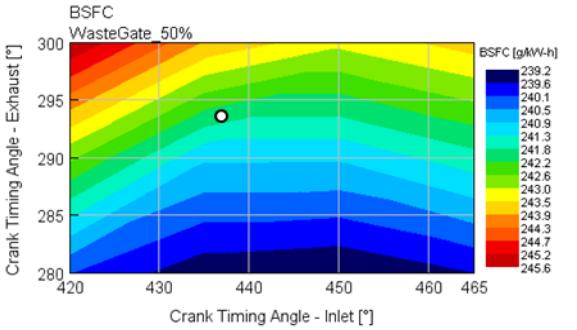


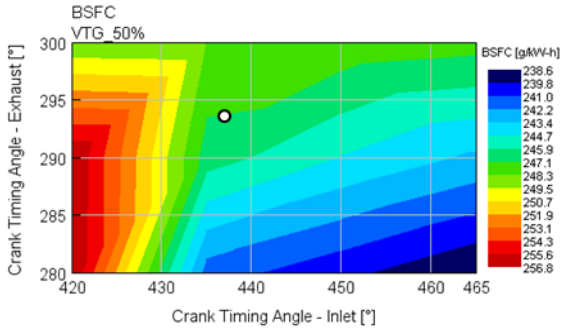




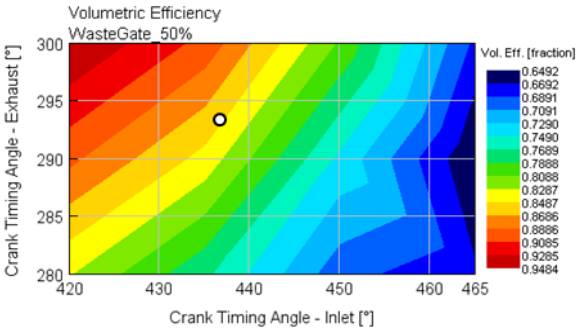


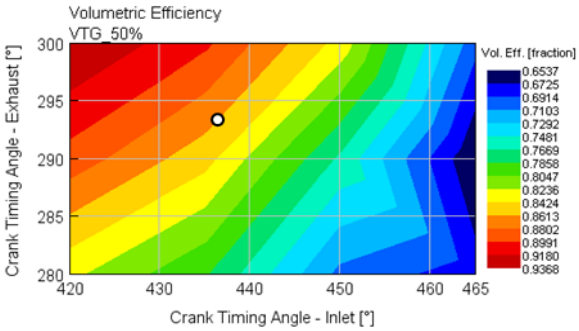


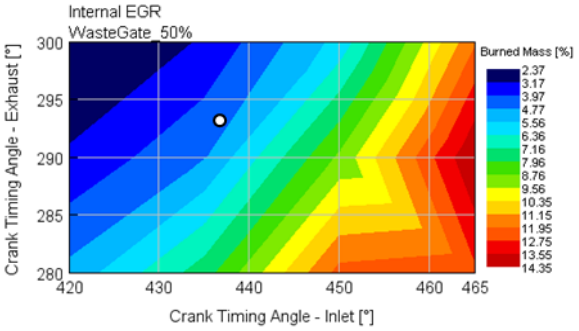


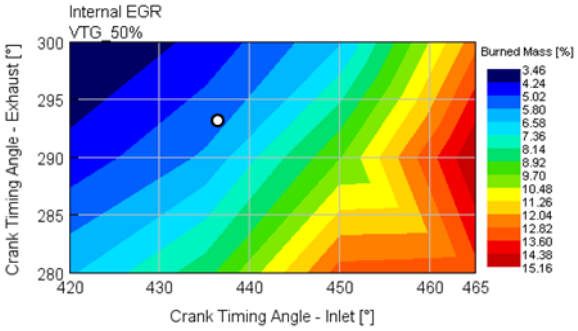


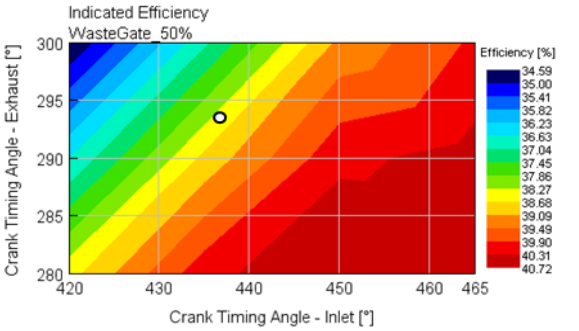
ZATÍŽENÍ MOTORU 50 %, OTÁČKY MOTORU 2500

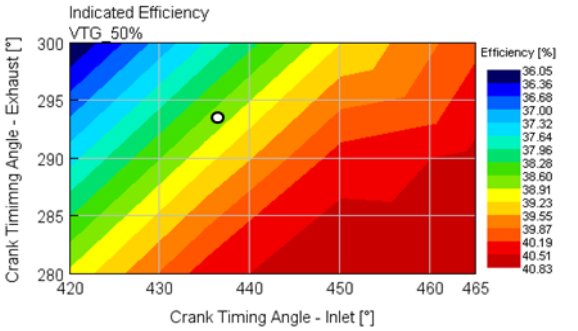


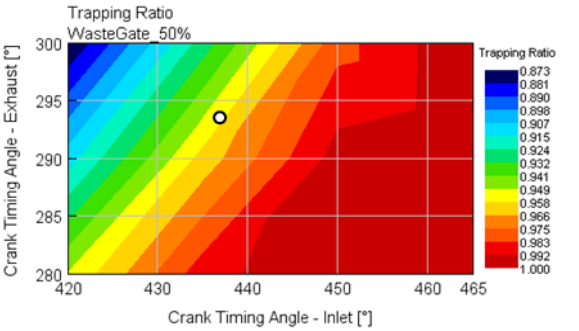


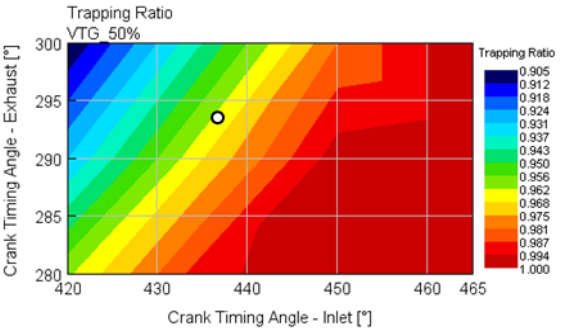


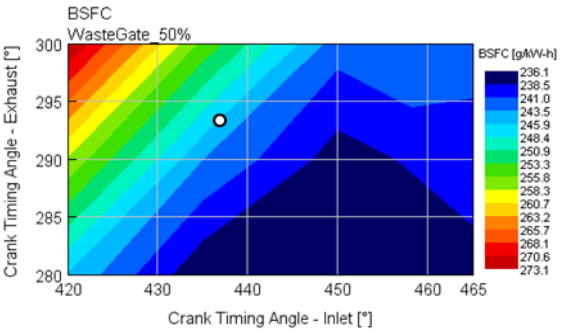


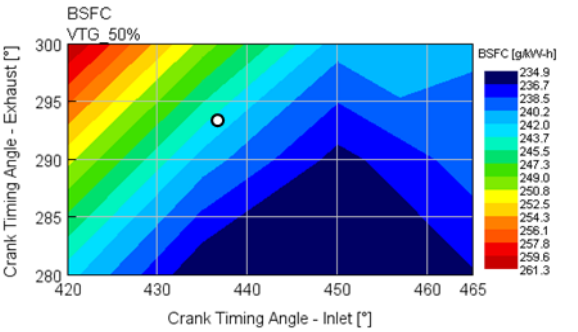




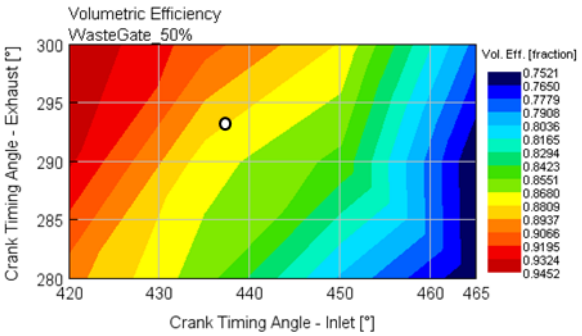


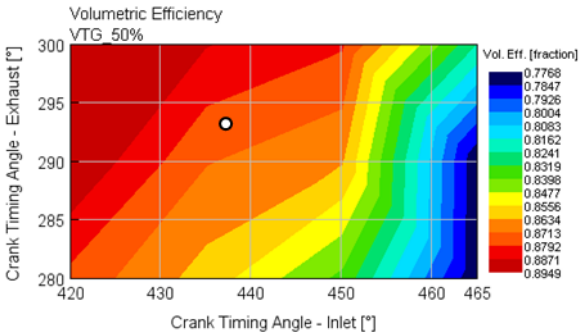


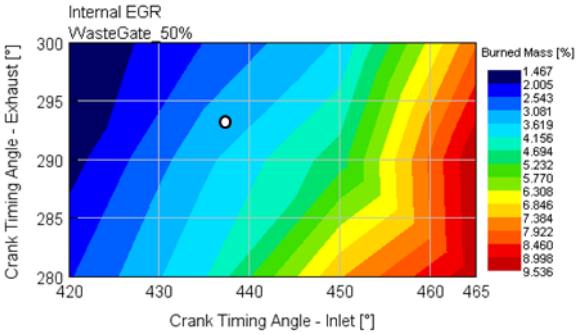


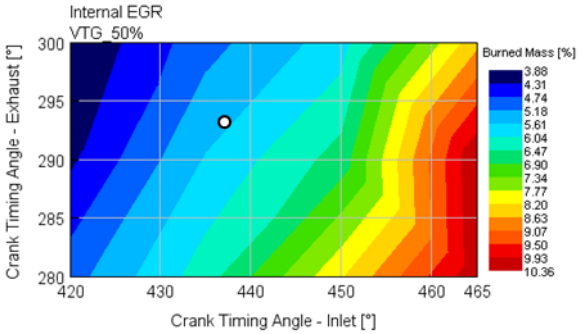


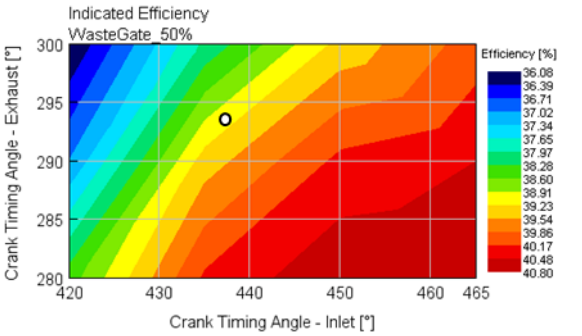
ZATÍŽENÍ MOTORU 50 %, OTÁČKY MOTORU 3000

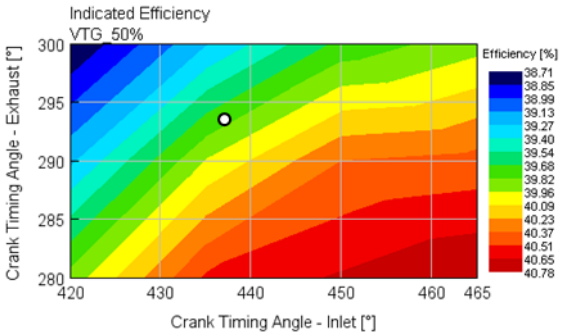


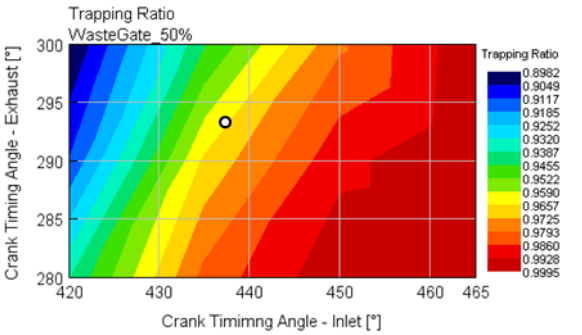


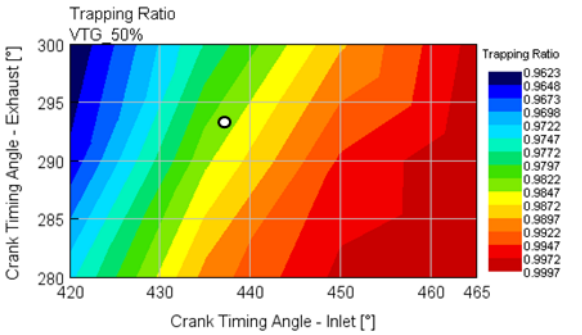


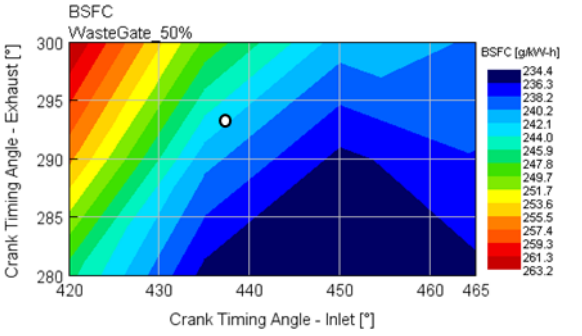


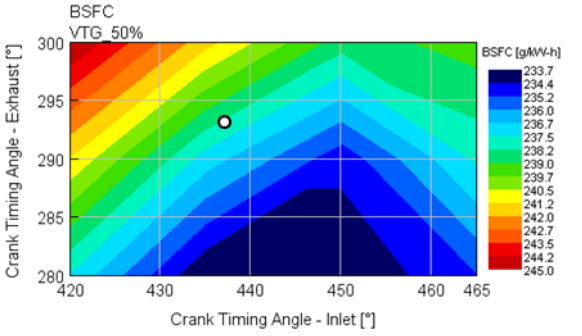




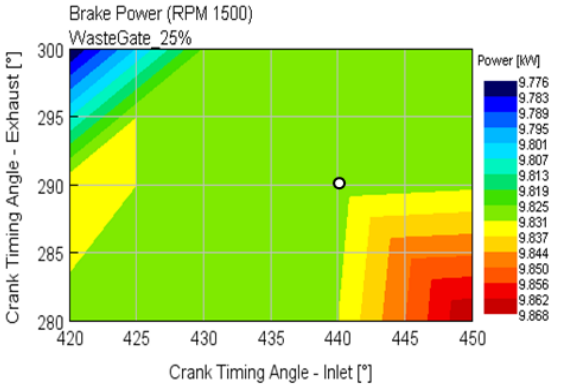


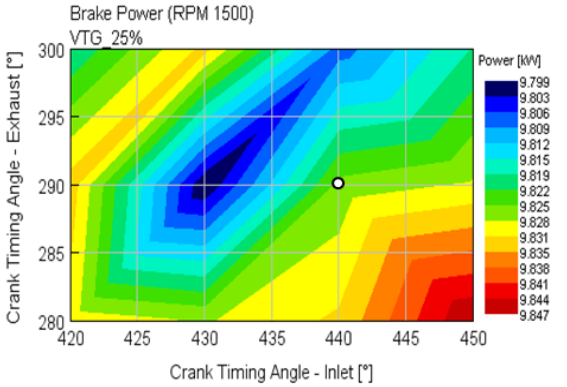


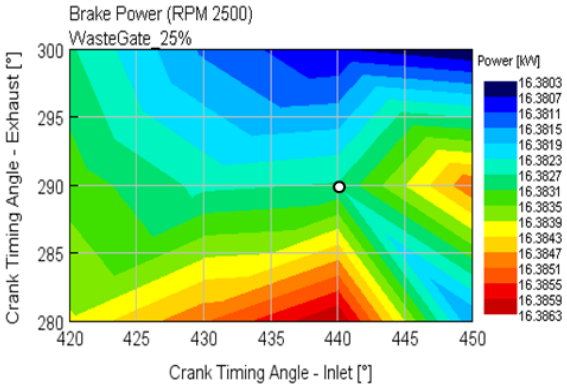


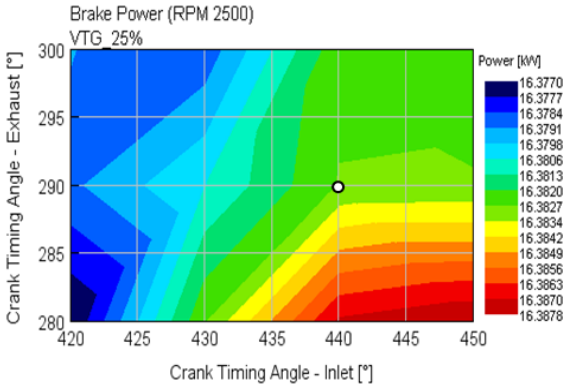


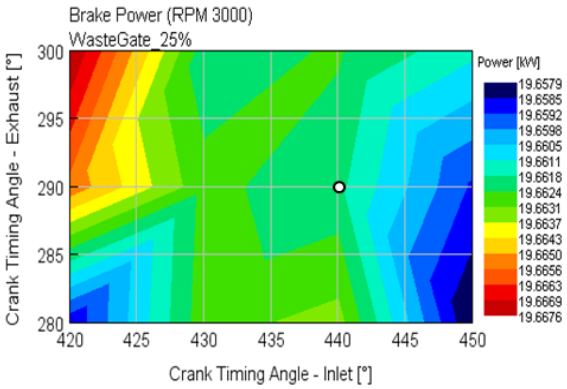
VÝKON MOTORU PŘI ZATÍŽENÍ 25 %

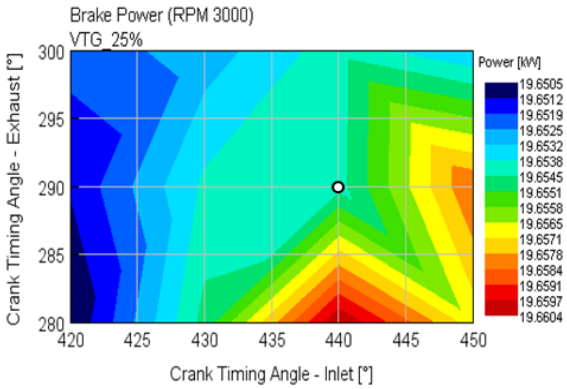




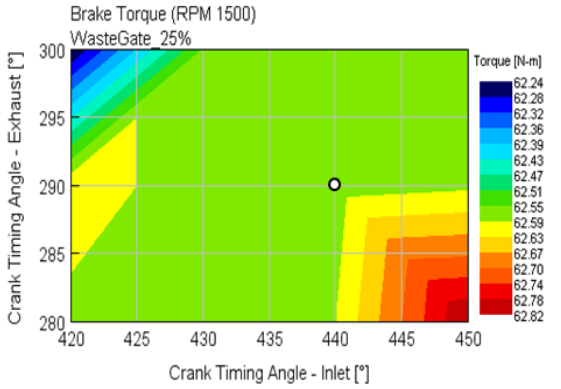


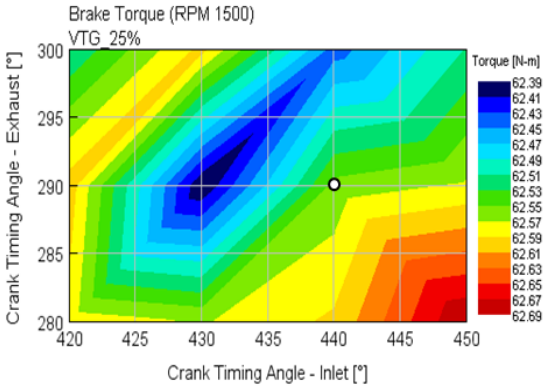


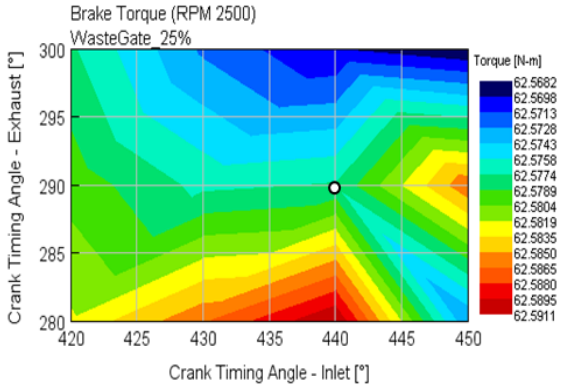


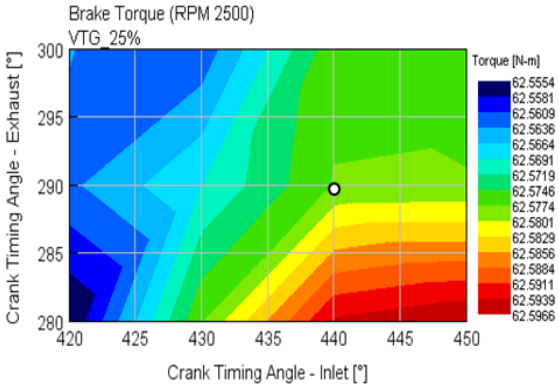


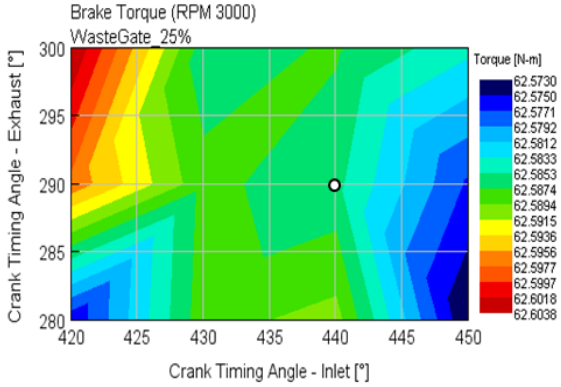
TOČIVÝ MOMENT PŘI ZATÍŽENÍ 25 %

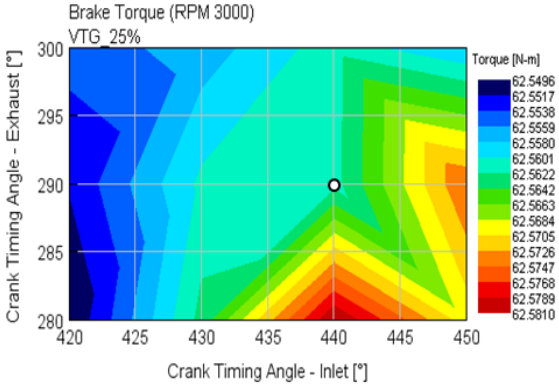




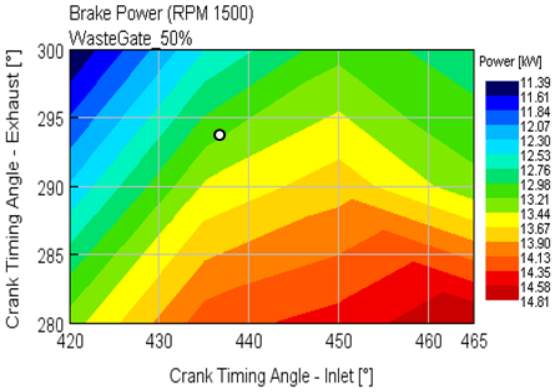


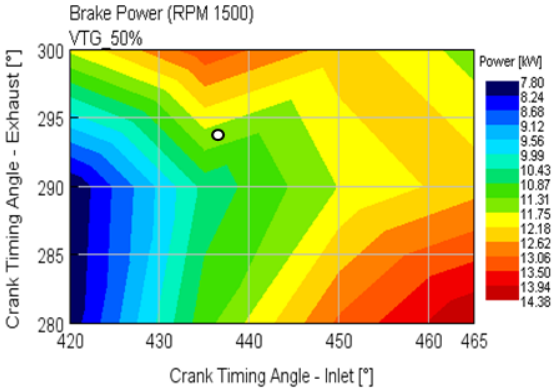


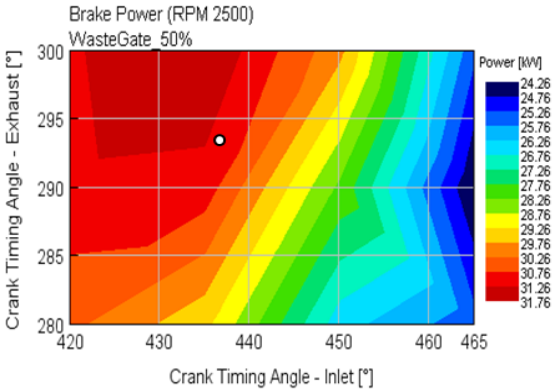


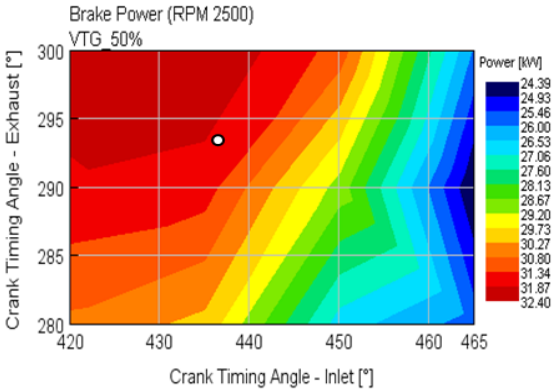


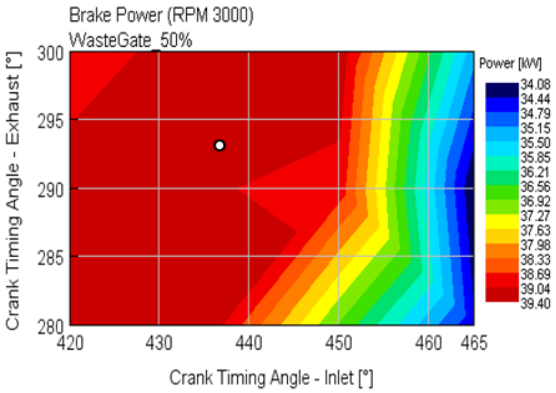
VÝKON MOTORU PŘI ZATÍŽENÍ 50 %

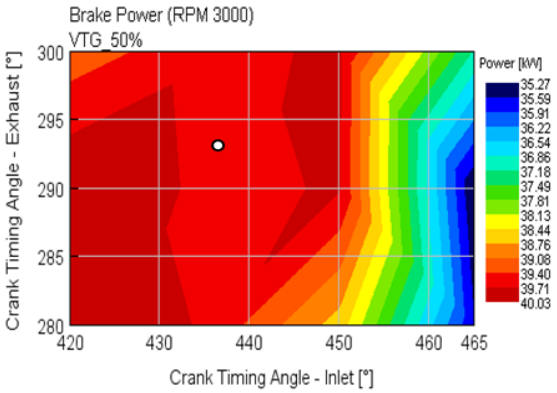
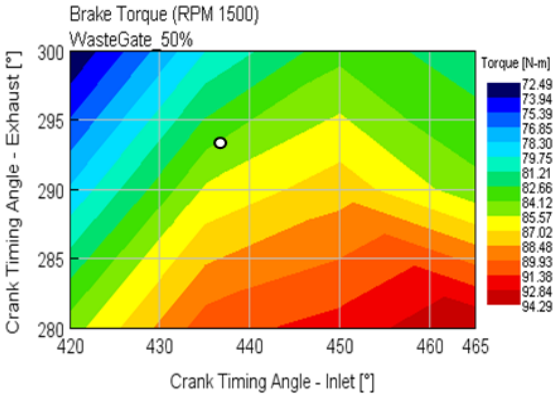
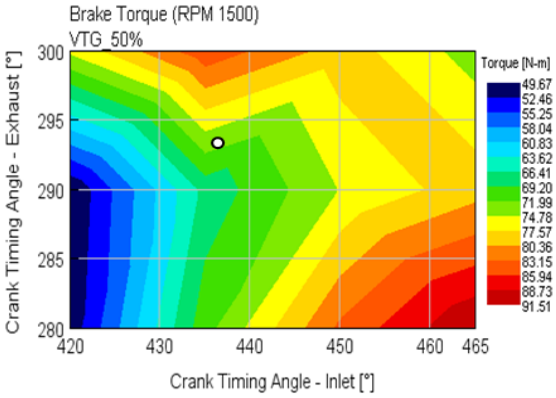
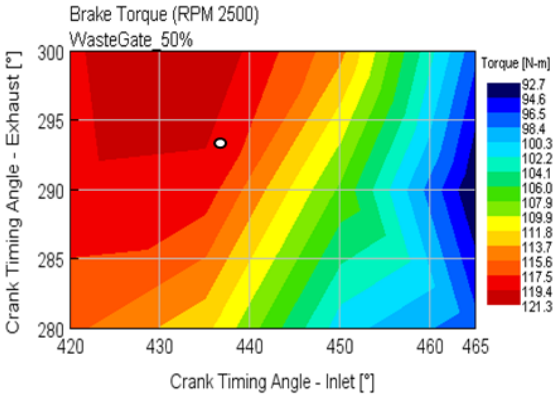
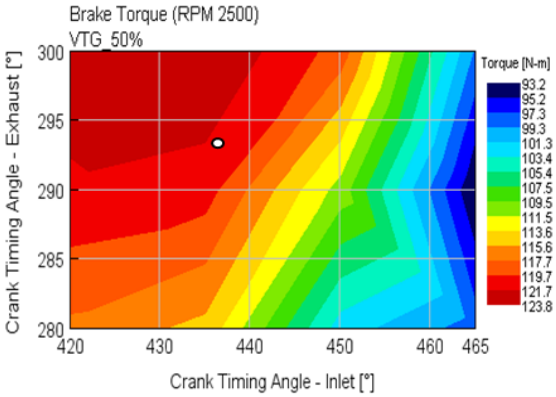
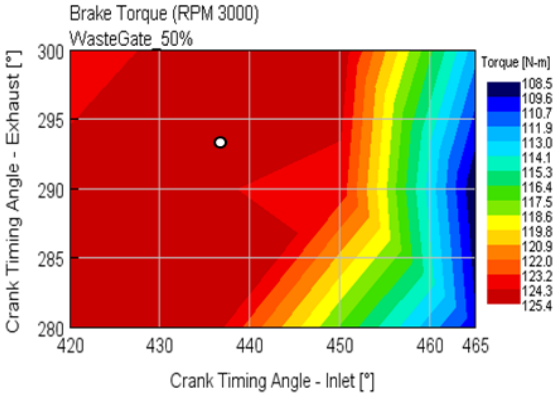
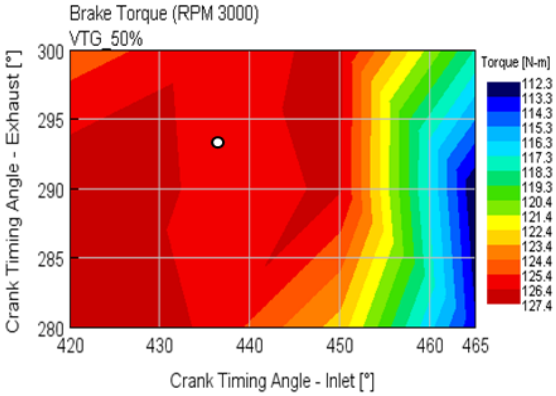












TOČIVÝ MOMENT PŘI ZATÍŽENÍ 50 %