



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH 1D SIMULAČNÍHO MODELU MOTORU ZA ÚČELEM ZVÝŠENÍ EFEKTIVITY MOTORU

DESIGN OF A 1D ENGINE SIMULATION MODEL TO INCREASE ENGINE EFFICIENCY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lenka Pohludková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Beran

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka: **Bc. Lenka Pohludková**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Martin Beran**
Akademický rok: 2022/23

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

Návrh 1D simulačního modelu motoru za účelem zvýšení efektivity motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pomocí 1D simulačního modelu motoru v programovém prostředí GT power provést optimalizaci provozních veličin zadaného motoru za účelem zvýšení jeho efektivity. Hlavním limitujícím faktorem jsou maximální spalovací taky a hodnoty maximální teploty výfukových plynů.

Cíle diplomové práce:

Provedení dostupné rešerše v oblasti zvyšování efektivity moderních spalovacích motorů pro osobní automobily.

Sestavení 1D simulačního modelu zadaného motoru a jeho případná verifikace.

Ve vybraných provozních bodech, na základě nabytých zkušeností, provést studii možností (pomocí změny vybraných parametrů motoru) vedoucí k navýšení efektivity motoru. Hlavním cílovým parametrem bude minimální měrná efektivní spotřeba a jako limitující faktory budou zadány hodnoty maximálního spalovacího tlaku, a hodnoty maximální teploty výfukových plynů.

Shrnutí a zhodnocení získaných výsledků.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zaměřuje na optimalizaci a zvýšení efektivity motoru pro osobní automobily pomocí 1D simulačního modelu v prostředí GT-Suite. Práce vychází z rešerše současných metod pro zvyšování efektivity spalovacích motorů a na základě této rešerše je sestaven simulační model motoru. Analýza možností zvýšení efektivity motoru je provedena změnou vybraných vstupních parametrů a hodnocením výstupní měrné efektivní spotřeby paliva. Výsledkem je sada optimalizovaných parametrů motoru, která přispívá k jeho vyšší efektivitě.

KLÍČOVÁ SLOVA

Optimalizace motoru, efektivita motoru, spalovací motor, zážehový motor, 1D simulace, měrná efektivní spotřeba, Millerizace, Millerův cyklus, variabilní časování ventilů

ABSTRACT

This master's thesis focuses on the optimization and increasing the efficiency of an engine of passenger car engine using a 1D simulation model in the GT/Suite software. The thesis builds upon literature research of current methods for improving combustion engine efficiency and based on this research, a simulation

KEYWORDS

Engine optimization, engine efficiency, internal combustion engine, spark-ignition engine, 1D simulation, brake specific fuel consumption, Millerization, Miller cycle, variable valve timing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POHLUDKOVÁ, L. Návrh 1D simulačního modelu motoru za účelem zvýšení efektivity motoru. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Martin Beran. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145805>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracovala jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Berana a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Bc. Lenka Pohludková

PODĚKOVÁNÍ

Chtěla bych poděkovat všem, kteří mi pomohli při psaní této diplomové práce. Především chci poděkovat vedoucímu práce za cenné připomínky, rady a inspirativní vedení. Dále bych chtěla poděkovat rodičům za neustálou podporu a poskytnutí pracovního zázemí. Také děkuji spolužákům, kamarádům a lidem v mém okolí za povzbuzení a podporu v mé akademické cestě. V neposlední řadě bych chtěla poděkovat kolegům v práci za pochopení při skloubení studia s pracovními povinnostmi. Všem výše zmíněným jsem nesmírně vděčná za neocenitelnou podporu a důvěru.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Spalovací motor	12
1.1 Čtyřdobý zážehový motor.....	12
1.2 Tepelné cykly motoru	12
1.2.1 Carnotův cyklus.....	13
1.2.2 Ottův cyklus.....	14
1.2.3 Millerův cyklus.....	15
2 Zvyšování efektivity spalovacích motorů	18
2.1 Přepřínování turbodmychadly	19
2.2 Limitující faktory spalovacích motorů	21
2.2.1 Emise a emisní normy	21
2.2.2 Vysoké teploty a tlaky	21
2.2.3 Detonační spalování	22
3 Millerizace	23
3.1 Výhody Millerova cyklu.....	23
3.2 Aplikace Millerova cyklu	25
4 Variabilní časování ventilů	26
4.1 Typy ventilových rozvodů.....	26
4.2 Vliv časování ventilů	28
5 Simulační model.....	29
5.1 Nastavení GT-Suite.....	30
5.2 Výchozí model.....	31
5.2.1 Sání.....	32
5.2.2 Časování ventilů	32
5.2.3 Spalovací prostor a klikový mechanismus	34
5.2.4 Výfuk.....	35
5.3 Verifikace výchozího modelu	35
6 Analýza modelu při 100 % zatížení	37
6.1 Výsledky simulace výchozího modelu pro 100 %.....	37
6.2 Vliv časování ventilů	40
6.3 Vliv kompresního poměru	41
6.4 Vliv tlaku turbodmychadla	43
6.5 Millerizace	46
6.6 Vliv kompresního poměru v kombinaci s Millerizací	49
6.7 Vliv tlaku turbodmychadla v kombinaci s Millerizací	51
6.8 Vliv časování ventilů v kombinaci s Millerizací	53
6.9 Výsledný model.....	54
6.10 Zhodnocení výsledků pro 100 % zatížení	56
7 Analýza modelu při 50 % zatížení	59
7.1 Výsledky simulace výchozího modelu pro 50 % zatížení	59
7.2 Millerizace	60

7.3	Vliv kompresního poměru v kombinaci s Millerizací.....	62
7.4	Vliv tlaku turbodmychadla.....	63
7.5	Vliv časování ventilů.....	64
7.6	Výsledný model.....	66
7.7	Zhodnocení výsledků pro 50 % zatížení	67
Závěr	70	
Použité informační zdroje	71	
Seznam použitých zkratk a symbolů	73	



ÚVOD

Současná doba se čím dál více zaměřuje na ekologii a efektivitu všech procesů, což se mimo jiné velmi projevuje na emisních limitech pro spalovací motory. Ty tak spolu s technologickým pokrokem procházejí neustálým vývojem s cílem co nejvýše zvýšit jejich efektivitu, a tak snížit spotřebu a emise. Trendem u zážehových motorů se stala tzv. Millerizace, neboli implementace Millerova cyklu. Tento cyklus se vyznačuje tím, že práci konající expanze je delší než komprese. Tímto je docíleno nižší spotřeby, a tedy vyšší efektivitu. Další z výhod tohoto cyklu je snížení spalovacích tlaků a teplot, což také přispívá k lepším emisním hodnotám. Prodloužení expanze je možné docílit několika způsoby, avšak nejrozšířenějším způsobem je změna časování sacích ventilů pomocí variabilního časování ventilů či změnou vačky.

Kromě millerizace však existují další způsoby, jak zefektivnit spalovací proces. Může jimi být například kompresní poměr, plnicí tlak anebo variabilní časování ventilů. Všechny tyto parametry mají různý dopad na výslednou efektivitu motoru a mohou sebou nést také značné nevýhody v podobě nadlimitních spalovacích tlaků a teplot, které mohou snižovat životnost motoru či vést až k jeho destrukci. Proto budou všechny výše zmíněné parametry předmětem zkoumání.

Pro optimalizaci motoru existuje několik způsobů. V této práci se bude jednat o analytický simulační model zadaného motoru, který bude vymodelován v softwaru GT-Suite od společnosti Gamma Technologies. Tento program je nejrozšířenější mezi 1D simulačními a optimalizačními softwary. Provedená řešení současných metod a postupů pro zvyšování efektivitu spalovacích motorů slouží jako teoretický základ pro sestavení a optimalizaci 1D simulačního modelu motoru.

Cílem této diplomové práce je provedení analýzy vlivu jednotlivých vstupních parametrů na výstupní měrnou efektivitu motoru s ohledem na limitní podmínky. Studie zvýšení efektivitu je prováděna v konkrétních bodech, které odrážejí skutečné provozní charakteristiky motoru. Zadaným motorem je čtyřválcový zážehový motor přeplňovaný turbodmychadlem.

1 SPALOVACÍ MOTOR

Spalovací motor je tepelný stroj, který přeměňuje chemickou energii paliva na mechanickou práci. Přeměna této energie je představována spalováním směsi paliva se vzduchem. Samotné spalování lze definovat jako velmi rychlou oxidaci paliva, při které vzniká světlo a teplo. Jinak řečeno, spalování přeměňuje energii uloženou v chemických vazbách paliva na teplo. Aby došlo k hoření, je potřeba přítomnost hořlavé složky (paliva), oxidačního činidla (kyslíku) a dostatečné teploty nebo jiskry. Pracovní látkou jsou pak produkty spalování, které zajišťují mechanický pohyb. Proto jsou spalovací motory využívány jako pohonná jednotka strojů, zejména dopravních prostředků.

Podle místa, kde dochází ke spalování směsi paliva se vzduchem, mohou být spalovací motory dále rozděleny na spalovací motory s vnitřním spalováním a s vnějším spalováním, přičemž v současné době mají motory s vnějším spalováním spíše historický význam, a proto se jimi nebude blíže zabýváno. Další způsoby dělení spalovacích motorů jsou podle počtu fází (dob) pracovního cyklu – dvoudobé, čtyřdobé; podle způsobu vznícení směsi – zážehové, vznětové; podle pohybu pístu – přímočarý vratný, rotační pohyb (Wanklův motor); podle způsobu dopravy směsi do válce – atmosférické (nepřepřlňované) a přepřlňované. [1][2][8]

1.1 ČTYŘDOBÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR

V automobilovém průmyslu jsou v současné době čtyřdobé motory mezi spalovacími motory nejrozšířenější. Jednoznačně překonaly dříve velmi populární motory dvoudobé, a to především podstatně nižší produkcí emisí způsobenou také tím, že u dvoudobých motorů dochází ke spalování nejen paliva, ale také oleje obsaženého v palivu. Dále pak nižší účinností, a to i přes to, že dvoudobé motory mají větší měrný výkon při stejných otáčkách (což je dané dvounásobným počtem pracovních cyklů na jednu otáčku), a zaostávají za čtyřdobými motory s dalšími nedostatky, jako je např. nedokonalé spalování, větší spotřeba paliva a také oleje, větší hlučnost a kratší životnost.

Jak lze již odvodit ze samotného názvu, pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru se skládá ze 4 fází (dob): Sání, komprese, expanze, výfuk. Pro jeden pracovní cyklus jsou tedy potřeba 2 úplné průchody pístu válcem neboli 2 otáčky klikové hřídele (720 °). V první fázi dochází k nasátí pracovního média do pracovního prostoru válce. Nejčastěji se jedná o směs paliva se vzduchem, případně u motorů s přímým vstřikem pouze o vzduch, vstříknutí paliva je provedeno později přímo do spalovacího prostoru. V druhé fázi jsou uzavřeny sací i výfukové ventily, píst se pohybuje směrem nahoru a ve válci tak dochází ke kompresi a změně všech stavových veličin – tlak, objem, teplota. V horní úvratí je směs zažehnuta elektrickou jiskrou ze svíčky, přičemž tím dojde k obrovskému zvýšení tlaku, teploty i objemu, což způsobí posun pístu směrem dolů a tím koná mechanickou práci. V poslední fázi je otevřen výfukový ventil, kterým odchází spaliny ze spalovacího prostoru do výfukového potrubí. [9][10]

1.2 TEPELNÉ CYKLY MOTORU

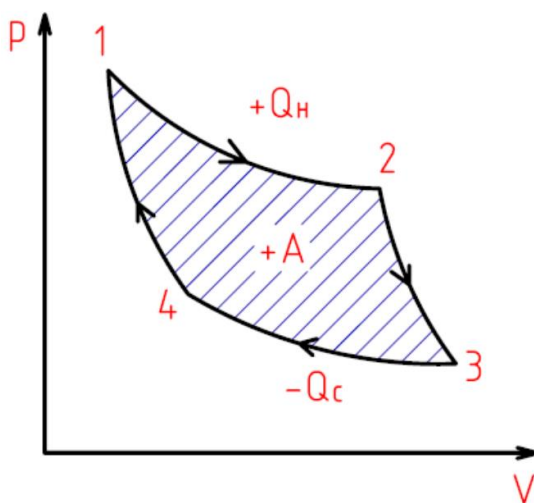
Skutečný oběh spalovacího motoru může být popsán různými zjednodušenými idealizovanými cykly. Z pravidla se skládá ze čtyř dějů – sání, komprese, expanze a výfuk.

Zkoumání těchto ilustračních cyklů vede ke zjištění důležitých parametrů, které mají vliv na výkon a efektivitu motoru. Analýza tepelných cyklů motoru přistupuje k procesu spalování jako k dodávání tepla ideálnímu plynu.

1.2.1 CARNOTŮV CYKLUS

Carnotův cyklus je nejzákladnější termodynamický cyklus a jeho znalost je nutná k pochopení následujících termodynamických dějů. Tento cyklus nese název po francouzském inženýrovi Sadi Carnotovi (1796-1832), který jako první poprvé popsal teorii cyklů tepelných motorů. Carnotův cyklus je ideální teoretický vratný cyklus, jehož podstatou jsou dva zásobníky o různých, avšak stálých teplotách (T_C , T_H). Carnotův cyklus má největší možnou účinnost, jelikož výměna tepla mezi těmito zásobníky se uvažuje dokonalá, tedy bez výměny tepla s okolím. Ve skutečnosti tohoto není možné dosáhnout, a proto tento cyklus zůstává pouze jako teoretický a využívá se k porovnávání účinností jiných teoretických cyklů a reálných tepelných motorů. Obecně je však snaha přiblížit se co nejvíce pracovním cyklem reálného stroje Carnotovu cyklu. Tento proces se nazývá Carnotizace. [3]

Carnotův cyklus je znázorněn na *Obr. 1* a skládá se ze čtyř základních termodynamických jevů, přesněji ze dvou izotermických a dvou adiabatických dějů.



Obr. 1 Carnotův cyklus [19]

- 1 – 2 Izotermická expanze
- 2 – 3 Adiabatická expanze
- 3 – 4 Izotermická komprese
- 4 – 1 Adiabatická komprese

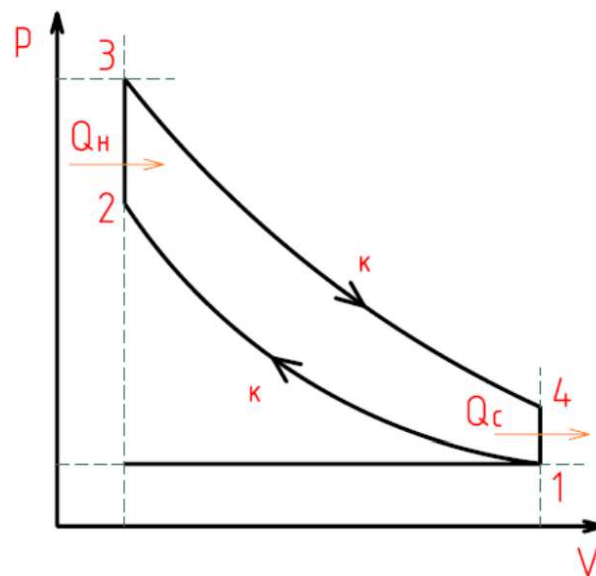
Účinnost přímého Carnotova cyklu závisí pouze na rozdílu teplot:

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1)$$

1.2.2 OTTŮV CYKLUS

Ottův cyklus je pojmenován podle Nikolausi Ottovi, který vynalezl čtyřdobý motor v roce 1876 a proto je považován za vynálezce moderního čtyřdobého spalovacího motoru a zakladatele průmyslu spalovacích motorů.

Ottův cyklus představuje jednoduchou aproximaci pro popis základní činnosti čtyřdobého zážehového motoru. Obr. 2 znázorňuje idealizovaný termodynamický Ottův cyklus. Cyklus se skládá ze čtyř dějů, k přívodu a odvodu tepla dochází za stálého objemu, čemuž se v realitě dokáže nejvíce přiblížit pouze zážehový motor, kde k přívodu tepla (hoření) dochází ve velmi krátkém čase, a tedy při minimálním pohybu pístu. Reálné děje v cyklu zážehového motoru jsou tak v Ottově cyklu nahrazeny ději ideálními a pracovní látkou je ideální plyn.



Obr. 2 Ottův cyklus [19]

Jednotlivé děje jsou:

- 1-2 adiabatická (isentropická) komprese
- 2-3 přívod tepla za konstantního objemu
- 3-4 adiabatická (isentropická) expanze
- 4-1 odvod tepla do konstantního objemu

Při adiabatické kompresi (1-2) jsou zavřené ventily a píst se pohybuje směrem nahoru, dochází tak ke stlačení vzduchu či už předem namíchané homogenní směsi vzduchu s benzínem ve válci a následně k zážehu směsi jiskrovým výbojem ze svíčky krátce před horní úvrati. Poté vzniká turbulentní plamen, který prostupuje skrz celou směs ve válci, zvyšuje se teplota i tlak uvnitř válce. Píst je v horní úvrati a dochází tak k izochorickému spalování neboli přívodu tepla za konstantního objemu (2-3). Hořením směsi dochází k adiabatické expanzi (3-4). Během tohoto expanzního procesu vzniká užitečná mechanická práce. Vysoký tlak ve spalovacím prostoru působí na píst silou a tlačí jej směrem k dolní úvrati. Následuje závěrečná fáze a tou je izochorický odvod tepla (4-1), při kterém jsou otevřeny výfukové ventily. Protože tlak ve válci je vyšší než tlak ve výfukovém potrubí, spálené plyny jsou odsávány ze spalovacího prostoru do výfukového potrubí. [3][4]

Pro popsání termodynamických cyklů je využíváno několika základních parametrů. Prvním z nich je zdvihový objem, který je definován jako pracovní prostor všech válců a je v rozsahu mezi dolní (DÚ) a horní úvratí (HÚ):

$$V_Z = V_1 - V_2 \quad (2)$$

kde V_1 je objem obsazený vzduchem (směsí) v DÚ a V_2 je objem obsazený vzduchem (směsí) v HÚ, označován také jako kompresní objem.

Kompresní poměr motoru je:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (3)$$

Termická účinnost Ottova cyklu je:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (4)$$

Termická účinnost Ottova cyklu závisí na Poissonově konstantě κ , což je vlastnost plynu, kterou není možné ovlivnit. Dále závisí na kompresním poměru ε , kde s rostoucím kompresním poměrem roste účinnost.

Izochorický přívod tepla:

$$Q_H = m * c_V * (T_3 - T_2) \quad (5)$$

Odvod tepla:

$$Q_C = m * c_V * (T_4 - T_1) \quad (6)$$

Kde c_V je měrná tepelná kapacita za konstantního objemu a T je teplota v daném bodě.

Indikovaný střední tlak vychází z indikované práce a je to pomyslný konstantní tlak působící na píst, který by na dráze jednoho zdvihu vykonal na klikové hřídeli motoru stejnou práci, jako skutečný proměnlivý tlak na dráze čtyř zdvihů. Je dán vztahem:

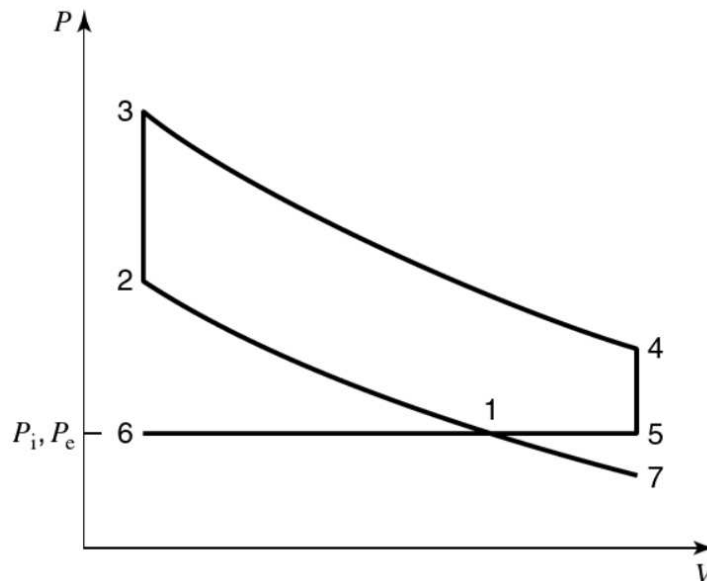
$$\frac{imep}{p_1} = \eta * \frac{Q_H}{p_1 * V_1} * \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (7)$$

1.2.3 MILLERŮV CYKLUS

V současné době se stává velmi populární Millerův cyklus, který si nechal patentovat americký vynálezce R. H. Miller (1890-1967) v roce 1957. Jedná se o cyklus, kde je expanzní zdvih, tedy zdvih konající práci, delší než kompresní a tím je docíleno vyšší účinnosti.

Prodloužení expanze, příp. zkrácení komprese, se může dosáhnout několika mechanismy. R. Miller použil speciální kontrolní výtlačný ventil, který se zavíral až během kompresního zdvihu.

Do sériové produkce současné doby se však dostaly jiné mechanismy, kterými je možné dosáhnout prodloužení expanzního zdvihu (příp. zkrácení kompresního zdvihu), a to úpravou časování ventilů pomocí variabilního časování ventilů (VVT – variable valve timing) a změnou profilu vačky. Tato dvě řešení je samozřejmě možné také kombinovat. Změnou časování ventilů může být Millerova cyklu docíleno buď dřívějším uzavřením sacího ventilu (EIVC - Early Intalke Valve Closing) anebo pozdějším uzavřením sacího ventilu (LIVC – Late Intalke Valve Closing). Ať už se jedná o EIVC nebo LIVC, v obou případech se tím redukuje množství energie spotřebované na stlačení plynu. [3][12]



Obr. 3 Millerův cyklus [3]

Na obrázku *Obr. 3* Millerův cyklus je znázorněn Millerův cyklus. K sání dochází za konstantního tlaku při pohybu pístu dolů z bodu 6 do bodu 1.

Při variantě EIVC bod 1 znázorňuje předčasné uzavření sacích ventilů ještě při sacím zdvihu, tedy ještě před dolní úvrati pístu, což způsobí nasátí menšího množství směsi a ve válci tak dojde k poklesu tlaku a teploty až do bodu dolní úvrati, což je na obrázku znázorněno bodem 7. Následnou kompresí dochází k přesunu opět do bodu 1.

Při variantě LIVC je ventil uzavřen až po dolní úvrati a část směsi nasáté do válce je tak vytlačena pístem zpět do sání, než jsou sací ventily v bodě 1 uzavřeny.

Při kompresním zdvihu pístu tlak ve válci sleduje dráhu z bodu 1 do bodu 2, dochází tam k adiabatické kompresi, při které se zvyšuje teplota i tlak. Mezi bodem 2 a bodem 3 dojde k přivedení tepla za konstantního objemu, avšak stále se zvyšující teploty i tlaku. Z bodu 3 do bodu 4 probíhá adiabatická expanze, která koná práci. Poslední část děje je odvoz tepla, ke kterému dochází nejprve za konstantního objemu z bodu 4 do bodu 5 a pak za konstantního tlaku z bodu 5 do bodu 1. [3]

Z *Obr. 3* je rovněž patrné, že komprese z bodu 1 do bodu 2 je menší než expanze z bodu 3 do bodu 4. Díky nižšímu kompresnímu poměru je také nižší teplota a tlak na konci komprese,

což snižuje možnost výskytu nechtěného detonačního spalování. Ve válci je rovněž méně směsi ke stlačení, a tedy i menší kompresní práce. [3]

Kompresní poměr motoru je:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (8)$$

Z důvodu odlišného expanzního a kompresního zdvihu je nutné zavést veličinu také pro expanzní poměr, který je dán vztahem:

$$\beta = \frac{V_4}{V_3} \quad (9)$$

Poměr expanzního ku kompresnímu poměru vyjadřuje vztah:

$$\gamma = \frac{\beta}{\varepsilon} \quad (10)$$

Izochorický přívod tepla je stejný jako v Ottově cyklu

Odvod tepla je však odlišný, skládá se ze dvou částí – první z nich je izochorický odvod tepla z bodu 4 do bodu 5, pak následuje izobarický odvod tepla z bodu 5 do bodu 1, dohromady lze jej popsat vztahem:

$$Q_C = m_p * c_v * (T_4 - T_5) + m_p * c_p * (T_5 - T_1) \quad (11)$$

V tomto případě je termická účinnost:

$$\eta = 1 - (\gamma * \varepsilon)^{1-\kappa} - \frac{\gamma^{1-\kappa} - \gamma * (1 - \kappa) - \kappa}{\kappa - 1} * \frac{p_1 * V_1}{Q_H} \quad (12)$$

Střední indikovaný tlak je dán vztahem:

$$\frac{imep}{p_1} = \frac{Q_H}{p_1 * V_1} * \frac{\varepsilon}{\kappa * \varepsilon - 1} \quad (13)$$

Termická účinnost Millerova cyklu je nejen funkcí kompresního poměru ε a Poissonově konstantě κ , jak tomu bylo u Ottova cyklu, ale závisí také na expanzním poměru γ a dodaném teple Q_H . [11]

Byla provedena studie, která porovnává Ottův a Millerův cyklus se stejným kompresním poměrem $\varepsilon = 12$ a pro Millerův cyklus dále s poměrem expanzního ku kompresnímu poměru $\gamma = 2$, kde Millerův cyklus byl až o 20 % účinnější než Ottův cyklus. [3]

Nevýhodou Millerova cyklu je pokles středního indikovaného tlaku se zvyšujícím se poměrovým koeficientem γ . Z tohoto důvodu se pro navýšení středního tlaku motoru pracujícího na Millerově cyklu používá přeplňování. [3]

2 ZVYŠOVÁNÍ EFEKTIVITY SPALOVACÍCH MOTORŮ

Celková neboli efektivní účinnost spalovacích motorů zohledňuje všechny ztráty motoru a je možné ji vyjádřit několika vztahy. Například součinem indikované a mechanické účinnosti:

$$\eta_c = \eta_i * \eta_m \quad (14)$$

poměrem mezi efektivní prací a přivedeným teplem:

$$\eta_c = \frac{W_e}{Q_{in}} \quad (15)$$

anebo poměrem efektivního výkonu ku součinu množství paliva a výhřevnosti paliva:

$$\eta_c = \frac{P_e}{m_p * H_u} \quad (16)$$

Pro vyjádření celkové účinnosti spalovacích motorů se však mnohem častěji využívá tzv. měrné spotřeby paliva m_{pe} , jejíž jednotkou jsou g/kWh. Tato veličina tedy udává množství spotřebovaného paliva za hodinu provozu motoru při efektivním výkonu.

$$m_{pe} = \frac{m_p}{P_e} \quad (17)$$

Z výše zmíněných vztahů je patrné, že zvýšením výkonu při současném zachování stejné dávky paliva, dojde také k navýšení účinnosti a snížení měrné spotřeby.

Efektivní výkon čtyřdobých motorů je závislý na:

$$P_e = P_i * \eta_m \quad (18)$$

Indikovaném výkonu P_i a na mechanické účinnosti η_m . Zvyšování mechanické účinnosti by samozřejmě také byla cesta za zvýšením výkonu i efektivity motoru, ale v této práci se bude zabýváno zejména termodynamikou. Proto bude užitečnější pro výpočet efektivního výkonu následující vzorec

$$P_e = \frac{V * n * p_e}{2} \quad (19)$$

Současným trendem je snaha dosáhnout vyššího výkonu motoru, avšak za současného snížení měrné spotřeby a produkce spalin. Jak je patrné ze vztahu (19), zvýšení výkonu motoru je možné dosáhnout zvětšením zdvihového objemu motoru, otáček anebo zlepšením plnicí účinnosti válců. Při zvětšení zdvihového objemu dojde ale současně také ke zvětšení rozměrů a hmotnosti motoru. Zároveň množství spotřebovaného paliva bude větší a tím pádem i efektivita bude nižší. Na druhou stranu velkoobjemové motory mají lepší průběh točivého momentu, hlavně v nižších otáčkách. Toto řešení by tedy zvýšilo výkon, ale zároveň také spotřebu a produkci spalin.

Další variantou je zvýšení otáček motoru. Velkou nevýhodou je však provedení tohoto řešení v praxi, jelikož zvýšení otáček je technicky náročné, jsou zde také vyšší požadavky na jednotlivé díly motoru, zvyšuje se opotřebení a snižuje životnost motoru. Tohoto řešení se

tedy využívá především v motorsportu, kde je kladen důraz především na výkonnostní parametry motoru, nikoliv na spotřebu, životnost, hlučnost, uživatelský komfort, náročnost dílů apod.

S přihlédnutím zpět ke vzorcům pro výpočet termické účinnosti jednotlivých cyklů motoru je možné dosáhnout lepší efektivity také změnou kompresního poměru. Zvyšováním kompresního poměru dochází k většímu stlačení směsi a následnému lepšímu prohoření při vyšší teplotě. Vysoká teplota je rovněž nevýhoda, jelikož při vysokých teplotách spalování dochází ke zvýšené produkci oxidu dusíku a zároveň je motor mnohem náchylnější k nežádoucímu detonačnímu hoření.

U zážehových motorů se ideální kompresní poměr pohybuje mezi 8:1 a 14:1. Zvýšením kompresního poměru nad 12:1 způsobí už jen mírný nárůst výkonu, avšak podstatně velké zvýšení teploty a tlaku, což vede ke snížení mechanické účinnosti motoru a opět zvýšenému riziku výskytu detonačního hoření.

Technicky nejvýhodnější pro běžné použití se tedy jeví zvýšení středního indikovaného tlaku pomocí přeplňování. V praxi se tedy jedná o zvýšení tlaku v sání. Přeplňováním je tak dosaženo většího výkonu a točivého momentu motoru, zvýšení účinnosti motoru, snížení měrné spotřeby paliva a snížení emisí. Na první pohled působí toto řešení naprosto dokonale, avšak samozřejmě i zde jsou jisté nevýhody a omezující faktory. Nejdůležitějšími limitujícími faktory jsou především maximální spalovací tlaky a teploty ve válci, ale také na vstupu do turbíny turbodmychadla, jejíž překročení by mohlo způsobit již několikrát zmíněné nežádoucí detonační hoření, zvýšenou produkci emisí či v nejhorším případě až destruktivní účinky z pohledu životnosti komponenty. [5][6][8][14]

Existuje několik způsobů přeplňování:

- Mechanické (kompresor poháněný od klikového hřídele)
- Turbodmychadly (pro pohon kompresoru je použita turbína, která je roztáčena výfukovými plyny)
- Kombinované (kombinace mechanického přeplňování a turbodmychadla)
- inerční – dynamické (využití rezonančních dějů ve výfukovém potrubí, laděné výfukové potrubí)
- náporové [20]

2.1 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLY

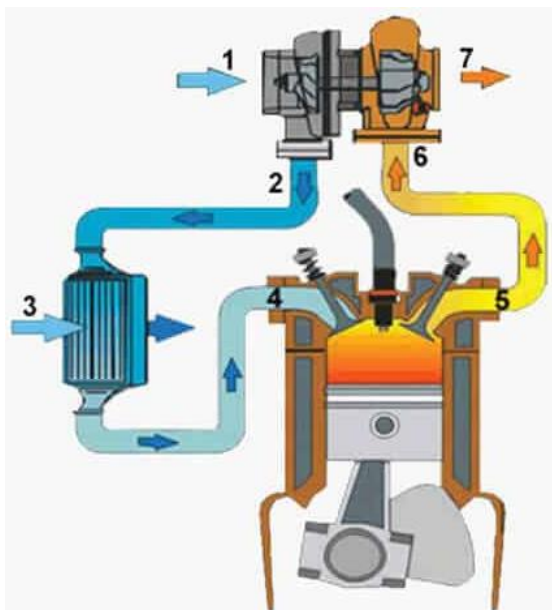
Komprese mechanicky přeplňovaných motorů je rozdělena do dvou částí – první je v dmychadle a druhá v motoru, na rozdíl expanze je pouze v motoru. Na konci expanze je tedy ve válci ještě poměrně vysoký tlak, který se ale nevyužije a s otevřením výfukového ventilu odchází spolu se spaliny nevyužitý. To způsobuje zhoršenou účinnost a spotřebu, závislé na stupni přeplňování.

V principu turbodmychadla se využívá energie výfukových plynů, které roztáčí kolo turbíny. Je dosaženo zvýšení kompresního i expanzního poměru. Jako výhody přeplňování turbodmychadly mohou být uvedeny nízká hmotnost a malé rozměry turbodmychadla, automatická částečná regulace přeplňování. Mezi motorem a turbodmychadlem není sice mechanická vazba jako u kompresoru, avšak při vysokém zatížení motor produkuje více výfukových plynů, které roztáčí turbínu na vysoké otáčky, čímž dojde ke zvýšení také

plnicího tlaku od dmyhadla. Naopak při nízkém zatížení motoru je produkováno malé množství výfukových plynů, a tedy i turbína je roztáčena na nižší rychlost a plnicí tlak je tedy nízký. Nevýhodou je prodleva, jelikož plnicí tlak je zvýšen až vysokou produkcí výfukových plynů. Tato opožděná reakce mezi sešlápnutím pedálu akceleratoru a odezvou motoru se nazývá „turbolag“. [7][8]

Popis Obr. 4:

1. Vstup do kompresoru
2. Výstup z kompresoru
3. Chladič stlačeného vzduchu
4. Vstup do motoru přes sací kanál
5. Výstup z motoru přes výfukový kanál
6. Vstup do turbíny
7. Výstup z turbíny



Obr. 4 Schéma funkce turbodmyhadla [20]

Obr. 4 znázorňuje princip turbodmyhadla. Výfukové plyny odcházejí ze spalovacího prostoru a proudí přes výfukové potrubí (5) do turbínové skříně (6), roztáčí kolo turbíny a poté odchází výfukovým potrubím (7) ven do ovzduší. Turbínové kolo a kompresorové kolo jsou spojeny hřídelí. Roztočením turbínového kola se tedy rovněž roztáčí i kompresorové kolo. Do kompresorové skříně proudí vzduch z atmosféry (1) přes vzduchový filtr, aby se zamezilo zanesení kompresoru a motoru. Při stlačení vzduchu dojde k jeho ohřátí, což je nevýhodné, a proto stlačený vzduch postupuje vysokotlakým sacím potrubím (2) a prochází přes chladič stlačeného vzduchu (3), tzv. intercooler. Takto zchlazený stlačený vzduch se pak při otevření sacích ventilů nasává do válce motoru (4). [20]

Při použití turbodmyhadla pro přeplňování motoru je potřeba zajistit také jeho regulaci. Regulovat je možné jak na straně turbíny, tak na straně dmyhadla, avšak mnohem častější je regulace na straně turbíny, jelikož tak nedochází k plýtvání plnicího vzduchu. Regulaci je možné provést několika způsoby.

Regulace tlaku turbodmychadla:

- Obtokový ventil na straně turbíny (waste-gate)
- Natáčení lopatek statoru (rozváděcího kola) turbíny
- Samočinná regulace na konstantní tlak (pneumatický ventil)
- Signálem z ŘJ (elektromagnetický ventil, natáčení lopatek, pneumatický ventil)

2.2 LIMITUJÍCÍ FAKTORY SPALOVACÍCH MOTORŮ

Při zvyšování efektivity motorů musí být brán ohled také na limitující faktory. Limitujícími faktory mohou být samotné limity materiálu, procesu hoření anebo limity legislativní, tj. emisní normy.

2.2.1 EMISE A EMISNÍ NORMY

Emisní normy jsou jedním z nejvíce limitujících faktorů automobilních spalovacích motorů. Legislativou jsou dané normy pro všechny škodlivé složky výfukových plynů, jako jsou oxidy dusíku NO_x, oxid uhelnatý CO, uhlovodíky HC, pevné částice PM. Jejich produkce záleží především na bohatosti směsi, spalovacím tlaku a teplotě. Například pro oxidy dusíku jsou nekritičtější vysoké spalovací tlaky a teploty, kdy jejich produkce extrémně narůstá. Část těchto emisí je redukována ve výfukovém potrubí pomocí 3-cestného katalyzátoru či filtru pevných částic (GPF, DPF).

Od roku 2017 se emise začaly testovat pomocí dvou jízdních cyklů – RDE (Real Driving Emission) a WLTP (World Harmonized Light Vehicles Procedures). Do tohoto roku se emise testovaly pouze na dynamometru a za jasně předem stanoveného cyklu. Cyklus WLTP nahrazuje dřívější NEFZ (Neue Europäische Fahrzyklus). Nový testovací cyklus má poskytovat reálnější informace o skutečné spotřebě paliva na základě dynamičtějších testovacích parametrů. Jízdní cyklus RDE je doplňkem k WLTP a jeho největší rozdíl je v tom, že se neprovádí ve zkušebně, ale v reálném provozu. Samozřejmě také pro něj platí jisté podmínky. [17][18]

Kvůli těmto skutečnostem se výrobci automobilů nemohou zaměřit pouze na předem dané jízdní situace, které budou na emisních testech měřeny, ale musí emise automobilů opravdu upravit tak, aby splňovaly požadované emisní limity v podstatně větší škále jízdních provozů.

2.2.2 VYSOKÉ TEPLoty A TLAKY

Spalovací tlak a teplota jsou jedním ze zásadních parametrů spalovacího motoru. Tyto veličiny mají zásadní vliv především na kvalitu hoření a produkci emisí, ale také na výkon, točivý moment, spotřebu atd. Nejsou přesně dané hodnoty, které by platily pro všechny zážehové motory, avšak nejčastěji se limitní teplota výfukových plynů pohybuje okolo 1000 °C a maximální spalovací tlak okolo 80 bar. Při překročení těchto hodnot by mohlo dojít k detonačnímu spalování či poškození až destrukci motoru, turbodmychadla a dalších komponent. Detonační spalování je rozvedeno v následující podkapitole 2.2.3.

Teplotu ve spalovacím prostoru je možné regulovat množstvím přivedeného paliva, které může ve válci sloužit jako chladící médium. Poměr paliva a vzduchu ve směsi se definuje pomocí součinitele přebytku vzduchu, někdy nazývaného také jako vzdušný součinitel. Optimální poměr paliva směsi se vzduchem se nazývá stechiometrický, což znamená, že na spálení jednoho kilogramu benzínu je potřeba 14,7 kg vzduchu. Pomocí součinitele

přebytku vzduchu je tento poměr vyjádřen pomocí $\lambda = 1$. Většina motorů se snaží pracovat v tomto poměru, jelikož produkce téměř všech škodlivých výfukových plynů je tomto režimu nejnižší a zároveň většina komponent, jako například 3-cestný katalyzátor, je navržena právě pro optimální práci v tomto režimu. Za určitých podmínek je však výhodné tento poměr dočasně změnit.

Bohatá směs, neboli $\lambda < 1$, je vhodná pro režimy, kdy je potřeba dosahovat vyššího výkonu nebo kdy je potřeba snížit teplotu ve spalovacím prostoru, jelikož větší množství paliva ve válci má také chladicí funkci a je tak možné zvýšit předstih zážehu. Při tomto režimu dochází ke zvýšené produkci CO a HC.

Chudá směs, neboli $\lambda > 1$, je charakteristická tím, že dosahuje nejnižší měrné spotřeby ze všech tří provozních režimů. Termická účinnost je nepatrně vyšší z důvodu menšího přestupu tepla do stěn, účinnost hoření a tedy i celková účinnost jsou také nepatrně vyšší. Velkým limitem spalování chudé směsi jsou však emise NO_x.

2.2.3 DETONAČNÍ SPALOVÁNÍ

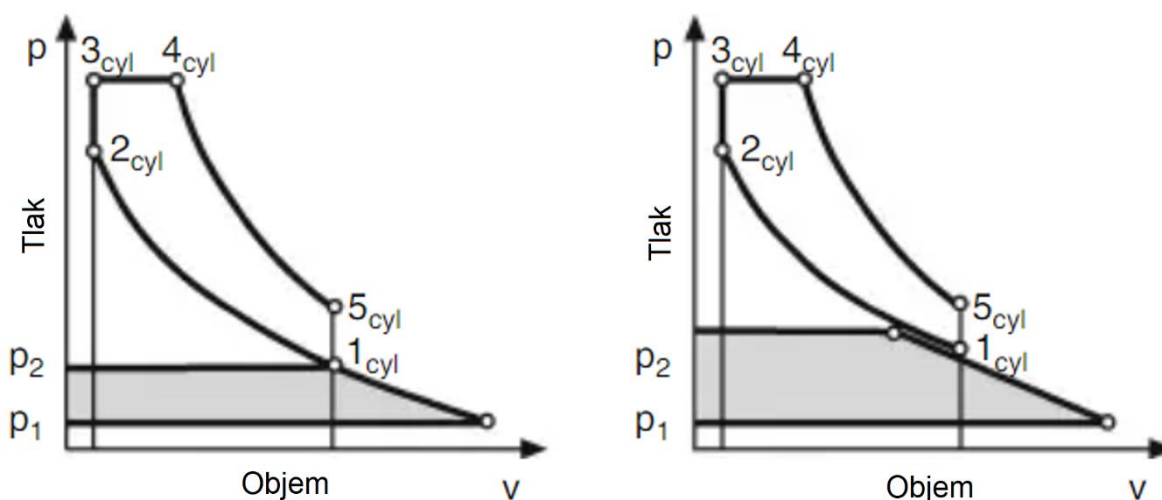
Charakteristikou zážehových motorů je řízená iniciace spalování zapalovací svíčkou. Jiskrový výboj spouští turbulentní plamen, který se šíří spalovací komorou ve směru ke stěně v kulových vrstvách. V normálním scénáři spalování jsou všechny čerstvé plyny umístěné uvnitř spalovací komory spotřebovávány tímto turbulentním plamenem. Aby došlo k tomuto dokonalému spalování, musí být zajištěny optimální podmínky jako optimální teplota, homogenita a správný poměr směsi paliva se vzduchem. Pokud nejsou zajištěny ve spalovacím prostoru tyto podmínky, může dojít k detonačnímu spalování, což je nežádoucí jev, při kterém dochází k samovznícení paliva ve válci. Je způsobeno příliš vysokou teplotou ve válci motoru, přesněji se může jednat o samotné stěny válce, přehřátý ventil či svíčka nebo žhnoucí saze. K samovznícení směsi dochází zpravidla po zapálení směsi svíčkou (postignition), avšak může se objevit také samovznícení směsi ještě při kompresi, tento jev se nazývá samozápal (preignition). Ke vzniku detonačního spalování dochází tak, že plamen šířící se od svíčky tlačí nespálenou směs ke stěnám, tam dochází k navýšení tlaku a teploty a v extrémních případech dochází k samovznícení. Jedná se o vysoce exotermický jev, který může generovat tlakovou vlnu, která se šíří nadzvukovou rychlostí (2300 m/s) a odráží na stěnách a tím vyvolává vysokofrekvenční oscilace místního tlaku ve válci. Komplex rázová vlna – spalovací zóna tvoří detonační vlnu. Právě tyto tlakové oscilace se přenášejí na motor a vytvářejí charakteristický zvuk, který se nazývá klepání motoru. Kromě tohoto nepříjemného charakteristického zvuku, může tento jev způsobit také destrukci motoru. Detonace se od normálního spalování liší svým zapalovacím mechanismem a nadzvukovou rychlostí 2–5 km/s. V případě silného klepání motoru mohou být stěny spalovací komory lokálně vystaveny extrémním úrovním tlaku, možná i nad jejich konstrukční mez, což může způsobit poruchu konstrukce motoru. Opakované slabé nebo středně silné klepání oslabuje konstrukci motoru termomechanickou únavou, což postupně vede k erozi stěn spalovací komory a tím ke zkrácení životnosti motoru. [1][2][3][4][10]

3 MILLERIZACE

Aplikace Millerova cyklu do zážehových přeplňovaných motorů se stala velmi populární především z důvodu stále se zpříšňujících emisních norem, jelikož běžné spalovací motory by už nebyly schopny tyto limity plnit, ale zároveň pouhé snížení objemu motoru, a tedy i produkce emisí, není řešení, jelikož by to vedlo také k velkému snížení výkonu. Z tohoto důvodu se muselo najít řešení zvýšení účinnosti spalovacího procesu, díky kterému by došlo k současnému snížení produkce oxidu uhličitého a oxidů dusíku. Snížení emisí je možné dosáhnout například recirkulací výfukových plynů (EGR), variabilním časováním ventilů (VVT), vysokotlakým přímým vstřikováním (HPDI), katalyzátory a filtry pevných částic (GPF), nebo jak bylo zmíněno již výše, zmenšením motoru – snížením počtu válců či jejich objemu, avšak v kombinaci s přeplňováním motoru, pro zachování výkonu. Tento proces se nazývá downsizing.

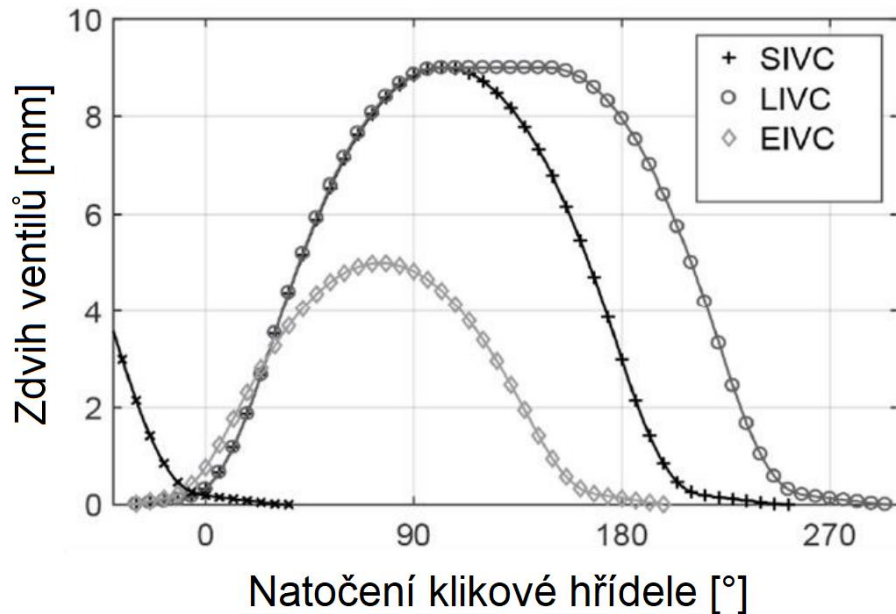
3.1 VÝHODY MILLEROVA CYKLU

Výhody a podstata Millerova cyklu oproti klasickému Ottovému byly nastíněny již výše v kapitole 1.2.3 Millerův cyklus. Jedná se zejména o vyšší termickou účinnost, nižší měrnou spotřebu paliva, nižší teploty spalování a nižší obsah škodlivin ve výfukových plynech díky prodloužené expanzi. Nevýhodou je však nižší výkon, pokud není použito přeplňování. Z tohoto důvodu se Millerův cyklus aplikuje především na přeplňované motory. Tento proces se nazývá millerizace. Turbodmychadlo u motoru pracujícím na Millerově cyklu vyplňuje ztráty způsobené dřívějším či pozdějším zavíráním sacího ventilu. V případě dřívějšího zavření (EIVC) je méně času na naplnění válce a v případě pozdějšího (LIVC) je část náplně vytlačena zpět do sacího potrubí. Na Obr. 5 jsou dva diagramy ideálního přeplňovaného motoru, ačkoliv se jedná o vznětový motor, pro ilustraci funkce turbodmychadla po zavedení Millerova cyklu je tento obrázek vhodný. Výchozí motor pracující s klasickým cyklem je vlevo a s Millerovým cyklem vpravo. Je vidět, že pokud má být dosaženo stejného maximálního tlaku, Millerův cyklus vyžaduje mnohem vyšší plnicí tlak. Aby bylo dosaženo stejné teploty plnicího vzduchu při sání, Millerův cyklus vyžaduje větší chlazení plnicího vzduchu. Teplota na začátku komprese je potom nižší, a proto zůstane nižší po celou dobu cyklu. [6][14]



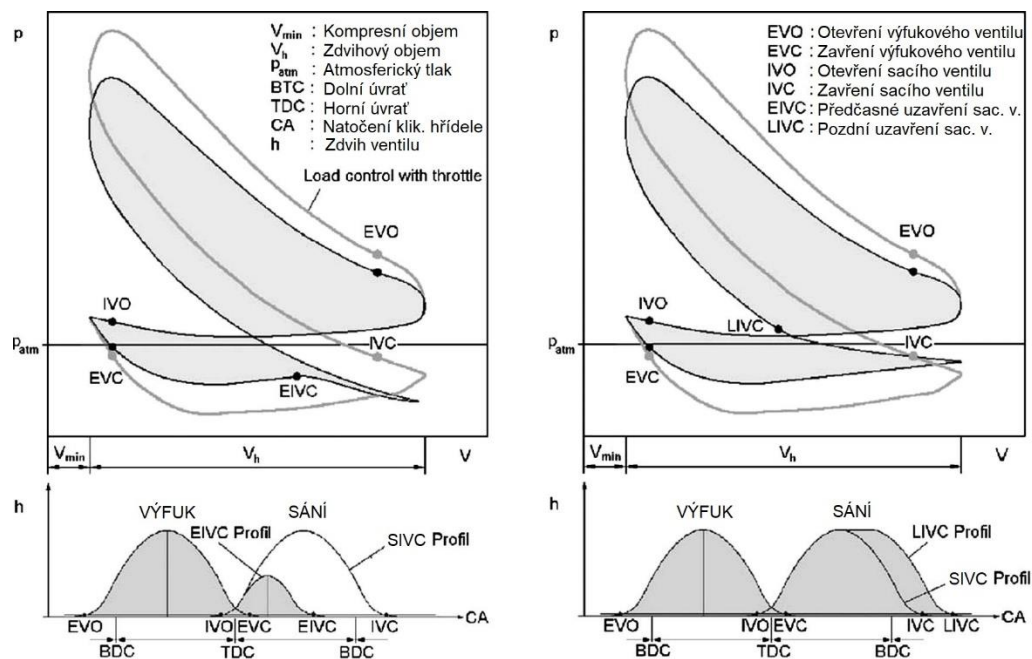
Obr. 5 Vznětový motor pracující v klasickém cyklu (vlevo) a vznětový motor pracující v Millerově cyklu (vpravo) [6]

Obr. 6 srovnává klasické časování sacích ventilů v Ottově cyklu (označené jako SIVC) s časováním ventilů při Millerově cyklu EIVC a LIVC. Při variantě EIVC je nutno poznamenat, že se nemění pouze doba otevření ventilů, ale také jejich zdvih, jelikož kvůli zkrácení doby otevření ventil nestihne urazit celou původní dráhu. [15]



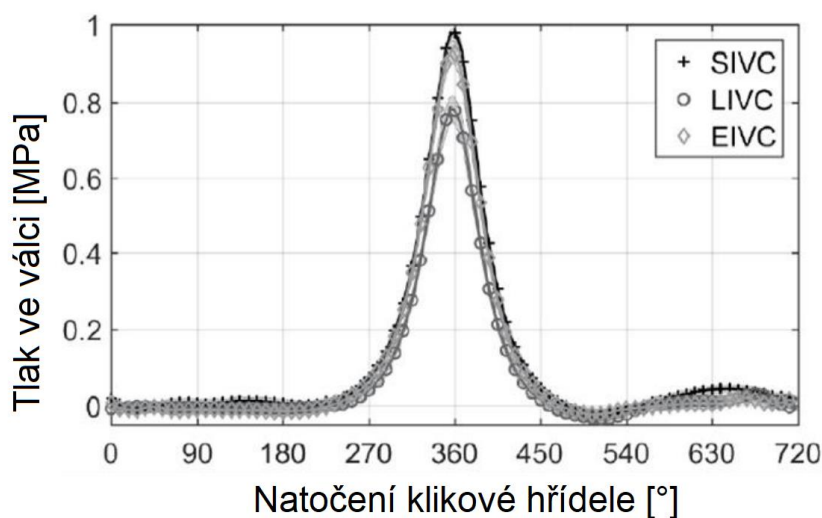
Obr. 6 Srovnání časování ventilů při SIVC, EIVC, LIVC [15]

Obr. 7 názorně ukazuje spotřebu paliva u Ottova cyklu (označeného jako SIVC) a Millerových cyklů EIVC, LIVC. Menší plocha představuje menší potřebu paliva a vzduchu na proces spalování. Jak je patrné, plocha Ottova cyklu je v obou částech větší, což znamená, že obě varianty Millerova cyklu jsou úspornější. [11]



Obr. 7 Srovnání cyklů při časování ventilů SIVC, EIVC, LIVC [11]

Průběh tlaků ve válci u těchto tří variant je znázorněn na *Obr. 8*. Millerův cyklus má průběh tlaku ve válci nižší. U časování EIVC je pokles tlaku minimální, avšak u časování LIVC je patrný větší rozdíl. [15]



Obr. 8 Srovnání průběhu tlaku ve válci při časování ventilů SIVC, EIVC, LIVC [15]

3.2 APLIKACE MILLEROVA CYKLU

Reálné motory mohou fungovat po celou dobu na Millerově cyklu anebo jen v určitých (ekonomických) režimech, podle toho se odvíjí také požadavky na ovládání ventilů. Pokud je cílem zavést trvale Millerův cyklus do konvenčního motoru, který fungoval na Ottově cyklu, jedním z řešení je změna vačky, která zajistí změnu zavírání sacích ventilů. Další řešení je vhodné také pro užití Millerova cyklu pouze v určitých režimech motoru, jedná se o variabilní časování ventilů. Principy časování ventilů jsou blíže popsány v následující kapitole Variabilní časování ventilů. Tímto je možné podle potřeby střídat Millerův a Ottův cyklus.

V současné době je stále více motorů pracujících na Millerově cyklu. Některé automobilky jej však označují jinými názvy, jako například Audi, které představuje tzv. „new combustion method“, přeloženo jako „nová metoda spalování“. Nicméně tato technologie je ve skutečnosti adaptací Millerova cyklu pro čtyřválcový motor EA888. Mezi další příklady motorů, které využívají tuto technologii, patří BMW 740i s novější verzí řadového šestiválce B58TU2, Nissan Micra s motorem HR12DDR nebo Volkswagen s motorem EA211. S využitím Millerova cyklu experimentovala již dříve automobilka Mazda s motorem V6 2.3 I KJ-ZEM v roce 1993. [14][16][22][23][24]

4 VARIABILNÍ ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Variabilní časování ventilů je další z klíčových parametrů pro změnu základních charakteristik motoru včetně efektivity motoru. Ventilové rozvody zajišťují výměnu plynů ve válci a časování těchto ventilů významně ovlivňuje výkon, točivý moment, ale také spotřebu a další. Existuje několik typů konstrukcí rozvodů – mechanické (ventilové, šoupátkové, kanálové), hydraulické, pneumatické a elektrické.

4.1 TYPY VENTILOVÝCH ROZVODŮ

Z hlediska konstrukce se rozlišuje několik druhů ventilových rozvodů. Ventily se nacházejí zpravidla v hlavě válců motoru, avšak umístění vačkové hřídele a případně jejich počet se liší.

- OHV (over head valve) – vačková hřídel v bloku motoru
- OHC (over head camshaft) – vačková hřídel nad hlavou válců
- DOHC (double overhead camshaft) – dvě vačkové hřídele nad hlavou válců motoru
- CIH (canshaft in head) – vačková hřídel v hlavě válce motoru
- SV – ventily jsou po straně válce motoru, vačková hřídel v bloku motoru

Časování ventilů se zakresluje do časovacího diagramu, kde daná data jsou závislá na otáčení klikové hřídele. Aby bylo zajištěno dokonalé naplnění válce směsí, jsou sací ventily otevřeny ještě před HÚ a zavřeny několik stupňů za DÚ. Je tak navíc využito setrvačnosti, kinetické energie a pohybu směsi. Stejně tak výfukové ventily jsou otevřeny krátce před DÚ a zavřeny za HÚ. Velikost těchto předstihů může být stanovena pro všechny otáčky stejná anebo proměnlivá, pak se jedná o variabilní časování ventilů, označované také jako VVT (variable valve timing). Variabilní časování se může aplikovat pouze na sací ventily, pouze na výfukové ventily anebo na sací i výfukové ventily.

Variabilní časování ventilů bylo v sériové výrobě poprvé použito v 60. letech 20. století automobilkou Fiat. V následujících letech si také další automobilky vynalezly a nechaly patentovat další systémy, které zajišťují variabilní časování ventilů.

Počet ventilů na válec se může také lišit. Na jeden válec musí být minimálně jeden sací a jeden výfukový ventil. Existují ale také varianty s třemi ventily na válec (2 sací, 1 výfukový), s čtyřmi ventily na válec (2 sací, 2 výfukové), s pěti ventily na válec (3 sací, 2 výfukové). V dnešní době jsou pravděpodobně nejčastější čtyři ventily, tedy dva sací a dva výfukové ventily na válec. Sací ventily bývají zpravidla větší než ventily výfukové. Výhodou většího množství ventilů je především to, že pro zajištění stejného průtoku postačí menší, a tedy lehčí ventily nebo z hlediska zástavbových rozměrů je možné pro stejný rozměr válce zajistit větší průtok (využít větší plochu) více ventily než pouze jedním. Použití dvou sacích a dvou výfukových ventilů je také optimální pro pozici zapalovací svíčky, která může být umístěna centrálně a zajistit tím lepší zapálení směsi. Velkou výhodou je také díky větší ploše ventilů lepší převod tepla a menší citlivost na detonační spalování. [5][8][12]

Při klasickém časování ventilů je ideální doba otevření a zavření ventilů nastavena pouze pro úzké spektrum otáček motoru, avšak při variabilním časování ventilů se toto spektrum může značně rozšířit.

Časování ventilů může být rozděleno do několika skupin:

- Proměnné časování ventilů
- Variabilní ovládání vačkové hřídele
- Variabilní ovládání ventilů
- Plně variabilní rozvody ventilů

Proměnné časování ventilů mění polohu vačkové hřídele sacích ventilů vůči klikové hřídeli – tj. mění se okamžiky otevření, zavření sacích ventilů a překrytí – regulace je dvoustupňová (mezi dvěma stavy), doba otevření ventilů a zdvih zůstávají neměnné. Natočení vačkového hřídele může být docíleno několika způsoby – např. nastavitelným napínákem řetězu (systém VarioCam od automobilky Porsche), variabilním řízením vačkové hřídele (systém Vanos od automobilky BMW) anebo fázovým měničem časování sacích ventilů (Alfa Romeo). Řídící veličina jsou otáčky motoru, korekčními veličinami jsou zatížení a teplota motoru. Hydraulický nebo elektrický nastavovač vačkového hřídele natočí v závislosti na otáčkách motoru nebo jeho provozním stavu odpovídající vačkový hřídel (musí být samostatný sací a výfukový vačkový hřídel) a mění tím časování.

Variabilní ovládání vačkové hřídele umožňuje plynulou změnu natočení prostřednictvím elektromagnetických ventilů řízených řídicí jednotkou motoru. Příkladem tohoto systému je např. Double Vanos od automobilky BMW, který oproti základnímu Vanosu umožňuje větší rozsah natočení a variabilní časování také výfukových ventilů.

Variabilní ovládání ventilů umožňuje plynulou změnu časování a zdvih ventilů pomocí prostorových profilů vaček s podélně posuvnými hřídeli. Je možné nastavit úhel i průběh otevření ventilů. Ovládání ventilů je řízeno otáčkami a zatížením motoru, rychlostí jízdy, teplotou chladicí kapaliny. Zvláštním druhem jsou systémy s nerovnoměrným pohonem vačkové hřídele, například systém VAST. U tohoto typu je nutná přítomnost ventilových vahadel na straně sání i výfuku. Dalším příkladem je systém VTEC od automobilky Honda. Společnost DaimlerChrysler využívá pro systém vypínání válců v nízkém zatížení za účelem snížení spotřeby motoru obdobný systém jako VTEC.

Plně variabilní rozvody ventilů umožňují na rozdíl od předchozích variant realizovat plně variabilní plynulou zdvihovou křivku ventilu. Tyto mechanismy mohou být převážně mechanické anebo elektrohydraulické.

Principem mechanických variabilních systémů je speciální přenosový mechanismus mezi vačkovými hřídeli a ventily. Konkrétně se může jednat o páku, která je vložena mezi vačku a ventilovou páku s vahadlem a je ovládána elektricky řízenou excentrickou hřídelí. Vačka působí na vloženou páku a ta tak tlačí více nebo méně dolů ventilovou páku s kladkou. Příkladem tohoto systému je BMW Valvetronic.

Elektrohydraulický systém plně variabilního ovládání sacích ventilů zajišťuje umožňuje změnu doby otevření ventilů (každého zvlášť, nezávisle na ostatních) a jeho zdvihu podle okamžitého provozního režimu. Příkladem tohoto systému je VVA (Variable Valve Actuation) od automobilky Fiat.

Elektrohydraulický systém ovládání ventilů existuje také bez vačkového hřídele. Ventily jsou ovládány samostatně nezávisle a tento elektrohydraulického systém je řízen elektronicky. Použití tohoto systému je vhodné také pro vypínání válců, jelikož mohou být vypnuty vždy

jiné válce a tím se předchází vychladnutí nepracujících válců, které by nepříznivě ovlivnilo spotřebu paliva a množství škodlivých látek ve výfukových plynech. Tento systém využívá DaimlerChrysler. [5][12]

4.2 VLIV ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Dřívější uzavření sacích ventilů posouvá nejlepší plnění motoru do nižšího rozsahu otáček, kdežto pozdější uzavření umožňuje dosažení nejlepšího plnění při vyšších otáčkách. Překrytí ventilů zase ovlivňuje poměr mezi čistým vzduchem a zbytkovými plyny v motoru, což může mít vliv na spotřebu paliva a emise. Při dřívějším otevření sacího ventilu se zvyšuje podíl zbytkových plynů a dochází k nižší spotřebě paliva, zatímco pozdější uzavření snižuje podíl zbytkových plynů a dochází k nižší spotřebě paliva při volnoběhu a rovnoměrnosti chodu. Celkově lze říci, že správné časování ventilů je klíčové pro dosažení optimálního výkonu, momentu a spotřeby paliva. [13]

5 SIMULAČNÍ MODEL

Ve spalovacím motoru je celá řada faktorů, které ovlivňují jeho efektivitu a výkon. Pro tuto práci jsou stěžejními parametry časování ventilů, millerizace, plnicí tlak a kompresní poměr. V reálných podmínkách jsou zde také další proměnné jako teplota a s ní související hustota nasávaného vzduchu, atmosférický tlak apod. jelikož je cílem zvýšení efektivitu a citlivostní analýza, tyto faktory mohou být pro následné simulace zanedbány. V následující analýze se předpokládají laboratorní podmínky, což je atmosférický tlak 101,3 kPa (1 bar) a okolní teplota 300 K (26,85 °C).

Každému vývoji reálného spalovacího motoru předchází nejprve analýza dosavadních znalostí, výpočty a 1D simulace. Jelikož zadaný motor je naprosto ideální pro analytický model, tato výpočtová část je i cílem této práce. Pokud by se získané poznatky měly použít pro následný vývoj daného motoru, bylo by potřeba provést také verifikaci reálného motoru s výpočtovým motorem, jelikož ačkoliv jsou výpočtové programy velmi pokročilé, testování na reálném motoru to není schopné nahradit.

V oblasti simulace a optimalizace spalovacích motorů existuje několik výpočetních softwarů od výrobců jako jsou např. Gamma Technologies, Lotus, AVL anebo Ricardo, které jsou schopny počítat 1D simulace spalovacích motorů. Pro všechny výpočtové termodynamické modely motoru v této práci byl použit software GT-Suite v2022 od společnosti GAMMA TECHNOLOGIES, jelikož tento program patří mezi nejrozšířenější a nejvyhlášenější na trhu. Konkrétně se jedná o GT-ISE, GT-Post a Integrated Design Optimizer.

Nejprve bude sestaven simulační model motoru tak, aby odpovídal zadaným parametrům a poté, se znalostmi z předcházející rešerše, na něm bude provedena analýza vlivu časování ventilů, millerizace, plnicího tlaku a kompresního poměru. Časování ventilů může být podle potřeby provedeno na sací nebo i výfukové ventily. Zvyšováním kompresního poměru by mělo dojít ke zvýšení výkonnostních parametrů a snížení spotřeby. Kompresní poměr se může pohybovat mezi 8:1 a 14:1. Kompresní poměr nižší než 8:1 je velmi neefektivní a kompresní poměr nad 14:1 už zvyšuje výkon pouze minimálně, zato razantně zvyšuje spalovací tlaky, teploty a dochází k detonačnímu hoření. Zvýšením plnicího tlaku by mělo mít podobné výsledky, a to snížení měrné efektivní spotřeby a zvýšení výkonnostních parametrů. Nevýhodou zvyšování kompresního poměru nebo plnicího tlaku je však nárůst spalovacího tlaku a teploty výfukových plynů, tyto parametry by naopak měla snižovat millerizace.

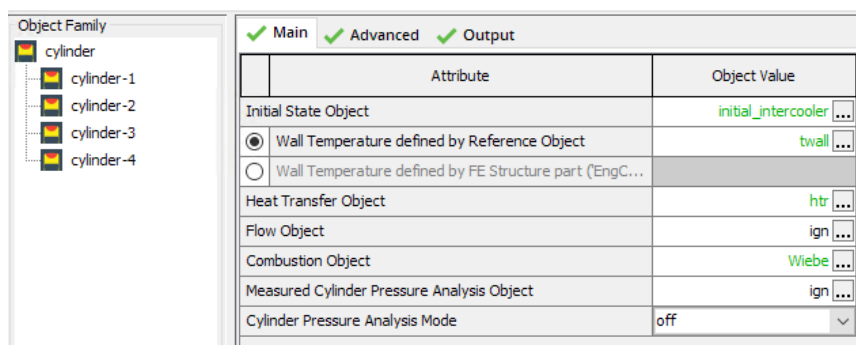
Vedoucím byly zadány také limitní parametry, které optimalizovaný motor nesmí přesahovat z důvodu špatné funkce určitých dílů, jejich nadlimitní namáhání či destrukce. Zadaná limitní hodnota spalovacího tlaku je 80 bar a teplota výfukových plynů 980 °C.

Cílem tohoto zkoumání by měla být sada výsledků, které ukáže vlivy těchto vstupních parametrů na výslednou efektivitu motoru, která bude hodnocena pomocí parametru, který je v GT-Power označen jako BSFC (Brake Specific Fuel Consumption) neboli měrná efektivní spotřeba. Rovněž by měl být sestaven model, který pomocí zmíněných vstupních parametrů dosáhl nižší měrné spotřeby než výchozí model. Měrná efektivní spotřeba bude kontrolována zejména v daných provozních bodech. Tyto body jsou 50 % a 100 % zatížení a při otáčkách 2000 min⁻¹, 3000 min⁻¹, 4000 min⁻¹. Tyto provozní body byly zvoleny z toho důvodu, že 100 % zatížení je charakteristikou daného motoru. Tato křivka je vnější otáčková charakteristika motoru a veškeré výkonnostní parametry, které jsou o motorech udávány, jsou vztaženy k tomuto plnému (100 %) zatížení. Při plném zatížení je rovněž největší riziko

detonací a překročení limitních hodnot, proto je potřeba tyto hodnoty v simulacích zkontrolovat. V běžném provozu však klasický spalovací motor nebývá příliš často provozován v plném zatížení, mnohem častěji se tyto motory provozují pouze v částečném zatížení, proto jako druhý provozní režim bylo zvoleno 50 % zatížení. Také emisní legislativní zkoušky odpovídají právě spíše částečnému zatížení.

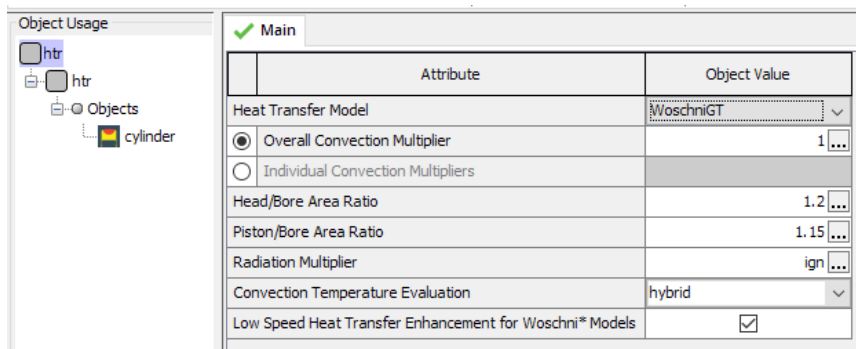
5.1 NASTAVENÍ GT-SUITE

V softwaru GT-Suite byla použita pro výpočty hoření Wiebeho funkce, která popisuje množství spáleného paliva v konkrétním čase v závislosti na úhlu klikové hřídele. Tato funkce je nastavena v parametrech válce motoru



Obr. 9 Nastavení Wiebeho funkce v parametrech válce motoru

Pro přestup tepla, který popisuje tepelný tok mezi náplní válce a jeho stěnami, je použit Woschniho model. Součinitel přestupu tepla je určen podle okamžitých podmínek ve válci (teplota, tlak, střední pístová rychlost). V programu je tato funkce uvedena pod názvem WoschniGT a nepočítá se swirl vířením.



Obr. 10 Nastavení přestupu tepla pomocí funkce WoschniGT v parametrech válce motoru

V softwaru pro 1D simulace je řešena dynamika proudění tekutin na základě geometrických parametrů, okrajových podmínek a složení média. Ve výchozím modelu je proudění simulováno jako výtok tryskou a průtočná plocha závisí na zdvihu ventilu, což je určeno tabulkou průtokových koeficientů pro sací a výfukový ventil zvlášť.

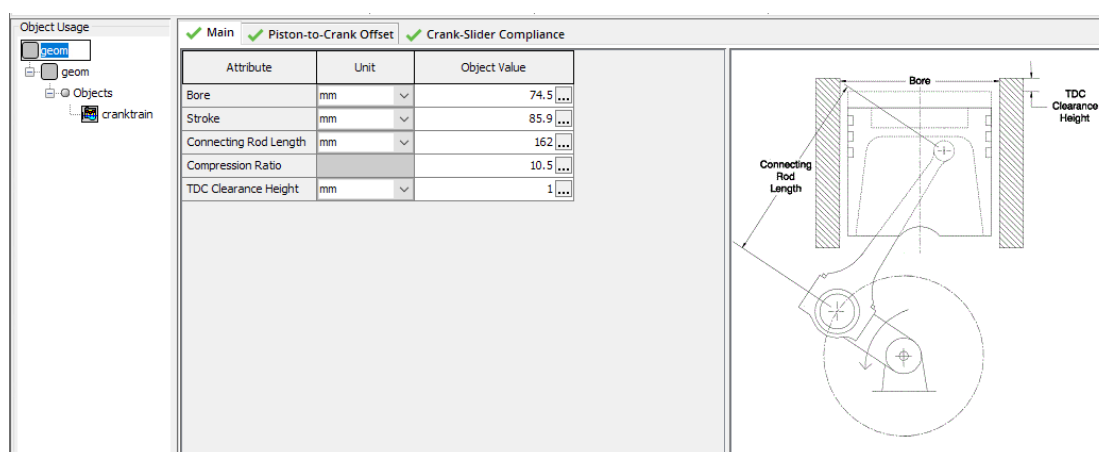
5.2 VÝCHOZÍ MODEL

Trendem současné doby jsou maloobjemové motory přepřihované turbodmychadlem. Proto i v této práci byl zadán jako výchozí motor zážehový čtyřválcový motor o objemu 1,5 l přepřihovaný turbodmychadlem. Motor má 4 ventily na válec (2 sací, 2 výfukové), kompresní poměr 10,5:1. Tento výchozí motor by měl dosahovat maximálního výkonu 96 kW a točivého momentu 215 Nm. Veškeré parametry jsou uvedeny v *Tab. 1*.

Tab. 1 Parametry zadaného motoru

Zdvihový objem	1497,8 cm ³
Vrtání	74,5 mm
Zdvih	85,9 mm
Maximální výkon	96 kW
Maximální točivý moment	215 Nm
Počet ventilů na válec	4
Kompresní poměr	10,5:1
Pořadí zážehu	1-3-4-2
Délka ojnice	162 mm
Max. teplota výf. plynů	980 °C
Max. spalovací tlak	80 bar

Nejprve je nutné podle zadaných hodnot sestavit výchozí termodynamický model, na kterém bude následně provedena verifikace, zda všechny zadané parametry odpovídají. Vrtání, zdvih a kompresní poměr je zadán ve vlastnostech motoru („Engine“) - *Obr. 11*



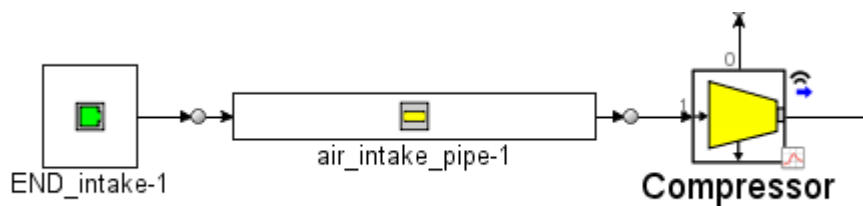
Obr. 11 Geometrie válce, ojnice a kompresní poměr

Přepřihování motoru je zajištěno turbodmychadlem, ke kterému byla poskytnutá mapa a jeho regulace je uskutečněna pomocí obtokového ventilu waste-gate (WG). Ve výchozím stavu

motor pracuje na Ottově cyklu a nemá variabilní časování ventilů. Všechny další potřebné hodnoty byly zadány vedoucím práce.

5.2.1 SÁNÍ

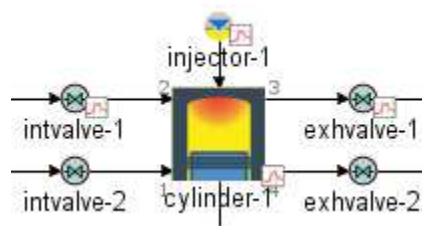
Sání začíná na atmosférickém tlaku 1013 hPa (1 bar) o teplotě 300 K (26,85 °C) vstupem do sacího potrubí a následně proudí přes kompresor (dmychadlo) turbodmychadla. Stlačením se vzduch ohřeje a je schlazen v chladiči stlačeného vzduchu (tzv. intercooler) na teplotu 350 K (76,85 °C). Průměr škrtkové klapky je 52 mm a úhel otevření je definován zatížením – při plném (100 %) zatížení je 90 ° a při 50 % zatížení je úhel natočení škrtkové klapky 45 °. Délka sání je 37 mm a průměr 22 mm



Obr. 12 Detail sání v modelu motoru

5.2.2 ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Motor má 4 ventily na válec neboli 2 sací a 2 výfukové, jak je ukázáno na Obr. 13. U výchozího motoru není variabilní časování ventilů. Časování ventilů může být zadáno několika způsoby, v této simulaci byla zvolena funkce „maxlift“ (Obr. 14), která určuje okamžik, kdy je zdvih ventilu maximální. Dále je potřeba určit k jakému okamžiku je tato hodnota měřena – je na výběr „TDC Firing“, což je horní zápalová úvrať anebo „Gas Exchange TDC“, což je horní úvrať s výměnou náplně válce. V tomto modelu byla zvolena jako vztažná hodnota horní zápalová úvrať (TDC Firing) pro všechny ventily.

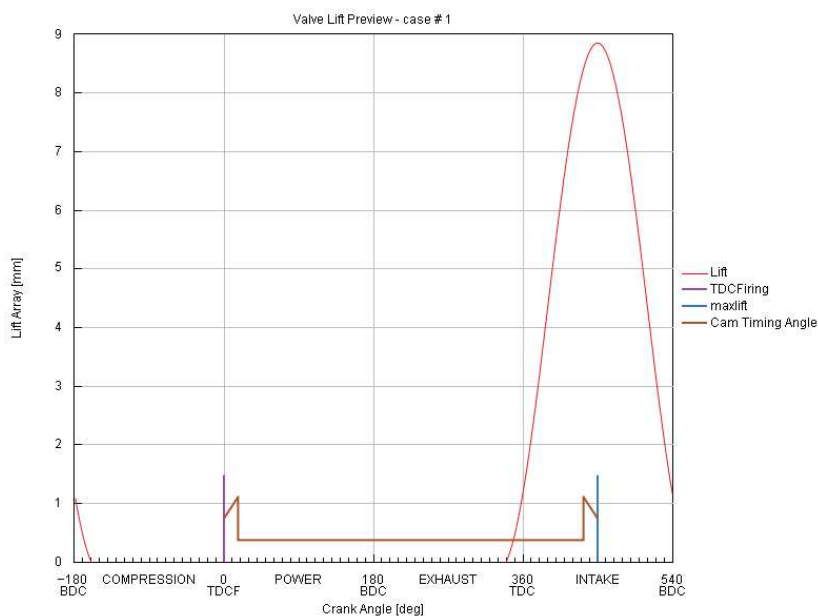


Obr. 13 Detail válce motoru, vstřikovače a sacích a výfukových ventilů

✓ Timing ✓ Lift ✓ Flow Coefficients ✓ Output			
Attribute	Unit	Object Value	
Cam Timing Angle	See Case S...	[IVT] ...	
Cam Timing Anchor Reference		TDCFiring	
Cam Timing Lift Array Reference		maxlift	
Source of Angle			
<input checked="" type="radio"/> Attached Cylinder			
<input type="radio"/> Part on Map			
<input type="radio"/> Driver Reference Object			

Obr. 14 Nastavení sacích ventilů

Průběh zdvihu ventilu je vidět na Obr. 15, který GT-Suite vyobrazí po zadání všech potřebných hodnot týkajících se časování ventilů.



Obr. 15 Křivka zdvihu sacích ventilů, kterou software GT-Suite vykreslí

K otevření sacích ventilů dochází při 350° klikové hřídele a pro výfukové ventily je úhel otevření 135° klikové hřídele. Podle funkce „maxlift“ byly do simulace zadány hodnoty maximálního zdvihu, ke kterému dojde při 460° pro sací ventily a 255° pro výfukové, v obou případech se tato hodnota vztahuje k zápalové horní úvrati (TDC Firing). Hodnoty týkající se časování ventilů jsou vypsány v Tab. 2.

Tab. 2 Parametry motoru

Počet sacích ventilů	2
Počet výfukových ventilů	2
Okamžik otevření SV	350°
Okamžik otevření VV	135°
Délka otevření SV	220°

Délka otevření VV	240 °
Průměr SV	25,5 mm
Průměr VV	21,0 mm
Vůle	0,15 mm
Angle multiplier	1
Lift multiplier	1

U ventilů je zaveden také přepočtový koeficient Angle Multiplier, který určuje změnu délky otevření ventilů a Lift Multiplier, který poměrně přepočítává zdvih těchto ventilů v závislosti na délce otevření ventilů.

Angle Multiplier je dán jako poměr nové délky otevření sacích ventilů ku délce původního otevření sacích ventilů.

$$\text{Angle Multiplier} = \frac{\alpha}{\alpha_{ref}} \quad (20)$$

Lift Multiplier slouží k přepočítání velikosti zdvihu ventilu a je dán jako druhá mocnina poměru nové délky otevření sacích ventilů ku délce původního otevření sacích ventilů neboli druhá mocnina Angle Multiplieru.

$$\text{Lift Multiplier} = \text{Angle Multiplier}^2 = \left(\frac{\alpha}{\alpha_{ref}} \right)^2 \quad (21)$$

Tyto parametry jsou zadány do výpočtového modelu v parametrech sacích ventilů, jak je ukázáno na Obr. 16. Ve výchozím modelu jsou oba násobiče rovny 1.

Attribute	Unit	Object Value
Valve Lash	mm	0.15
Variable Profile Dependency Object		ign
Dwell at Maximum Lift	Cam Angle	ign
Angle Multiplier		1
Lift Multiplier		1

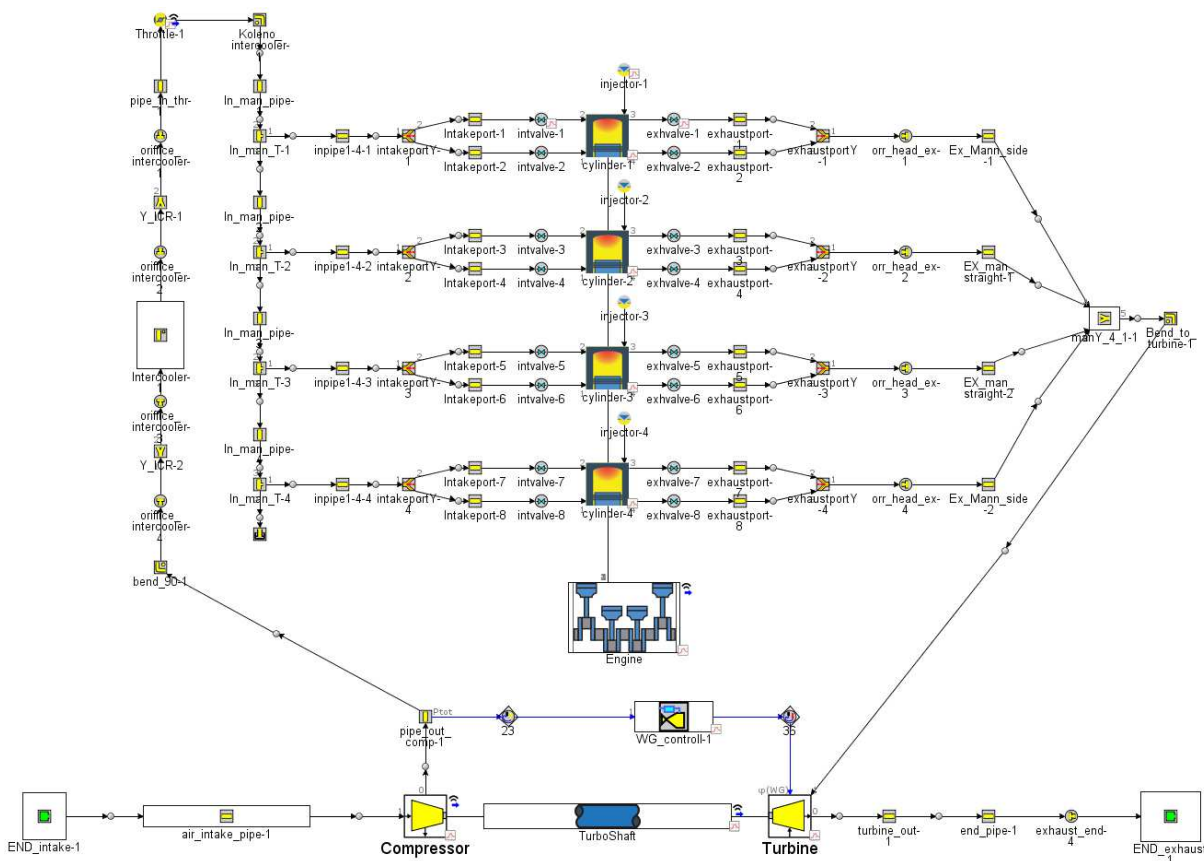
Obr. 16 Zadané parametry sacích ventilů

5.2.3 SPALOVACÍ PROSTOR A KLIKOVÝ MECHANISMUS

Vstřikování paliva je řešeno jedním vstřikovačem s parametry dodávky paliva 13 g/s. Tento vstřikovač byl předimenzován záměrně, aby nedocházelo k snížení výkonu vlivem nedostačujícího vstřikovače. Časování vstřikování je nastaveno na 368 °. Množství vstřikovaného paliva je závislé na vzdušném součiniteli, který je roven 1 ($\lambda = 1$). Teplota paliva je stejná jako teplota okolí, tedy 300 K.

5.2.4 VÝFUK

Spaliny proudí přes výfukové potrubí do turbínové části turbodmychadla. Maximální otáčky turbíny jsou nastaveny na $200\,000\text{ min}^{-1}$ a regulace je řešena pomocí waste-gate (WG) s maximálním průměrem 24 mm. Počáteční průměr WG je 5 mm po dobu 10 cyklů.



Obr. 17 Model zadaného motoru v prostředí GT-Suite

5.3 VERIFIKACE VÝCHOZÍHO MODELU

Podle zadaných parametrů a poskytnutých materiálů byl sestaven termodynamický model, u kterého bylo potřeba provést verifikaci, zda všechny parametry odpovídají zadaným parametrům. Porovnání zadaných parametrů a výsledků simulace výchozího motoru je uvedeno v Tab. 3.

Tab. 3 Porovnání zadání a výsledků simulace

-	Zadané hodnoty	Výsledky simulace
Maximální výkon	96 kW	96,2 kW při 5500 min^{-1}
Maximální točivý moment	215 Nm	216,3 Nm při 3000 min^{-1}

Motor vyhovuje zadaným parametrům a může být na něm provedena plánovaná citlivostní analýza a optimalizace za účelem zvýšení efektivity. Jak bylo uvedeno již v úvodu této kapitoly, stěžejními body pro měření spotřeby bude především 50 % a 100 % zatížení a otáčky motoru 2000, 3000, 4000 min⁻¹. Tyto provozní režimy byly zvoleny po dohodě s vedoucím práce.

6 ANALÝZA MODELU PŘI 100 % ZATÍŽENÍ

V této kapitole bude zaměřena pozornost na hodnocení vlivu různých vstupních parametrů na výstupní měrnou efektivní spotřebu, případně výkonnostní parametry motoru, pomocí citlivostní analýzy, která je klíčovou součástí návrhu simulačního modelu motoru s cílem zvýšit jeho efektivitu.

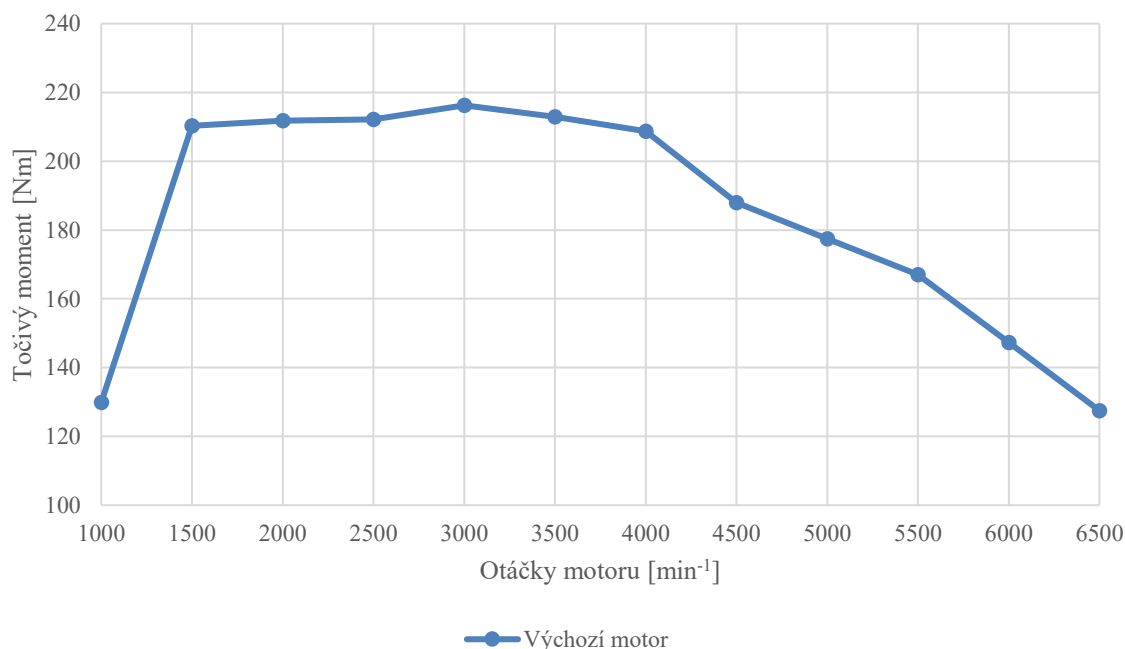
6.1 VÝSLEDKY SIMULACE VÝCHOZÍHO MODELU PRO 100 %

Simulační model byl verifikován kontrolou výkonnostních parametrů. Další hodnoty pro stěžejní body, které budou porovnávány s následujícími modely, jsou vypsané v *Tab. 4*.

Tab. 4 Hodnoty vybraných parametrů pro stěžejní otáčky

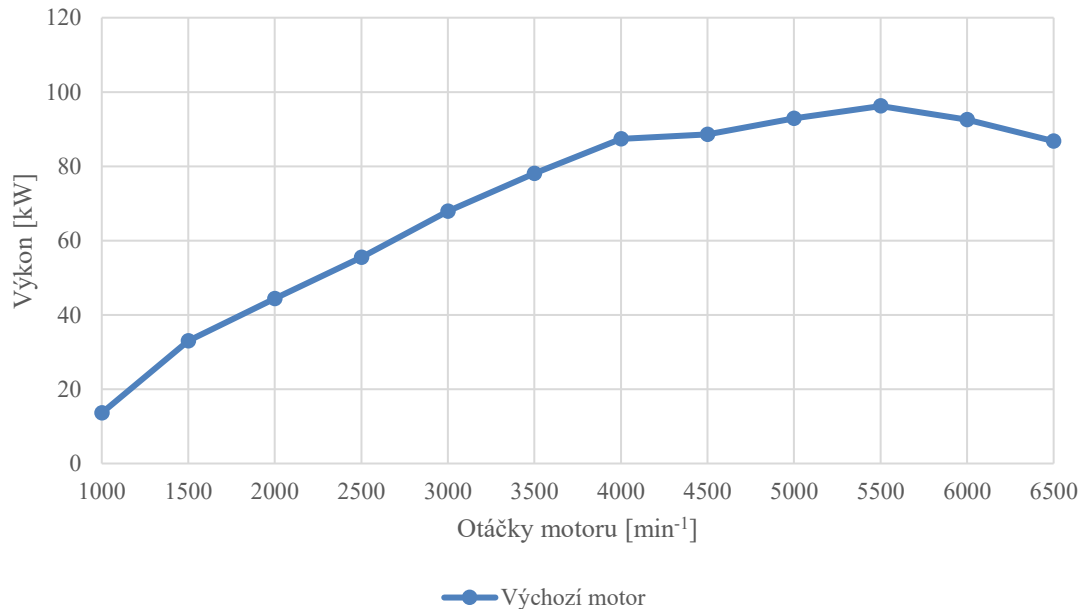
-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výkon	[kW]	44,36	67,94	87,41
Točivý moment	[Nm]	211,83	212,25	208,68
Spotřeba	[g/kWh]	244,71	242,93	234,71

Průběh točivého momentu v celém spektru otáček je znázorněn na *Obr. 20*. Lze z něj vyčíst, že motor dosahuje nejvyšších hodnot v rozmezí otáček od 1500 do 4000 min⁻¹, kde je točivý moment nejdůležitější.



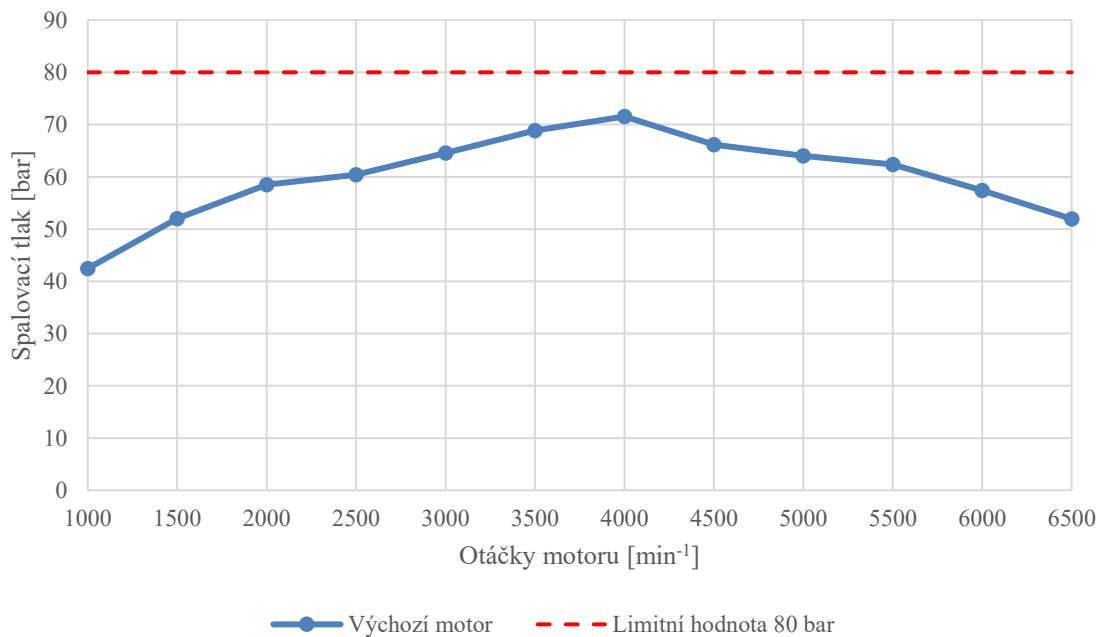
Obr. 18 Průběh točivého momentu modelu výchozího motoru

Výkon motoru by se měl naopak zvyšovat až do maxima, které by se mělo nacházet blízko před maximálními otáčkami motoru. Na *Obr. 19* je znázorněn výkon modelovaného motoru, jehož průběh se dá považovat za optimální.



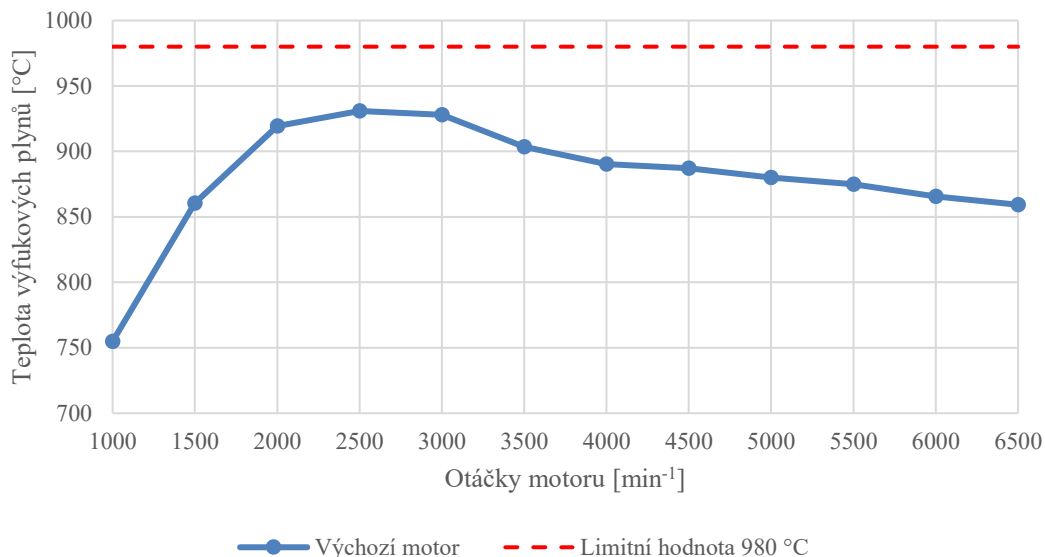
Obr. 19 Průběh výkonu modelu výchozího motoru

Limitujícími parametry, které je nutné kontrolovat v celém spektru otáček, jsou maximální spalovací tlak a maximální teplota výfukových plynů. Průběh spalovacího tlaku je zobrazen na *Obr. 20* a ukazuje, že nejvyšší hodnota spalovacího tlaku je dosažena při 4000 min^{-1} a dosahuje hodnoty 71,5 bar.



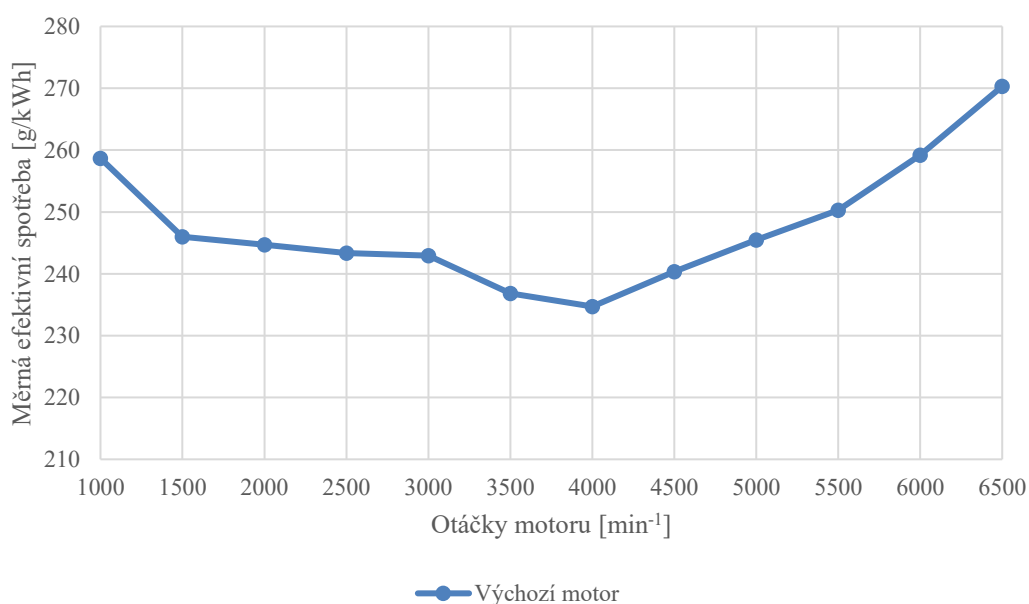
Obr. 20 Průběh spalovacího tlaku v modelu výchozího motoru

Maximální teplota výfukových plynů je zobrazena na *Obr. 21* a dosahuje svého maxima při 2500 min^{-1} s hodnotou $930,9 \text{ }^\circ\text{C}$. Je však důležité poznamenat, že ani jedna z těchto hodnot nepřekračuje limitní hodnoty. Proto lze z grafu vyčíst, že motor splňuje požadavky na maximální spalovací tlak a maximální teplotu výfukových plynů v celém spektru otáček.



Obr. 21 Průběh teploty výfukových plynů v modelu výchozího motoru

Stěžejním parametrem pro efektivitu motoru je měrná efektivní spotřeba. V GT-Power bude porovnáván parametr, který se nazývá Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) a odpovídá měřené spotřebě paliva na válec. Průběh této spotřeby je znázorněn na *Obr. 22*. Je možné vidět, že spotřeba pozvolně klesá až do otáček 4000 min^{-1} , kde je její minimum a poté opět prudce narůstá. Lokace minima je pravděpodobně dána okamžikem zapálení směsi a procesem spalování, které bylo zadáno ve výchozím motoru.



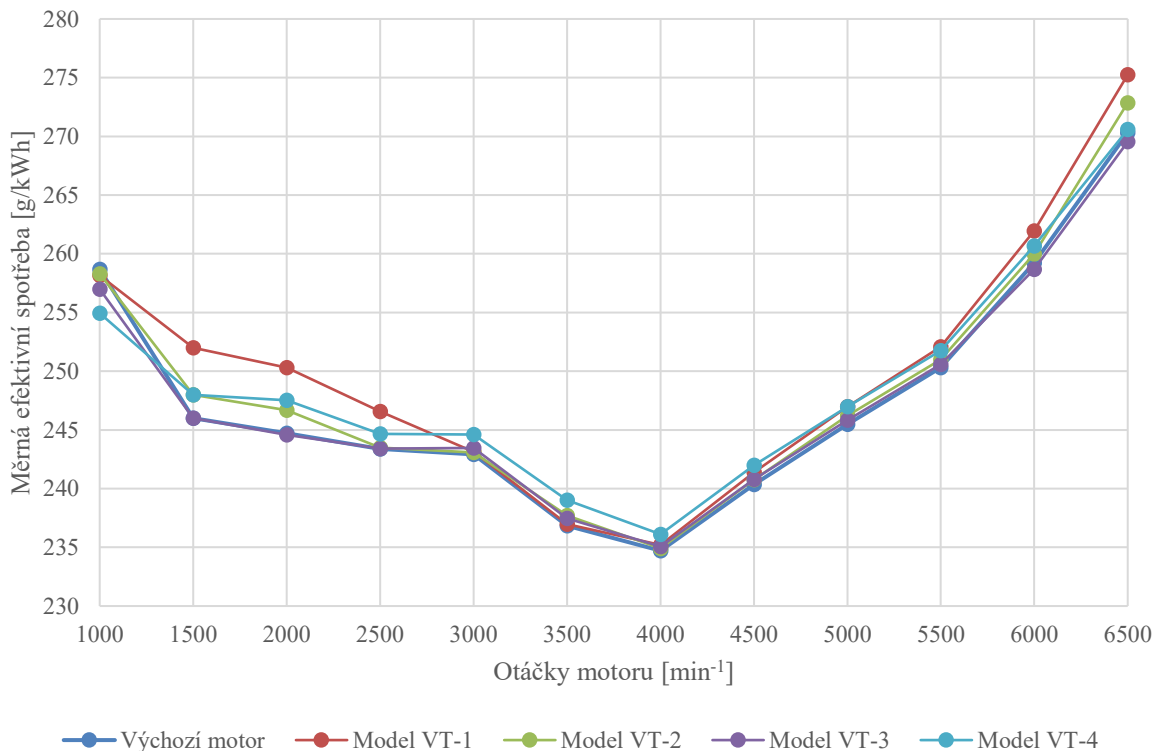
Obr. 22 Průběh měrné efektivní spotřeby modelu výchozího motoru

6.2 VLIV ČASOVÁNÍ VENTILŮ

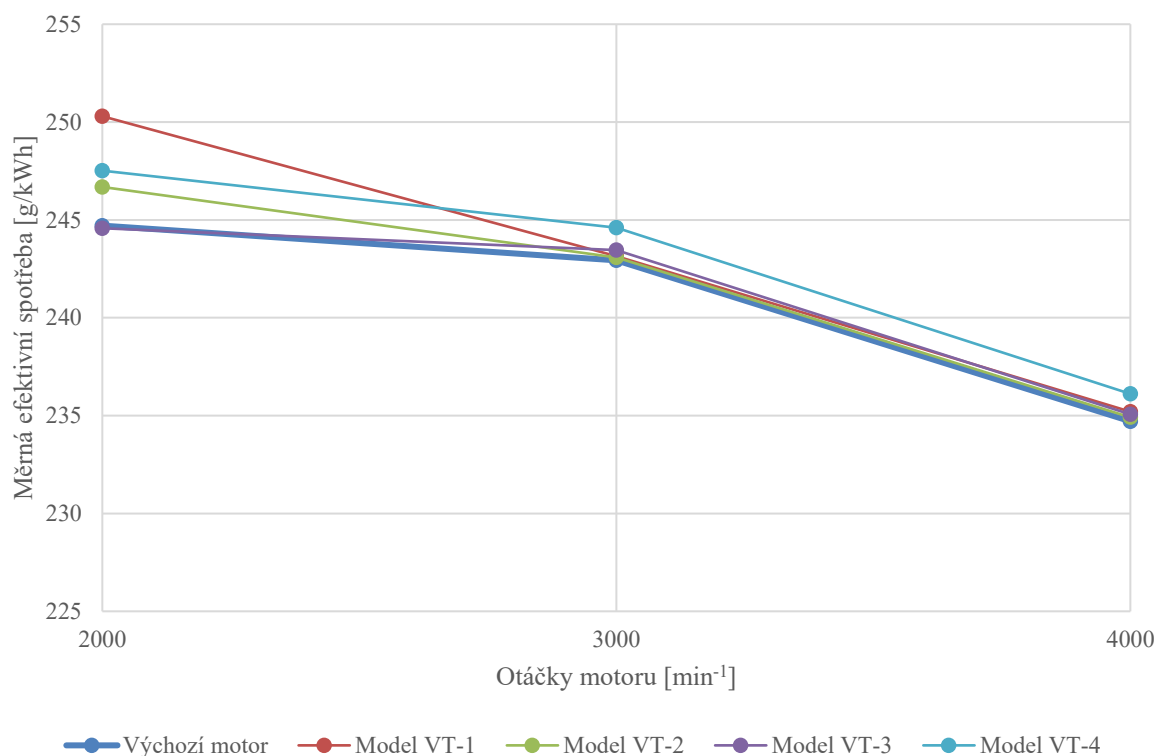
Tato podkapitola je zaměřena na vliv časování ventilů. Bude provedena změna časování pouze sacích ventilů, přesněji okamžik otevření SV se posune o 20 ° a 10 ° dříve a 10 ° a 20 ° později než výchozí hodnota. Přesné hodnoty jsou uvedeny v *Tab. 5* a graficky znázorněn celý průběh měrné efektivní spotřeby na *Obr. 23*, případně detailnější průběh spotřeby pro dané body na *Obr. 24*.

Tab. 5 Parametry časování ventilů daných modelů

		Výchozí model	Model VT-1	Model VT-2	Model VT-3	Model VT-4
Okamžik otevření SV	[°]	350	330	340	360	370
Délka otevření SV	[°]	220	220	220	220	220
Okamžik otevření VV	[°]	135	135	135	135	135
Délka otevření VV	[°]	240	240	240	240	240



Obr. 23 Výsledky měrné efektivní spotřeby modelů s různým časováním



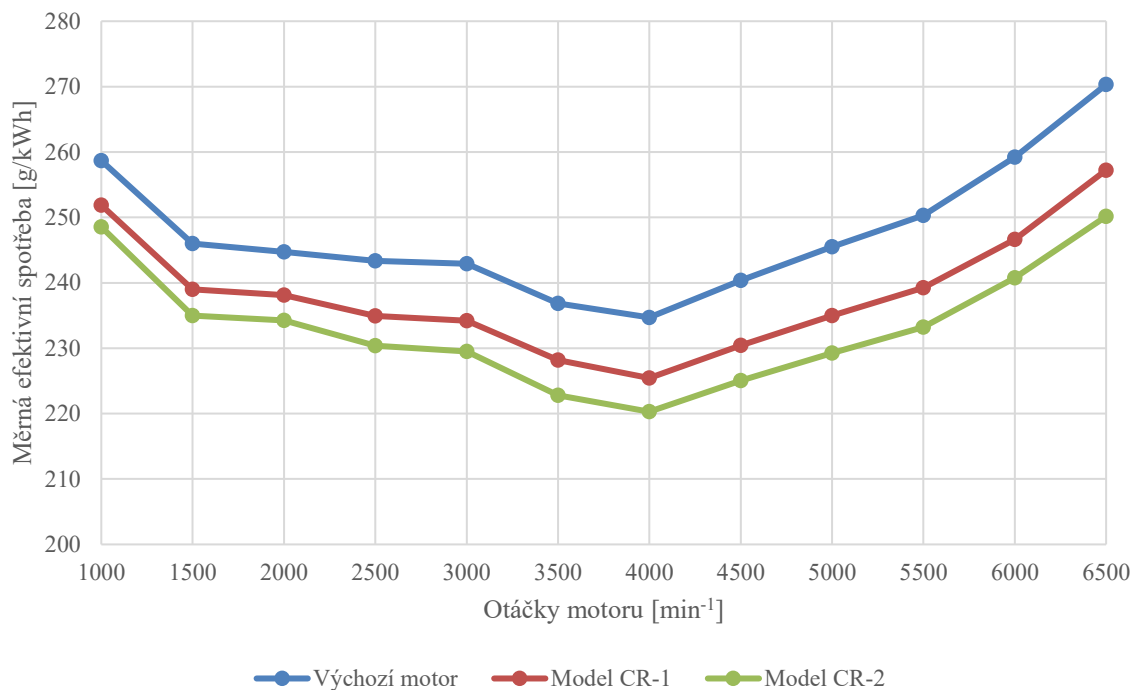
Obr. 24 Detailní graf měrné efektivní spotřeby pro dané modely a body

6.3 VLIV KOMPRESNÍHO POMĚRU

Hodnota kompresního poměru je důležitým parametrem spalovacích motorů a běžně se pohybuje v intervalu mezi 8:1 až 14:1. Zvýšením kompresního poměru by mělo být dosaženo lepšího výkonu, točivého momentu a měrné efektivní spotřeby. Současně by ale také mělo dojít k nežádoucímu zvýšení spalovacího tlaku a teploty, je tedy nutné zkontrolovat, zda nedojde k překročení limitních hodnot. Zvyšování kompresního poměru může vést také k zvýšenému riziku detonace. V následujícím kroku byla provedena simulace několika kompresních poměrů, jejichž hodnoty jsou uvedeny v *Tab. 6* a výsledky jsou znázorněny na *Obr. 25*

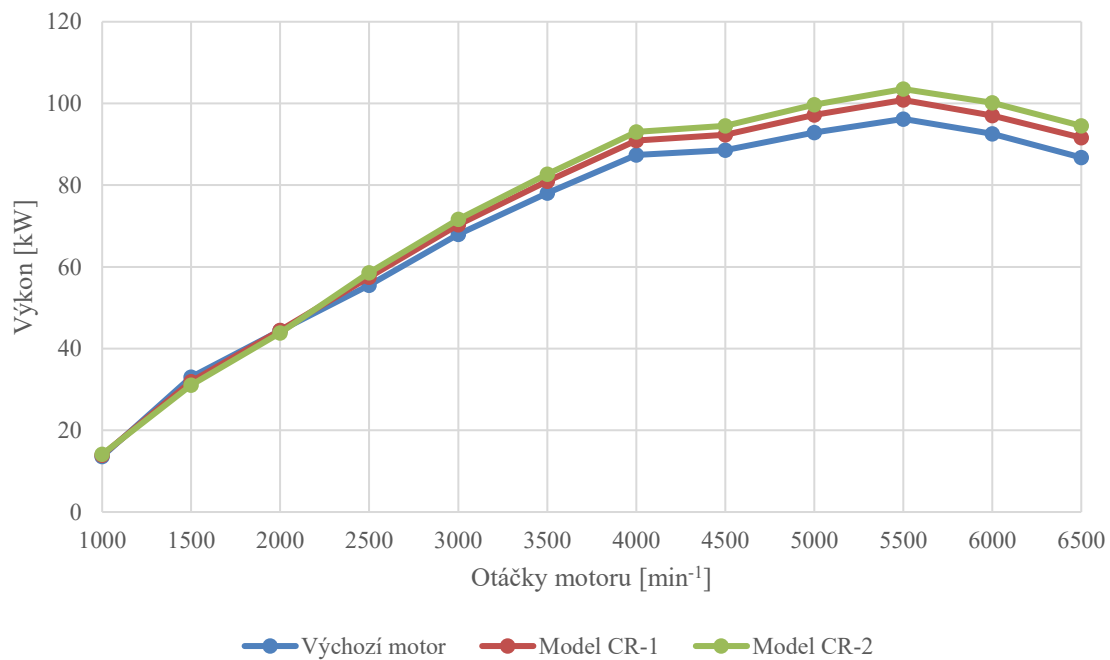
Tab. 6 Označení modelů a hodnoty kompresního poměru

		Výchozí motor	Model CR-1	Model CR-2
Kompresní poměr	[-]	10,5 : 1	12,5 : 1	14 : 1



Obr. 25 Průběh měrné efektivní spotřeby daných modelů

Na Obr. 25 jsou vykresleny průběhy měrné efektivní spotřeby modelů s různými kompresními poměry. Jde vidět, že s rostoucím kompresním poměrem měrná efektivní spotřeba značně klesá, a naopak výkonnostní parametry motoru se zvyšují, jak ukazuje Obr. 26. Přesné hodnoty měrné efektivní spotřeby v daných bodech jsou vypsány také v Tab. 7

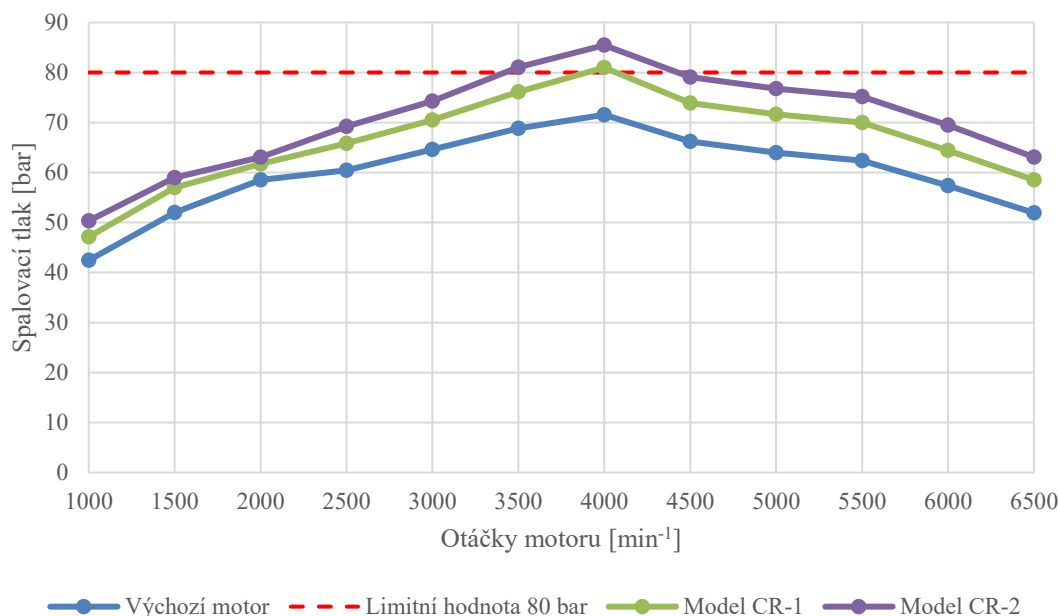


Obr. 26 Průběh výkonu modelů s různými kompresními tlaky

Tab. 7 Výsledné hodnoty měrné efektivní spotřeby pro uvedené modely

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí model	[g/kWh]	244,71	242,93	234,71
Model CR-1	[g/kWh]	234,9	234,2	225,4
Model CR-2	[g/kWh]	234,3	229,5	220,3

Ačkoliv hodnoty spotřeby vypadají velmi příznivě, nežádoucím vlivem zvýšeného kompresního poměru je však rostoucí hodnota spalovacího tlaku. Jak dokazuje Obr. 27, pro oba modely se zvýšeným kompresním poměrem hodnota spalovacího tlaku přesáhla v otáčkách 4000 min⁻¹ limitní maximum, přesněji pro model s kompresním poměrem 12,5:1 (Model CR-1) při 4000 min⁻¹ dosahuje spalovací tlak hodnoty 80,9 bar a pro model s kompresním poměrem 14:1 (Model CR-2) při 4000 min⁻¹ dosahuje spalovací tlak hodnoty 85,5 bar. Takto nastavené modely jsou nevyhovující.



Obr. 27 Průběh spalovacího tlaku pro modely s různými kompresními poměry

6.4 VLIV TLAKU TURBODMYCHADLA

Tato podkapitola se zaměřuje na vliv plnicího tlaku na výstupní měrnou efektivní spotřebu. Konkrétně došlo k navýšení plnicího tlaku na 110 % a 120 % oproti původnímu nastavení, jak uvádí Tab. 8. Maximální plnicí tlak turbodmychadla při tomto zatížení nepřesahuje 2,3 bar.

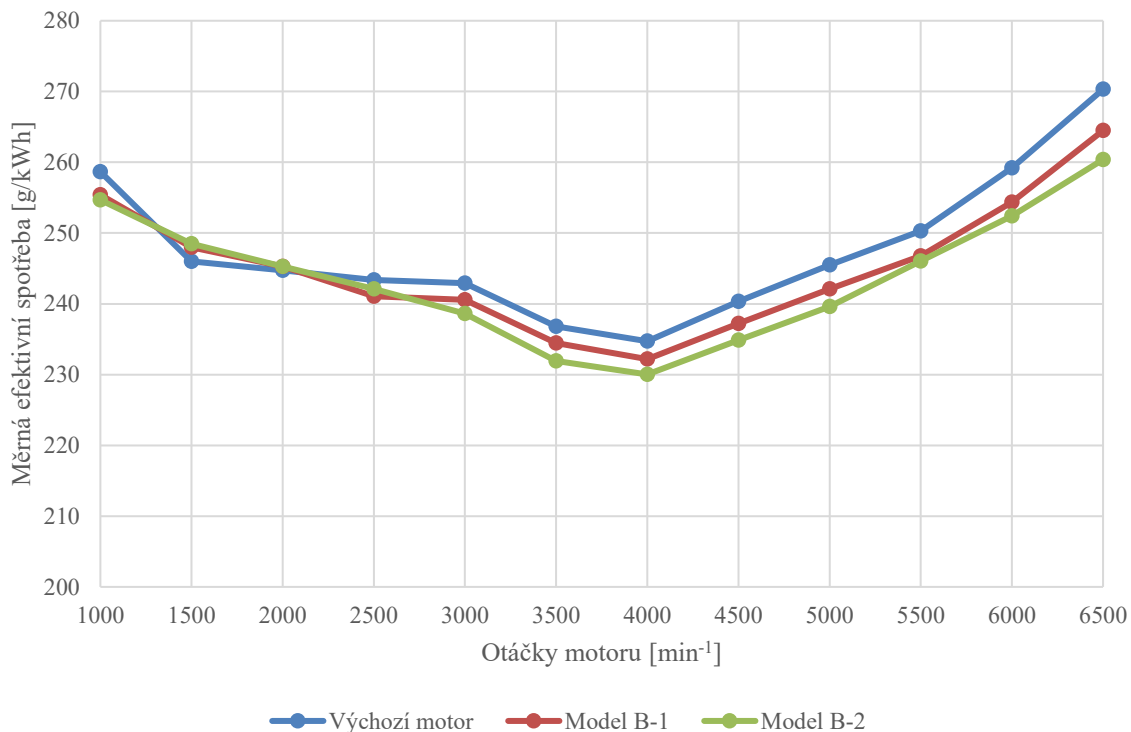
Tab. 8 Název modelů a jejich procentuální navýšení plnicího tlaku

		Výchozí motor	Model B-1	Model B-2
Tlak turbodmychadla	[%]	100	110	120

Přesné hodnoty výsledků těchto modelů jsou uvedeny v *Tab. 9*. Grafické znázornění těchto výsledků je na *Obr. 28*. Je zde viditelný pokles měrné efektivní spotřeby zejména ve vyšších otáčkách.

Tab. 9 Výsledné hodnoty měrné efektivní spotřeby daných modelů

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí model	[g/kWh]	244,71	242,93	234,71
Model B-1	[g/kWh]	245,29	240,56	232,18
Model B-2	[g/kWh]	245,29	238,63	230,02



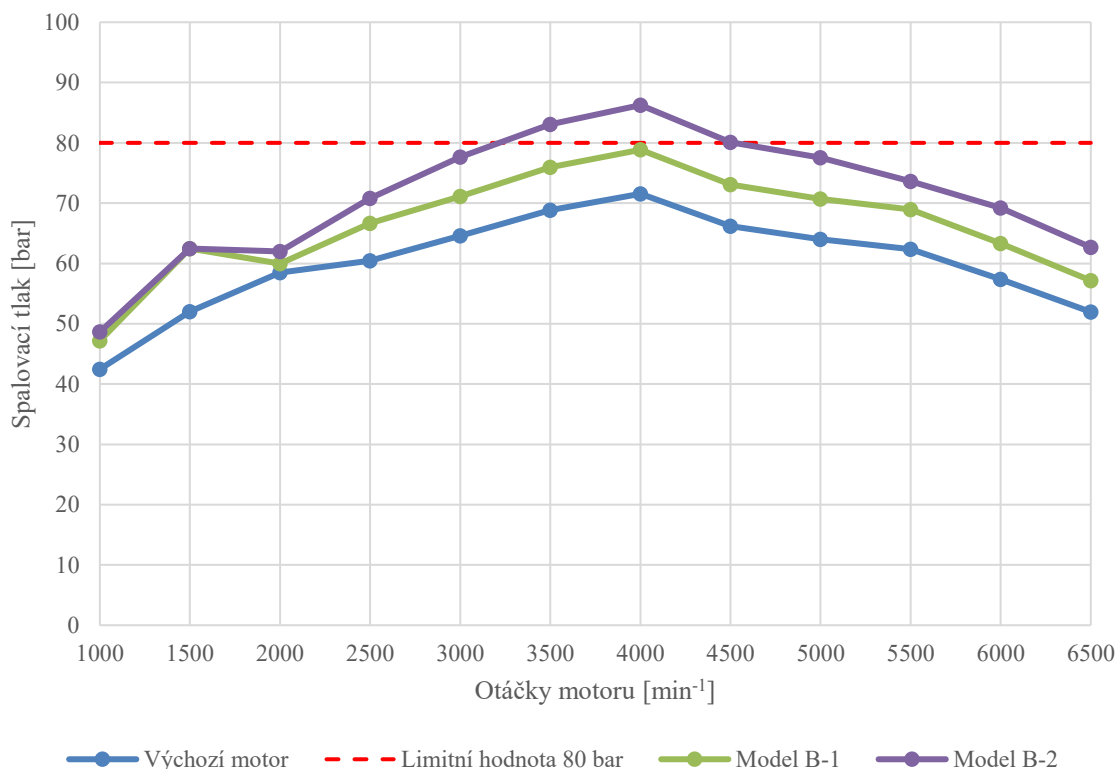
Obr. 28 Průběh měrné efektivní spotřeby pro modely s různým plnicím tlakem

V intervalu otáček 1000 až 3000 min⁻¹ je viditelné značné kolísání, po dalším přezkoumání bylo vyhodnoceno, že toto kolísání je způsobeno nevhodným nastavením časování ventilů a turbodmychadlo při těchto vstupních parametrech není schopno dosáhnout požadovaného plnicího tlaku i přes to, že WG je plně uzavřen, jak ukazuje *Obr. 29*.

Search RLT Name		Unit	Case #1	Case #2	Case #3	Case #4
RLT Name			RPM 1000 / 90	RPM 1500 / 90	RPM 2000 / 90	RPM 2500 / 90
<input checked="" type="checkbox"/> Hide Unstored RLT Variables						
▼ RLT	Main					
▶	Input Signal		1.259601	1.8110303	1.9671829	2.0884717
▶	Target		1.2704954	1.991	2.112	2.09
▶	Wastegate Diameter	mm	3.3824356	0.0	0.0	4.3203216
▶ RLT	Error					

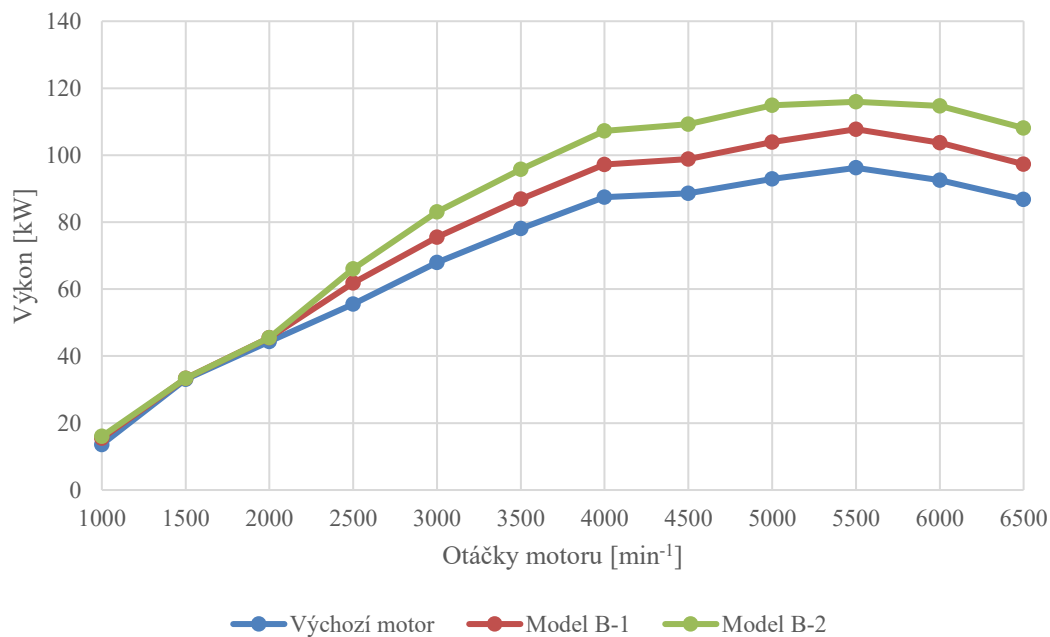
Obr. 29 Hodnoty otevření WG (Wastegate Diameter) ze softwaru GT-Post

Každopádně i za předpokladu, že by se tento problém v nízkých otáčkách vyřešil, kontrola limitních hodnot odhalila, že plnicí tlak 120 % již není pro tento model vhodný z důvodu nadlimitních hodnot spalovacího tlaku, jak je zobrazena na Obr. 30. Navýšení plnicího tlaku na 110 % limitní hodnoty ještě splňuje. Pokud by se tedy v nízkých otáčkách upravilo časování, zvýšení plnicího tlaku na 110 % by bylo jednou z cest pro dosažení nižší efektivní spotřeby.



Obr. 30 Průběh spalovacího tlaku pro modely se zvýšením plnicím tlakem

Kromě snížení měrné efektivní spotřeby má zvýšený plnicí tlak má pozitivní vliv také na výkon motoru, jak je vidět z Obr. 31.



Obr. 31 Výkon modelů motoru s různými plnicími tlaky

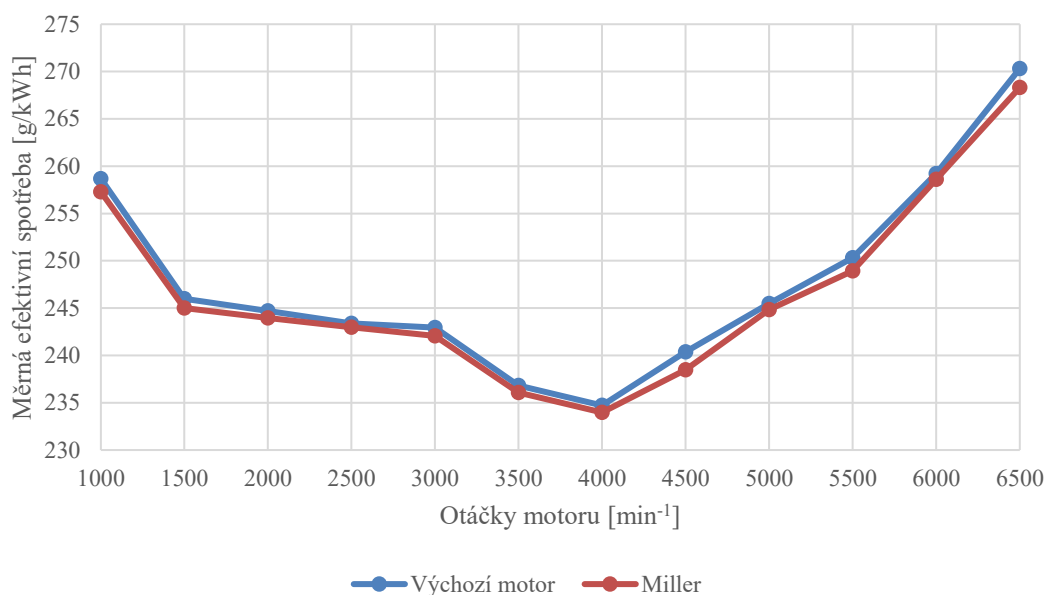
6.5 MILLERIZACE

Fakt, že téměř veškeré předchozí změny na motoru vedly k překročení limitních hodnot, dokazuje, že výchozí model již byl na maximálních limitech při funkci na Ottově cyklu. Z tohoto důvodu bude na motor aplikován Millerův cyklus a analýzy vlivu kompresního poměru, plnicího tlaku, popř. časování budou provedeny znovu. Implementace Millerova cyklu je provedena prostřednictvím dřívějšího uzavření sacích ventilů (EIVC), což by mělo mít za následek snížení teploty konce komprese a expanzní chlazení v sacím zdvihu. Snížení koncové kompresní teploty vede k rozhodující výhodě účinnosti díky výrazně nižší tendenci ke klepání. Zároveň došlo ke snížení zdvihu ventilů pomocí přepočtových násobičů. Bylo provedeno několik variant Millerova cyklu s tím, že nejlepších hodnot dosáhlo nastavení, jehož hodnoty jsou uvedeny v Tab. 10. Délka otevření sacího ventilu se zkrátila z 220° na 182° a k zavírání ventilu dochází o 38° dříve než u výchozí varianty. Časování výfukového ventilu zůstalo prozatím nezměněno.

Tab. 10 Názvy modelů a jejich údaje časování a zdvihu ventilů

-	-	Výchozí motor	Miller 1
Okamžik otevření SV	[°]	350	350
Délka otevření SV	[°]	220	182
Angle multiplier	[-]	1	0,844
Lift multiplier	[-]	1	0,712

Změna měrné efektivní spotřeby je vyobrazena na Obr. 32 a hodnoty vypsány v Tab. 11.

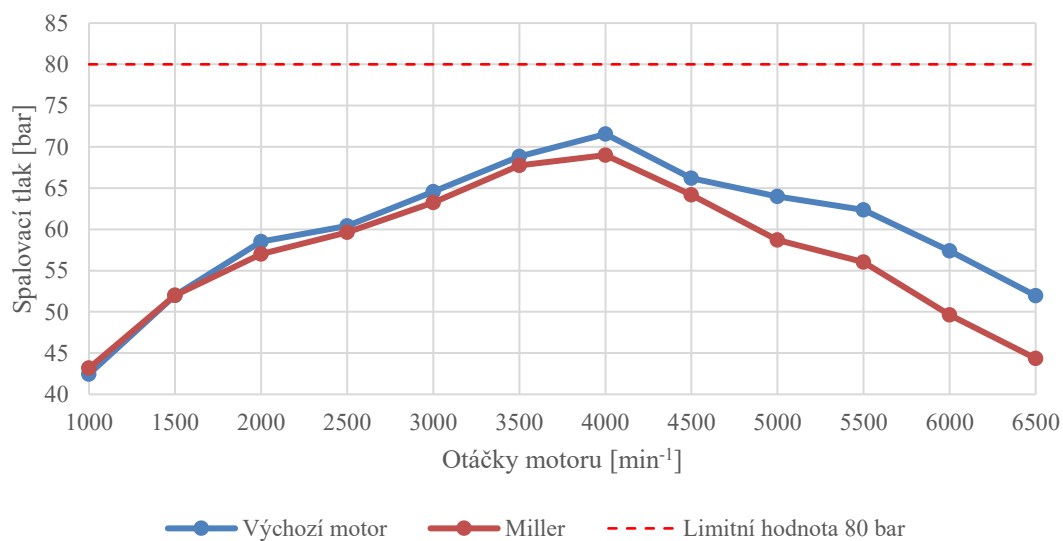


Obr. 32 Měrná efektivní spotřeba výchozího modelu a modelu pracujícím na Millerově cyklu

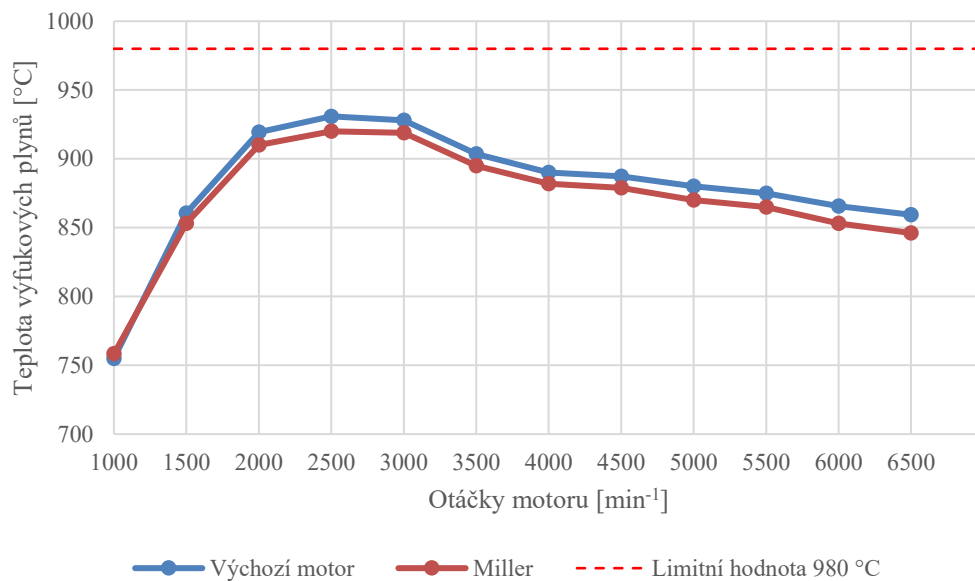
Tab. 11 Výstupní parametry millerizovaného modelu

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výkon	[kW]	43,2	66,4	83,9
Točivý moment	[Nm]	206,4	211,1	200,4
Spotřeba	[g/kWh]	243,95	242,05	233,97

Díky implementaci Millerova cyklu došlo k poklesu limitních parametrů, tedy spalovacího tlaku a teploty výfukových plynů. Grafické znázornění je na Obr. 33 pro spalovací tlak a na Obr. 34 pro teplotu výfukových plynů.

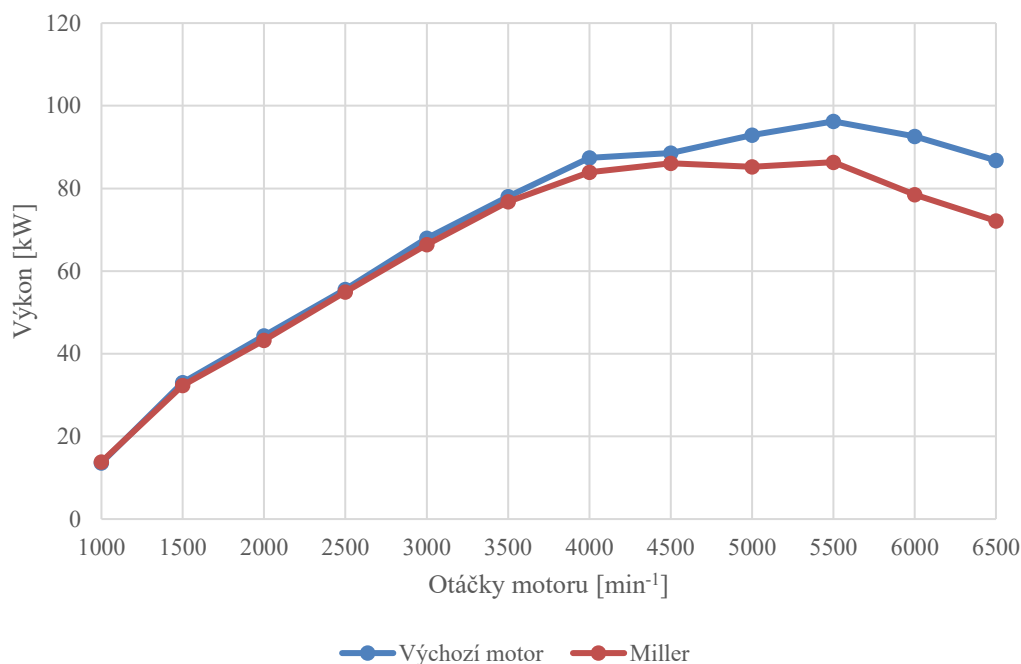


Obr. 33 Průběh spalovacího tlaku pro výchozí a millerizovaný model



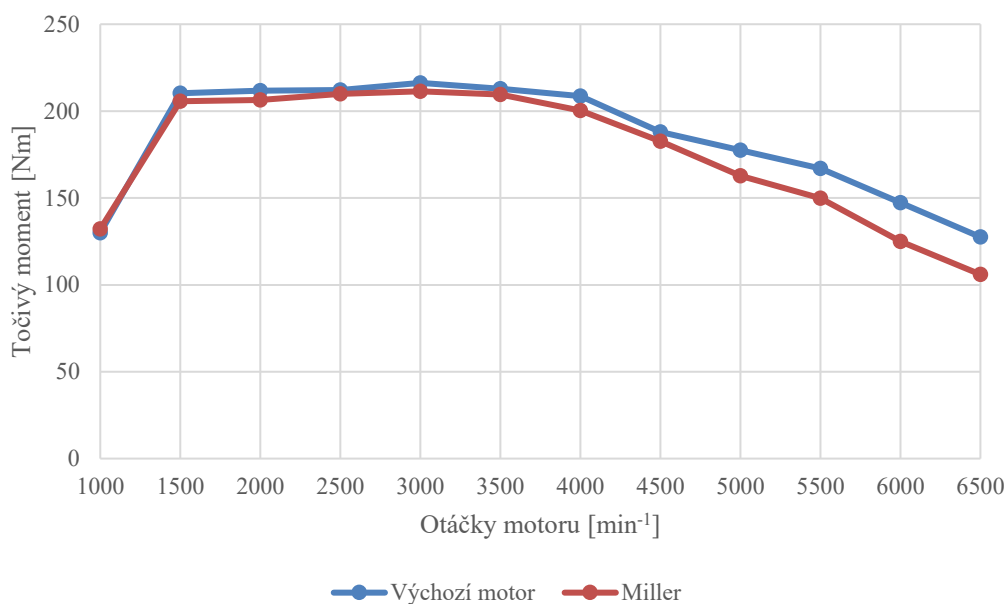
Obr. 34 Průběh teploty výfukových plynů pro výchozí a millerizovaný model

Vlivem millerizace došlo k mírnému poklesu také výkonu zobrazeného na Obr. 35 a točivého momentu motoru zobrazeného na Obr. 36.



Obr. 35 Pokles výkonu millerizovaného motoru oproti výchozímu motoru

Ačkoliv výkon motoru není stěžejním parametrem této analýzy, jeho pokles není žádoucí. Vzhledem k tomu, že došlo ke snížení spalovacího tlaku i teploty výfukových plynů, může se na millerizovaný motor aplikovat vyšší kompresní poměr či vyšší plnicí tlak, který na Ottově modelu nebyl vhodný právě z důvodu překročení limitních hodnot. Pokles výkonu i točivého momentu by tak měl být alespoň částečně navýšen zpět.



Obr. 36 Pokles točivého momentu millerizovaného motoru oproti výchozímu motoru

6.6 VLIV KOMPRESNÍHO POMĚRU V KOMBINACI S MILLERIZACÍ

V tomto kroku byl zvýšen kompresní poměr motoru z původních 10,5:1 na 12,5:1, tento model je označen Miller CR-1 (zkratka CR představuje anglické označení kompresního poměru compression ratio). Druhý model je označen jako Miller CR-2 a jeho kompresní poměr je 14:1. Tab. 12 ukazuje přehledně názvy a kompresní poměry těchto modelů.

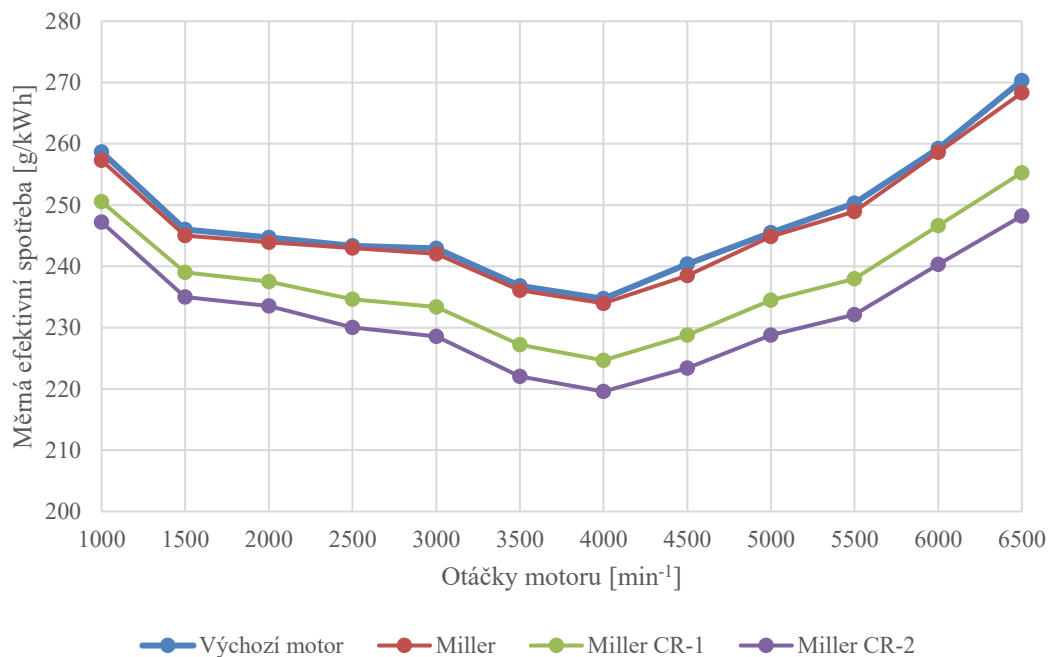
Tab. 12 Označení modelů a hodnoty kompresního poměru

-	-	Výchozí motor	Miller	Miller CR-1	Miller CR-2
Kompresní poměr	[-]	10,5 : 1	10,5 : 1	12,5 : 1	14 : 1

Jak již bylo dokázáno v předchozí analýze, se zvyšujícím se kompresním poměrem klesá měrná efektivní spotřeba a roste výkon, točivý moment, ale i spalovací tlak a teplota výfukových plynů. Průběh měrné efektivní spotřeby, jenž je vykreslen na Obr. 37, je kompresním poměrem snížen mnohonásobně více než millerizací. Důležité jsou však zejména výsledky limitních hodnot. Přesné hodnoty měrné efektivní spotřeby jsou uvedeny v Tab. 13.

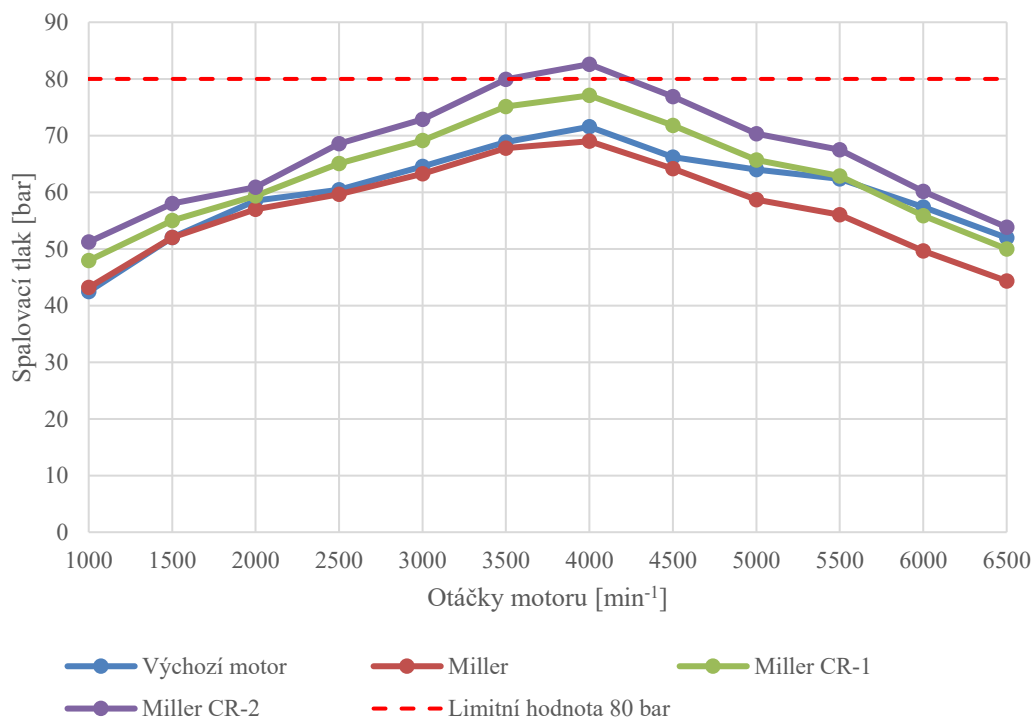
Tab. 13 Výsledné hodnoty měrné efektivní spotřeby pro dané modely

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí model	[g/kWh]	244,71	242,93	234,71
Miller	[g/kWh]	243,95	242,05	233,97
Miller CR-1	[g/kWh]	237,50	233,37	224,65
Miller CR-2	[g/kWh]	233,55	228,56	219,57



Obr. 37 Průběh měrné efektivní spotřeby pro dané modely

Z Obr. 38 je patrné, že model Miller CR-1 s kompresním poměrem 12,5:1 splňuje limitní hodnoty spalovacího tlaku, ale model Miller CR-2 již limit přesahuje v otáčkách 3000 min⁻¹ s hodnotou 81,6 bar a s maximem v otáčkách 4000 min⁻¹ s hodnotou 89,6 bar.



Obr. 38 Průběh spalovacího tlaku daných modelů

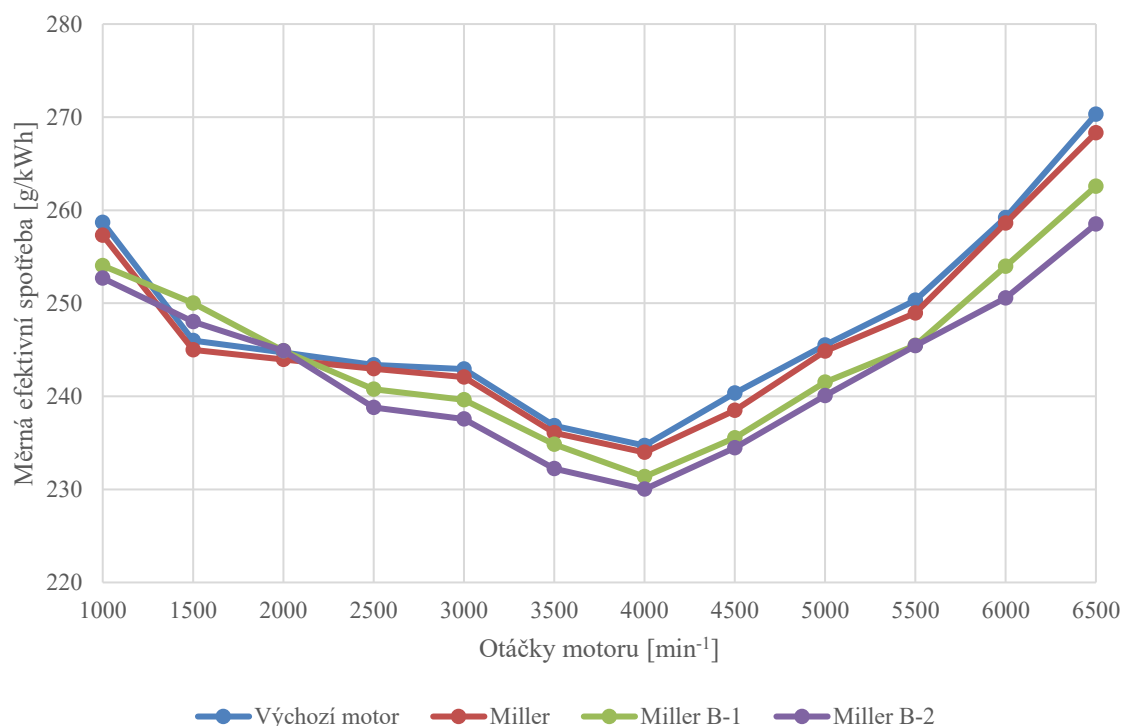
6.7 VLIV TLAKU TURBODMYCHADLA V KOMBINACI S MILLERIZACÍ

Vyšší plnicí tlak má nesporně lepší výsledky výkonu, točivého momentu motoru i měrné efektivní spotřeby paliva. V tomto kroku analýzy došlo ke zvýšení plnicího tlaku na 110 % a 120 % původní hodnoty, názvy modelů a hodnoty navýšení jsou uvedeny v *Tab. 14*. Nevýhodou je však větší namáhání všech dílů motoru a tím zhoršování jejich životnosti. Při zvyšování plnicího tlaku se tedy musí zohlednit také tyto možné následky, a ačkoliv by ještě větší zvýšení plnicího tlaku dosáhlo pravděpodobně lepších výsledků, následky na motoru by mohly být až destruktivní.

Tab. 14 Název modelů a jejich procentuální navýšení plnicího tlaku

-	-	Výchozí model	Miller	Miller B-1	Miller B-2
Tlak turbodmychadla	[%]	100	100	110	120

Obr. 39 porovnává měrnou efektivní spotřebu výchozího modelu, millerizovaného modelu a jeho variant s plnicím tlakem navýšeným na 110 % a 120 %. V intervalu od 1000 min⁻¹ do 2000 min⁻¹ došlo opět k rozdílnému průběhu oproti výchozím modelům. Tato odchylka je opět pravděpodobně způsobena nevhodnou kombinací časování ventilů spolu se zvýšeným plnicím tlakem. Jak ukazuje *Obr. 40*, WG je v těchto otáčkách zcela zavřený, a tedy do funkce turbodmychadla vůbec nezasahuje. Nicméně ve zbylé oblasti grafu je viditelný jasný trend snižování spotřeby s rostoucím plnicím tlakem. Konkrétní hodnoty měrné efektivní spotřeby jsou vypsány v *Tab. 15*.



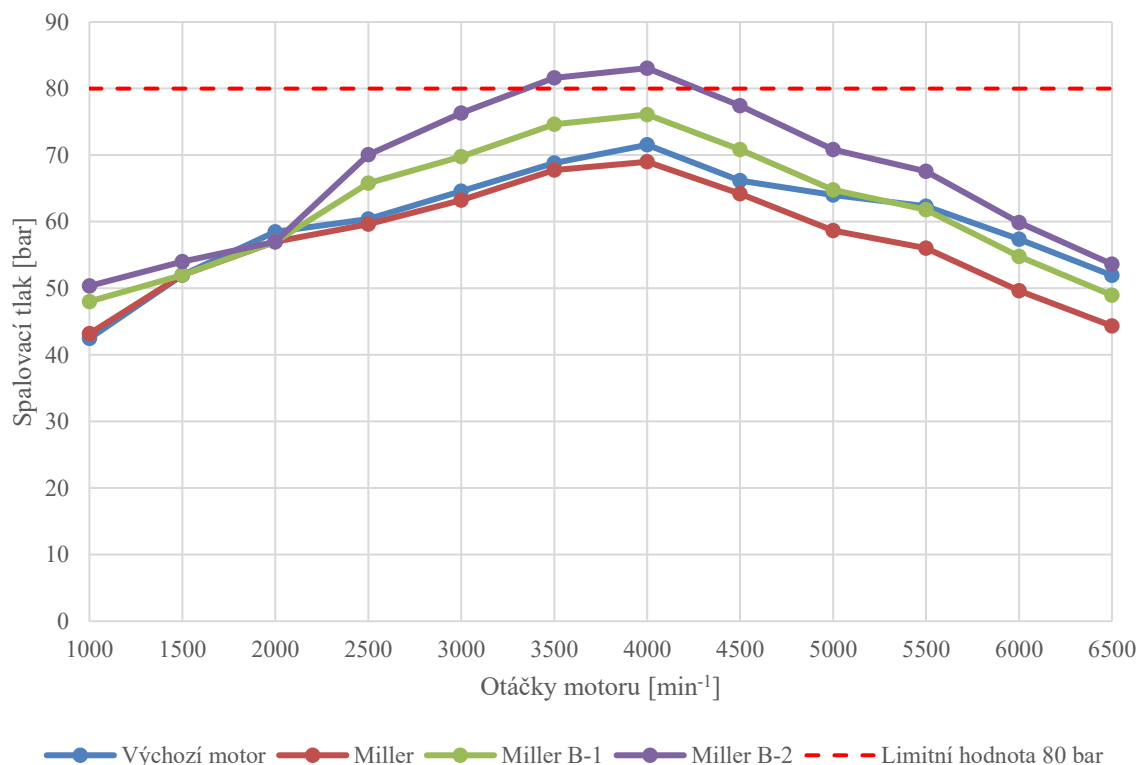
Obr. 39 Měrná efektivní spotřeba pro dané modely

Case RLT						
Time RLT						
RLT vs Part						
Attributes						
Search RLT Name						
RLT Name	Unit	Case #1	Case #2	Case #3	Case #4	
<input checked="" type="checkbox"/> Hide Unstored RLT Variables		RPM 1000 / 90	RPM 1500 / 90	RPM 2000 / 90	RPM 2500 / 90	
Main						
Input Signal		1.3249025	1.9209862	1.9968811	2.3058577	
Target		1.3859949	2.112	2.3856	2.298	
Wastegate Diameter	mm	0.0	0.0	0.0	4.188191	
Error						

Obr. 40 Hodnoty otevření WG (Wastegate Diameter) ze softwaru GT-Post

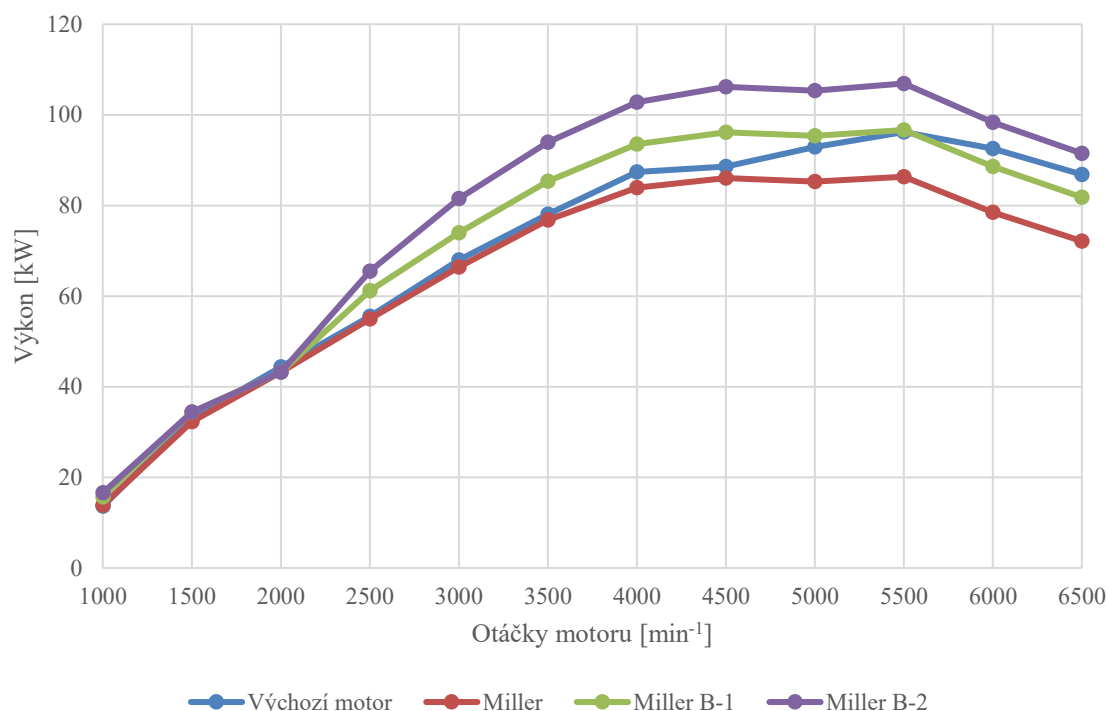
Tab. 15 Výsledné hodnoty měrné efektivní spotřeby vybraných modelů

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí model	[g/kWh]	244,71	242,93	234,71
Miller	[g/kWh]	243,95	242,05	233,97
Miller B-1	[g/kWh]	244,87	239,64	231,36
Miller B-2	[g/kWh]	244,87	237,55	230,01



Obr. 41 Průběh spalovacího tlaku pro dané modely

Obr. 41 zobrazuje průběh spalovacího tlaku pro jednotlivé plnicí tlaky a vyhodnocuje, že přeplňování na 120 % původního tlaku je již nadlimitní. Průběh výkonu je pak vyobrazen na Obr. 42. S rostoucím plnicím tlakem opět rostou i výkonnostní parametry motoru.



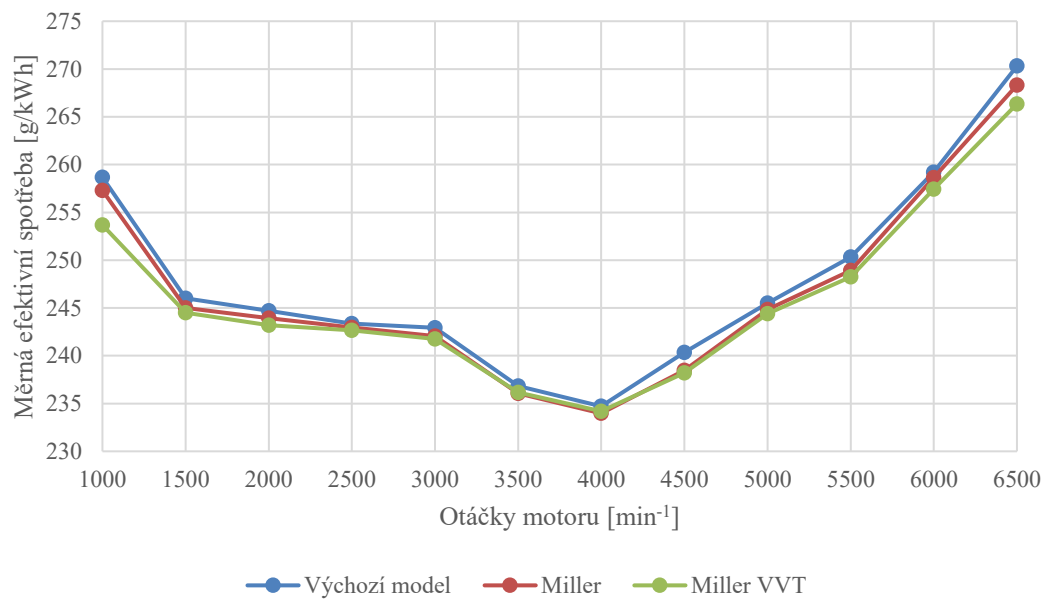
Obr. 42 Průběh výkonu pro dané modely

6.8 VLIV ČASOVÁNÍ VENTILŮ V KOMBINACI S MILLERIZACÍ

Tato část je zaměřena na časování ventilů, přesněji bylo na motor aplikováno variabilní časování ventilů s rozsahem hodnot počátku otevření sacích ventilů 340° - 365° a variabilní časování bylo aplikováno také na výfukové ventily, kde se jejich hodnota počátku otevření pohybuje 130° - 140°. Hodnoty časování jsou uvedeny v Tab. 16. Výsledek tohoto časování je znázorněn na Obr. 43 a konkrétní hodnoty jsou vypsány v Tab. 17

Tab. 16 Hodnoty časování ventilů

		Výchozí model	Miller	Miller VVT
Okamžik otevření SV	[°]	350	350	340 - 365
Délka otevření SV	[°]	220	183	183
Okamžik otevření VV	[°]	135	135	130 - 140
Délka otevření VV	[°]	240	240	240



Obr. 43 Průběh měrné efektivní spotřeby vybraných modelů

Tab. 17 Výsledné hodnoty měrné efektivní spotřeby vybraných modelů

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí model	[g/kWh]	244,71	242,93	234,71
Miller	[g/kWh]	243,95	242,05	233,97
Miller VVT	[g/kWh]	243,19	241,76	234,19

6.9 VÝSLEDNÝ MODEL

Z výsledků všech dosavadních analýz byl sestaven výsledný optimalizovaný model tak, aby dosahoval nejlepších hodnot měrné efektivní spotřeby a zároveň nepřekračoval žádnou z limitních hodnot v celém průběhu otáček motoru. Tento výsledný model pracuje na Millerově cyklu. Jako optimální kompresní poměr byl zvolen 12,5:1, jelikož splňuje limitní hodnoty a zároveň přináší velké snížení spotřeby.

Tab. 18 Vstupní parametry výsledného modelu

Okamžik otevření SV	355 - 365 °
Okamžik otevření VV	130 - 135 °
Délka otevření SV	183 °
Délka otevření VV	240 °
Angle multiplier	0,844
Lift multiplier	0,712
Kompresní poměr	12,5:1

Hodnoty výkonu, točivého momentu a měrné efektivní spotřeby výstupního modelu jsou uvedeny v *Tab. 22* a porovnání měrné efektivní spotřeby s výchozím modelem je uvedeno v *Tab. 23* a zobrazeno na *Obr. 44*.

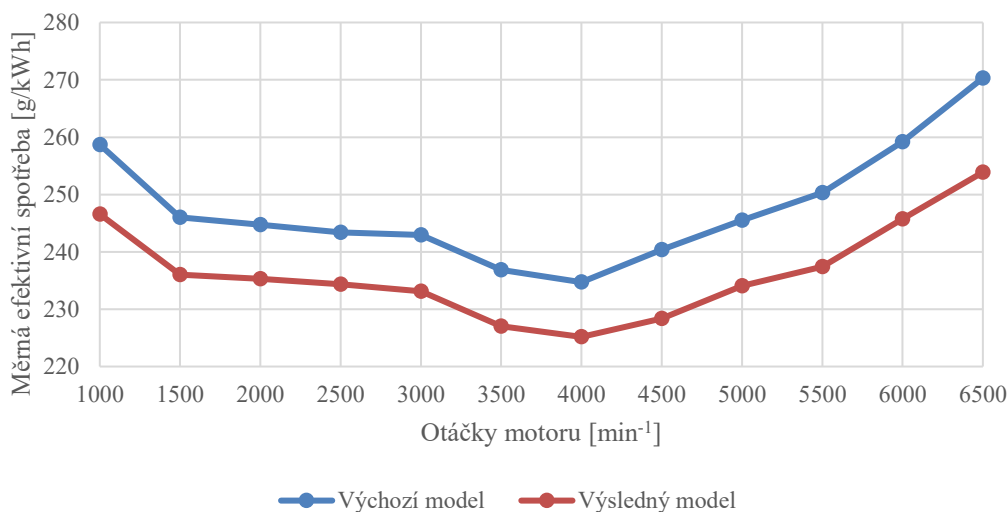
Tab. 19 Výstupní parametry výsledného modelu

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výkon	[kW]	49,9	74,1	90,9
Točivý moment	[Nm]	238,2	235,8	223,4
Spotřeba	[g/kWh]	235,28	233,12	225,17

Tab. 20 Porovnání měrné efektivní spotřeby výchozího a výsledného modelu

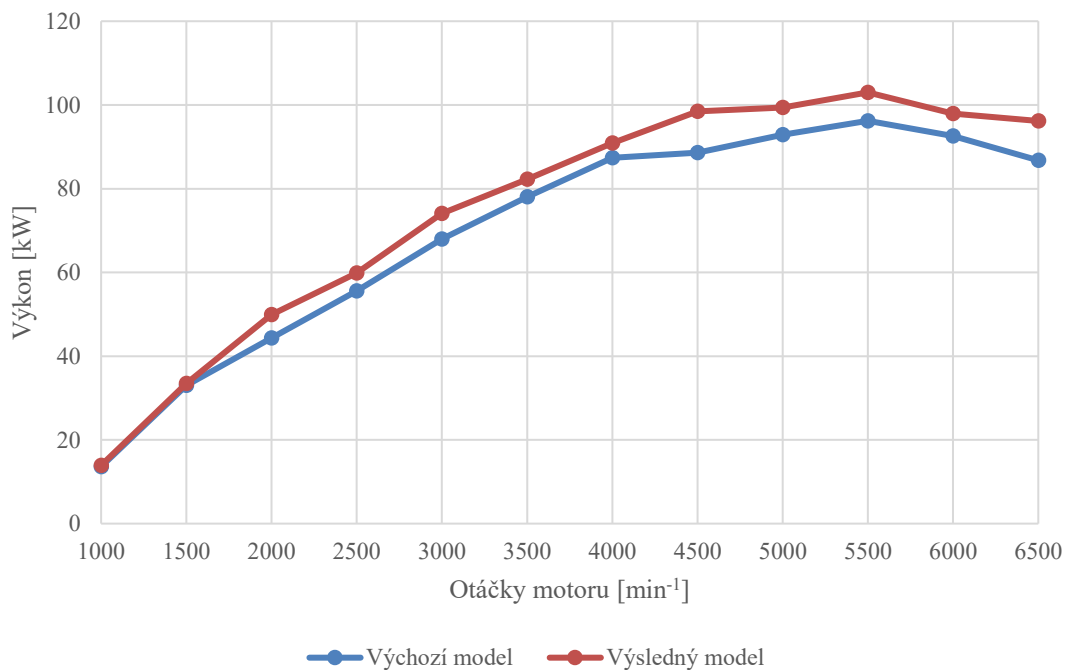
-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí model	[g/kWh]	244,71	242,93	234,71
Výsledný model	[g/kWh]	235,28	233,12	225,17

Obr. 44 dokazuje, že díky provedeným úpravám na modelu motoru hodnota měrné efektivní spotřeby výsledného modelu oproti výchozímu modelu značně poklesla. Při otáčkách motoru 2000 min⁻¹ došlo k poklesu o 3,9 %, při 3000 min⁻¹ o 4,0 %, při 4000 min⁻¹ o 4,1 %.

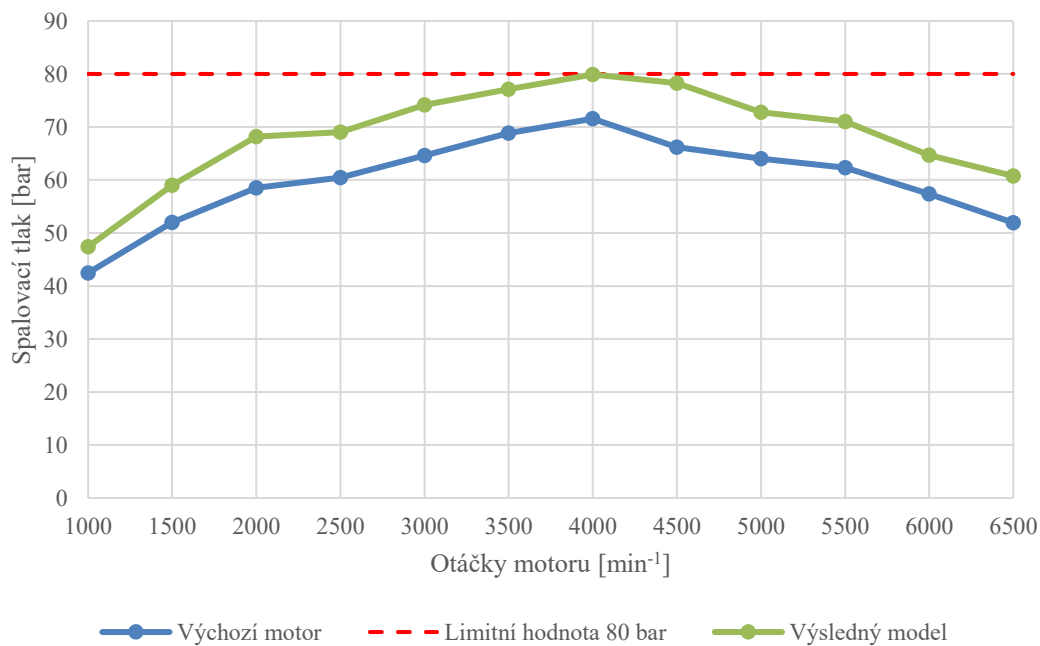


Obr. 44 Porovnání měrné efektivní spotřeby výchozího a výsledného modelu

Výkon výsledného modelu motoru oproti výchozímu také vzrostl, jak jde dokazuje *Obr. 45*. Nežádoucím následkem tohoto vývoje je však kvůli zvýšenému kompresnímu poměru zvýšená hodnota spalovacího tlaku, která je vykreslena na *Obr. 46*. Stěžejním faktem je ale to, že i přes tento nárůst limitní hodnota spalovacího tlaku ani teploty výfukových plynů nebyla překročena. Maximum spalovacího tlaku nastává při otáčkách motoru 4000 min⁻¹ a odpovídá 79,9 bar.



Obr. 45 Porovnání výkonu výchozího a výsledného modelu



Obr. 46 Porovnání spalovacího tlaku výchozího a výsledného modelu

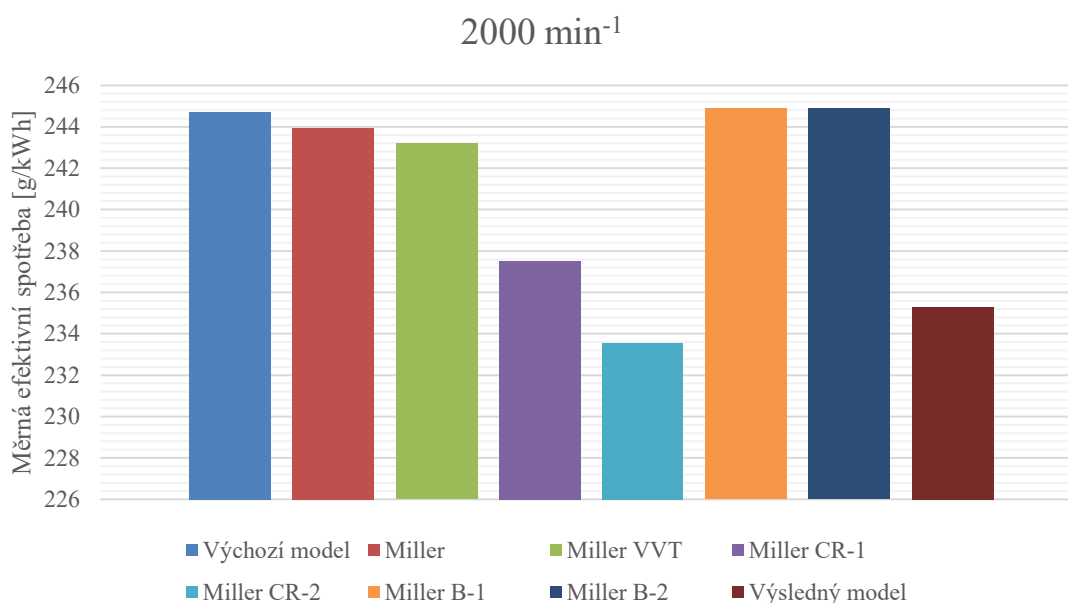
6.10 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PRO 100 % ZATÍŽENÍ

Bylo provedeno několik analýz s cílem snížení měrné efektivní spotřeby motoru. Vliv jednotlivých parametrů je zobrazen na následujících obrázcích, konkrétně na *Obr. 47* pro otáčky motoru 2000 min⁻¹, na *Obr. 48* motoru 3000 min⁻¹ a na *Obr. 49* pro otáčky motoru

4000 min⁻¹. Pro přehlednost zde nejsou uvedeny výsledky analýz na modelu pracujícím s Ottovým cyklem, jelikož většina těchto modelů nesplnila limitní hodnoty, a proto také výsledný motor pracuje s Millerovým cyklem.

Z výsledků provedených analýz lze vyvodit, že hodnota měrné efektivní spotřeby motoru je nejvíce ovlivněna kompresním poměrem. Zvýšením kompresního poměru lze dosáhnout výrazného poklesu spotřeby paliva. Při dodržení limitních hodnot došlo k největšímu poklesu při aplikaci kompresního poměru 12,5:1 na millerizovaný motor při otáčkách 4000 min⁻¹, kdy tento pokles oproti výchozímu modelu činil 4,3 %. Nicméně při příliš vysokém kompresním poměru může dojít k překročení limitních hodnot spalovacího tlaku a detonačnímu spalování.

Řešením zmíněného problému může být implementace Millerova cyklu, jelikož millerizací dochází ke snížení teploty už na začátku komprese, a tedy nižší hodnota zůstává i po celou dobu cyklu a výsledkem je i nižší hodnota výfukových plynů. Stejně tak dochází i ke snížení hodnoty spalovacího tlaku u motorů pracujících s Millerovým cyklem oproti Ottově cyklu. Nižší hodnoty spalovacího tlaku a teploty přispívají k lepší životnosti motoru. Použitím Millerova cyklu tak lze kompenzovat některé nevýhody zvýšeného kompresního poměru.

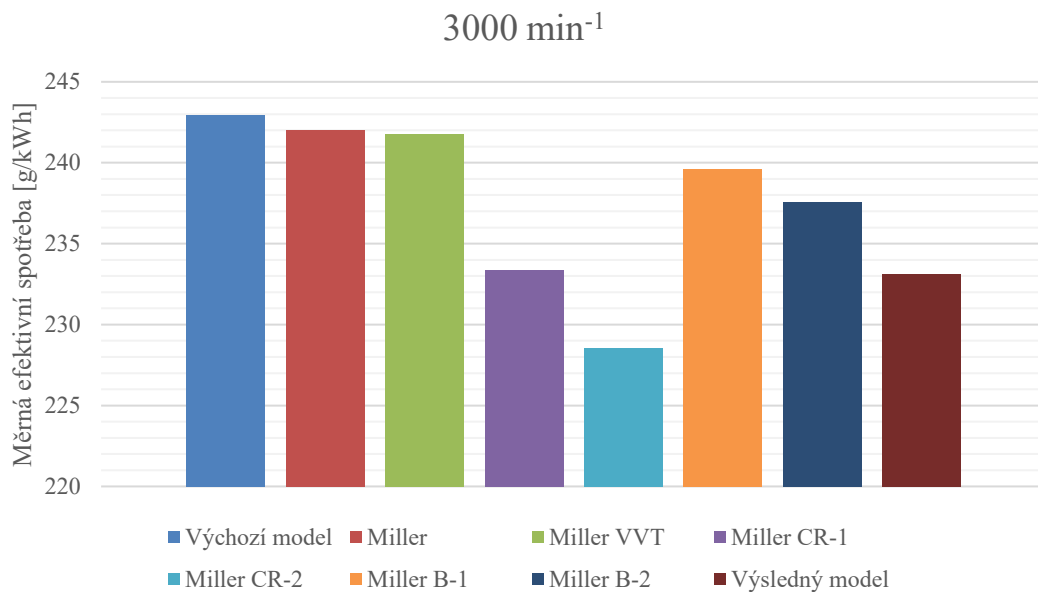


Obr. 47 Vliv jednotlivých vstupních parametrů na měrnou efektivní spotřebu při otáčkách 2000 min⁻¹

V průběhu analýzy bylo provedeno také zkoumání vlivu plnicího tlaku na měrnou efektivní spotřebu. Zvýšení plnicího tlaku mělo pozitivní dopad na snížení spotřeby a zlepšení výkonu motoru. Nicméně s růstem plnicího tlaku se zvyšuje zatížení a namáhání všech dílů motoru, což může ovlivnit jejich životnost a spolehlivost. Nárůst spotřeby při zvýšeném plnicím tlaku pro model Miller B-1 a Miller B-2 při otáčkách motoru 2000 min⁻¹ je pravděpodobně způsoben nevhodnou kombinací nastavení časování spolu s tlakem turbodmychadla. Více je tento problém rozepsán v kapitole 6.7.

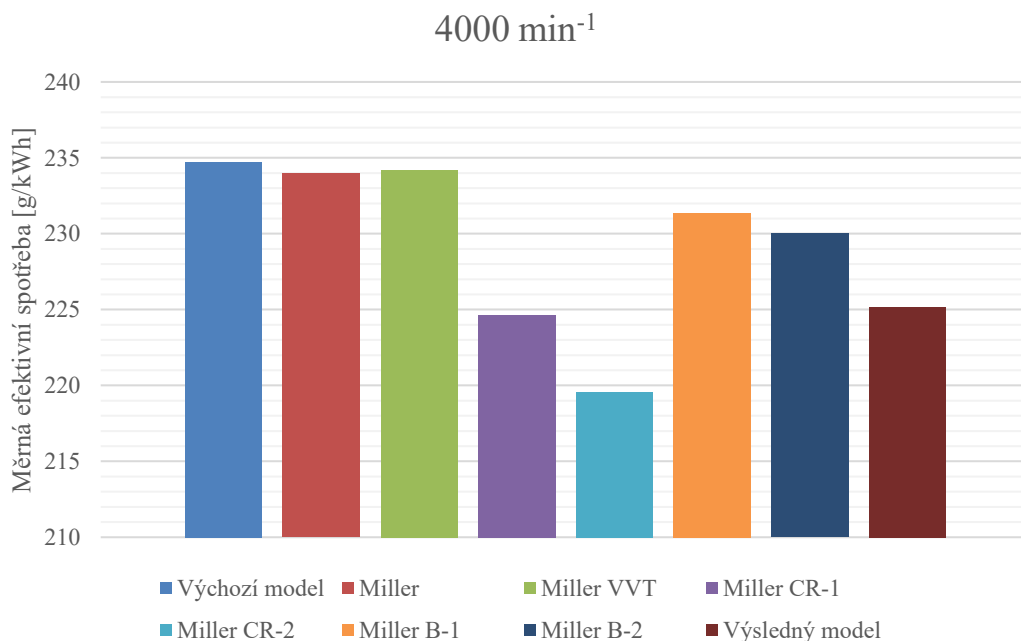
Výsledný model byl sestaven na základě neoptimálnější kombinace kompresního poměru a plnicího tlaku za použití Millerova cyklu a variabilního časování ventilů za účelem dosažení nejlepší měrné efektivní spotřeby. Při volbě těchto parametrů je však třeba zohlednit také

limitní hodnoty teploty výfukových plynů a spalovacího tlaku a jejich vliv na životnost a spolehlivost motoru.



Obr. 48 Vliv jednotlivých vstupních parametrů na měrnou efektivní spotřebu při otáčkách 3000 min⁻¹

Zvýšení spotřeby výsledného modelu oproti modelu Miller CR-2, jež je vidět na obrázcích Obr. 47, Obr. 48 a Obr. 49, je způsobeno již zmíněným dodržением maximálního spalovacího tlaku. Model Miller CR-2 tyto hodnoty překročil.



Obr. 49 Vliv jednotlivých vstupních parametrů na měrnou efektivní spotřebu při otáčkách 4000 min⁻¹

7 ANALÝZA MODELU PŘI 50 % ZATÍŽENÍ

V následující kapitole bude věnována pozornost citlivostní analýze pro 50% zatížení, pomocí které budou hodnoceny vlivy různých vstupních parametrů na výstupní měrnou efektivní spotřebu a výkonnostní parametry motoru. Pozornost bude zaměřena, jako u 100 % zatížení, především na kompresní poměr, plnicí tlak a časování ventilů. Z předchozí analýzy pro 100% zatížení je jasné, že některé nastavení již není možno použít, protože překračuje limitní hodnoty, například kompresní poměr 14:1. Dalším poznatkem je také to, že aby bylo možné na motoru provádět změny, musí být nejprve millerizován, proto bude millerizace následovat ihned pro zjištění výsledků pro výchozí nastavení 50 % zatížení.

7.1 VÝSLEDKY SIMULACE VÝCHOZÍHO MODELU PRO 50 % ZATÍŽENÍ

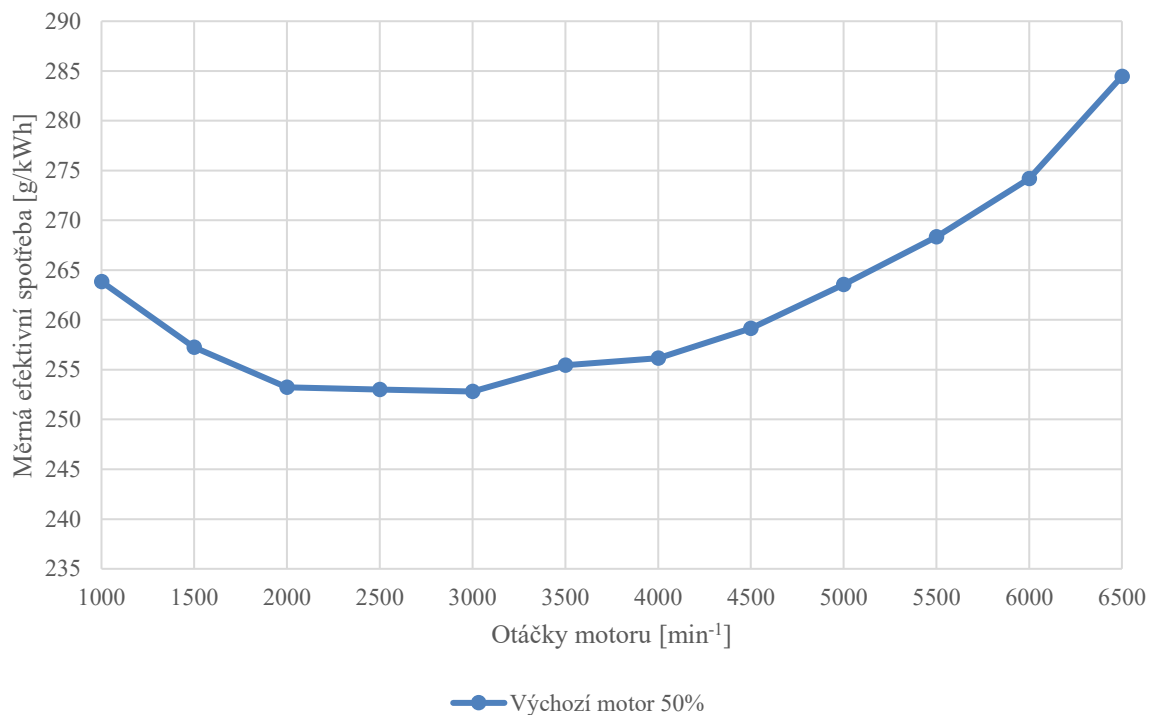
Pro 50 % zatížení byl použit stejný termodynamický model, jako je popsán v kapitole 5, změněn byl úhel škrťací klapky, který je 45 ° a tomu odpovídající plnicí tlak turbodmychadla. Nastavení časování zůstalo nezměněno, jak je uvedeno v *Tab. 21*. Výsledky pro tento výchozí model jsou vypsány v *Tab. 22* **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** a znázorněny na *Obr. 50*.

Tab. 21 Vstupní parametry výchozího modelu pro 50 % zatížení

Okamžik otevření SV	350 °
Okamžik otevření VV	135 °
Délka otevření SV	220 °
Délka otevření VV	240 °
Angle multiplier	1
Lift multiplier	1

Tab. 22 Výstupní hodnoty výchozího modelu pro 50 % zatížení

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výkon	[kW]	26,4	39,07	49,37
Točivý moment	[Nm]	126,0,9	124,37	117,85
Spotřeba	[g/kWh]	253,23	252,81	256,17



Obr. 50 Průběh měrné efektivní spotřeby výchozího modelu pro 50 % zatížení

7.2 MILLERIZACE

Aby bylo možné upravovat vstupní parametry motoru bez překročení limitních hodnot při částečném i plném zatížení, je potřeba na motor nejprve aplikovat Millerův cyklus. Millerizace motoru byla provedena stejně jako u 100 % zatížení, tedy pomocí přepočtových násobičů – Angle a Lift multiplier, jejichž hodnoty jsou uvedeny v Tab. 23. V této tabulce jsou uvedeny také okamžiky a délky otevření ventilů. V tomto modelu bylo změněno pouze časování sacích ventilů, a to konkrétně hodnota maximálního zdvihu byla přesunuta z původních 460 ° na 441 °, což by mělo odpovídat počátku otevření ve stejném okamžiku, jako u výchozího modelu, tedy v 350 °.

Tab. 23 Vstupní parametry výchozího a millerizovaného modelu

		Výchozí motor	Miller 1
Okamžik otevření SV	[°]	350	350
Délka otevření SV	[°]	220	182
Angle multiplier	[-]	1	0,844
Lift multiplier	[-]	1	0,712

S takto nastaveným modelem byla provedena simulace, jejíž výsledky pro stěžejní body jsou vypsány v Tab. 24 a vyobrazeny na následujících obrázcích. V Tab. 25 jsou přehledně vypsány hodnoty pro výchozí model a millerizovaný model, který je nazván jako „Miller“.

aby bylo možné vidět pokles měrné efektivní spotřeby v datech. Celá tato simulace probíhala při zatížení 50 %.

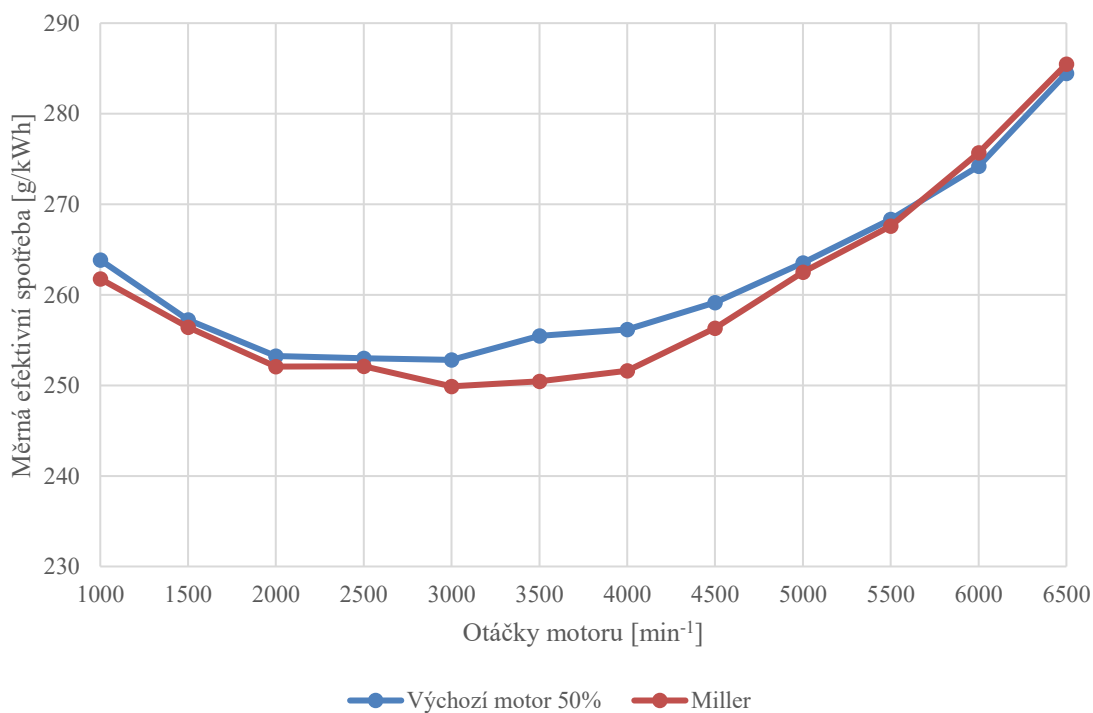
Tab. 24 Výstupní parametry millerizovaného modelu

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výkon	[kW]	26,0	37,4	44,7
Točivý moment	[Nm]	124,1	119,1	106,6
Spotřeba	[g/kWh]	252,06	249,75	251,6

Tab. 25 Porovnání výchozího a millerizovaného motoru

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí motor	[g/kWh]	253,23	252,81	256,17
Miller	[g/kWh]	252,06	249,75	251,6

Na Obr. 51 je znázorněno porovnání měrné efektivní spotřeby výchozího motoru a millerizovaného motoru. Je možné vidět snížení spotřeby zejména v nižších otáčkách, což je žádoucí. Při kontrole limitních hodnot spalovacího tlaku a teploty výfukových plynů bylo zjištěno, že tyto hodnoty nebyly překročeny v celém spektru otáček, a naopak došlo k jejich snížení. Simulaci je tedy možné považovat za úspěšnou.



Obr. 51 Průběh měrné efektivní spotřeby pro výchozí a millerizovaný motor při 50 % zatížení

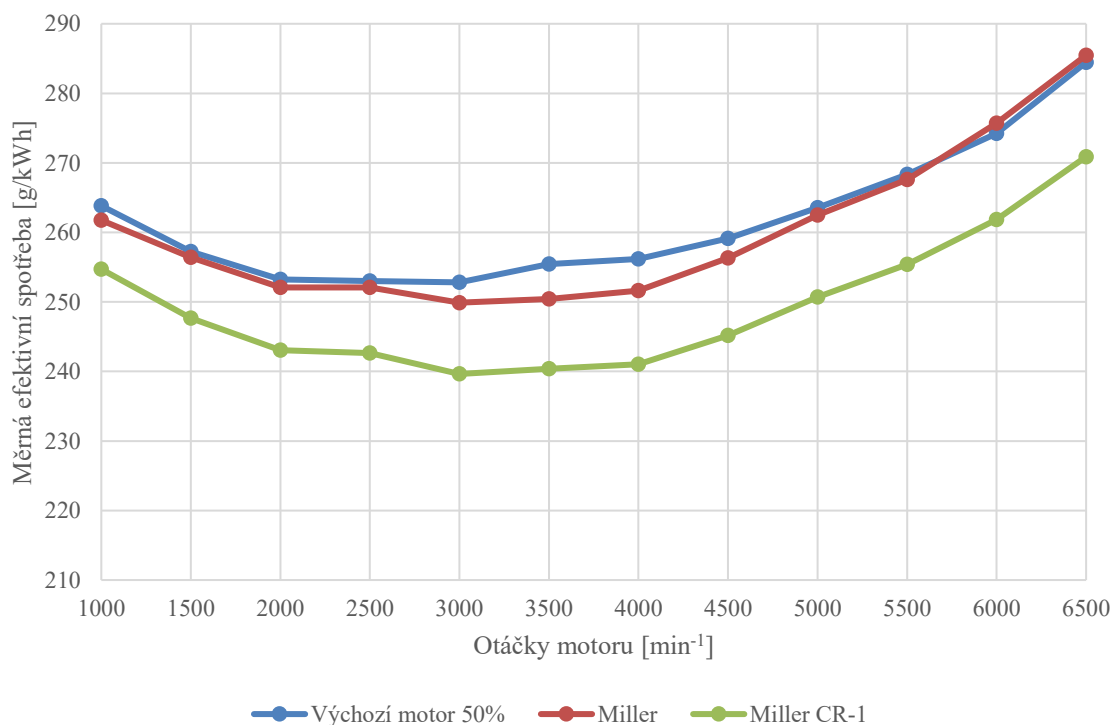
7.3 VLIV KOMPRESNÍHO POMĚRU V KOMBINACI S MILLERIZACÍ

V rámci této podkapitoly je zkoumán kompresní poměr spalovacího motoru s ohledem na jeho vliv na výkon, točivý moment, a především měrnou efektivní spotřebu. Analýza pro 100 % zatížení již ukázala, že při kompresním poměru 14:1 byl překročen limit spalovacího tlaku. Z tohoto důvodu může být tento poměr z následující analýzy vyloučen. Kompresní poměr je totiž parametr, který lze měnit geometrií motoru (nejčastěji změnou pístu) a nelze jej měnit variabilně v různých zatíženích motoru. Je tedy nezbytné, aby motor splňoval limitní podmínky při všech zkoumaných zatíženích. Cílem této podkapitoly je analyzovat vliv kompresního poměru na provozní charakteristiky spalovacího motoru a výsledkem bude takový kompresní poměr, který splňuje limitní podmínky v 50 % i 100 % zatížení. Hodnoty kompresního poměru a názvy modelů jsou uvedeny v *Tab. 26*.

Tab. 26 Názvy modelů a jejich hodnoty kompresního poměru

-	-	Výchozí motor	Miller	Miller CR-1
Kompresní poměr	[-]	10,5 : 1	10,5 : 1	12,5 : 1

Výsledky měrné efektivní spotřeby jsou znázorněny na *Obr. 52* a jelikož se jedná pouze o částečné zatížení a hodnoty maximálního spalovacího tlaku i maximální teploty výfukových plynů jsou nižší, nebyly jejich limitní hodnoty překročeny v žádném bodě analýzy.



Obr. 52 Průběh měrné efektivní spotřeby pro dané modely

Výsledky měrné efektivní spotřeby v číslech jsou uvedeny v *Tab. 27*

Tab. 27 Výsledné hodnoty pro 50 % zatížení

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí motor	[g/kWh]	253,23	252,81	256,17
Miller	[g/kWh]	252,06	249,28	251,61
Miller CR-1	[g/kWh]	243,03	239,64	241,01

V otáčkách 2000 min⁻¹ došlo k poklesu spotřeby o 3,6 % oproti modelu „Miller“, tedy pouze vlivem kompresního poměru a o 4,0 % oproti výchozímu motoru, tedy vlivem kompresního poměru v kombinaci s millerizací. Při otáčkách 3000 min⁻¹ byl zaznamenán pokles spotřeby o 3,9 % oproti modelu „Miller“, tedy pouze vlivem kompresního poměru. V porovnání s výchozím modelem pak došlo k poklesu až 5,2 % což je způsobeno vlivem kombinace zvýšení kompresního poměru a millerizace. Pro otáčky 4000 min⁻¹ byla zaznamenána snížená spotřeba o 4,2 % ve srovnání s modelem „Miller“, tedy pouze vlivem kompresního poměru. Oproti výchozímu motoru došlo k poklesu o 5,9 %, čehož je docíleno vlivem kompresního poměru v kombinaci s millerizací.

7.4 VLIV TLAKU TURBODMYCHADLA

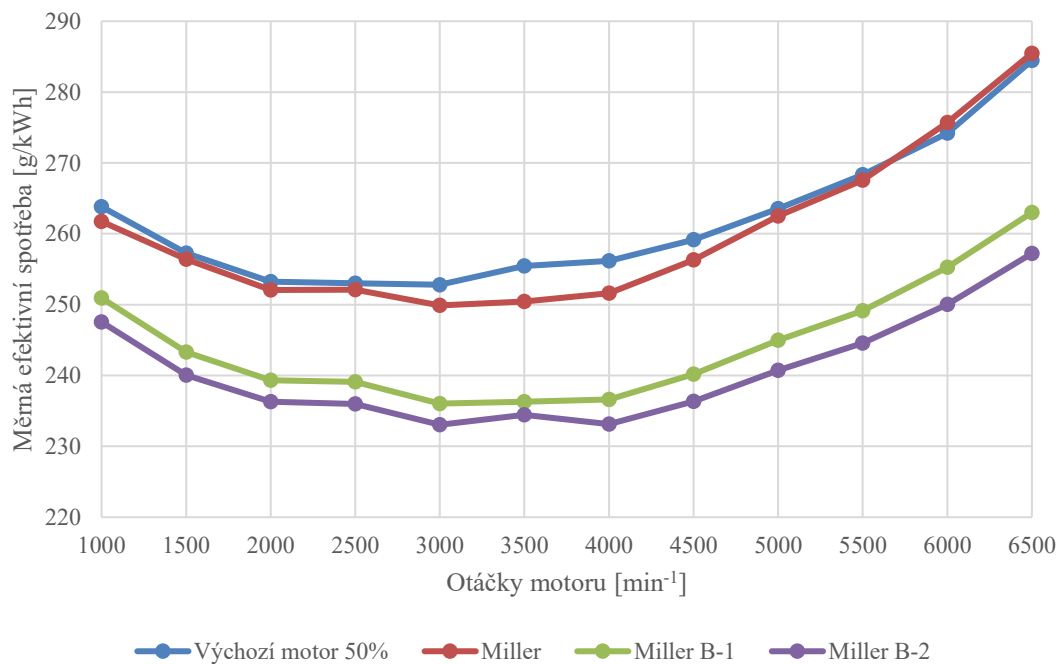
Tato kapitola analyzuje dopad zvýšení plnicího tlaku, konkrétně na hodnoty 110 % a 120 % oproti původnímu nastavení, jak je uvedeno v Tab. 28. Zvýšení plnicího tlaku bezpochyby přináší zlepšení měrné efektivní spotřeby, ale zároveň také zvýšení spalovacího tlaku a teploty výfukových plynů. Ačkoliv plnicí tlak rovný 120 % výchozího plnicího tlaku byl pro 100 % zatížení nadlimitní, v této analýze se tato hodnota může znovu prověřit, jelikož nastavení plnicího tlaku je možné pro každý provozní bod motoru přizpůsobit individuálně pouhým zásahem do ŘJ. Hodnoty výsledků této analýzy jsou uvedeny v Tab. 29 a grafické znázornění je na Obr. 53. Limitní hodnoty nebyly překročeny.

Tab. 28 Názvy modelů a jejich procentuální navýšení plnicího tlaku

-	-	Výchozí motor	Miller B-1	Miller B-2
Tlak turbodmychadla	[%]	100	110	120

Tab. 29 Výstupní hodnoty měrné efektivní spotřeby pro dané modely

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí motor	[g/kWh]	253,23	252,81	256,17
Miller	[g/kWh]	252,06	249,28	251,61
Miller B-1	[g/kWh]	239,34	236,04	236,64
Miller B-2	[g/kWh]	236,29	233,05	233,12



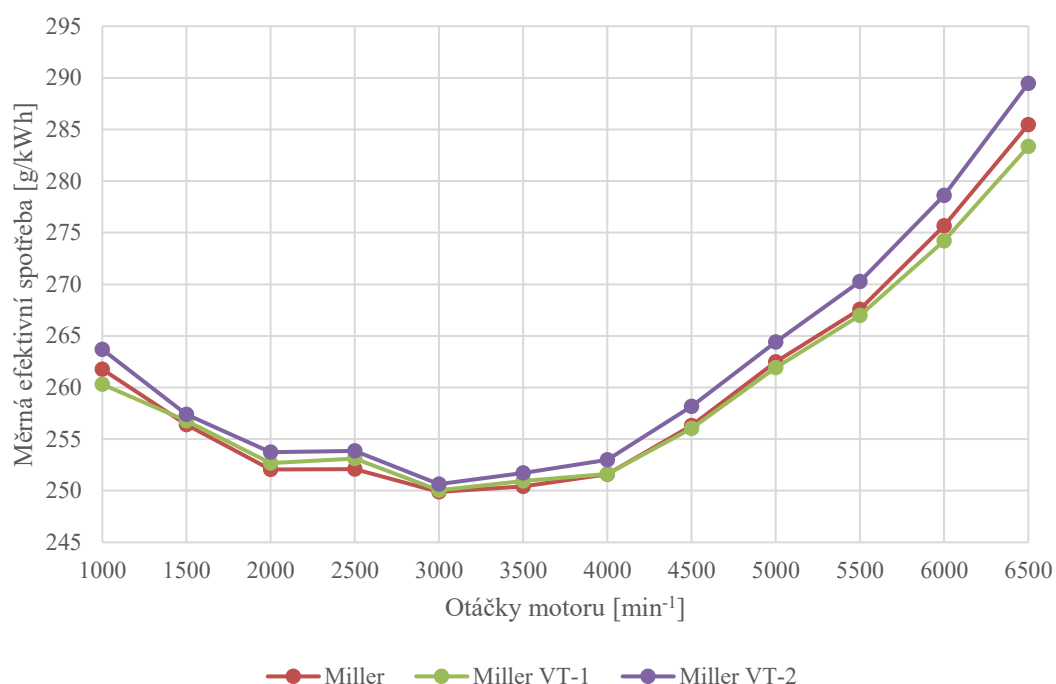
Obr. 53 Průběh měrné efektivní spotřeby pro dané modely

7.5 VLIV ČASOVÁNÍ VENTILŮ

V této modelaci se bude upravovat časování ventilů millerizovaného motoru. Nejprve bude provedena změna časování pouze sacích ventilů, přesněji se okamžik otevření SV posune o několik stupňů později (Miller VT-1) a několik stupňů dříve (Miller VT-2), přesné hodnoty jsou uvedeny v Tab. 30. Millerizace je zajištěna zkrácením doby otevření sacího ventilu, a tedy také jeho dřívějším zavřením ve všech následujících modelech. Po vyhodnocení těchto testů bude pak možné na millerizovaný model aplikovat variabilní časování ventilů za docílením ještě lepších výsledků spotřeby paliva.

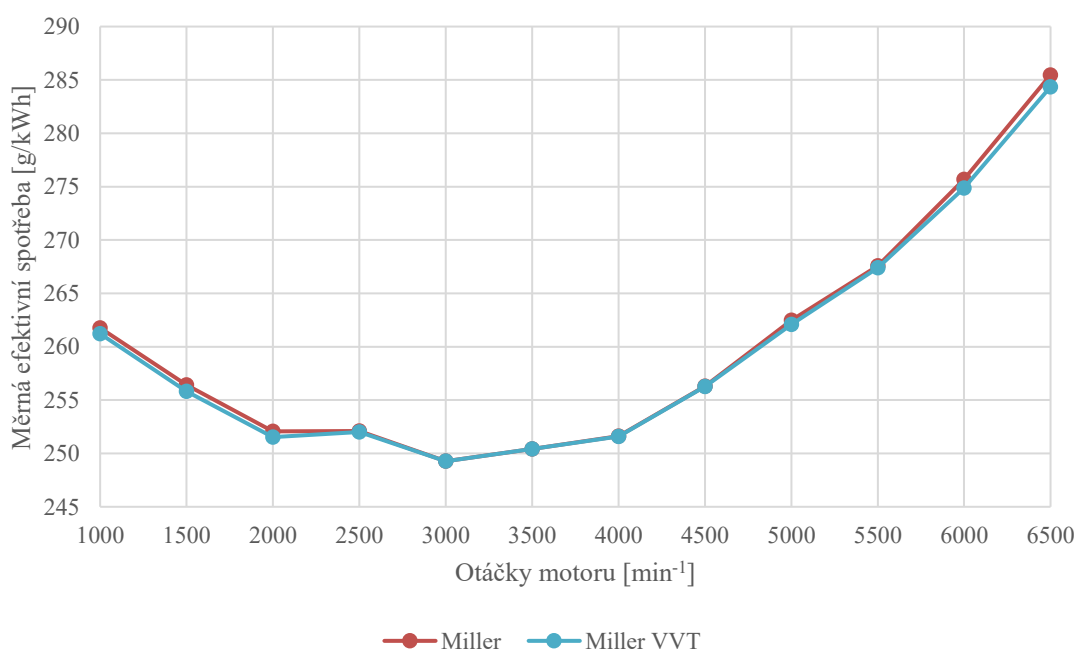
Tab. 30 Parametry časování ventilů pro jednotlivé modely

		Výchozí model	Miller	Miller VT-1	Miller VT-2	Model VVT
Okamžik otevření SV	[°]	350	350	365	345	345-365
Délka otevření SV	[°]	220	183	183	183	183
Okamžik otevření VV	[°]	135	135	135	135	125-145
Délka otevření VV	[°]	240	240	240	240	240



Obr. 54 Vliv časování SV

Pro přehlednost dat byly výsledky rozděleny do dvou grafů. Na Obr. 54 je porovnáno klasické časování millerova cyklu s pozdějším otevřením SV (Miller VT-1) a dřívějším otevřením SV (Miller VT-2). Pro nízké a vysoké otáčky je viditelné mírné zlepšení při pozdějším otevření SV. Obr. 55 pak ukazuje průběh měrné efektivní spotřeby po aplikaci variabilního časování sacích i výfukových ventilů. Rozdíl zde také není jasně znatelný, ale stále je možné vidět nepatrné snížení spotřeby, konkrétně v otáčkách 2000 min⁻¹ o 0,2 %.



Obr. 55 Změna spotřeby po aplikaci VVT

7.6 VÝSLEDNÝ MODEL

Z dat všech provedených analýz zaměřujících se na změnu kompresního poměru, časování ventilů, millerizace a vliv plnicího tlaku byla vybrána ta, která mají nejlepší vliv na měrnou efektivní spotřebu s ohledem na limitní hodnoty a jejich kombinací byl sestaven výsledný simulační model. S ohledem také na výsledky analýz pro 100 % zatížení byl pro výsledný model zvolen kompresní poměr 12,5:1 z důvod velmi příznivého snížení spotřeby a zároveň nepřekročení limitních hodnot. Variabilní časování ventilů mělo sice minimální, přesto však stále pozitivní vliv na měrnou spotřebu, a proto došlo i ke kombinaci s variabilním časováním ventilů. Poslední úpravou bylo také mírné navýšení plnicího tlaku. Vstupní hodnoty výsledného modelu jsou uvedeny v *Tab. 31*.

Tab. 31 Vstupní parametry výsledného modelu

Okamžik otevření SV	355 - 365 °
Okamžik otevření VV	130 - 135 °
Délka otevření SV	183 °
Délka otevření VV	240 °
Angle multiplier	0,844
Lift multiplier	0,712
Kompresní poměr	12,5:1

Hodnoty výkonu, točivého momentu a měrné efektivní spotřeby výstupního modelu jsou uvedeny v *Tab. 32* a porovnání měrné efektivní spotřeby s výchozím modelem je uvedeno v *Tab. 33* a zobrazeno na *Obr. 56*. Kompletní přehled všech výsledků analýz pro 50 % zatížení poskytne následující kapitola 7.7.

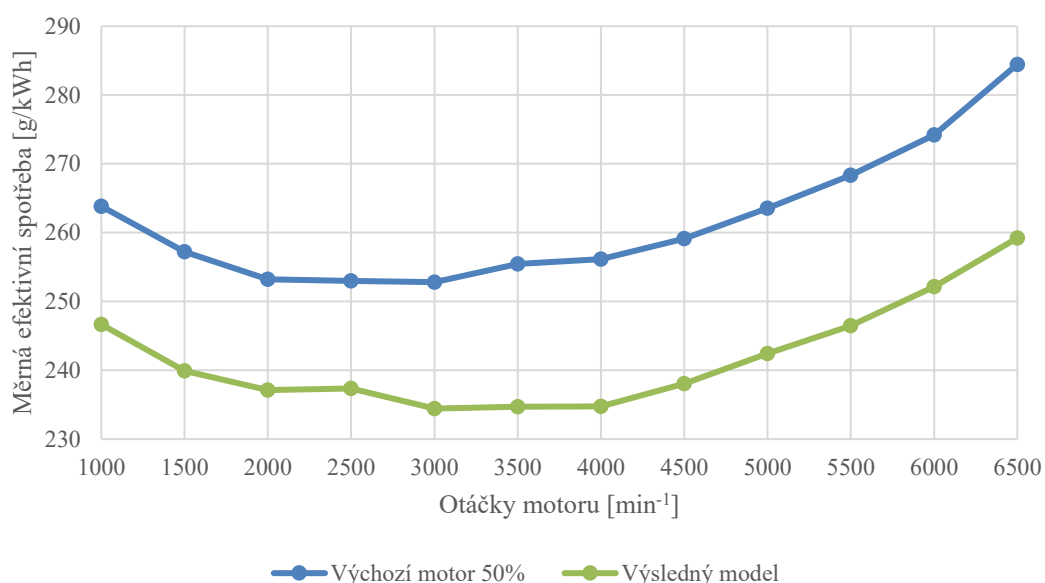
Tab. 32 Výstupní parametry výsledného modelu

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výkon	[kW]	33,7	53,4	67,6
Točivý moment	[Nm]	146,3	154,2	146,1
Spotřeba	[g/kWh]	237,12	233,44	234,75

Tab. 33 Porovnání měrné efektivní spotřeby výchozího a výsledného modelu

-	-	2000 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Výchozí model	[g/kWh]	253,23	252,81	256,17
Výsledný model	[g/kWh]	237,12	233,44	234,75

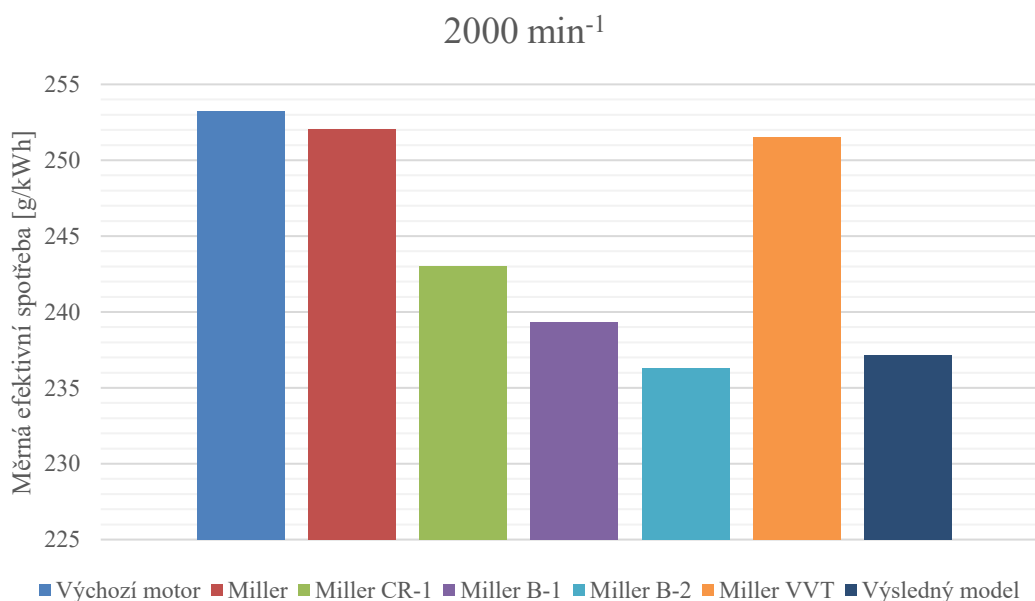
Díky provedeným úpravám došlo na modelu motoru ke snížení měrné efektivní spotřeby v otáčkách motoru 2000 min⁻¹ o 6,4 %, při 3000 min⁻¹ o 7,3 % a při 4000 min⁻¹ o 8,4 %.



Obr. 56 Porovnání průběhu měrné efektivní spotřeby výchozího a výsledného modelu

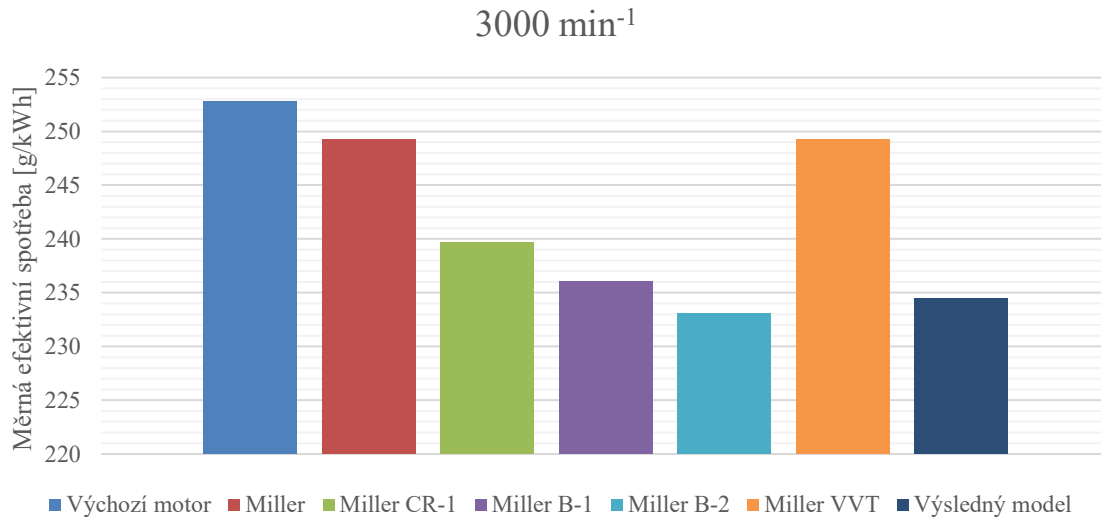
7.7 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PRO 50 % ZATÍŽENÍ

Bylo provedeno několik simulačních modelů motoru pro 50 % zatížení, které ukázaly významné souvislosti mezi různými parametry ovlivňujícími jeho efektivitu. Tato analýza se odvíjela také od výsledků pro 100 % zatížení, jelikož některé parametry musejí zůstat pro různá zatížení neměnné, například kompresní poměr. Výsledky této analýzy jsou graficky znázorněny na následujících obrázcích, přesněji na Obr. 57 pro otáčky motoru 2000 min⁻¹, pro 3000 min⁻¹ na Obr. 58 a pro 4000 min⁻¹ na Obr. 59.



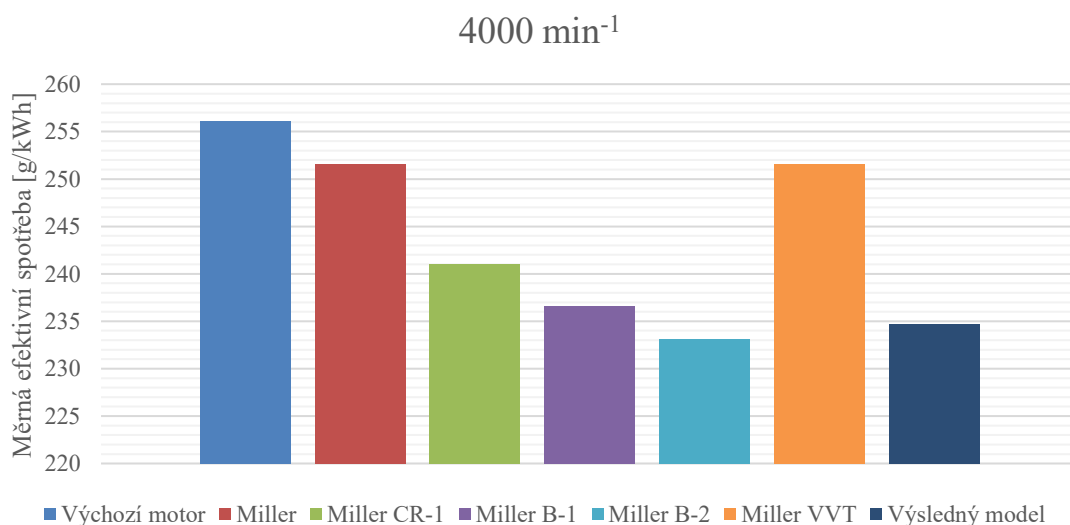
Obr. 57 Vliv jednotlivých vstupních parametrů na měrnou efektivní spotřebu při 50 % zatížení a otáčkách 2000 min⁻¹

Podle výsledků této analýzy lze konstatovat, že při millerizaci motoru došlo k určitému snížení spotřeby paliva, konkrétně o 1,8 % při otáčkách 4000 min^{-1} , avšak tento pokles není tak významný jako při zvýšení kompresního poměru nebo tlaku turbodmychadla.



Obr. 58 Vliv jednotlivých vstupních parametrů na měrnou efektivní spotřebu při 50 % zatížení a otáčkách 3000 min^{-1}

Z výsledků je možné vidět, že kompresní poměr má výrazně lepší účinek na snížení měrné efektivní spotřeby motoru než implementace Millerova cyklu. Při zvýšení kompresního poměru dochází také ke zlepšení výkonnostních parametrů na rozdíl od Millerova cyklu. Nevýhodou zvýšeného kompresního poměru je zvýšená teplota výfukových plynů a spalovacích tlaků, což je nežádoucí. Navýšením spalovacího tlaku a teploty dochází k podstatnému snížení životnosti motoru, jelikož díly jsou mnohem více namáhány. Cílem vývoje motorů je snížení těchto veličin, čemuž dopomáhá Millerův cyklus. Kombinací těchto dvou úprav je tedy možné dosáhnout lepších výkonnostních parametrů i lepší spotřeby.



Obr. 59 Vliv jednotlivých vstupních parametrů na měrnou efektivní spotřebu při 50 % zatížení a otáčkách 4000 min^{-1}

Zvyšováním tlaku v sání je rovněž možné dosáhnout značně lepších výsledků na spotřebu i výkon, avšak jak již bylo zmíněno dříve, jsou zde kladeny mnohem větší požadavky na odolnost dílů. Kompromisem mezi těmito úpravami je aplikace Millerova cyklu a případně zvětšení kompresního poměru nebo mírné navýšení tlaku turbodmyhadla.

Kombinací všech výše uvedených opatření je možné dosáhnout výrazného snížení spotřeby, a to až o 5,9 %, jak je tomu u výsledného modelu při otáčkách 4000 min^{-1} oproti modelu výchozímu.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl návrh 1D simulačního modelu motoru za účelem zvýšení efektivity motoru. V této diplomové práci bylo provedeno několik simulačních modelů s různými vstupními parametry za účelem zkoumání vlivu těchto parametrů na výslednou efektivitu motoru, která je dána měrnou efektivní spotřebou paliva, s cílem zvýšení této efektivity. Stěžejními body bylo zkoumání vlivu Millerova cyklu, variabilního časování ventilů, kompresního poměru a plnicího tlaku. Všechny tyto parametry byl zkoumány pro 50 % a 100 % zatížení motoru a pro otáčky motoru 2000 min^{-1} , 3000 min^{-1} a 4000 min^{-1} . Okrajovými podmínkami byla teplota výfukových plynů $980 \text{ }^\circ\text{C}$, jejíž překročení by mohlo znamenat špatnou funkci až destrukci turbodmychadla, katalyzátoru a dalších dílů. Další limitní hodnotou byl spalovací tlak 80 bar, která ovlivňuje zejména životnost motoru. Ideální je tuto hodnotu co nejvíce snížit, jelikož vyšší tlak způsobuje mnohonásobně větší namáhání všech dílů motoru a může vést až k jeho destrukci.

Podle zadaných parametrů a limitních podmínek byl sestaven simulační model v softwaru GT-Suite a výsledky této simulace jsou považovány za výchozí stav. Na tomto modelu byla provedena analýza za účelem snížení měrné efektivní spotřeby. Nejprve byla provedena millerizace motoru pomocí EIVC, kdy nejlepších výsledků motor dosahuje při zkrácení doby otevření sacího ventilu z 220° na 183° při stejném okamžiku otevření sacího ventilu. Tyto parametry jsou zavedeny pro 50 % i 100 % zatížení.

Při plné zátěži má Millerův cyklus oproti klasickému Ottovému cyklu mírně snížený výkon kvůli ztrátám sacího vzduchu způsobených EIVC. Došlo tím ale také ke snížení spalovacích teplot a teploty výfukových plynů, což je žádoucí. Díky tomuto faktu mohl být na motor aplikován vyšší kompresní poměr, který tyto hodnoty sice opět navýší, ale zároveň sníží měrnou efektivní spotřebu. V rámci analýzy bylo testováno několik kompresních poměrů, přičemž jako optimální se jeví 12,5:1. Při vyšším kompresním poměru motor již nespĺňuje limitní hodnoty a hrozí také riziko detonace. Vyšším kompresním poměrem v kombinaci s millerizací bylo u motoru docíleno nižší spotřeby paliva o 4,3 % při otáčkách 4000 min^{-1} a zatížení 100 % oproti výchozímu modelu.

Dále byl zkoumán vliv plnicího tlaku, kdy byl navýšen plnicí tlak na 110 % a 120 % původní hodnoty. Tato úprava měla rovněž velký pozitivní vliv na měrnou efektivní spotřebu, zejména při 50 % zatížení, kde při otáčkách 4000 min^{-1} při plnicím tlaku 120 % výchozí hodnoty bylo dosaženo snížení měrné efektivní spotřeby o 9,0 %. Při zvyšování plnicího tlaku rovněž hrozí zvýšené riziko detonačního spalování a snížená životnost motoru, případně jeho dílů. Výhodou zvyšování plnicího tlaku oproti změně kompresního motoru je skutečnost, že tato úprava se obejde bez fyzického zásahu do motoru, stačí pouze přenastavení řídicí jednotky motoru.

Při zohlednění nejlepších hodnot pro 50 % a 100 % zatížení byl vytvořen výsledný simulační model, který má kompresní poměr 12,5:1, pracuje na millerově cyklu a má navýšení plnicí tlak. Tento model byl vytvořen tak, aby nepřekročil zadané limitní hodnoty spalovacího tlaku a teploty výfukových plynů a zároveň dosahoval nižších hodnot měrné efektivní spotřeby než výchozí model. Porovnáním výchozího modelu pracujícím na Ottově cyklu s výsledným modelem byla snížena spotřeba při zatížení 100 % a otáčkách motoru 2000 min^{-1} o 3,9 %, při 3000 min^{-1} o 4,0 %, při 4000 min^{-1} o 4,1 %. Pro 50 % zatížení díky provedeným úpravám došlo na modelu ke snížení měrné efektivní spotřeby v otáčkách motoru 2000 min^{-1} o 6,4 %, při 3000 min^{-1} o 7,3 % a při 4000 min^{-1} o 8,4 %.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 s. ISBN 0-07-028637-X.
- [2] STONE, Richard. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999
- [3] FERGUSON, Colin R. a Allan T. KIRKPATRICK. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences* [online]. 3. John Wiley & Sons, Incorporated, 2015 [cit. 2022-10-14]. ISBN 9781118926529. Dostupné z: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/vutbrno/detail.action?docID=4039918>
- [4] SKOTSKY, Alexander A. *Automotive Engines*. Springer Verlag, 2009, ISBN 978-3-642-00163-5
- [5] JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily (3): Motory*. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-15-5
- [6] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Výkladový automobilový slovník: Technické názvosloví s názorným výkladem z oblasti konstrukce, provozu, údržby a oprav motorových vozidel*. Brno: Computer Press, 2003. ISBN 80-7226-986-0.
- [7] HIERETH, H., PRENNINGER, P. *Charging the Internal Combustion Engine*. Wien: Springer-Verlag, 2007. 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [8] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha: SNTL, 1980. ISBN DT 621.431.73: 629.114.82.
- [9] *Engine combustion process explained*. X-engineer [online]. Ubuntu, Scilab [cit. 2022-10-10]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/engine-combustion-process/>
- [10] LEGUILLE, Matthieu. *Investigating knock in an industrial spark-ignition engine by Large-Eddy Simulation*. Rueil-Malmaison, 2018. Dostupné také z: <https://theses.hal.science/tel-02053428/document>. These de doctorat. L'Universite Paris-Saclay.
- [11] ZHAO, Jinxing. *Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines* [online]. 2017, 2017, 319 [cit. 2022-10-18]. ISSN 0306-2619. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.10.063>
- [12] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [13] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel* [online]. Brno, 2004 [cit. 2022-10-18]. Dostupné z: <http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2004-04-212-224.pdf>
- [14] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Miller Cycle Engines* [online]. 2019 [cit. 2022-10-18]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_miller-cycle.php

- [15] 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.
- [16] WILLIAMS, Evan. *Volkswagen's 1.5L Miller Cycle Engine: How Does it Work?*. VW Vortex [online]. Canada: VerticalScope, 2019 [cit. 2022-10-20]. Dostupné z: <https://www.vwvortex.com/threads/volkswagens-1-5l-miller-cycle-engine-how-does-it-work.9453465/>
- [17] WLTP: Nové standardy pro spotřebu. Volkswagen [online]. Česká republika, 2023 [cit. 2023-02-02]. Dostupné z: <https://www.volkswagen.cz/znacka-a-technologie/wltp>
- [18] *Bližší k reálné spotřebě: WLTP nahrazuje nový evropský jízdní cyklus (NEDC)*. Audi [online]. Česká republika, 2023 [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://www.audi.cz/wltp>
- [19] MARUŠÁK, Ondřej. *Ideální oběhy spalovacích motorů*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.
- [20] ŠTĚTINA, Josef. *Přepřínování spalovacích motorů* [online]. In: . 31. 8. 2020 [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: https://docs.google.com/presentation/d/1gmJpjcBXkFbSBBAZZCkCy6FqZTSK8b_unHht-PeQ3Q8/edit#slide=id.gef3a304fb2_0_113
- [21] *How a Turbo Works - Basic* [online]. [cit. 2023-01-29]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/basic>
- [22] HUTCHINSON, Roland. *This is the new 2023 BMW 7 Series*. In: Geeky Gadgets [online]. 2022, 2022 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.geeky-gadgets.com/this-is-the-new-2023-bmw-7-series-21-04-2022/>
- [23] AUSTIN, Michael. *Nissan Announces New 1.2-Liter Three-Cylinder*. In: Car and Driver [online]. Hearst Autos, 2023, 2010 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/news/a18741135/nissan-announces-new-1-2-liter-three-cylinder/>
- [24] TAYLOR, Michael. *Next Audi A4 to Revive an Old Engine Technology to Achieve Near-Diesel Economy*. In: Car and Driver [online]. Hearst Autos, 2023, 2015 [cit. 2023-04-10]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/news/a15356269/next-audi-a4-to-revive-an-old-engine-technology-to-achieve-near-diesel-economy/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ID	One Dimensional (Jednorozměrné)
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (Měrná spotřeba paliva)
CIH	Camshaft In Head (Vačková hřídel v hlavě válců motoru)
CO	Oxid uhelnatý
CR	Compression ratio (Kompresní poměr)
DOHC	Double Over Head Camshaft (Dvě vačkové hřídele v hlavě válce motoru)
DÚ	Dolní úvrať
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Recirkulace výfukových plynů)
EIVC	Early Intake Valve Closing (Předčasné zavírání sacího ventilu)
GPF	Gasoline particulate filter (Filtr pevných částic pro zážehové motory)
HC	Uhlovodíky
HPDI	High Pressure Point Direction (Vysokotlaké přímé vstřikování)
HÚ	Horní úvrať
LIVC	Late Intake Valve Closing (Pozdní zavírání sacího ventilu)
NEFZ	Neue Europäische Fahrzyklus (Nový evropský jízdní cyklus)
NOX	Oxidy dusíku
OHC	Over Head Camshaft (Vačková hřídel v hlavě motoru)
OHV	Over Head Valves (Ventily v hlavě motoru)
RDE	Real Driving Emissions (Homologační zkouška – Emise za reálného provozu)
ŘJ	Řídicí jednotka motoru
SIVC	Simple Intake Valve Closing (Včasné zavření sacího ventilu)
SOHC	Single Over Head Camshaft (Jedna vačková hřídel v hlavě motoru)
SV	Sací ventil
TDC	Top Dead Center (Horní úvrať)
VAST	System s nerovnoměrným pohonem vačkové hřídele
VTEC	Valve Timing Electronic Control (Variabilní časování)
VV	Výfukový ventil
VVA	Variable Valve Actuation
VVT	Variable Valve Timing (Variabilní časování ventilů)
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure (homologační emisní test)

WG		Waste-Gate (Obtokový kanál)
A	[J]	Práce cyklu
c_V	[J/kg·K]	Měrná tepelná kapacita při konstantním objemu
c_p	[J/kg·K]	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
d	[m]	Nový průměr ventilu
d_{ref}	[m]	Původní (referenční) průměr ventilu
H_u	[kW/kg]	výhřevnost
$imep$	[bar]	Střední indikovaný tlak
m_p	[kg]	Množství paliva
m_{pe}	[g/kW·h]	Měrná efektivní spotřeba paliva
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
p_1	[bar]	Plnicí tlak
p	[bar]	Tlak
p_e	[bar]	Střední efektivní tlak
P_e	[kW]	Efektivní výkon
P_i	[kW]	Indikovaný výkon
Q_C	[J]	Teplo odvedené
Q_H	[J]	Teplo dodané
Q_{in}	[J]	Teplo dodané
T_1	[K]	Teplota v bodě 1
T_2	[K]	Teplota v bodě 2
T_3	[K]	Teplota v bodě 3
T_4	[K]	Teplota v bodě 4
T_5	[K]	Teplota v bodě 5
T_C	[K]	Teplota studeného zásobníku
T_H	[K]	Teplota horkého zásobníku
V	[m ³]	Objem
V_1	[m ³]	Objem válců v dolní úvrati (na začátku komprese)
V_2	[m ³]	Objem válců v horní úvrati (na konci komprese)
V_3	[m ³]	Objem válců v horní zápalové úvrati (na začátku komprese)
V_4	[m ³]	Objem válců na konci expanze
V_Z	[m ³]	Zdvihový objem
W_e	[J]	Efektivní práce

α_{ref}	[°]	Původní (referenční) délka otevření sacích ventilů
α	[°]	Nová délka otevření sacích ventilů
β	[-]	Expanzní poměr
γ	[-]	Poměr expanzního poměru ku kompresnímu poměru
ε	[-]	Kompresní poměr motoru
η	[-]	Termická účinnost ottova cyklu
η_c	[-]	Celková účinnost
η_i	[-]	Indikovaná účinnost
η_m	[-]	Mechanická účinnost
η_{tc}	[-]	Účinnost přímého carnotova cyklu
κ	[-]	Poissonova konstanta