



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

KONCEPCE ZÁŽEHOVÉHO MOTORU PRO HYBRIDNÍ POHON OSOBNÍHO VOZU

SPARK-IGNITION ENGINE CONCEPT FOR HYBRID PASSENGER CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Roman Břoušek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Roman Břoušek
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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

Koncepce zážehového motoru pro hybridní pohon osobního vozu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce výpočtového charakteru zaměřená na návrh koncepce zážehového spalovacího motoru hybridní pohonné jednotky osobního automobilu.

Cíle diplomové práce:

Provést stručnou rešerši v oblasti spalovacích motorů v hybridní pohonné soustavě osobního vozu. Na základě simulací v prostředí 1–D CFD provést koncepční návrh zážehového nepřepřlovaného motoru dle zadaných parametrů. Při koncepčním návrhu zohlednit požadavky na menší složitost a nižší výrobní náklady motoru a zaměřit se na zvýšenou účinnost spalovacího motoru v režimech jeho nejčastějšího zatížení. V rámci návrhu uvážit použití výrazně dlouhozdvihové koncepce, dvouventilové techniky, prodlouženého expanzního zdvihu, recirkulace výfukových plynů, případně spalování chudých směsí. V případě potřeby provést koncepční konstrukční návrh příslušných dílů motoru. Zhodnotit dosažené výsledky a nastínit další možný postup.

Seznam doporučené literatury:

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

MERKER, G. P., SCHWARZ, CH., TEICHMAN, R. Combustion Engines Development – Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation. Heidelberg: Springer, 2012. 642 s. ISBN 978-3-642-02951-6.

SHI, Y., GE, H.-W., REITZ, R. D. Computational Optimization of Internal Combustion Engines. London: Springer, 2011. 309 s. ISBN 978-0-85729-618-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Práce je zaměřená na výpočetní metodiku návrhu hybridní pohonné jednotky. Cílem bude stručný přehled spalovacích motorů v hybridní pohonné soustavě osobních vozů. Díky tomuto přehledu bude poté proveden koncepční návrh zážehového nepřepřlňovaného motoru dle zadaných parametrů v prostředí 1-D CFD, přičemž snahou je zohlednit menší složitost a výrobní náklady tohoto motoru za zvýšené účinnosti v režimech jeho nejčastějšího zatížení.

KLÍČOVÁ SLOVA

zážehový motor, úpravy motoru, 1D simulace, koncepce pro hybridní pohon

ABSTRACT

Thesis aims on calculating method of engine conception for hybrid power train usage. Aim is to describe briefly overview of common combustion engines in hybrid power trains of the passenger cars. According this overview a proposal of naturally aspirated spark ignition combustion engine by specified parameters in 1-D CFD will be made, while the effort is to take into account less complexity and production costs at the same time higher efficiency in the most load modes.

KEYWORDS

spark ignition combustion engine, engine modifications, 1D simulation, conception of hybrid power train

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BŘOUŠEK, Roman. *Koncepce zážehového motoru pro hybridní pohon osobního vozu* [online]. Brno, 2022. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Lubomír Drápal. Dostupné také z: : <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139723>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Lubomíra Drápala a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Roman Břoušek

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat především vedoucímu této práce panu Lubomíru Drápalovi za ochotu, vstřícnost a veškeré podněty, které vedly ke zpracování tohoto dokumentu. Další poděkování patří panu Aleši Lemperovi za pomoc a připomínky při práci v simulačním programu.

OBSAH

Úvod	11
1 Hybridní pohonné jednotky	12
1.1 Přechod na hybridní pohonné jednotky	14
1.2 Typy hybridních pohonných jednotek a jejich hlavní vlastnosti	14
1.2.1 Mild hybrid	14
1.2.2 Full hybrid	15
1.2.3 Plug - in hybrid	17
1.3 Ukázky moderní konstrukce hybridních pohonných jednotek	17
1.3.1 Toyota Prius	17
1.3.2 Volkswagen Golf 7 GTE	19
1.3.3 BMW 330e	22
1.3.4 Peugeot 508 Hybrid	23
1.3.5 Mercedes Benz S400 Blue Hybrid	24
2 Termodynamické cykly a způsob spalování.....	25
2.1 Základní parametry pístového spalovacího motoru	25
2.2 Carnotův cyklus	26
2.3 Atkinsonův cyklus	27
2.4 Millerův cyklus	29
3 Provozní režim motoru	31
3.1 Inicializace, příprava a proces hoření směsi	32
3.2 Sací trakt	32
3.3 Sací kanály a ventily	33
3.4 Výfuk	34
4 Základní model motoru pro hybridní pohon a jeho úpravy	37
4.1 Základní simulační model	37
4.1.1 Volba pracovních bodů	38
4.1.2 Volba rozměrových parametrů sání a výfuku	40
4.1.3 Model sání	41
4.1.4 Model samotného motoru	42
4.1.5 Model výfuku	44
4.1.6 Faktory určující funkčnost aplikovaného modelu motoru	45
4.1.7 Výsledné parametry základního modelu	47
4.1.8 Analýza režimů nejčastější zátěže základního simulačního modelu	49
4.2 Kompresní poměr	51
4.2.1 Výsledky a zhodnocení aplikace	52
4.3 Dlouhozdvihová koncepce	54
4.3.1 Výsledky a zhodnocení aplikace	56
4.4 Dvouventilová technika	58
4.4.1 Výsledky a zhodnocení aplikace	59
4.5 Prodloužený expanzní zdvih	61
4.5.1 Změny pro aplikaci úpravy	62
4.5.2 Výsledky úpravy	63
4.6 Recirkulace výfukových plynů	66

4.6.1	Úpravy modelu.....	66
4.6.2	Výsledky úpravy	67
4.7	Spalování chudé směsi	69
4.7.1	Výsledky úpravy	70
4.8	Upravený simulační model.....	72
4.9	Využití upraveného motoru v hybridním pohonu	75
Závěr	77
Seznam použitých zkratk a symbolů	82
Seznam příloh	84

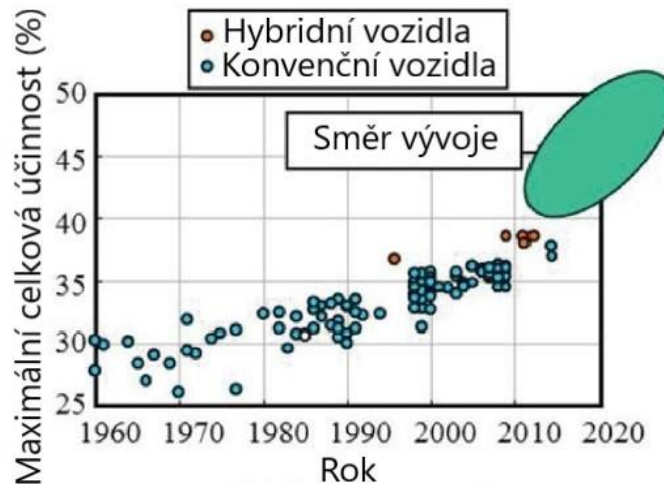
ÚVOD

Spalovací motor je zařízení, které mění energii paliva formou spalování na mechanickou práci. První konstrukce a uplatnění takového motoru sahá už ke konci 19. století. Nicméně vývoj trvající přes 100 let jasně ukázal celou složitost a potenciál tohoto stroje, zvláště pokud se zaměříme na důsledky spalovacího procesu v motoru jednotlivých paliv na životní prostředí. Ke spalovacímu motoru se dnes již standardem připojily další zařízení jako například recirkulace výfukových plynů, turbodmychadlo, sání s variabilní délkou, katalytické konvertory, filtry pevných částic a podobně. Všechna tato zařízení svým způsobem zlepšují parametry, projev a chod spalovacího motoru a v neposlední řadě i vliv na životní prostředí.

Moderní pojetí spalovacích motorů se chýlí k synchronizaci s elektromotory nebo jinými pomocnými agregáty umožňující práci v režimech neekonomického provozu motoru omezit. Na straně druhé musí splňovat i požadavky emisních norem. Lze si toho všimnout už z nabídky nabízených modelů vozidel jednotlivými automobilkami, kde je trend zvyšovat podíl takzvaných hybridů, plug - in hybridů nebo čistě elektricky poháněných vozidel. Synchronizace v takovém pojetí značí například využití 48 Voltové sítě, startér - generátoru nebo elektromotoru pro pojezd vozidla v režimech nízké účinnosti spalovacího motoru.

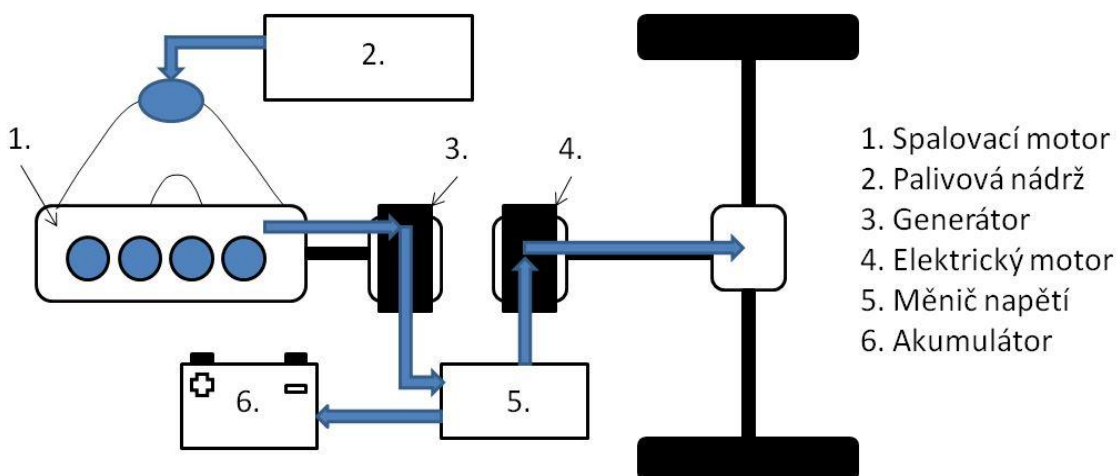
1 HYBRIDNÍ POHONNÉ JEDNOTKY

Vlivem trendu snižování spotřeby spalovacích motorů a jejich dopad na životní prostředí je potřeba zvyšovat celkovou účinnost těchto strojů. Zejména pomocí technologie prodlouženého expanzního zdvihu (Atkinsonův cyklus), recirkulace výfukových plynů (EGR), proměnného časování a zdvih ventilů nebo snižování třecích ztrát pístní skupiny a podobně. V neposlední řadě vyhodnocovat nevhodné oblasti provozu spalovacího motoru a zprostředkovat jízdu v těchto režimech efektivnější cestou.



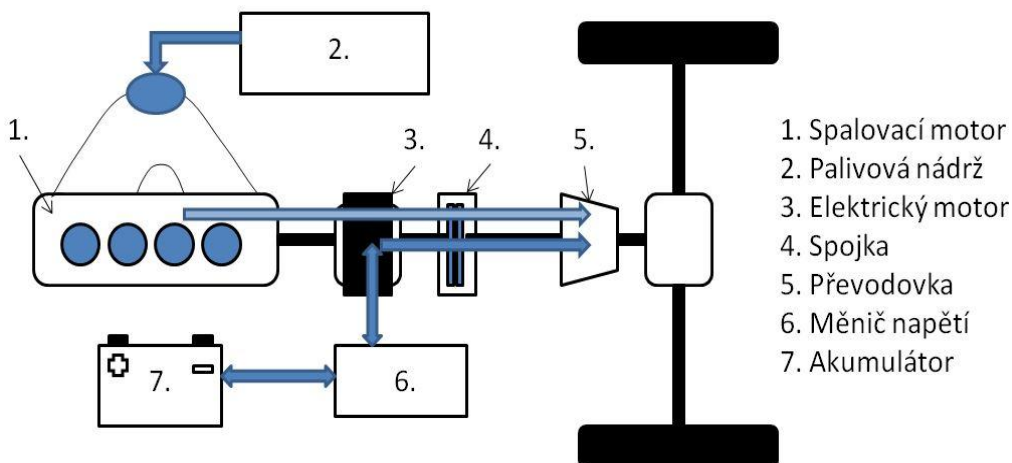
Obr. 1 Průběh celkové účinnosti spalovacích motorů a jejich budoucí vývoj [1]

Jedna z takovýchto cest je synchronizace spalovacího motoru s elektromotorem. Toto si lze tedy představit pod pojmem hybridní pohonná jednotka, zkráceně označujeme jako HV (Hybrid Vehicles). Existuje mnoho způsobů koncepcí zejména z hlediska jejich vzájemné polohy a principu funkce. Následující obrázky by měly popsat tři základní koncepce hybridního pohonu.



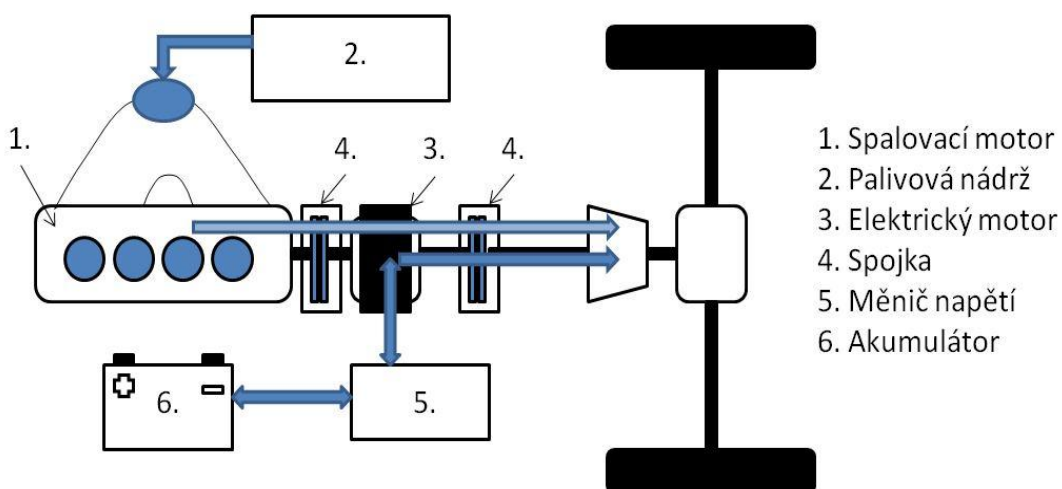
Obr. 2 Uspořádání hnacího ústrojí do série [23]

Sériové uspořádání hnacího ústrojí na *obr. 2* vypovídá o pohonu pouze elektromotorem, kdy spalovací motor zde slouží jako přídavné zařízení pro výrobu elektrické energie v případě nízkého napětí v akumulátoru. Podstatnou výhodou můžeme nalézt v městském provozu a celkově při nižších jezdových rychlostech. Spalovací motor se u tohoto systému zpravidla využívá v pracovním bodě, kde pracuje neefektivněji. Tyto body jsou poté zvoleny na základě nejvyšší účinnosti, rychlosti vozidla a mohou se během jízdy měnit.



Obr. 3 Paralelní uspořádání s jednou spojkou [23]

Paralelní uspořádání hybridního pohonu se zakládá na principu spojení spalovacího motoru a elektromotoru pomocí jedné hřídele. Schematicky *Obr. 3* poukazuje na spojení motorů navzájem jednou hřídelí nebo možnost rozdělení pomocí spojky. U pevného spojení elektromotor pracuje primárně jako startér - generátor. Zatímco spojení za pomoci spojky umožňuje provoz čistě pomocí elektromotoru. Rekuperace energie probíhá beze ztrát kumulujících se na klikové hřídeli spalovacího motoru [23].



Obr. 4 Paralelní uspořádání se dvěma spojkami [23]

1.1 PŘECHOD NA HYBRIDNÍ POHONNÉ JEDNOTKY

Ačkoliv se to nemusí zdát, jeden z prvních hybridních vozidel vzniklo již v roce 1900. Jednalo se o vozidlo pod označením Lohner Porsche. Vůz disponoval uspořádáním hnacího ústrojí do série, přičemž v jednotlivých nábojích kol byl umístěn elektromotor. Pohon byl realizován dvěma zážehovými motory spojenými s generátory. Zároveň lze hovořit o prvním vozidle s pohonem všech čtyř kol [2].

Od doby realizace prvního hybridního vozidla se na trhu objevilo mnoho vozidel s hybridním pohonem. U osobních automobilů například General Motors XP - 883, Fiat 131 Ibrido, Daihatsu Charmant nebo Volvo ECC. Rozsáhlé povědomí o hybridních vozidlech zajistila až výroba modelu Prius automobilky značky Toyota. Model stavěl na koncepci zážehového motoru o objemu 1,5 litru společně s elektromotorem. Spalovací motor umožňoval provoz s prodlouženou expanzí, čímž se zvýšila účinnost tohoto agregátu. Blok a hlava válců jsou vyrobeny ze slitiny hliníku a společně se čtyřventilovou technikou a kompresním poměrem 13,0 : 1 představoval v době svého nástupu jeden z neúčinnějších motorů zabudovaný v rodinném sedanu, viz. *tab. 1* [3].

Tab. 1 Parametry zážehového motoru 1. generace Toyoty Prius [4]

Spalovací motor	Toyota 1NZ - FXE	
Počet válců	4	[-]
Zdvihový objem	1497	[cm ³]
Vrtání	75,0	[mm]
Zdvih	84,7	[mm]
Počet ventilů	16	[-]
Výkon	56	[kW]
Točivý moment	110	[N·m]

1.2 TYPY HYBRIDNÍCH POHONNÝCH JEDNOTEK A JEJICH HLAVNÍ VLASTNOSTI

Hlavním způsobem rozlišení jednotlivých hybridních pohonných jednotek je dle stupně hybridizace. Každému stupni přísluší název a zkratka, pod kterou si lze představit přibližný konstrukční princip daného pohonu.

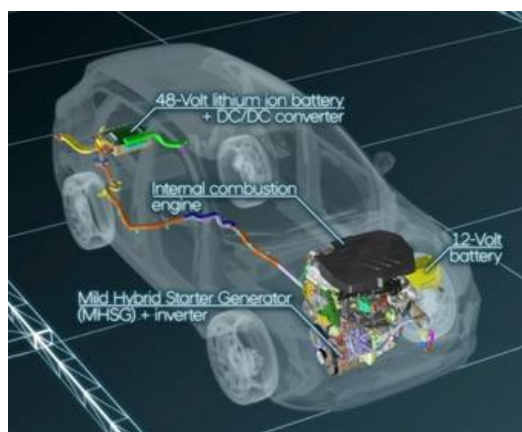
1.2.1 MILD HYBRID

Základní stupeň hybridizace představuje pojem mild hybrid se zkratkou MHEV. V podstatě se jedná o spalovací motor využívající tzv. reverzibilní alternátor. V tomto smyslu zde představuje nejenom generátor elektrické energie od rozvodového pohonu motoru, ale je schopen zpětně tuto energii vynaložit pro start spalovacího motoru. Pro mild hybridní systém se dále může používat palubní síť s 24 nebo 48 Volty, umožňující rychlejší odezvu akčních členů pro nastavení tuhostí stabilizátorů, tlumičů, řízení a podobně.

Jedním ze známějších vozů s mild hybridní technologií je například Hyundai Tucson s motorem 2,0 CRDI. Na rozdíl od modelu s konvenčním spalovacím motorem palubní systém disponuje 48 Voltovou elektrickou soustavou, měničem DC/DC a mild hybrid startér - generátorem (MHSG) [6].

Tab. 2 Parametry vznětového motoru v modelu Tucson [5]

Spalovací motor	Hyundai D4HA	
Počet válců	4	[-]
Zdvihový objem	1995	[cm ³]
Vrtání	84	[mm]
Zdvih	90	[mm]
Počet ventilů	16	[-]
Kompresní poměr	16 : 1	[-]
Výkon	136	[kW]
Točivý moment	400	[N·m]



Obr. 5 Konstrukční uspořádání pohonné jednotky Hyundai Tucson 2,0 CRDI MHEV [6]

Takto uspořádaný hybridní systém jak je popsán na *obr. 5* představuje snížení emisí CO₂ až o 11 % v závislosti na konkrétní specifikaci vozidla. Úspory se dosahuje především ve formě stop&start fáze, kdy opětovné spuštění spalovacího motoru proběhne prostřednictvím MHSG. Energie pro opětovný start je uchována v lithium - ointové baterii umístěné v zavazadlovém prostoru vozidla a její dobíjení je rekuperací brzděné energie. Zároveň HMSG umožňuje vynaložit energii nejenom pro start, ale také při požadavku na prudké zrychlení v závislosti na nabití baterie [6].

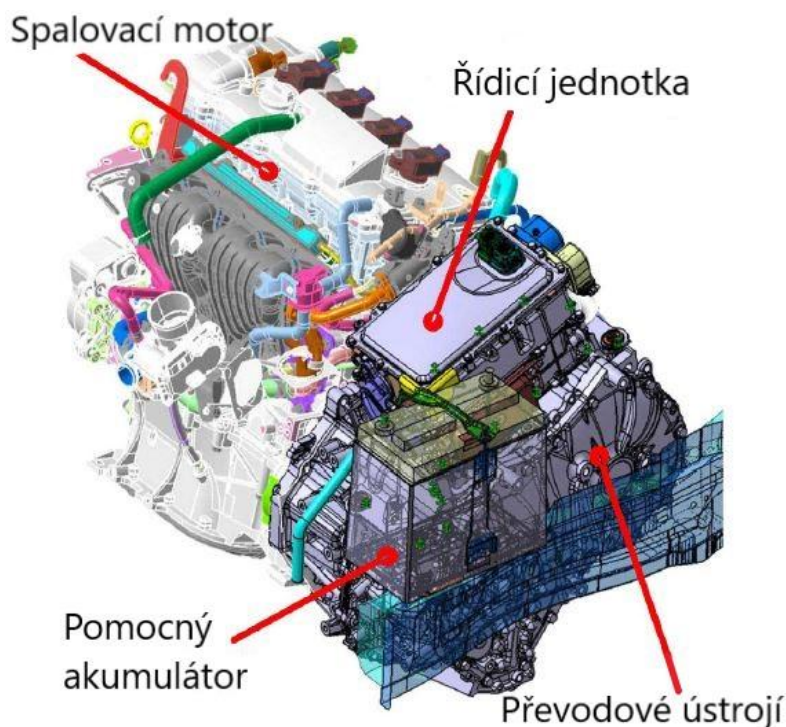
1.2.2 FULL HYBRID

Pod tímto pojmem se ukrývá pohonné ústrojí automobilu kombinující konveční spalovací motor s elektromotorem pod zkratkou HEV. Oproti MHEV je vozidlo schopno, v závislosti na nabití baterie, využívat pro pohyb pouze elektromotor.

Názorným příkladem se může stát 4. generace světoznámé Toyoty Prius. Disponuje zážehovým čtyřválcovým atmosféricky plněným motorem o objemu 1,8 litru. Na rozdíl od spalovacího motoru v první generaci Priusu se zde zvýšila celková účinnost až na 40 %. Zvýšení účinnosti bylo dosaženo adaptací zvýšeného chlazení recirkulovaných výfukových plynů, elektricky poháněného čerpadla chladicí kapaliny a snížení třecích ztrát pístní skupiny [1].

Tab. 3 Parametry zážehového motoru 4. generace Toyota Prius [10], [11]

Spalovací motor	Toyota 2ZR-FXE	
Počet válců	4	[-]
Zdvihový objem	1798	[cm ³]
Vrtání	80,5	[mm]
Zdvih	88,3	[mm]
Počet ventilů	16	[-]
Kompresní poměr	13 : 1	[-]
Výkon	72	[kW]
Točivý moment	142	[N·m]
Střední efektivní tlak	9,9	[bar]



Obr. 6 Hybridní uspořádání 4. generace Toyota Prius [7]

Na obr. 6 je napříč uložena pohonná jednotka pohánějící pouze přední kola. Bateriový pack z Niklu Metal Hydridových baterií (NiMH) je umístěn před zadní nápravou pod podlahou v prostoru pro zadní cestující s kapacitou 6,5 Ah o hmotnosti 39 kg [7].

Provoz je řešen optimálním využitím elektrické energie a spalovacího motoru pro dosažení co možná nejefektivnějšího provozu vozidla. Při zastavení automobilu se spalovací motor zhasne a neprodukuje žádné emise. Rozjezd zprostředkuje elektromotor. Spalovací agregát se připojí při požadavku vyššího výkonu. Jízda ustálenou rychlostí znamená využívání obou zdrojů pohonu co možná nejefektivnější cestou. V dálničním provozu je zdrojem pohonu výhradně spalovací motor a případný přebytek energie slouží pro dobíjení akumulátoru. Další možností dobíjení baterie je rekuperace brzděním [8].

1.2.3 PLUG - IN HYBRID

Podobně jako v případě druhého stupně hybridizace je koncepční uspořádání spalovacího motoru s elektromotorem i u Plug - in hybridu, neboli PHEV. Na rozdíl od principu HEV je zde zpravidla použita baterie o vyšší kapacitě a možnosti dobíjení elektrické energie z domácí sítě 230 V. Ve výsledku má tedy PHEV větší dojezd pouze za využití elektromotoru. Reálně se jedná o desítky kilometrů v závislosti na využití technologií každého výrobce.

V případě 4. generace Toyoty Prius je bateriový pack z Lithium Iontových baterií (Li-ion). Bateriový pack má v tomto modelu kapacitu 8,8 kWh a umožňuje vozidlu dojezd až 60 kilometrů bez nastartování spalovacího motoru. Spalovací agregát je stejný co v případě HEV [7], [8].

1.3 UKÁZKY MODERNÍ KONSTRUKCE HYBRIDNÍCH POHONNÝCH JEDNOTEK

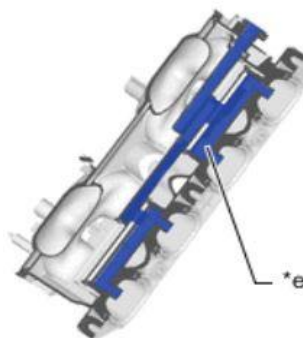
Zvýšení celkové účinnosti spalovacích motorů sebou nese jistá technická řešení, která se dají uplatnit pouze pro konkrétní pohonné jednotky v závislosti na jejich použití. V této podkapitole jsou názorně ukázány nejznámější typy konstrukcí moderních spalovacích motorů v hybridním uspořádání.

1.3.1 TOYOTA PRIUS

Je vhodné uvést fakt, že konstrukčních změn u motoru pod označením 2ZR - FXE oproti jeho dřívějším provedením v 3. generaci Toyoty Prius je velké množství a všechny mají na sebe jistý vliv k docílení co nejvyšší celkové účinnosti motoru a tím i snížení spotřeby paliva. Hlavní změny jsou uvedené níže.

1. RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Zvýšená účinnost chlazení recirkulovaných výfukových plynů prokázala vyšší odolnost vůči detonačnímu spalování v režimu vysoké zátěže. Toto spalování je velmi nežádoucí a díky rychlosti šíření plamene až 500 m/s vytváří enormní zatížení na klikový mechanismus. Snížení teploty směsi ve spalovacím prostoru vede ke zmenšení rizika vzniku možných ohnisek samozápalu. Pro zachování točivého momentu je potřeba méně škrtit motor v důsledku zvýšení celkového plnění při zachování stávajícího plnění čerstvou směsí [25].



Obr. 7 Vývody EGR ventilu v sacím potrubí [10]

Společně s úpravou chlazení recirkulovaných výfukových plynů je zde aplikováno několik vývodů EGR ventilu samostatně pro každý válec v sacím potrubí (*e na Obr. 7).

2. OPTIMALIZACE PROUDĚNÍ CHLADICÍ KAPALINY V OKOLÍ STĚN VÁLCŮ

Jedná se o pláty zabudované v kanálu pro chlazení válce. Úkolem je optimalizovat proudění chladicí kapaliny v okolí horní části válce bloku motoru. Tím je dosaženo snížení teploty stěny válce v horní části a zároveň udržování teploty v prostřední a dolní části stěny válce bloku motoru. Následkem je snížení teploty v okolí vysokého proudění směsi a zároveň snížení třecích ztrát [9].

3. SNÍŽENÍ TŘECÍCH ZTRÁT

Využití ojnicích ložisek s drážkami. Drážky mají efekt snížit plochu a tím zvýšit teplotu přítomného oleje, jenž vede k nižší dynamické viskozitě. Změnami pro snížení třecích ztrát je olejové čerpadlo se změnou profilu rotoru a nízko viskózní olej 0W - 16 [9]. Podobnou změnou prošel rozvod motoru, konkrétně napínací zařízení řetězu je konstruováno z materiálu s lepšími kluznými vlastnostmi.

4. ČERPADLO CHLADICÍ KAPALINY

Použito se čerpadlo, které je poháněné elektricky na rozdíl od konvenčního způsobu pohonu řemenem. Tímto je možné ovládat pohyb kapaliny v chladicím okruhu dle potřeby motoru.

Pomocí veškerých provedených úprav se docílilo vysoké celkové účinnosti motoru, kdy stěžejním problémem řídicího systému nastává samozápal.



Obr. 8 Pohled na hlavu válců motoru 2ZR-FXE [12]

Na obr. 8 si lze všimnout centrální umístění zapalovací svíčky. Dále dvě vačkové hřídele, kde na sací straně je umístěn VVT aktuátor umožňující změnu časování ventilů. Díky tomu může motor pracovat v Atkinsonově cyklu během nastání specifického jízdního režimu [10].

1.3.2 VOLKSWAGEN GOLF 7 GTE

Roku 2013 značka Volkswagen uvedla na trh další generaci vozidla pod označením Golf. Kromě osazení konvenčního spalovacího motoru přišla na řadu i možnost využití elektromotoru. Konkrétní označení je e-Golf a GTE.

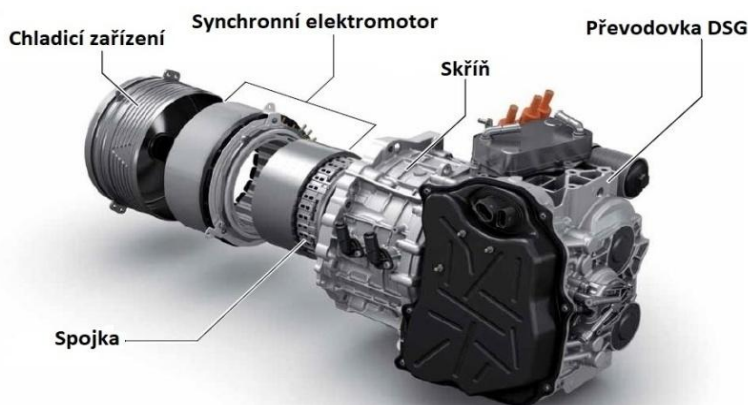
e-Golf je plně elektrické vozidlo, které pro pohyb využívá čistě elektrickou energii, stejně je tomu také i u modelu e-up!.

Golf GTE kombinuje spalovací motor z konstrukční řady EA211 a elektromotor. Stejně konstrukční uspořádání nalezneme i v modelu Passat GTE.



Obr. 9 Schéma pohonu VW Golf GTE [13]

Z obr. 9 si lze všimnout, že celá pohonná jednotka je zakomponovaná do jednoho celku. Zleva spalovací motor 1,4 TSI, dále následuje synchronní elektromotor s permanentními magnety, který je spárovaný přes spojku k šestistupňové automatické převodovce DSG. Nenalezneme zde například alternátor, jehož úlohou je zastoupit elektromotor, který lze využít i jako startér [13]. Celý systém lze vidět na obr. 10.



Obr. 10 Schéma zařízení pohonu za motorem [13]



Obr. 11 Pístní skupina 1,4 TSI EA211 [14]

- | | |
|-------------------------------|------------------------------|
| 1. Kliková hřídel | 5. Ojnice |
| 2. Otvory k redukcí hmotnosti | 6. Řízený lom v hlavě ojnice |
| 3. Píst | 7. Oko ojnice |
| 4. Pístní kroužky s čepem | |

1. KLIKOVÁ HŘÍDEL

U motorů z řady EA211 se jedná o kovanou ocelovou hřídel s pěti ložisky a čtyřmi protizávažími. Hlavní ložiska hřídele společně s ojnicními čepy měří v průměru 48 mm [14]. V zalomení jsou vyvrtané otvory k redukcí hmotnosti. Na konci klikové hřídele jsou vyfrézované drážky pro spojení s elektromotorem.

3. PÍST

Dno pístu se vyznačuje rovinnou plochou, teplo vzniklé spalováním je více rozprostřeno po celé ploše koruny pístu, čímž se docílilo k menší šanci vzniku samozápalu. Písty jsou z odlévané slitiny hliníku a oproti pístům z motorů řady EA111 jsou lehčí.

5. OJNICE

Pro rozdělení hlavy ojnice se zde využil řízený lom. Výhodou je nezaměnitelnost strany víka ojnice při montáži. Oko ojnice má trapezoidní tvar zejména kvůli odlehčení a snížení třecích ztrát.

Jednou z dalších důležitých změn oproti řadě EA111 je integrované výfukové sběrné potrubí.

V okolí svodů v hlavě válců jsou vytvořené kanálky, kterými proudí chladicí kapalina motoru. Stěny v kanálcích jsou tedy ovlivněné rozdíly teplot jak výfukových plynů, tak chladicí kapaliny

Toto provedení nese sebou jisté výhody.

- Tepelná výměna mezi chladicí kapalinou a výfukovými plyny.
 - Po startu motoru chladicí kapalina přijímá teplo výfukových plynů a dochází tak k rychlejšímu ohřevu napříč celým motorem a interiér vozidla může být vytopen rychleji.
 - Naopak při zahřátém motoru a při vyšší zátěži chladicí kapalina způsobuje odběr tepla výfukovým plynům, které poté nezpůsobují přehřátí katalytického konvertoru.
- Ohřev třicestného katalytického konvertoru.
 - Menší plocha výfukových kanálů způsobuje menší tepelnou ztrátu do okolí kanálků chladicí kapaliny a tím dojde k rychlejšímu zahřátí katalytického konvertoru.



Obr. 12 Pohled na motor 1,4 TSI z řady EA211 a jeho charakteristika [13]

Tab. 4 Parametry zážehového motoru 1,4 TSI generace EA211 [13], [33]

Spalovací motor	VW CUKB	
Počet válců	4	[-]
Zdvihový objem	1395	[cm ³]
Vrtání	74,5	[mm]
Zdvih	80	[mm]
Počet ventilů	16	[-]
Kompresní poměr	10 : 1	[-]
Výkon	110	[kW]
Točivý moment	250	[N·m]
Střední efektivní tlak	22,5	[bar]

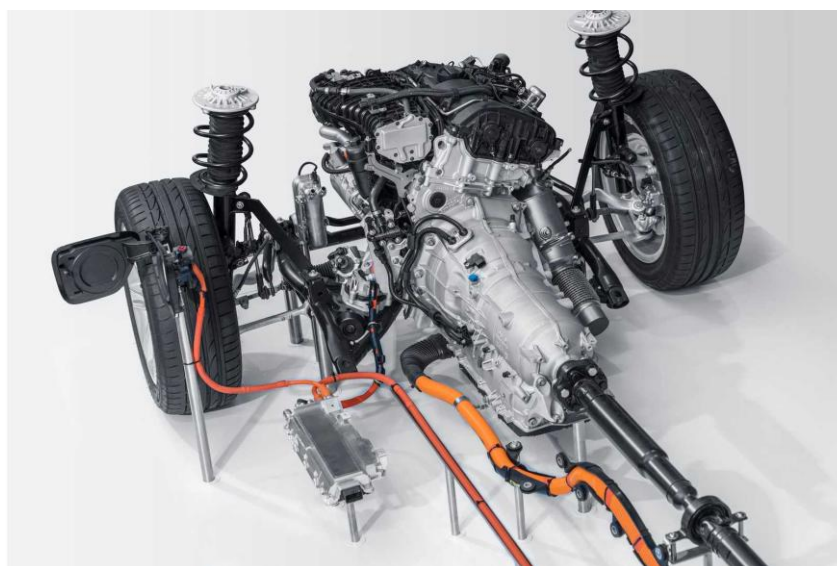
Motor disponuje přímým vstřikováním paliva, variabilním časováním ventilů, chladičem voda - vzduch v sacím potrubí, olejovým čerpadlem s proměnnou hodnotou tlaku oleje na výstupu a rozstříkem oleje na dně pístu.

1.3.3 BMW 330E

V roce 2013 dorazilo na trh BMW řady 3 generace f30, jenž oproti předchůdci (verze e90) nabízel i hybridní variantu. Nejprve Active Hybrid 3, který disponoval zážehovým šestiválcovým přeplňovaným motorem N55 z generace e90 335i. Později v roce 2017 představovala plug-in hybridní varianta kombinaci elektromotoru se zážehovým čtyřválcovým přeplňovaným motorem B48 s označením 330e. Podobně jak u VW golf GTE je elektromotor umístěn ve skříni automatické převodovky, tentokrát ale s hydrodynamickým měničem [26].

Tab. 5 Parametry zážehového motoru BMW 2,0 generace B48B20 [32]

Spalovací motor	B48B20	
Počet válců	4	[-]
Zdvihový objem	1998	[cm ³]
Vrtání	82	[mm]
Zdvih	94,6	[mm]
Počet ventilů	16	[-]
Kompresní poměr	11 : 1	[-]
Výkon	135	[kW]
Točivý moment	290	[N·m]
Střední efektivní tlak	18,2	[bar]



Obr. 13 Pohonná jednotka BMW 330e [26]

Příčně uložený motor, typ bloku motoru closed - deck, materiál slitina hliníku, platí totéž pro hlavu válců, přímé vstřikování, recirkulace výfukových plynů. Díky baterii o kapacitě 7,6 kWh uložené pod zavazadlovým prostorem je schopno vozidlo jet čistě za pomoci elektrické energie okolo 40 kilometrů [26]. Rozpojení hnací síly mezi spalovacím motorem a elektromotoru probíhá spojku umístěnou za dvouhmotým setrvačником.

1.3.4 PEUGEOT 508 HYBRID

Podobným systémem pohonné jednotky jako v případě BMW 330e je vybaven i Peugeot 508 Hybrid. Elektrický motor je umístěn za motorem ve skříni automatické převodovky s hydrodynamickým měničem momentu. Stejně jak u BMW je mezi spalovacím motorem a elektromotorem umístěná spojka. Vyšší kapacita baterie o hodnotě 11,8 kWh zaručuje dojezd pomocí elektrické energie více jak 40 kilometrů [27].

Tab. 6 Parametry zážehového motoru Peugeot 1,6 thp [28]

Spalovací motor	EP6FDT	
Počet válců	4	[-]
Zdvihový objem	1598	[cm ³]
Vrtání	77	[mm]
Zdvih	85,8	[mm]
Počet ventilů	16	[-]
Kompresní poměr	10,5 : 1	[-]
Výkon	133	[kW]
Točivý moment	300	[N·m]
Střední efektivní tlak	19,7	[bar]



Obr. 14 Řez spalovacím motorem Peugeot 508 Hybrid [27]

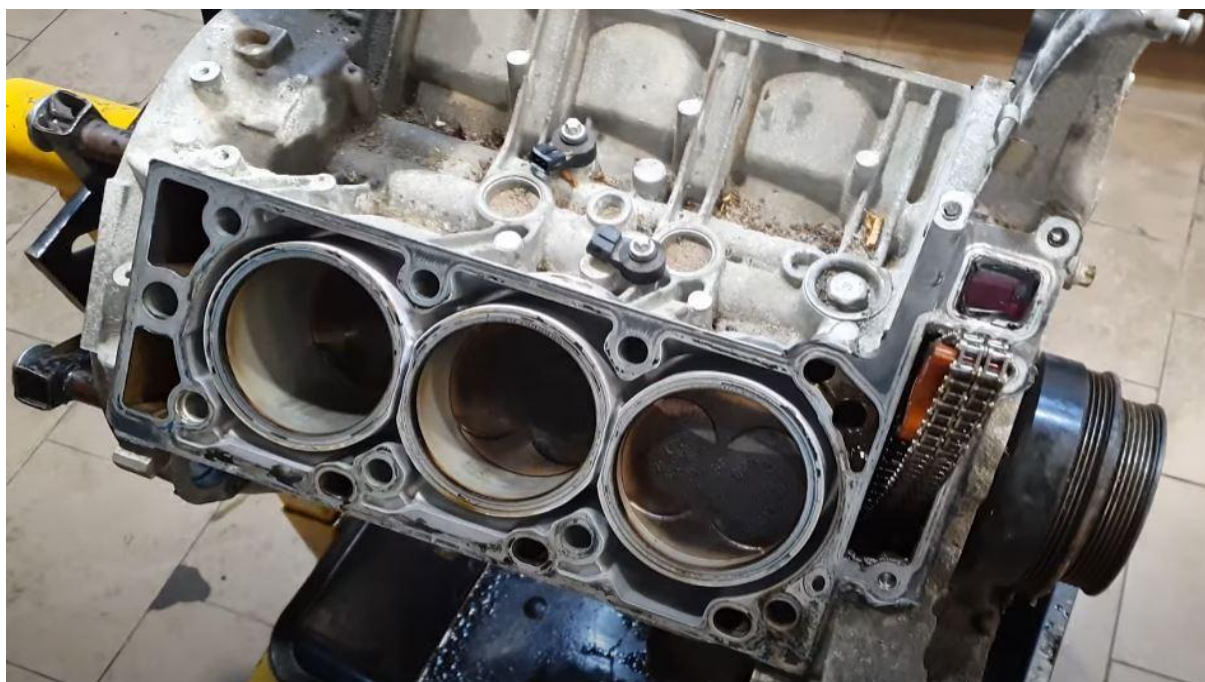
Spalovací motor disponuje čtyřventilovou technikou, přeplňováním turbodmychadlem, recirkulací výfukových plynů a přímým vstřikováním paliva [28].

1.3.5 MERCEDES BENZ S400 BLUE HYBRID

výrobce Mercedes Benz osadil modelovou řadu W221 hybridní pohonnou jednotkou a způsobilo to snížení spotřeby paliva oproti stejnému modelu bez hybridního pohonu s označením S350 až 2,2 litru na sto kilometrů. Tímto si okolo roku 2009 vydobyl přezdívku nejúspěšnější limuzíny světa [29].

Tab. 7 Parametry zážehového motoru Mercedes Benz S400 Blue hybrid [30]

Spalovací motor	M272 E35	
Počet válců	6	[-]
Zdvihový objem	3498	[cm ³]
Vrtání	92,9	[mm]
Zdvih	86	[mm]
Počet ventilů	24	[-]
Kompresní poměr	10,7 : 1	[-]
Výkon	205	[kW]
Točivý moment	385	[N·m]
Střední efektivní tlak	13,8	[bar]



Obr. 15 Pohled na blok motoru [31]

Elektromotor je zde umístěn na konci klikové hřídele, přičemž spojení je na přímo. Primárně slouží pro nízké pojezdové rychlosti vozidla, jako startér systému start/stop a pro rekuperaci energie. Uspořádání válců do V, typ bloku motoru open - deck. Píst je osazen těsnícím kroužkem s válcovou těsnící plochou, stírací kroužek s osazenou pracovní plochou a skládaný stírací kroužek. Plovoucí pístní čep. Výměna náplně je zprostředkována čtyřventilovou technikou DOHC s nepřímým vstřikováním paliva. Pomocný rozvod motoru pohání pouze alternátor a čerpadlo chladicí kapaliny. Kompresor klimatizace včetně podtlakového čerpadla je poháněn elektricky [31], [30].

2 TERMODYNAMICKÉ CYKLY A ZPŮSOB SPALOVÁNÍ

Přeměna energie v palivu na mechanickou práci probíhá za složitých fyzikálně - chemických a termodynamických podmínek. Tato přeměna je u tepelných motorů jako periodický děj, který popisujeme změnou termodynamických veličin a nazýváme jej tepelný oběh [25].

Tepelné oběhy rozlišujeme dle stupně zjednodušení [25]:

- ideální (Carnotův) cyklus
- termodynamické
- výpočtové
- skutečné

2.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PÍSTOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

Parametry jako střední efektivní tlak, měrná spotřeba paliva, točivý moment, atd. určíme pro následné zhodnocení spalovacího motoru. Všechny závisí od návrhu pohonné jednotky až po využívané palivo a jsou prezentované níže [19]:

kompresní poměr [23]:

$$\varepsilon = \frac{V_{hú}}{V_{dú}}, \quad (1)$$

poté, expanzní poměr:

$$\lambda_{\text{exp}} = \frac{V_{zhú}}{V_{zdú}}, \quad (2)$$

a zdvihový poměr:

$$k = \frac{Z}{D}, \quad (3)$$

kde Z je zdvih a D vrtání válce.

Zdvihový objem motoru:

$$V_z = \frac{\pi D^2}{4} Z i_v, \quad (4)$$

kde i_v je počet válců.

Výkon motoru:

$$P_e = p_e V_z \frac{n}{30\tau}, \quad (5)$$

kde p_e je střední efektivní tlak, n jsou otáčky a τ je taktnost motoru.

Točivý moment:

$$M_M = \frac{i_p V_z p_e}{\pi \tau}, \quad (6)$$

kde i_p je indikovaný tlak.

Střední pístová rychlost:

$$c_s = Z \frac{n}{30}. \quad (7)$$

Měrná efektivní spotřeba paliva [21]:

$$m_{pe} = \frac{1000 \dot{m}_p 3600000}{P_e}, \quad (8)$$

kde \dot{m}_p je hmotnostní průtok paliva.

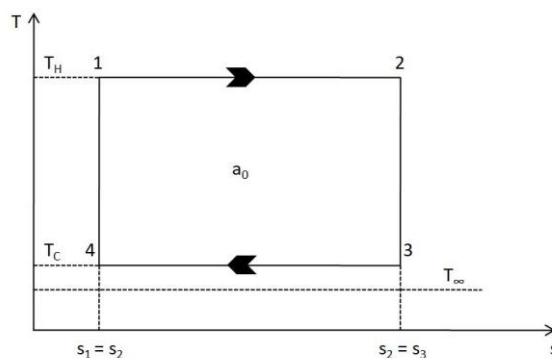
Celková účinnost motoru [25]:

$$\eta_e = \frac{3600}{m_{pe} H_u}, \quad (9)$$

kde H_u je výhřevnost paliva.

2.2 CARNOTŮV CYKLUS

Základním a jeden z ideálních termodynamických cyklů je tzv. Carnotův cyklus. Dosahuje jako jeden z mála cyklů nejvyšší možnou tepelnou účinnost. V cyklu probíhají dva izotermické a dva vratné adiabatické děje (*obr. 16*), přitom zároveň nedojde k výměně tepla mezi látkou a okolím.



Obr. 16 Ts diagram Carnotova cyklu [16]

Termickou účinnost cyklu lze vypočítat z následujících vztahů:

$$q_H = T_H (s_2 - s_1), \quad (10)$$

$$q_c = T_c (s_4 - s_3), \quad (11)$$

dále vztah pro termickou účinnost:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_H}. \quad (12)$$

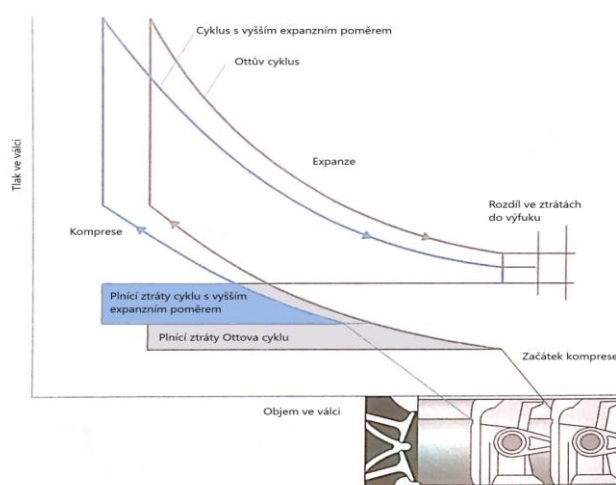
Termická účinnost tedy roste se zvyšováním maximální teploty a snižováním minimální teploty, přičemž minimální teplota nemůže klesnout pod teplotu okolí.

Srovnávací idealizované oběhy sloužící k srovnávání vůči skutečným pracovním oběhům. Využívají se zejména z důvodu přehledu výpočtů a je nutno vždy uvádět zjednodušující předpoklady. U skutečných tepelných oběhů se objevují procesy, jenž vykonanou práci cyklu snižují jako například proměnlivá hodnota polytropického exponentu při kompresi a expanzi, hydraulické ztráty, omezené rychlosti spalování a také doba cyklu [25].

2.3 ATKINSONŮV CYKLUS

Obecným základem Atkinsonova cyklu je prodloužený expanzí zdvih vůči sacímu. Ještě dlouze po jeho vynálezu však nepředstavoval uplatnění, přičemž hlavní důvod byla složitost výroby samotného klikového mechanismu [15].

Dnes se dá tento cyklus využít s klasickou konstrukcí klikového mechanismu a to pomocí systému s variabilním časováním ventilů. Během sacího zdvihu systém nechá déle otevřený sací ventil a určitý objem směsi se vrátí pomocí komprese zpět do sání. Toto má za následek snížení tlaku při kompresi ve válci a tedy odporu působící na píst směřující do horní úvrati. Při expanzním zdvihu se využívá energie výfukových plynů déle a celková účinnost roste [15].



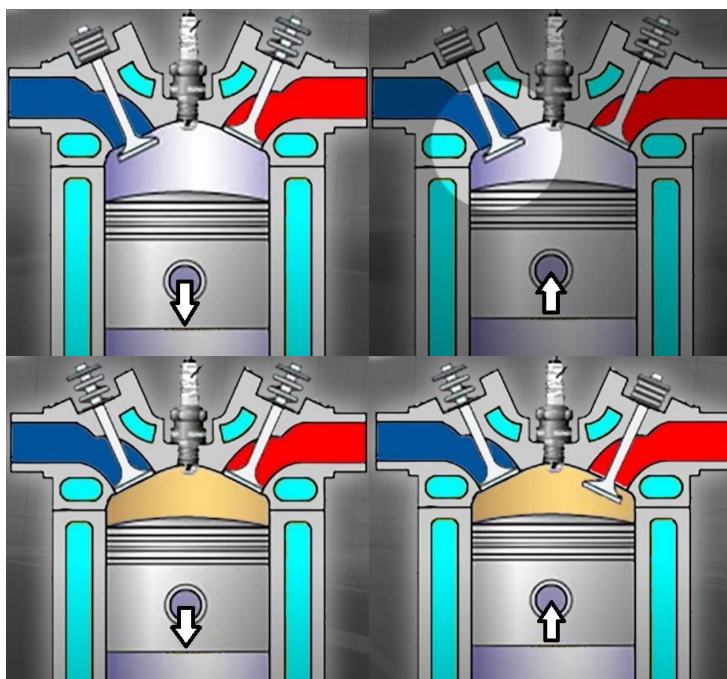
Obr. 17 Atkinsonův cyklus podobný k reálnému cyklu motoru Toyota [23]

Z obr. 17 je patrné, že motory pracující v tomto cyklu mají zpravidla vyšší zdvih. Všimnout si lze i počátek kompresního zdvihu, kdy ztráty způsobené plněním jsou ve výsledku menší jako v případě porovnávacího Ottova cyklu. Pro vzájemné porovnání obou cyklů je vhodné zajistit stejné počáteční podmínky pro experiment dle tab. 8 [15].

Tab. 8 Specifikace okrajových podmínek experimentu [15]

Model motoru	Jednotky	Zážehový jednoválcový čtyřdobý motor	
Typ tepelného oběhu	[-]	Ottův	Atkinsonův
Kompresní poměr	[-]	8,5	8,5
Otevření sacího ventilu	[°]	14 před HÚ	14 před HÚ
Zavření sacího ventilu	[°]	52 po DÚ	72 po DÚ
Otevření výfukového ventilu	[°]	50 před DÚ	50 před DÚ
Zavření výfukového ventilu	[°]	14 za HÚ	14 za HÚ
Vrtání	[mm]	82	82
Zdvih	[mm]	64	64
Zdvih ventilu	[mm]	7	7

Experiment proběhl v rozsahu otáček 1400 až 3400 min^{-1} při intervalu 400 min^{-1} a módu plně otevřené škrticí klapky. Výsledná minimální měrná efektivní spotřeba byla v případě Ottova cyklu 307,44 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ a Atkinsonova cyklu 299,47 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. Celková účinnost Atkinsonova cyklu je 27,2 % a 26,4 % pro Ottův cyklus [15].



Obr. 18 Atkinsonův cyklus ve spalovacím motoru zhora sání, komprese, expanze a výfuk [17]

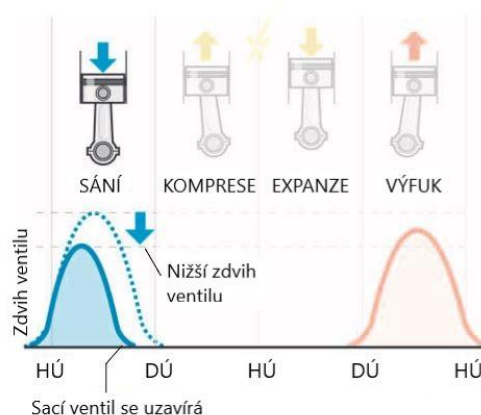
U spalovacích motorů pracujících v Atkinsonově cyklu (obr. 18) se mohou vyskytovat úpravy jako například snížení maximálních otáček z důvodu třecích ztrát. Dále snížení zdvihového objemu „downsizing“, jenž zpravidla bývá spojen se snížením jmenovitého výkonu a točivého momentu, ale zároveň k redukci zástavbových rozměrů pohonné jednotky. Tyto efekty dopadající na výkonové parametry motoru se kompenzují přeplňováním nebo připojením elektromotoru do řetězce pohonu [23].

2.4 MILLERŮV CYKLUS

Základní funkce je stejná jako v případě Atkinsonova cyklu. Podobně je tedy využit prodloužený expanzní zdvih. Rozdílem nastává doba uzavření sacího ventilu. Při nízké zátěži se sací ventil zavírá na stejném principu jako v případě Atkinsonova cyklu. Naopak při vysoké zátěži je ventil uzavřen ještě před dosažením pístu do dolní úvrati [35]. Od počátku zavření sacího ventilu až k dosažení pístu dolní úvrati je tlak směsi paliva se vzduchem snížen a obsah směsi ve válci je ochlazen. Celková účinnost je zvyšována plněním vzduchu pomocí turbodmychadla a zároveň zvyšovaná odolnost vůči detonačnímu spalování.

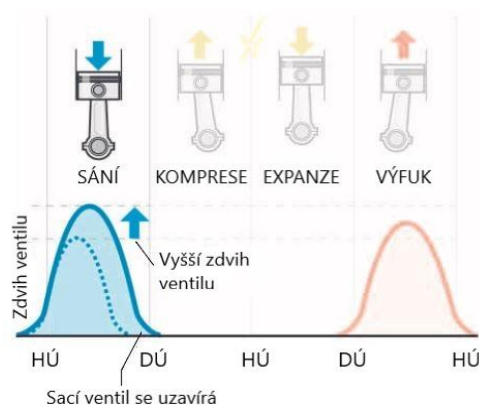
Volkswagen [18] tento cyklus zkombinoval společně s proměnným zdvihem ventilů a aplikoval jej na motor 2,0 TSI z generace EA888.

Menší zdvih ventilu (*obr. 19*) zmenšuje efektivní průřez průtočné plochy a tím pádem zvyšuje rychlost proudění do válce. Zvýšení rychlosti průtoku vzduchu zrychluje promíchání celého objemu vzduchu se vstříknutým palivem.

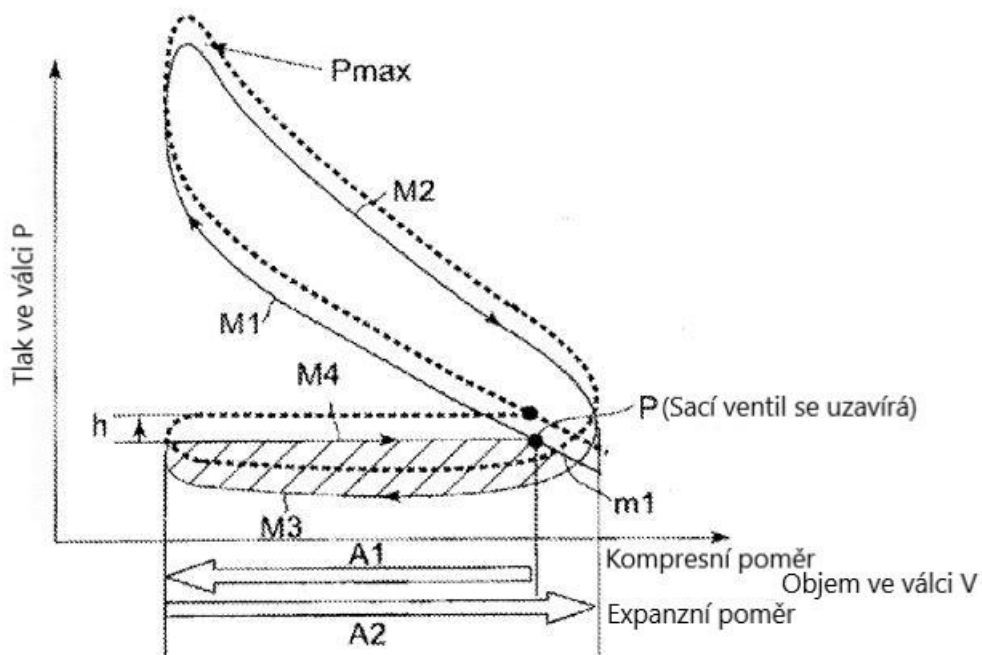


Obr. 19 Millerův cyklus se sníženým zdvihem sacího ventilu [18]

Vyšší zdvih sacího ventilu (*obr. 20*) umožňuje pracovat s maximálním objemem nasátého vzduchu a tedy i se zvýšenou dávkou paliva. K dispozici je vyšší výkon využívaný v režimu vysoké zátěže.



Obr. 20 Millerův cyklus se zvýšeným zdvihem sacího ventilu [18]



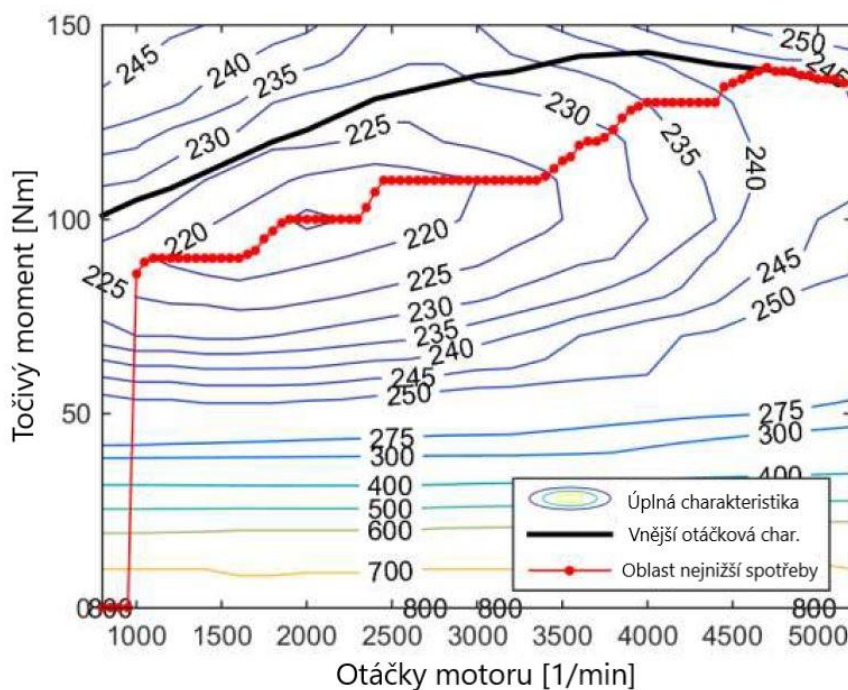
Obr. 21 pV diagram Millerova cyklu [34]

Z obr. 21 bod P označuje dřívější zavření sacího ventilu, tedy práce vykonaná cyklem je spojená celistvá plocha. A_1 je kompresní poměr, který je menší jako expanzní poměr A_2 . Mezi M_3 , tedy expanzním zdvihem a M_4 zdvihem sacím se nachází pozitivní plocha, která je dána zvýšeným tlakem plnicího vzduchu turbodmychadla. Díky tomu je celková účinnost zvýšena. Nicméně při zvyšujícím se plnicím tlaku a stejném úhlu zavření sacího ventilu se zároveň zvýší maximální tlak ve válci, který může způsobit vyšší namáhání veškerých komponent ve válci. Doba zavření ventilu se tedy mění v závislosti na hodnotě plnicího tlaku [34], [35].

3 PROVOZNÍ REŽIM MOTORU

Z hlediska optimalizace se nelze dívat na provoz spalovacího motoru v celém rozsahu otáček motoru. Bližší analýza režimů jízdy vozidla nám může dát informaci o nejpoužívanějším spektru otáček a zatížení. Zpravidla tedy můžeme tvrdit, že zatížení se odvíjí od požadavku výkonu vozidla během jeho jízdy.

Na obr. 22 je úplná charakteristika spalovacího motoru Toyota montovaného do modelu Prius z roku 2010. Černá čára znázorňuje křivku vnější otáčkové charakteristiky, kterou motor produkuje při plném zatížení. Červená křivka průběh momentu a otáček dosahující nejnižší měrnou efektivní spotřebu, tedy nejspornější oblast provozu motoru z hlediska spotřeby paliva. V případě vozidla poháněného konvenčním pohonným agregátem se této křivky nejnižší spotřeby paliva dosahuje pomocí vhodných převodových poměrů v převodovce.



Obr. 22 Úplná charakteristika motoru Toyota 2ZR [24]

Pro správnou funkci zařízení ve výfukovém potrubí je podstatné, aby motor spaloval směs s hodnotou součinitele přebytku vzduchu rovnající se jedné, jelikož při tomto složení směsi je schopen třicestný katalytický konvertor účinně redukovat škodlivé emise ve výfukových plynech. Pro řízení specifické spotřeby paliva nemůžeme, v případě zážehového motoru, využít tento součinitel, proto manipulujeme s dobou zážehu. Vhodná doba zážehu se stanovuje jako kompromis mezi minimální spotřebou paliva a množstvím produkovaných škodlivin ve výfukových plynech [23].

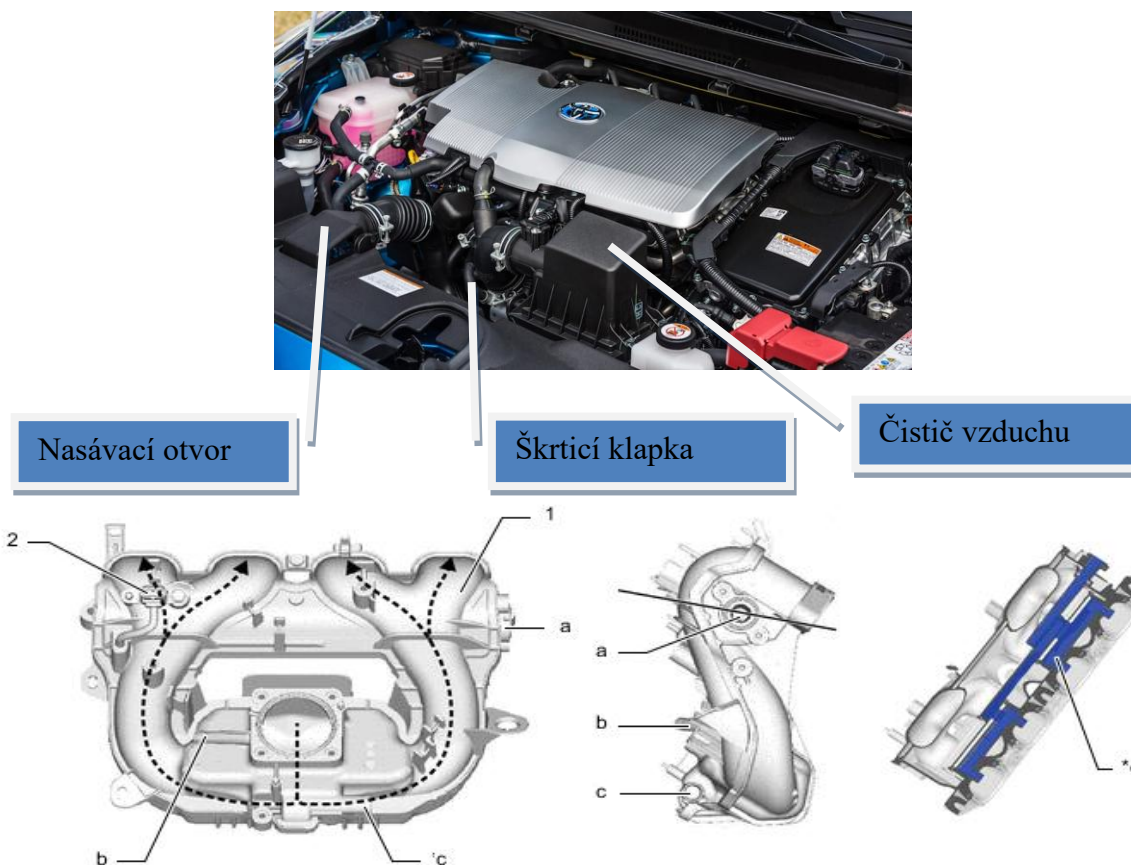
Snižováním zátěže se předchází řazením jednotlivých převodových stupňů v převodovce. Na spotřebě paliva během jízdního cyklu se taktéž podílí veškeré ztráty způsobené v hnacím traktu. Například v převodovce, diferenciálu, ložiscích kol a podobně.

3.1 INICIALIZACE, PŘÍPRAVA A PROCES HOŘENÍ SMĚSI

Průběh a způsob spalování má zásadní vliv na emise a využitelnost energie z paliva. Průběh tohoto chemického procesu lze ovlivnit mnoha způsoby. Tato kapitola se zabývá sacím traktem, spalovacím prostorem a výfukovým potrubím.

3.2 SACÍ TRAKT

Soustava potrubí, která umožňuje vzduchu proudit z okolního prostředí přímo do válce spalovacího motoru. Povrch uvnitř potrubí by měl disponovat s nízkým odporem proti proudění vzduchu a zároveň minimalizovat náhlé změny směru tohoto proudění. Od otvoru sacího traktu vzduch pokračuje přes čistič vzduchu ke škrticí klapce. Odtud je vzduch za pomoci změny velikosti průtočné plochy usměrňován a proudí do sacího potrubí, které se rozděluje na jednotlivé větve směřující k sacím kanálům.



Obr. 23 Sací trakt motoru Toyota 2ZR-FXE [10], [20]

- | | |
|----------------------|--------------------------------------|
| 1. Těleso sání | b. Vstup odvětrávání palivové nádrže |
| 2. Senzor tlaku | c. Vstup odvětrávání klikové skříně |
| a. Vstup EGR ventilu | e. Vývody EGR |

Čistič vzduchu má mimo jiné jeho primárního účelu také snižovat hluk. Pro nepřepřlňovaný spalovací motor je zejména důležitá délka a geometrie sacího traktu. Provedení sacího potrubí tedy ovlivňuje hmotnost nasátého vzduchu, přičemž lze dosáhnout přepřlňování i v případě motoru s přirozeným sáním. O přepřlňování lze v tomto případě mluvit jako využití dynamiky nasávaného vzduchu.

Při změně délky potrubí zpravidla platí:

- Krátké potrubí způsobuje ztráty točivého momentu při nízkých otáčkách, ale naopak zvyšuje jmenovitý výkon motoru.
- Dlouhé potrubí analogicky oproti krátkému vykazuje vyšší točivý moment při nízkých otáčkách, ale naopak snižuje jmenovitý výkon motoru.
- Při velkém objem vzduchu v sání lze nastat v určitých otáčkách motoru rezonanční efekt, který zlepšuje plnění válce.

Dynamické přepřlňování můžeme rozdělit na dva typy:

Pulzační přepřlňování pomocí kmitů v potrubí. Pohyb pístu do dolní úvratí rozkmitá jednotlivé vlny nasávané směsi. Vhodnou délkou potrubí se vlny ovlivní takovým způsobem, že tlaková vlna prochází otevřeným sacím ventilem do spalovacího prostoru a napomáhá plnění válce. Každý válec má samostatnou jednotku potrubí a v závislosti na otáčkách se mění jeho délka.

Rezananční, kde přepřlňování nastává v případě shody frekvence v sání danou otáčkami a frekvence vln nasávaného vzduchu. Tento efekt způsobí zvýšení tlaku plnění.

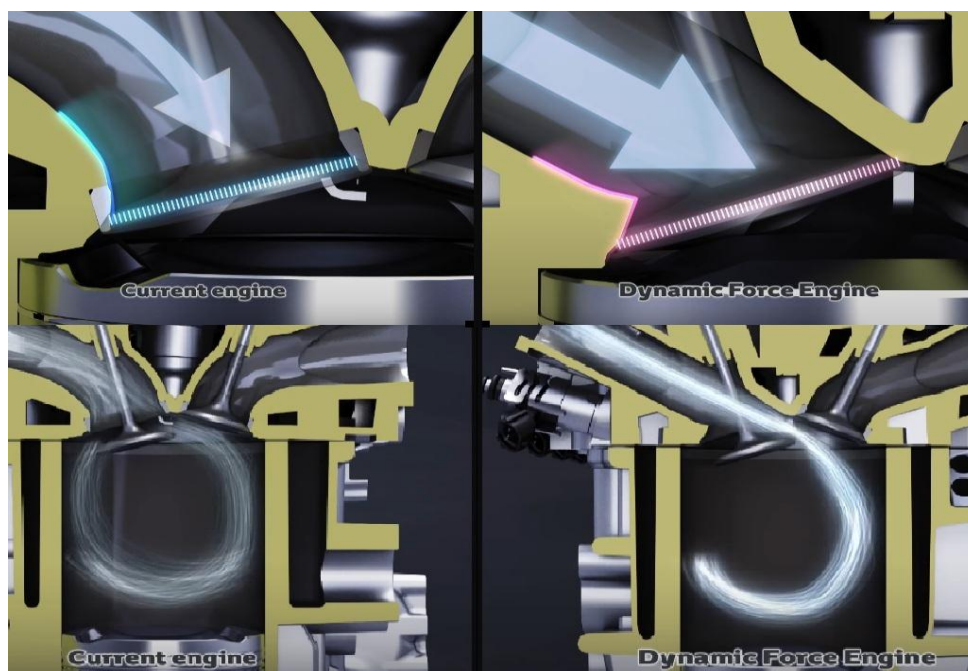
Oba typy dynamického přepřlňování můžeme kombinovat, přičemž rezonanční se využívá především pro nízké až střední otáčky a pulzační pro otáčky vysoké. Změna mezi oběma typy se dosahuje pomocí klapky [21].

3.3 SACÍ KANÁLY A VENTILY

Po sacím traktu již následují sací kanály jednotlivě ke každému válci ve spalovacím motoru. Počet kanálů je uzpůsoben využití ventilové technice. Pro každý sací ventil je v hlavě motoru vytvořen sací kanál. V případě motoru s nepřímým vstřikováním paliva jsou v sacích kanálech otvory pro vstřikovací jednotky.

Samotná geometrie sacího kanálu je velmi důležitá z hlediska proudění vzduchu. Čím menší je odchylka střednice sacího kanálu s osou válce, tím lepší plnění se dosáhneme [21]. Takové provedení kanálů ovšem podléhá hlavě válců a schopnost realizace takového řešení z hlediska prostorových možností ve vozidle.

Pro zrychlení spalovacího procesu směsi a efektivnější využití chlazených recirkulujících spalin je využito víření směsi [9]. Tohoto efektu se dosáhne dvěma způsoby. První je změna geometrie sacích kanálů jako na *obr. 24*, a druhou možností je využití aktivních klapek v sání, které usměřňují proudění vzduchu.



Obr. 24 Změny tvaru sacího kanálu pro intenzivnější víření směsi u modelu Toyota Camry [22]

Z obr. 24 na levé straně je ukázáno víření směsi u spalovacího motoru montovaného do Toyoty Camry předešlé generace. Napravo je ukázka intenzivnějšího víření tzv. tumble, neboli příčný vír, přičemž hlavními změnami pro vytvoření takového efektu je větší úhel mezi osami sacího a výfukového ventilu, přímější trajektorie střednice sacího kanálu, absence ventilového sedla, menší vrtání společně s vyšším zdvihem [22]. Index pro určení intenzity víru je označován jako vírové číslo, čím vyšší číslo, tím vyšší víření směsi se dosahuje [9]. Pro dosažení efektivního víření směsi je možné upravit dno pístu.

Jednou z dalších možností zmenšení produkce emisí je tzv. vypínání válců, které je aktivní zpravidla při nízké zátěži. V případě, že nastanou vhodné podmínky pro deaktivaci válců, tak jsou ventily po celou dobu cyklu uzavřeny a do válce neproudí žádný vzduch. O ukončení dávky paliva rozhodne řídicí jednotka. Počet deaktivovaných válců se liší od konstrukce a aplikace tohoto systému.

3.4 VÝFUK

U spalovacího motoru slouží výfuk k odvodu vyprodukovaných plynů. Dalšími funkcemi je snižování hluku od spalování, snižování škodlivin ve výfuku za pomoci katalytických konvertorů a odběr přebytečných plynů pro následnou recirkulaci zpět do sání.

Pro snižování toxických látek ve výfukových plynech lze dosáhnout již zmíněným katalytickým konvertorem. Pro zážehové motory s nepřímým vstřikováním se zpravidla využívají konvertory označované jako třícestné. Jejich označení vyplývá z funkce, kdy chemicky reagují se složkami HC, CO a NO_x. Dnes se již standardně využívá řízený konvertor pomocí lambda sond umístěných ve výfukovém potrubí před konvertorem a za ním. První lambda sonda měří zbytkový kyslík v proudícím plyn. Principiálně lze říci, že pro

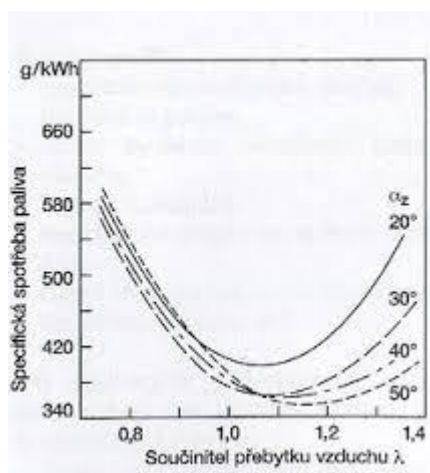
vysokou hodnotu zbytkového kyslíku se spálená směs vykazuje jako chudá a analogicky pro opačnou situaci. Řídicí jednotka poté koriguje délku vstříku paliva.

Součinitel přebytku vzduchu je stěžejním faktorem pro korekci výsledné hmotnostní složení směsi:

$$\lambda = \frac{V_V}{V_{V_{teor.}}} \quad (13)$$

Teoretické množství paliva je stechiometrický poměr, kde pro zážehový spalovací motor se hodnota uvádí okolo 14,7 : 1. Tento poměr udává množství nasátého vzduchu v kilogramech pro ideální spálení jednoho kilogramu paliva (pro vznětové motory 14,5 : 1). Z (4.1) vyplývá, že mohou nastat tři situace pro informaci o přebytku vzduchu, přesněji [23]:

- $\lambda > 1$ Dosahujeme většího množství nasávaného vzduchu, směs se označuje jako chudá.
- $\lambda = 1$ Ideální množství nasátého vzduchu, kterého se snažíme u reálného spalovacího motoru dosáhnout a dlouhodobě jej provozovat.
- $\lambda < 1$ Množství nasávaného vzduchu je menší, zde se směs označuje jako bohatá.

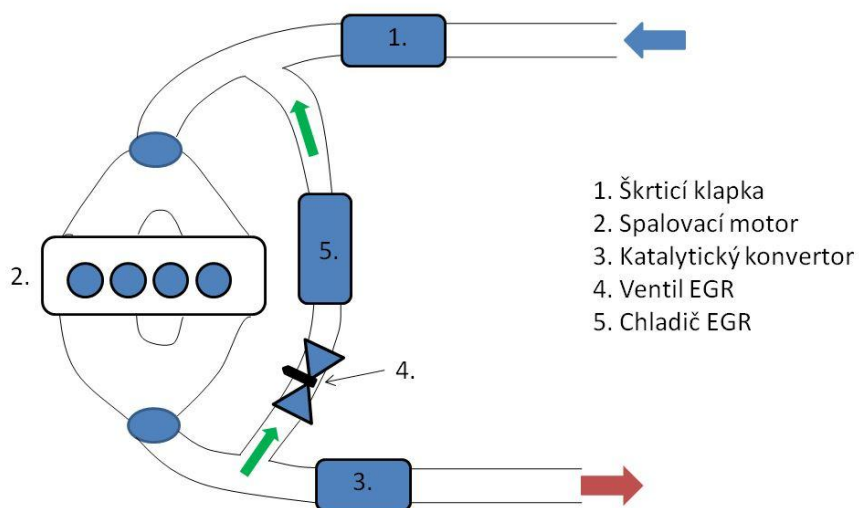


Obr. 25 Závislost součinitele přebytku vzduchu λ a dobu předstihu α na měrné spotřebě paliva [23]

Dalším faktorem ovlivnění spotřeby paliva je předstih zážehu, jak z obr. 25 vyplývá. Veškeré zážehové motory dnes již standardně využívají elektronické zapalování, tedy dobu předstihu reguluje řídicí jednotka na základě dalších podnětů jako například teplota nasávaného vzduchu, oleje, chladicí kapaliny, polohu škrticí klapky a tak dále. Cílem správně voleného předstihu zážehu je maximálně využít energii uloženou v palivu a zároveň minimalizovat množství vyprodukovaných škodlivých emisí [23]. Zároveň by nemělo docházet ve spalovacím motoru ke klepání.

Dalším systémem, který lze najít ve výfukovém potrubí je recirkulace výfukových plynů. Principiálně se jedná o obvod potrubí spojující výfuk a sací trakt. O množství recirkulujících plynů se stará ventil ovládaný řídicí jednotkou motoru. Do jisté míry se zvyšování podílu recirkulujících plynů podílí na snižování paliva kvůli možné využitelnosti energie těchto

plynů. Při překročení jistého objemu zpětných výfukových plynů mohou nastat nevyžádané jevy jako například nedokonalé spalování, zvýšení produkce uhlovodíků, zvýšení spotřeby paliva a tak dále [21]. Dalšími podstatnými efekty jsou redukce teploty spalování (jak bylo avizováno v kap. 2.3.1) a snížení emisí oxidu dusíku.



Obr. 26 Schéma recirkulace výfukových plynů

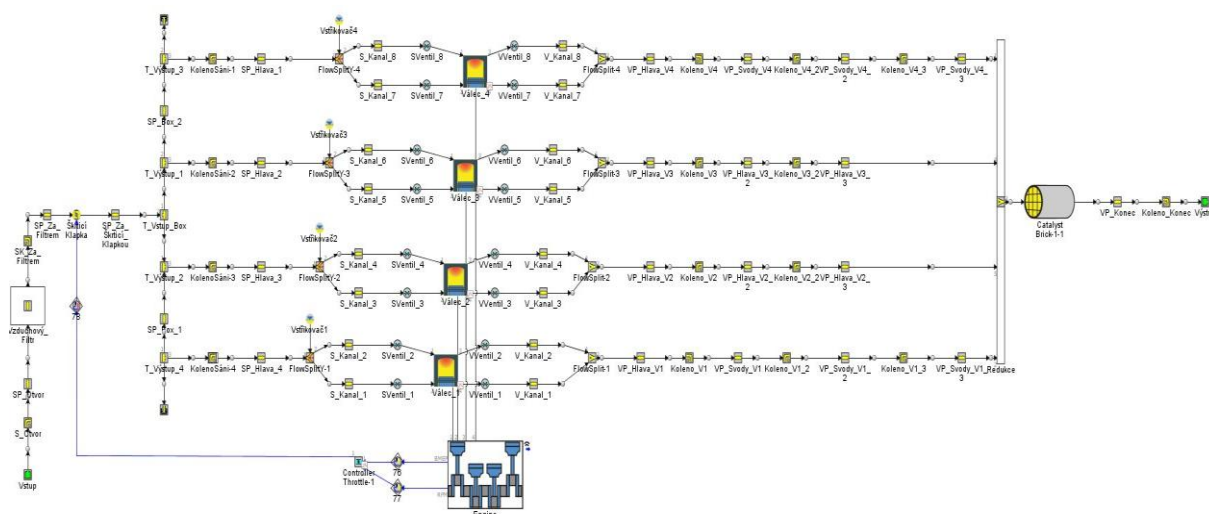
4 ZÁKLADNÍ MODEL MOTORU PRO HYBRIDNÍ POHON A JEHO ÚPRAVY

4.1 ZÁKLADNÍ SIMULAČNÍ MODEL

Pro sestavení modelu, následnou simulaci a hodnocení výsledků je využit program GT-Power od společnosti Gamma Technologies. Jedná se o program, jenž umožňuje řešit problémy týkající se spalovacích motorů, akustiky, dynamiky tekutin, atd. Modelace probíhá v 1D prostředí pomocí ikon, reprezentujících jednotlivé simulační modely, které uživatel vzájemně spojuje a tím ovlivňuje jejich vzájemnou závislost. Součástí programu je hlavní procesor, který slouží i jako pre - procesor a post - procesor pro výsledky dané simulace. Výsledky jsou velmi závislé na zadaných počátečních podmínkách v procesoru u jednotlivých simulačních modelů.

Modelace základního motoru, na který budou aplikovány úpravy ze zadání práce, má několik úskalí, jež je potřeba vzít do úvahy při jeho tvorbě. Prvním významným faktorem je prostředí, ve kterém motor pracuje, zejména složení, teplota a tlak nasávaného média. Dalším faktorem je ohled na realizovatelnost takto vytvořeného modelu z hlediska rozměrových parametrů. Veškeré využití potrubí by mělo korespondovat se zástavbovými rozměry celé pohonné jednotky do určeného prostoru v karoserii, neboli platformy, do které je agregát následně aplikován.

Simulační model motoru, který slouží pro účely analýzy potencionálních úprav je ukázán na *obr. 27*. Základní parametry části hlavy motoru s ventily jsou převzaty z motoru Škoda 1,5 MPI, konkrétní popis v kapitole 4.1.4. Model sání a výfuku byl vytvořen individuálně pro simulační model motoru a nebylo zde žádné omezení z hlediska zástavbového rozměru. Pro přesnější návrh této soustavy je nutné předem stanovit oblast využití takového motoru a veškeré potrubí přizpůsobit karoserii vozidla a dalšímu nezbytnému příslušenství v motorovém prostoru. Zjednodušená modelace sacího a výfukového potrubí proběhla na základě dat z následně vytvořených CAD modelů. Nicméně z rešeršní části vyplývá jistá představa o možném rozměrovém měřítku jak sacího, tak výfukového potrubí.



Obr. 27 Model motoru v prostředí GT - Power

Jednou z počátečních podmínek pro simulaci je vhodná volba paliva a jeho složení. Pro bezolovnatý benzin platí norma ČSN EN 228 + a1. Veškeré podíly jednotlivých složek a jejich celkové vlastnosti ovlivňuje vzájemný poměr jejich zastoupení. Z tohoto důvodu samotná norma předepisuje obsah složek a vlastnosti benzínu v hodnotách, které mohou náležet v určitém intervalu. Výhřevnost paliva v případě simulačního modelu je $43,5 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

4.1.1 VOLBA PRACOVNÍCH BODŮ

Při určení přibližných teplot ve válci je nutné doplnit model přenosu tepla. Velkou výhodou této metody je automatické počítání koeficientů přestupu tepla v průběhu proudění směsi do válce přes sací a výfukový ventil. Metoda je doporučena pro případy, kdy nejsou známy naměřená data z proudění směsi do válce.

Model přenosu tepla podle Woschniho přepočítává koeficient přenosu tepla, který slouží pro korelaci mezi Nusseltovým a Reynoldsovým číslem [39]:

$$h_c = 3,26D^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,55} w^{0,8}, \quad (14)$$

kde p je okamžitý tlak ve válci, T okamžitá teplota ve válci a w je rychlost proudění ve válci.

Hodnoty modelu přenosu a přestupu tepla uvedené níže v *tab. 9* se v průběhu změny otáček nemění a zůstávají jako konstantní hodnoty, přičemž při provozu motoru se tyto hodnoty mohou lišit zároveň i v závislosti na zatížení. Hodnoty jako konstanta pro celé spektrum otáček simulačního modelu jsou zvoleny zejména z hlediska zjednodušení celého modelu a následné výpočetní náročnosti.

Tab. 9 Parametry přenosu tepla ve válci

Model přenosu tepla	Jednotky	WoschniGT
Násobitel konvekce	[-]	1
Poměr ploch hlavy a pístu	[-]	1,3
Poměr ploch pístu a vrtání	[-]	1,07
Násobitel radiace	[-]	0

O další doplnění se jedná v případě spalování. Model určený k predikci vývinu tepla, emisím a výskytu detonačního spalování se nezávázá SITurb. Na základě definování polohy svíčky ve spalovacím prostoru, volbě paliva jako média pro výpočet laminární rychlosti šíření plamene a rozměrů spalovacího prostoru v hlavě válců včetně modelu klepání tvoří základ pro výpočet spalovacího procesu motoru. Laminární rychlost šíření plamene je tedy [40]:

$$S_u = S_{u,0} \left(\frac{T_u}{T_{u,0}} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta, \quad (15)$$

kde $S_{u,0}$ je laminární rychlost šíření plamene za referenční teploty a tlaku, T_u je teplota nespáleného plynu, $T_{u,0}$ je referenční teplota, P je tlak, P_0 je referenční tlak, α je exponent teploty a β je exponent tlaku.

Lamilární rychlost šíření plamene za referenční teploty a tlaku, exponenty teploty a tlaku jsou k dispozici na základě dat o referenčních hodnotách tlaku a teploty [40]. Veškeré hodnoty jsou získány z dříve proběhlých výzkumů a měření.

Jedním z dalších modelů pro simulaci je model klepání. Obecně zážehové motory nacházejí své limity z hlediska spalování, kdy může docházet k inicializaci nechtěného zážehu, kde společně s ním vzroste namáhání klikového mechanismu a zvýšení produkovaných emisí. Základní model klepání, který je využitý, je součástí modelu SITurb.

Pro výpočet třecích ztrát je využit model Chenn - Flynn a základní vstupní parametry (tab. 10) kde [41]:

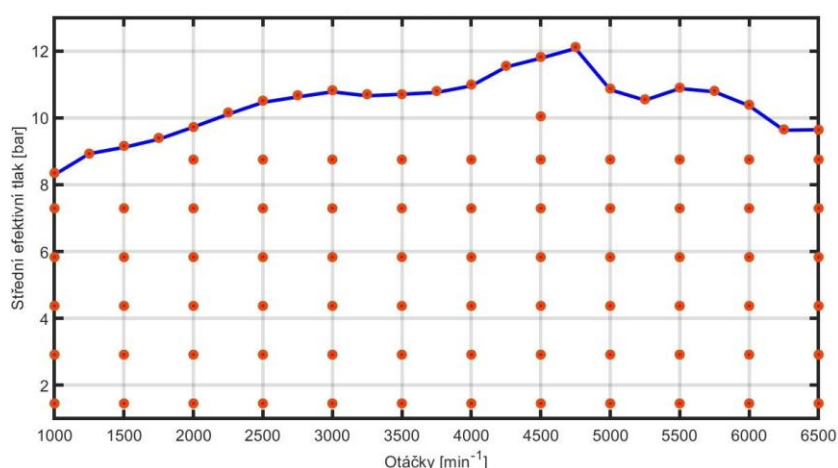
$$FMEP = FMEP_{Const} + A P_{max} + B c_s + C c_s^2, \quad (16)$$

kde $FMEP_{Const}$ je konstantní hodnota středního tlaku třecích ztrát, A je součinitel maximálního tlaku ve válci, P_{max} je maximální hodnota tlaku ve válci, B je součinitel střední pístové rychlosti, C je umocněný součinitel střední pístové rychlosti.

Tab. 10 Vstupní parametry pro model tření motoru

	Jednotky	Doporučené hodnoty softwarem	Použité hodnoty
$FMEP_{Const}$	[bar]	0,3 – 0,5	0,4
A	[–]	0,004 – 0,006	0,005
B	[bar \cdot s \cdot m ⁻¹]	0,08 – 0,10	0,09

Pro následnou simulaci modelu motoru proběhla volba jednotlivých bodů na úplné charakteristice. Tento krok sníží celkovou časovou náročnost výpočtů a na základě analýzy nejčastějších provozních oblastí je možné tyto body pro účel zvýšení účinnosti optimalizovat.



Obr. 28 Zvolené pracovní body

Zvolené body (obr. 28) by měly reprezentovat celé otáčkové spektrum motoru a zároveň jeho zatížení. Pro snížení výpočetní náročnosti je využito menší množství bodů. V těchto bodech bude probíhat simulace a jejich okolí bude softwarem aproximován. Ke zvolení bodů je nutné vytvořit vnější otáčkovou charakteristiku, která určuje maximální točivý moment nebo střední efektivní tlak motoru v jeho celém spektru využitelných otáček.

4.1.2 VOLBA ROZMĚROVÝCH PARAMETRŮ SÁNÍ A VÝFUKU

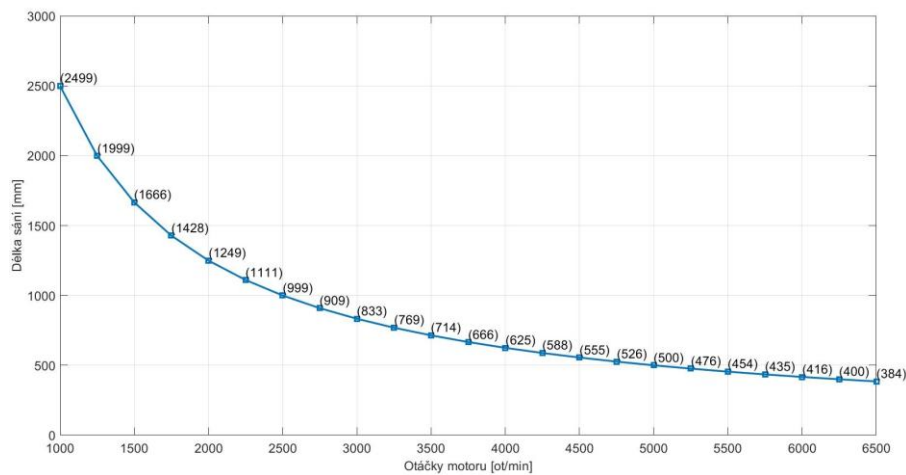
Pro předběžnou představu o rozměrových parametrech jak sání, tak výfuku je vhodné spočítat jejich jednotlivé rezonanční délky pro celé spektrum otáček spalovacího motoru. Prvním krokem pro analýzu je výpočet střední rychlosti zvuku napříč sáním a výfuku (z důvodu rozdílných teplot). Následná volba délkových rozměrů je na základě *obr. 29* a *obr. 30*.

$$a_s = \sqrt{K r T_s}, \quad (17)$$

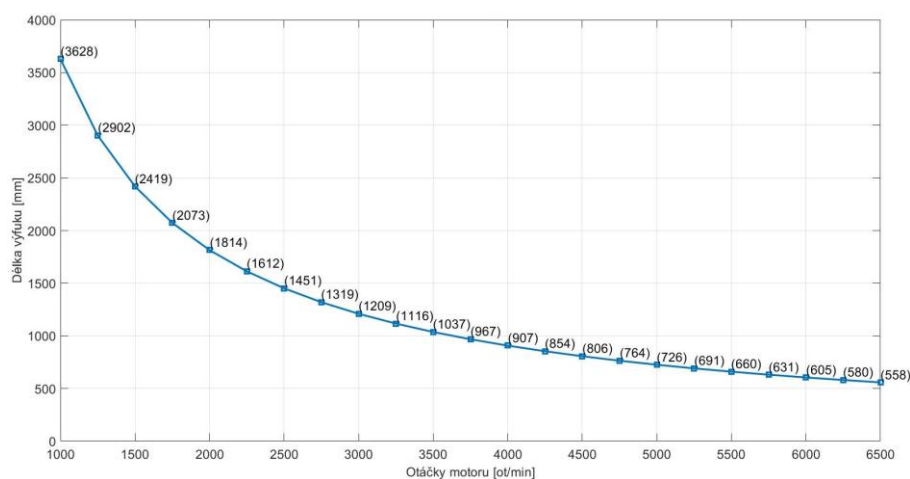
kde K je Poissonova konstanta, r plynová konstanta a T_s střední teplota v potrubí.

Délka rezonančního potrubí se dále vypočítá dle vztahu:

$$l_{rez} = \left(\frac{a_s}{8n} \right) 1000. \quad (18)$$



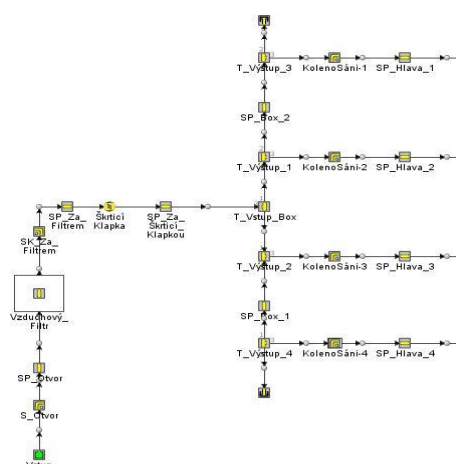
Obr. 29 Délka rezonančního potrubí sání dle otáček motoru



Obr. 30 Délka rezonančního potrubí výfuku dle otáček motoru

4.1.3 MODEL SÁNÍ

Model sání je tvořen z hlavních prvků charakterizující zážehový motor. Na začátku samotného potrubí je vytvořena počáteční podmínka určující absolutní tlak, teplotu a složení média, jenž je nasáváno sacím otvorem dále k motoru. Pro okolní vzduch je nastaven absolutní tlak 1 bar a teplota 20 °C. V sacím traktu dále následuje čistič vzduchu, škrticí klapka, zásobník vzduchu, a větve sacího potrubí jednotlivě k sacím kanálkům v hlavě válců. Vstřikovače jsou umístěné v sacím potrubí, ale takovým způsobem, aby paprsek vstříknutého paliva směřoval k sacím kanálkům a proud vstřikovaného paliva omýval dřív sacích ventilů. Jednotlivé rozměrové parametry jsou v *tab. 11* a názvy jednotlivých částí sání korespondují s *obr. 31*, včetně prostorového modelu na *obr. 32*.

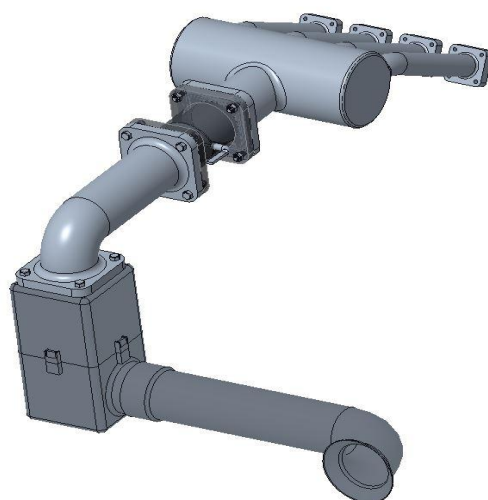


Obr. 31 Model sání v základním simulačním modelu motoru

Tab. 11 Parametry jednotlivých částí sacího ústrojí

Sací potrubí	Otvor	Průměr	77,3	[mm]
		Délka	344,84	[mm]
	Za_Filtřem	Průměr	76,3	[mm]
		Délka	201,78	[mm]
	Za_Škrticí_Klapkou	Průměr	76,3	[mm]
		Délka	105,6	[mm]
	Box_1 - 2	Průměr	121,3	[mm]
		Délka	41	[mm]
Hlava_1 - 4	Průměr	33	[mm]	
	Délka	200	[mm]	
Kolena v sání	Otvor	Průměr	77,3	[mm]
		Délka	125,6	[mm]
		Průměr zaoblení	80	[mm]
	Za_Filtřem	Průměr	76,3	[mm]
		Délka	78,5	[mm]
		Průměr zaoblení	50	[mm]
	KolenoSani - 1 - 4	Průměr	33	[mm]
		Délka	31,4	[mm]
Průměr zaoblení		50	[mm]	

Rozdělovače	T_Vstup_Box	Průměr vstupu	76,3	[mm]
		Průměr výstupu	121,3	[mm]
		Délka	41	[mm]
	T_Vstup_1 - 4	Průměr vstupu	121,3	[mm]
		Průměr výstupu	33	[mm]
		Délka	41	[mm]
Zbylé prvky	Vzduchový_Filtr	Průměr vstupu	77,3	[mm]
		Průměr výstupu	76,3	[mm]
		Délka	250	[mm]
	Škrticí_Klapka - 1	Průměr	76,3	[mm]



Obr. 32 Vytvořený 3D model sání na základě výše uvedených parametrů

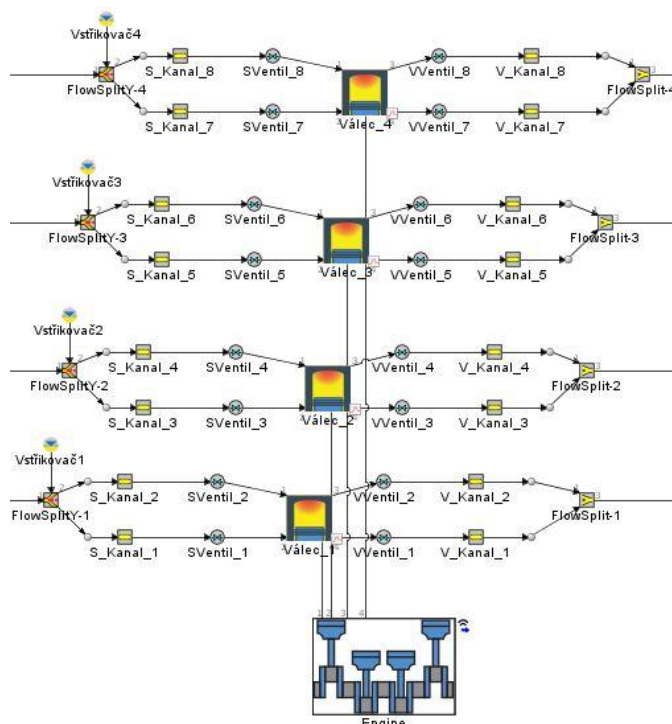
4.1.4 MODEL SAMOTNÉHO MOTORU

Základní parametry spalovacího prostoru jsou zadány a korespondují s údaji z motoru Škoda 1,5 MPI, pro které budou aplikovány následné úpravy s ohledem na parametry konkurenčních hybridních motorů z vytvořené rešerše. Přesné hodnoty lze najít v *tab. 12* níže.

Tab. 12 Základní parametry spalovacího prostoru

Vrtání	74,51	[mm]
Zdvih	85,9	[mm]
Délka ojnice	140	[mm]
Průměr sacího ventilu	29,5	[mm]
Průměr výfukového ventilu	27	[mm]
Průměr sacího kanálu v hlavě válců	27	[mm]
Průměr výfukové kanálu v hlavě válců	25	[mm]
Maximální výška bloku	210,85	[mm]
Rozteč válců	82	[mm]

Vstřikovací jednotky jsou stejného počtu kolik je válců, tedy 4 a jsou umístěny na rozpojení kanálků ústící k jednotlivým sacím ventilům. Je zde taktéž použita čtyřventilová technika.



Obr. 33 Simulační model základního motoru

Část zdvojení sacího potrubí do kanálků k jednotlivým ventilům odděluje hlavu válců od dalšího příslušenství jako sací a výfukové ústrojí. Nicméně pro model je toto nepodstatné a tvoří se jako celek.

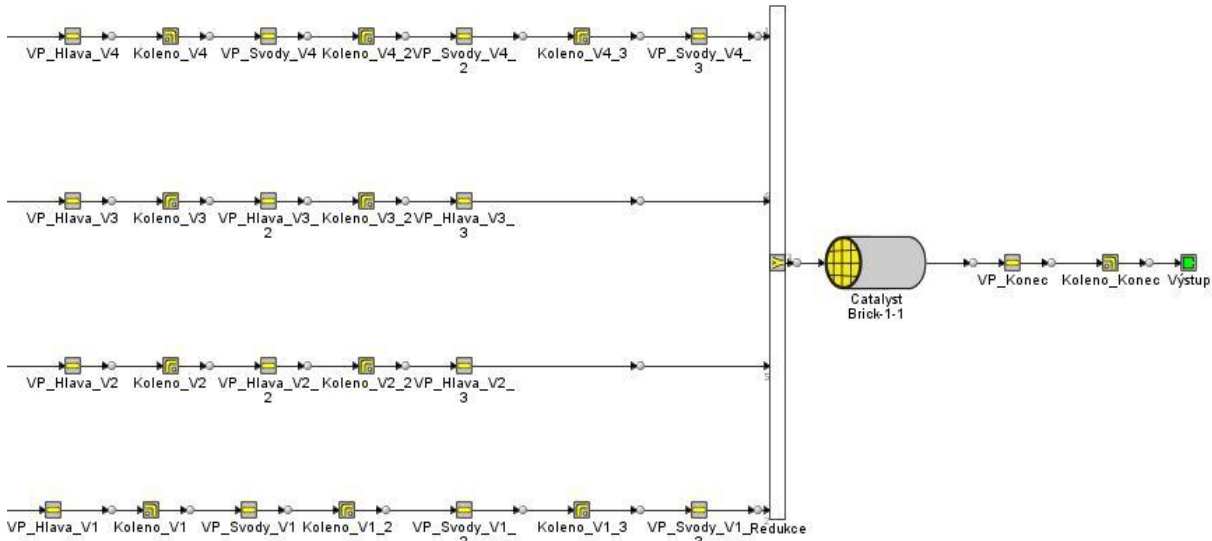
Tab. 13 Základní parametry hlavy motoru

Strana sání	Rozdělovač - 1 - 4	Průměr vstupu	33	[mm]
		Délka	12,8	[mm]
		Úhel rozevření potrubí	35	[°]
	Vstřikovač1 - 4	Maximální průtok paliva	15	[g/s]
		Lambda	1	[-]
	S_Kanal_1 - 8	Průměr	27	[mm]
		Délka	25	[mm]
		SVentil_1 - 8	Průměr	29,5
Úhel maximálního zdvihu	238,5		[°]	
Ventilová vůle	0,15		[mm]	
Strana výfuku	VVentil_1 - 8	Průměr	27	[mm]
		Úhel maximálního zdvihu	137,2	[°]
		Ventilová vůle	0,2	[mm]
	V_Kanal_1 - 8	Průměr	25	[mm]
		Délka	26,5	[mm]
FlowSplit - 1 - 4	Objem potrubí	161 600,5	[mm ³]	

Důležitým prvkem modelu jsou ventily a jejich rozměrové parametry. Podobně jako parametry spalovacího motoru, jsou zde využity data z již zmiňovaného motoru Škoda 1,5 MPI.

4.1.5 MODEL VÝFUKU

Stejně jako u modelu sání je zde potřeba určit počáteční podmínky pro okolí, do kterého proudí spaliny. Pro přehled veškerých rozměrů potrubí slouží *obr. 34* a *tab. 14*.



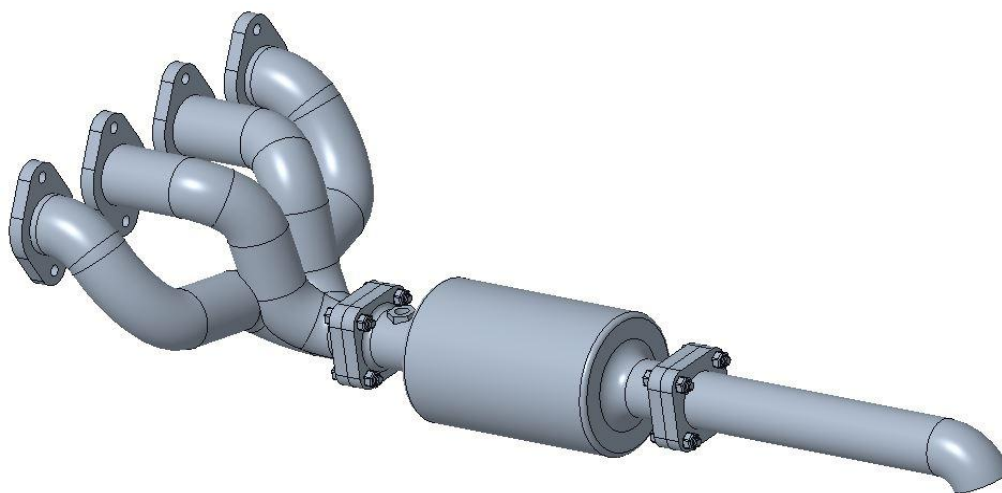
Obr. 34 Model výfuku v základním simulačním modelu motoru

Tab. 14 Parametry jednotlivých částí sacího ústrojí

Výfukové potrubí	Hlava_V2/V3	Průměr	40	[mm]
		Délka	65	[mm]
	Hlava_V2/V3_2	Průměr	40	[mm]
		Délka	41,7	[mm]
	Hlava_V2/V3_3	Průměr	40	[mm]
		Délka	20	[mm]
	Hlava_V1/V4	Průměr	40	[mm]
		Délka	15	[mm]
	Svody_V/V4	Průměr	40	[mm]
		Délka	5,8	[mm]
	Svody_V1/V4_2	Průměr	40	[mm]
		Délka	52,4	[mm]
Svody_V1/V4_3	Průměr	40	[mm]	
	Délka	40	[mm]	
Konec	Průměr	40,7	[mm]	
	Délka	208,1	[mm]	
Kolena ve výfuku	Koleno_V2/V3	Průměr	40	[mm]
		Délka	60,7	[mm]
		Úhel zaoblání	80	[°]
	Koleno_V2/V3_2	Průměr	40	[mm]
		Délka	60,7	[mm]
Úhel zaoblání	80	[°]		

Kolena ve výfuku	Koleno_V1/V4	Průměr	40	[mm]
		Délka	33,9	[mm]
		Úhel zaoblení	80	[°]
	Koleno_V1/V4_2	Průměr	40	[mm]
		Délka	80,2	[mm]
		Úhel zaoblení	80	[°]
	Koleno_V1/V4_3	Průměr	40	[mm]
		Délka	66,1	[mm]
		Úhel zaoblení	80	[°]
Konec	Průměr	40,7	[mm]	
	Délka	36,9	[mm]	
	Úhel zaoblení	30	[°]	
Spojovače	Port_Exhaust - 1 - 3	Objem potrubí	200 000	[mm ³]
Ostatní prvky	Katalyzátor	Plocha průřezu	8 659,4	[mm ²]
		Délka	150	[mm]

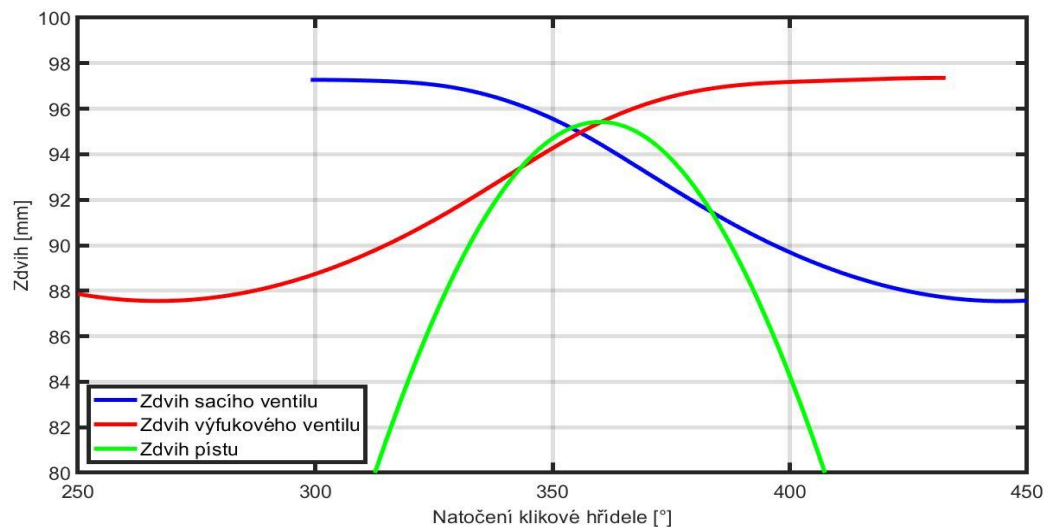
Pro výfukové svody je z hlediska tlakových spádů vhodné zachovat délku jednotlivých potrubí vyústěných z výfukových kanálů v hlavě válců. Nicméně z konstrukčního hlediska je dosažení této délky potrubí složitější, zejména z důvodu zástavbových rozměrů. Druhým problémem je aplikace katalytického konvertoru. Pro jeho správnou funkci musí být provozován v určitém rozsahu teplot. Regulace a dosažení provozní teploty konvertoru je velmi problematická. Dnes se lze setkat i s výfukovými svody v hlavě válců, kde je umožněno jejich chlazení chladicí kapalinou motoru a rychlejšího náběhu provozní teploty katalytického konvertoru a jeho případnou rychlou regulaci. Tímto disponuje výchozí motor Škoda MPI. Pro představu zástavbových rozměrů navrženého výfukového potrubí slouží *obr. 35*.



Obr. 35 3D Model výfuku

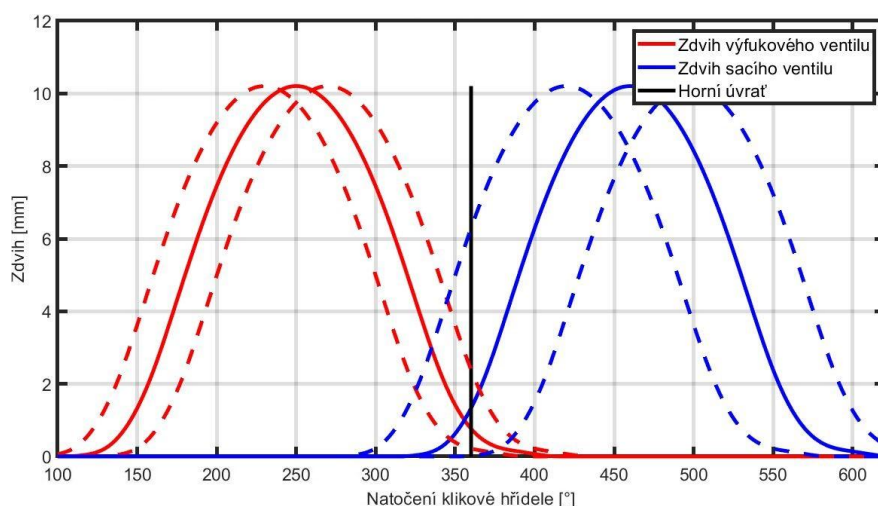
4.1.6 FAKTORY URČUJÍCÍ FUNKČNOST APLIKOVANÉHO MODELU MOTORU

Jedním z dalších omezení pro následný bezproblémový chod motoru je analýza dotyku ventilů vůči pístu. Z *obr. 36* je patrné, že dotyk ventilů vůči pístu při chodu motoru nastane. Je tedy zapotřebí na dně pístu vytvořit prostor pro zamezení vzájemného dotyku.



Obr. 36 Analýza doteku ventilů při jejich vzájemném pohybu

Pro obr. 36 platí v případě základního zdvihu jak sacího, tak výfukového ventilu. Konkrétně je základní zdvih znázorněn na obr. 37 plnou čarou. Vzájemnému doteku je nutné zabránit, a to několika způsoby. První je vyfrézování drážek na dně pístu odpovídající ploše zasahujícího ventilu společně s uvažováním setrvačných sil ventilového rozvodu při vysokých otáčkách. Druhá možná úprava je zvýšení výšky mezi polohou pístu v horní úvratí a hlavou válců, zde by se změnila poloha uložení ložisek klikového hřídele. Nicméně toto zvýšení výšky mezi horní úvratí a hlavou motoru by vyžadovala zásadní změny konstrukce bloku, případně klikového mechanismu a tvaru dna pístu pro zachování stejného kompresního poměru. Pro model byl využit technika proměnného časování ventilů. Využití natočení vačkové hřídele se dnes již využívá standardně. Jedním z konstrukčních uzlů této techniky je samotné ovládání vačkových hřídelí, ale tímto problémem se tato práce nezabývá.

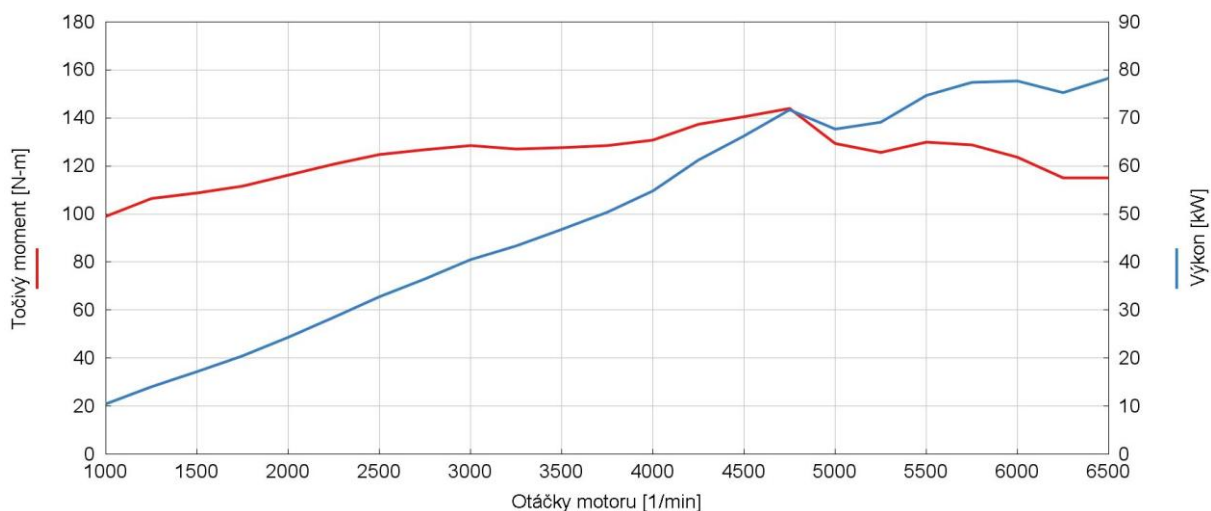


Obr. 37 Zdvihová křivka ventilů

Pro obr. 37 platí, že výfukovou vačku lze natáčet v rozmezí od - 10 až po + 10 stupňů. Pro sací stranu poté platí rozptyl od - 19 až po + 20 stupňů.

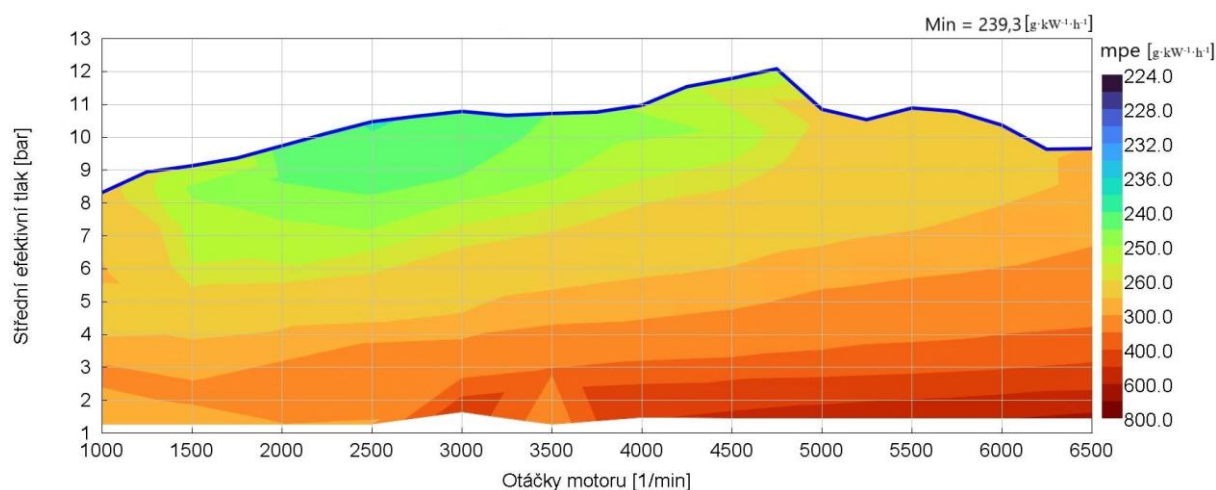
4.1.7 VÝSLEDNÉ PARAMETRY ZÁKLADNÍHO MODELU

Charakteristika při plně otevřené škrticí klapce je znázorněná na *obr. 38*. Snahou při optimalizaci bylo dosažení vysokého točivého momentu napříč celým spektrem otáček, ve kterých se bude motor po dobu jeho životnosti provozovat. Zároveň bylo snahou minimalizovat velké propady točivého momentu při zvyšujících se otáčkách motoru.

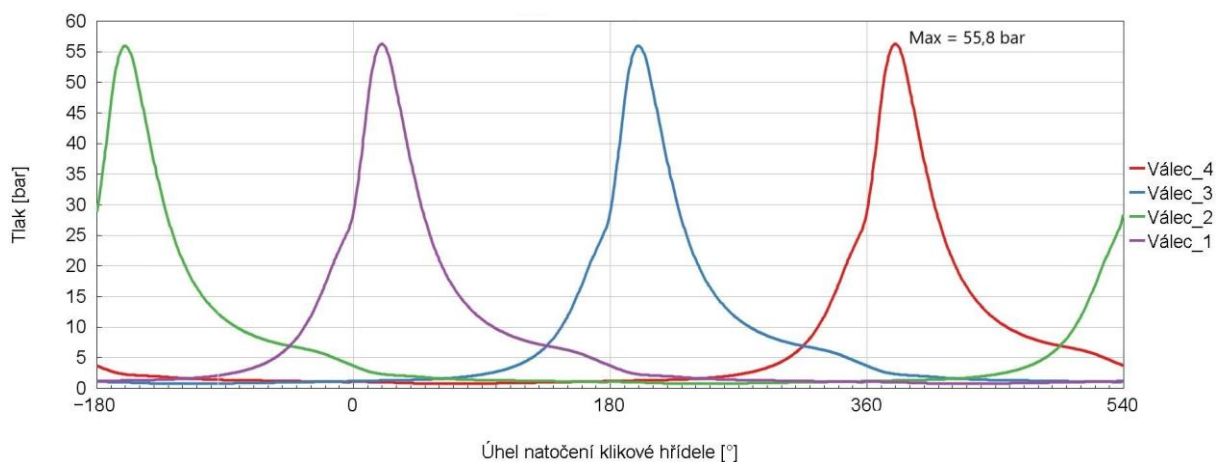


Obr. 38 Vnější otáčková charakteristika základního modelu motoru

Úplná charakteristika (*obr. 39*) je vhodná pro posouzení otáčkového spektra motoru vůči měrné efektivní spotřebě. Pro úplnou charakteristiku je důležité získat parametry motoru během režimů nízké zátěže. V tomto případě se do jednotlivých výpočetních kroků nastaví rozdílný úhel otevření škrticí klapky. Využila se změna úhlu natočení škrticí klapky v rozmezí 10° až 90° a platí pro jednotlivé volené body na úplné charakteristice. Měrná efektivní spotřeba je jistým parametrem, který slouží k porovnání jednotlivých pohonných jednotek. Pro dosažení nízké měrné efektivní spotřeby se využívají jednotlivé úpravy popsané níže.

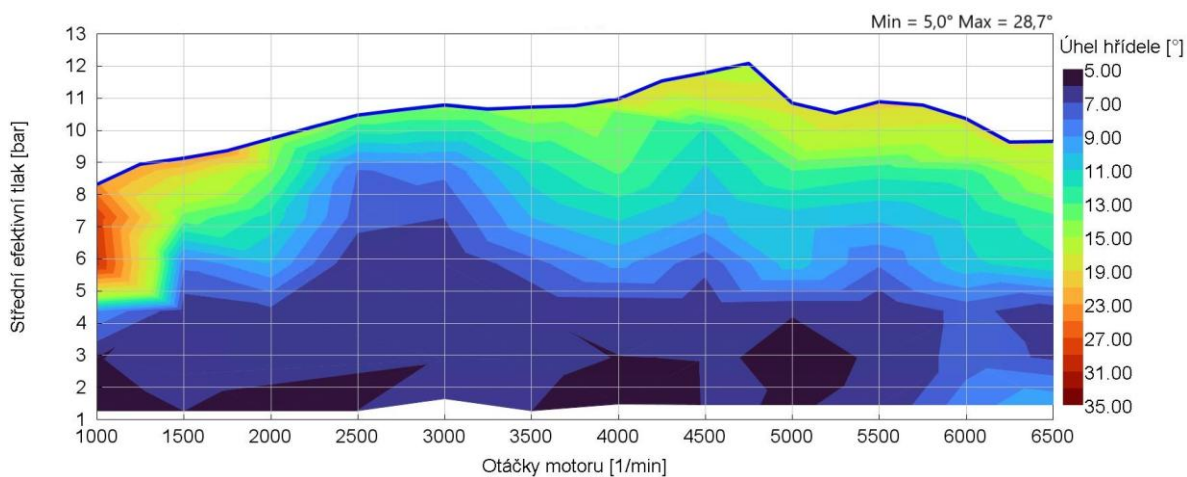


Obr. 39 Úplná charakteristika základního modelu motoru

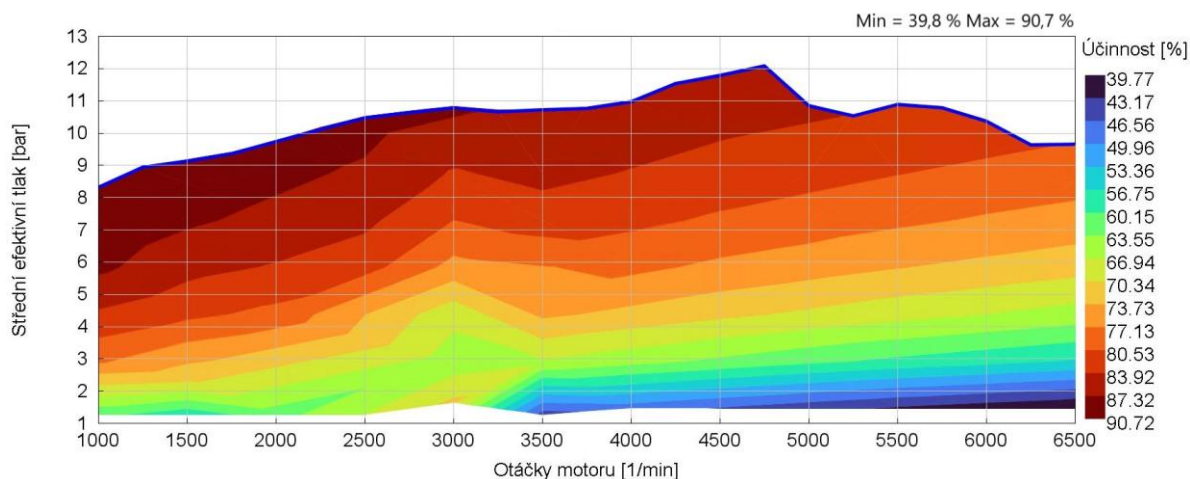


Obr. 40 Maximální tlaky v jednotlivých válcích

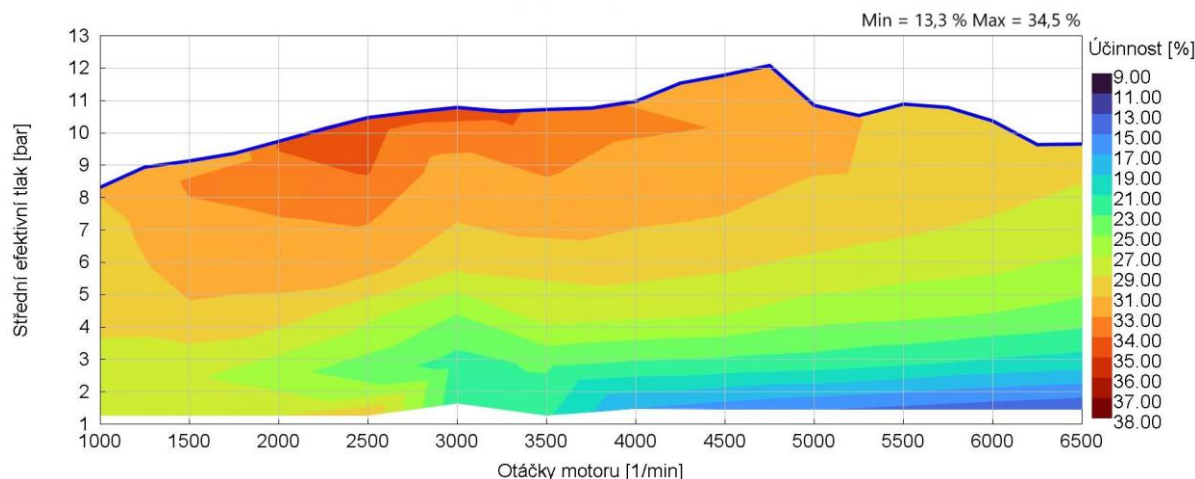
Jedním z dalších parametrů pro porovnání vůči motoru s aplikací jednotlivých úprav je bod okamžiku spálení 50 % směsi (obr. 41), kde tento bod má závislost na předstih zážehu a obvyklá hodnota by neměla být pod 5° natočení klikové hřídele. Dále pak pro porovnání bude sloužit graf mechanické účinnosti (obr. 42) a celkové účinnosti (obr. 43).



Obr. 41 Bod 50 % spálení směsi základního modelu motoru



Obr. 42 Mechanická účinnost základního modelu motoru

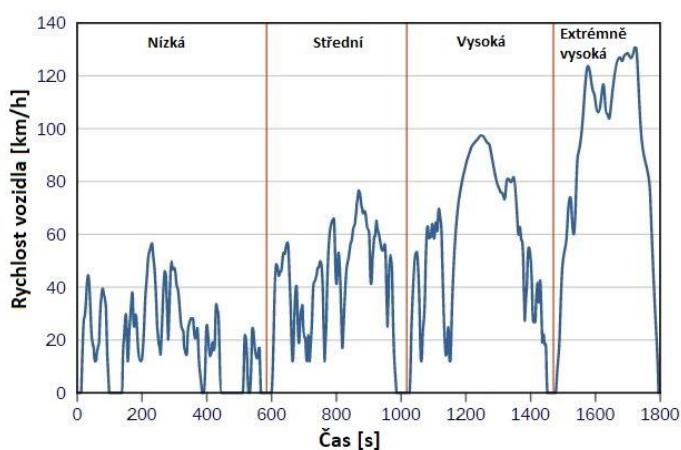


Obr. 43 Celková účinnost základního modelu motoru

4.1.8 ANALÝZA REŽIMŮ NEJČASTĚJŠÍ ZÁTĚŽE ZÁKLADNÍHO SIMULAČNÍHO MODELU

Pro hybridní uspořádání je ve zvyku analyzovat body, ve kterých bude spalovací motor nejčastěji provozován. Na tuto oblast je možné motor optimalizovat a pro ostatní méně časté body v úplné charakteristice je zde současně elektromotor jako podpůrný agregát.

Pro analýzu nejčastějších provozních režimů bude sloužit současný jízdní cyklus WLTC. Tento cyklus nahradil cyklus NEDC, ve kterém jízdní zkouška neodpovídala realitě provozu automobilu. Hlavním rozdílem mezi těmito dvěma cykly je zvýšená délka testu, častější akceleraci, zvýšená maximální rychlost a snížený výskyt stojícího vozidla pro případ současného jízdního cyklu WLTC.



Obr. 44 Jízdní cyklus WLTC pro kategorii vozidel 3 [37]

Popis jízdního cyklu na obr. 44, kde na vertikální ose je rychlost udávaná v kilometrech za hodinu a horizontální osa naznačuje čas v sekundách. Cyklus je rozdělen do jednotlivých částí oddělených červenou čarou. Každá tato část má předem definovanou délku, ujetou vzdálenost, čas stání vozidla, maximální rychlost a průměrné rychlosti včetně zrychlení.

Dále se tento cyklus dělí v závislosti na kategorii vozidla. Jednotlivé kategorie jsou podle poměru jmenovitého výkonu motoru a provozní hmotnosti vozidla [37]:

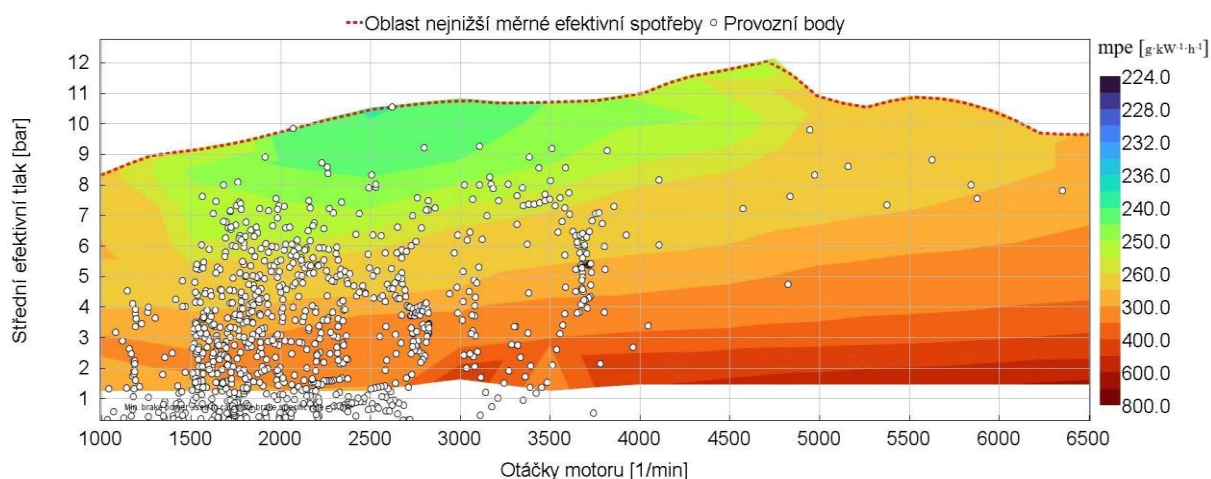
$$PMR = \frac{P}{m} \quad (19)$$

Tab. 15 Kategorie vozidel jízdního cyklu WLTC [37]

Kategorie	PMR	Maximální rychlost	Počet jednotlivých částí cyklu
Třída 3b	PMR > 34	≥ 120	3x Nízká + 3-2x Střední + 3-2x Vysoká + 3x Extrémně vysoká část
Třída 3a	PMR > 34	< 120	3x Nízká + 3-1x Střední + 3-1x Vysoká + 3x Extrémně vysoká část
Třída 2	34 ≥ PMR ≤ 22	není uvedeno	2x Nízká + 2x Střední + 2x Vysoká + 2x Extrémně vysoká část
Třída 1	PMR ≤ 22	není uvedeno	1x Nízká + 1x Střední + 1x Nízká

Do kategorií Třídy 3b lze umístit většinu automobilů prodaných v Evropě, proto bude stejný počet jednotlivých částí cyklů implementován pro analýzu nejčastějšího režimu zatížení modelu motoru taktéž. Jednotlivé třídy a k nim přiřazené cykly jsou v tab. 15.

Ke stanovení nejčastějších provozních režimů v prostředí GT-Power je nutná modelace celého vozu. Celkový model byl vytvořen na základě dostupných parametrů daných výrobcem. Po návrhu celého vozidla s konvečním spalovacím motorem byl simulován cyklus WLTC. Na základě výsledků této simulace je možné vykreslit nejčastější provozní body během tohoto cyklu na úplné charakteristice motoru, viz. obr. 45.



Obr. 45 Nejčastější provozní body motoru v jízdním cyklu WLTC

Pro vhodné srovnání základního modelu motoru bylo vybráno vozidlo, ve kterém se z hlediska techniky podobný motor vyskytuje a tím je Škoda Rapid z roku 2014. Vozidlo je primárně určené pro ruský trh. Jako první úpravou příkladového modelu vozidla byla změna pneumatik na výrobcem stanovené rozměry 185/60 R15. Hmotnost vozidla zredukovaná na 1 370 kg. A koncové převody byly upraveny dle tab. 16.

Tab. 16 Koncové převody modelu Škoda Rapid s motorem 1,6 MPI [38]

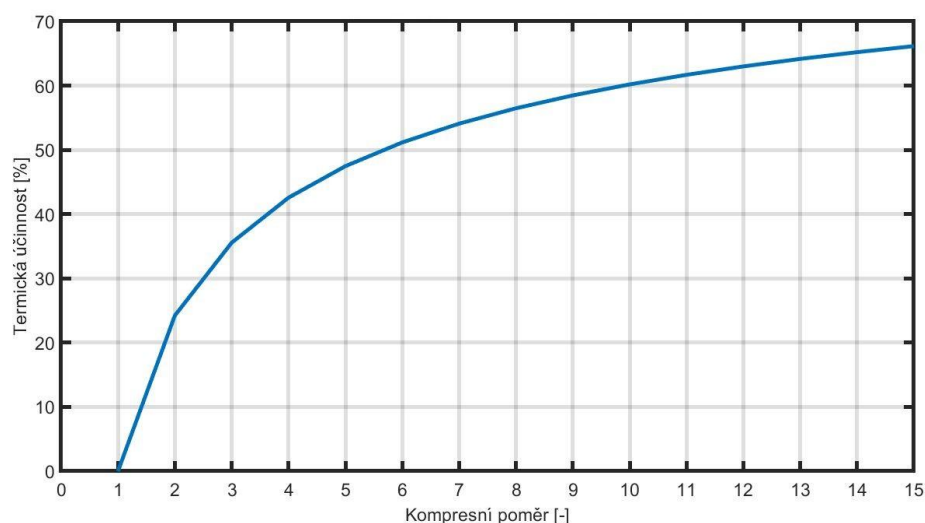
Rychlostní stupeň [-]	Převodový poměr [-]
První	15,769
Druhý	8,685
Třetí	5,851
Čtvrtý	4,022
Pátý	3,199
Zpětný chod	14,536

4.2 KOMPRESNÍ POMĚR

Jednou z hlavních úprav a změn při konstrukci spalovacího motoru je změna kompresního poměru. Pro zážehové motory se obvyklá hodnota pohybuje v rozmezí 8 - 14, výjimečně může být hodnota vyšší. Kompresní poměr má zásadní vliv na výslednou termickou a mechanickou účinnost. Přičemž pro termickou účinnost Ottova cyklu pro ideální plyn platí:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1}, \quad (20)$$

kde κ je exponent změny stavu pro adiabatický děj.



Obr. 46 Vliv kompresního poměru při exponentu změny stavu 1,4

Jak je z obr. 46 patrné, od kompresního poměru 10 a více nedochází k výraznému zvyšování termické účinnosti. Jeden z efektů zvyšování tohoto čísla je především posunutí oblasti nejnižší měrné efektivní spotřeby paliva na úplné charakteristice, kde se tato oblast posouvá směrem k částečnému zatížení dále od vnější otáčkové charakteristiky. Zároveň je vhodné zmínit, že zvýšení termické účinnosti neplatí absolutně pro celé otáčkové spektrum včetně jednotlivého zatížení. To je zejména způsobeno kvůli změně bodu natočení klikové hřídele pro spálení 50 % množství směsi. Neboli změnou okamžiku předstihu zážehu zejména v oblastech vnější otáčkové charakteristiky. Zvyšování kompresního poměru nicméně snižuje mechanickou účinnost. Z tohoto důvodu celková účinnost také výrazně nestoupá od

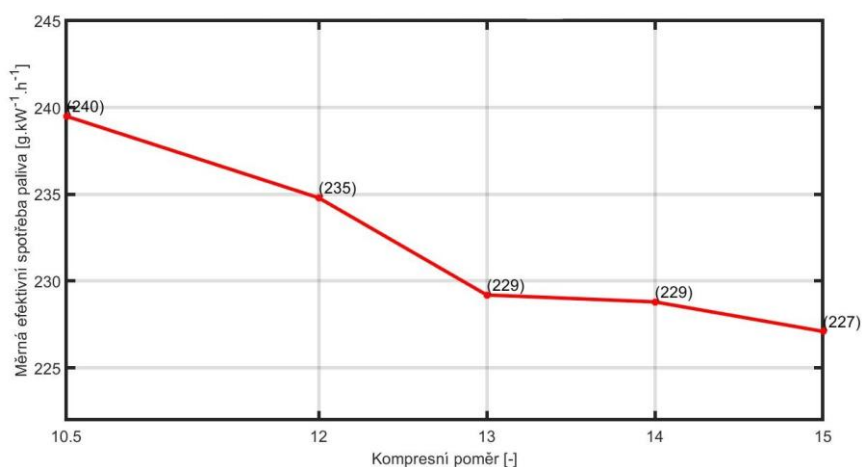
kompresního poměru 10 a více. Software GT-Power je schopen na základě definování jednoho z těchto parametrů dopočítat zbylé, uživatelem nedefinované parametry.

Při zvyšování kompresního poměru ovšem také nastávají negativní účinky této úpravy. Jedním ze zásadního problému je detonační spalování. Při úpravě kompresního poměru se zvyšuje tlak a teplota ve válci během komprese a zážehu. Toto se projeví nejenom na pevnostních výpočtech při konstrukci motoru, ale také na způsobu ladění motoru z hlediska spalování. Pro takovou úpravu je charakteristické vznik horkých míst v prostoru válce, kde může dojít k již zmíněnému detonačnímu spalování. Povaha tohoto spalování je definovaná rychlostí tlakových pulzací, které se pohybují od 500 do 1 000 m/s a vyvolávají extrémní rázy do klikového mechanismu. Tyto rázy jsou slyšitelné jako klepání a tento pojem je možné také použít pro definici detonačního spalování.

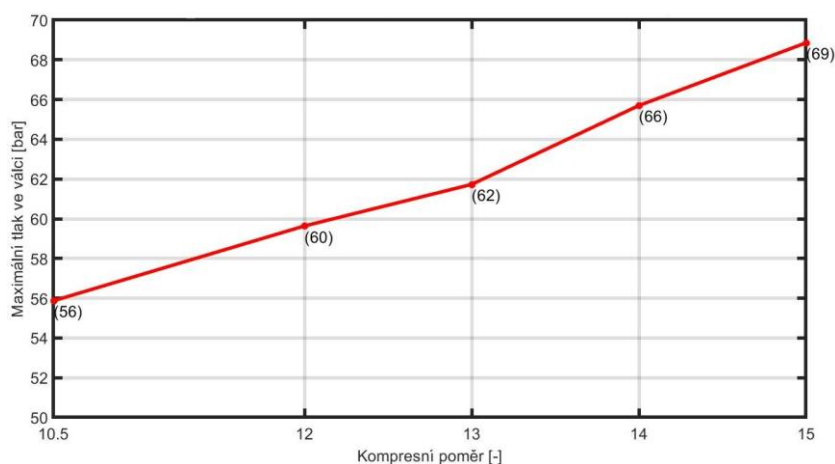
Z hlediska okamžitých opatření, které omezují vznik detonačního spalování je úprava předstihu zážehu. Ve vozidle je předstih řízen pomocí řídicí jednotky, která na základě senzoru klepání umístěného v bloku motoru zjistí extrémní nárůst tlaku a předstih je dále upraven, aby ke klepání nedocházelo. Další možností k zamezení vzniku detonačního spalování je využití paliva s vyšším oktanovým číslem. Oktanové číslo prakticky vyjadřuje odolnost pro klepání. Velkou nevýhodou zpravidla bývají vyšší ceny těchto paliv oproti konvenčnímu benzínu s oktanovým číslem 95.

Z hlediska konstrukce a návrhu spalovacího motoru je jednou z hlavních možných úprav zvýšení vířivosti směsi. V praxi se mění tvar sacího kanálu v hlavě válců, takovým způsobem, aby bylo zajištěné vyšší vírové číslo směsi, v této návaznosti se dále může měnit tvar spalovacího prostoru. Tedy tvar prostoru v hlavě válců nebo tvar dna pístu. Nicméně při těchto změnách je třeba vzít do úvahy vzniklé hrany a přechody profilů, které mohou být iniciátorem detonačního spalování. Ve spalovacím prostoru se dále mohou vyskytovat antidetonační štěrby. Jak již z názvu vyplívá, jedná se o místa, která mají zamezovat vzniku a šíření detonačního spalování. U motoru je lze najít zejména u strany výfukového ventilu, kde bývá teplota zpravidla vyšší oproti straně válce se sacím ventilem.

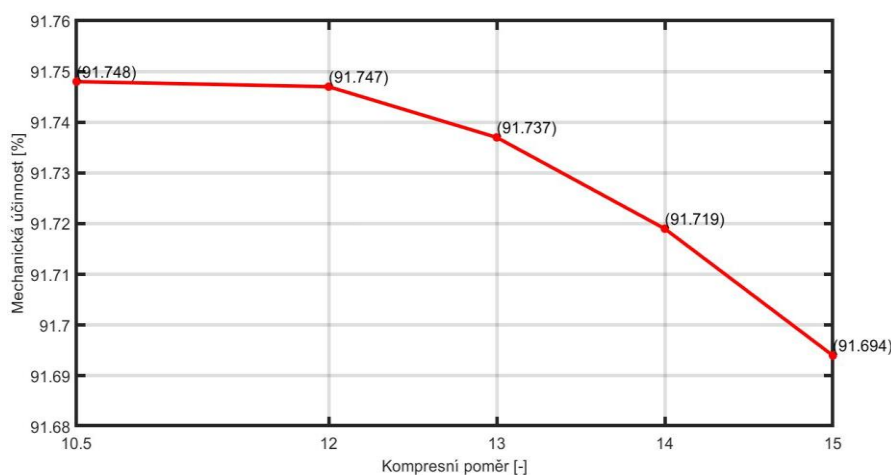
4.2.1 VÝSLEDKY A ZHODNOCENÍ APLIKACE



Obr. 47 Vliv minimální měrné efektivní spotřeby na kompresní poměr



Obr. 48 Vliv maximální tlaku ve válci na kompresním poměru



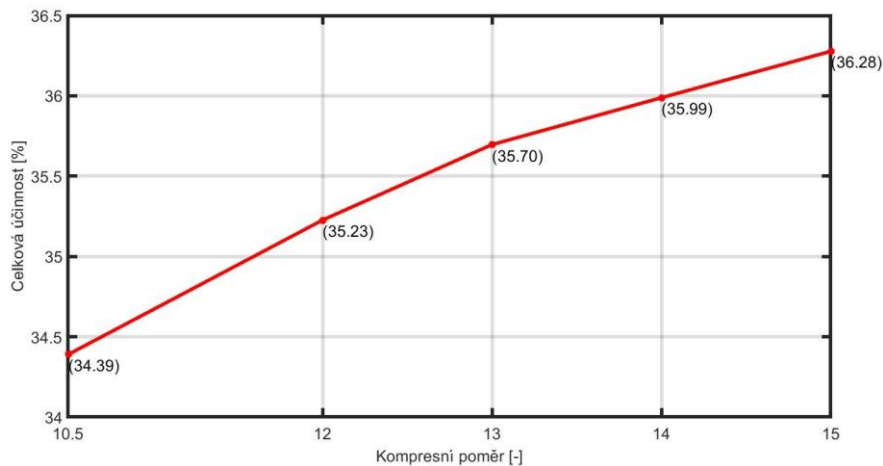
Obr. 49 Vliv mechanické účinnosti na kompresním poměru motoru

Z hlediska účinnosti a tím pádem nižší dosažené spotřeby je vhodné zvolit kompresní poměr s nejvyšším možným číslem. Nicméně z hlediska konstrukce motoru to vhodné není, jak je naznačeno na obr. 48, který ilustruje rozdíl maximálních tlaků ve válci.

Základním předpokladem pro návrh spalovacího motoru je jeho nízká spotřeba a tedy i emise CO_2 . Z obr. 47 je rozdíl měrných efektivních spotřeb mezi kompresním poměrem 13 a 14 téměř nulový. Při uvážení dalších parametrů je zvolení nižšího čísla z dvou jmenovaných vhodnější.

Již zmíněný negativní účinek zvyšování kompresního poměru ve formě detonačního hoření je možné omezit zvýšenou rychlostí nasávaného vzduchu a lze dojít k lepšímu promísení kapiček paliva se vzduchem. Mechanická účinnost (obr. 49) nevykazuje dramatický pokles.

Zvyšování kompresního poměru má vliv na oblast nejnižší měrné efektivní spotřeby v úplné charakteristice. Tato oblast se polohově mění směrem k nižším hodnotám středního efektivního tlaku z důvodu zvýšení předstihu zážehu v okolí vnější čáry. Jednotlivé polohy bodů s nejnižšími výstupními hodnotami lze najít v příloha 1.



Obr. 50 Vliv celkové účinnosti na kompresním poměru

4.3 DLOUHOZDVIHOVÁ KONCEPCE

K aplikaci vyššího kompresního poměru je vhodné použít dlouhozdvihovou koncepci. Výhodou tohoto řešení je zrychlený proud vzduchu proudícího do válce. Společně s geometrickou úpravou kanálů pro intenzivnější víření směsi způsobí kvalitnější promísení paliva a vzduchu. Díky tomu je spalovací motor odolnější vůči detonačnímu spalování.

První úpravou stávajícího modelu motoru je změna parametru vrtání a zdvihu. Aplikaci této úpravy lze pozorovat na motorech Kappa od společnosti Hyundai/Kia. Parametr poměru zdvihu a vrtání je v tomto případě 1,35 [36].

Tab. 17 Parametry motoru z generace Kappa Hyundai/Kia [36]

Počet válců	4	[-]
Zdvihový objem	1 580	[cm ³]
Vrtání	72	[mm]
Zdvih	97	[mm]
Počet ventilů	16	[-]
Kompresní poměr	13:1	[-]
Výkon	77,2	[kW]
Točivý moment	147	[N·m]
Střední efektivní tlak	12,1	[bar]

Pro simulační model však bude využit stejný zdvihový objem jako v případě základního modelu motoru. Z tohoto důvodu je nutné přepočítat zdvih a vrtání na zmíněný objem z rovnice platné pouze pro čtyřválcový motor:

$$D^2 z = \frac{V_z}{\pi}, \quad (21)$$

dále z poměru zdvihu k vrtání a dosazení:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_Z}{\pi i}}, \quad (22)$$

kde i je zmiňovaný poměr zdvihu a vrtání.

Z poměru zdvihu a vrtání lze zpětně dopočítat zdvih:

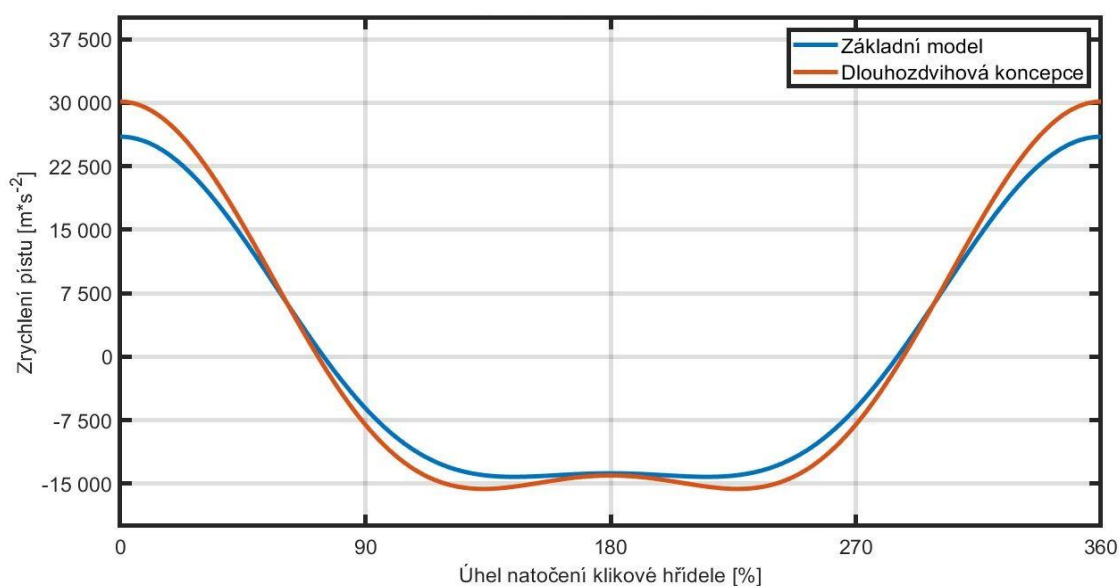
$$Z = i D, \quad (23)$$

po dosazení je výsledná hodnota zdvihu 95,42 mm.

Z důvodu snížení vrtání bylo nutné změnit i velikost průměrů ventilů dosedajících do sedel ventilů. S ohledem na výrobní rozměry a montáž byly tyto rozměry sníženy o 6,8 % v případě sacího ventilu na hodnotu 27,5 mm a o 7,5 % u výfukového na hodnotu 25 mm. Základem pro stanovení rozměrových parametrů jednotlivých ventilů se stal model střechovitého spalovacího prostoru v hlavě válce, mode přístupný v příloha 3. Délka ojnice byla snížena ze 140 mm na 131 mm z důvodu maximální výšky bloku pro následnou implementaci do výroby.

Podstatnou nevýhodou dlouhozdvihové koncepce je zvýšená střední pístová rychlost. Při dosazení nově upravených parametrů do rovnice (7) dostaneme hodnotu střední pístové rychlosti $20,67 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ při 6500 min^{-1} . Porovnání střední pístové rychlosti při 6500 min^{-1} se spalovacími motory z rešeršní části lze nalézt v příloha 4.

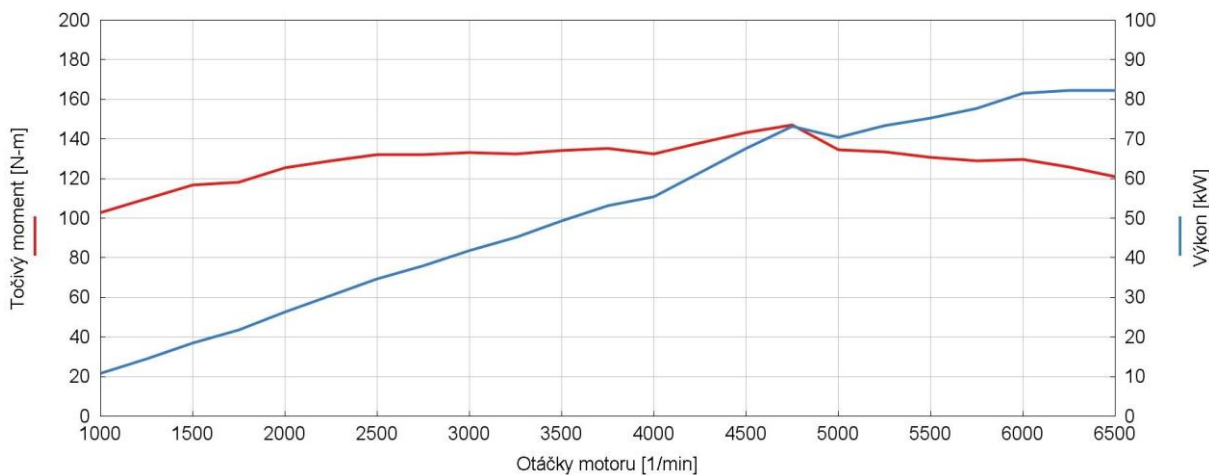
Vysoká hodnota střední pístové rychlosti má za následek vyšší třecí ztráty, zvýšené požadavky na tlak olejového čerpadla a kvalitu olejového filmu. Z hlediska konstrukce je nutné dimenzovat klikový mechanismus takovým způsobem, aby nedocházelo k poškození dílů na základě jejich vyšších hodnot zrychlení v celém spektru provozních otáček motoru. Zároveň je nutné uvážit větší zástavbové rozměry celého bloku motoru, díky kterým zároveň narůstá hmotnost celého motoru a negativně ovlivňuje nejenom produkované emise a vyšší spotřebu paliva, ale i jízdní vlastnosti a následné naladění celého vozidla.



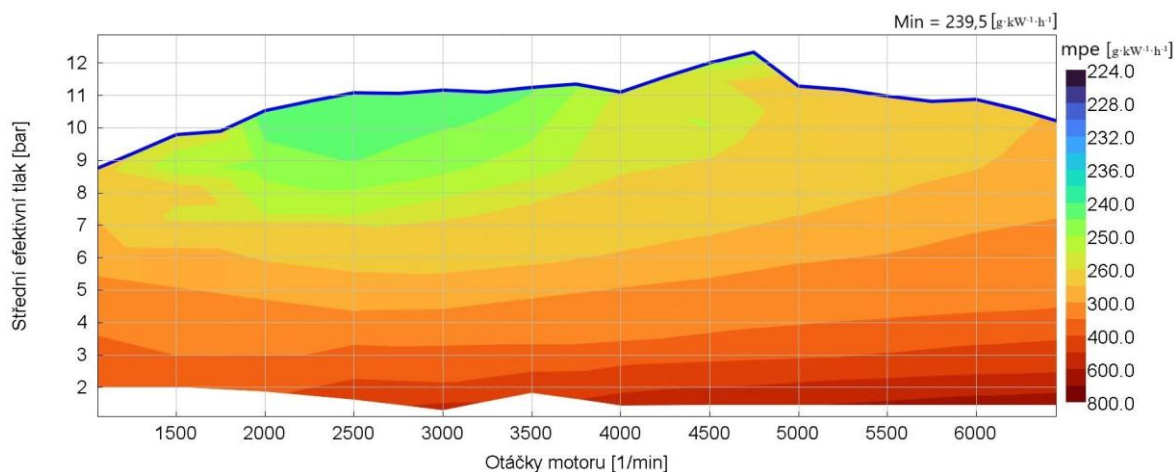
Obr. 51 Zrychlení pístu při 6500 min^{-1}

4.3.1 VÝSLEDKY A ZHODNOCENÍ APLIKACE

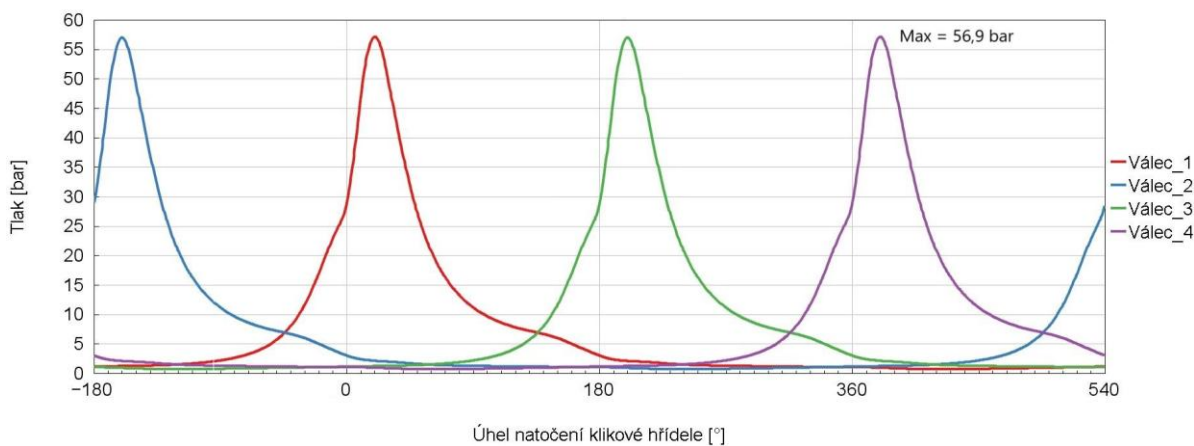
Z obr. 52 je patrný pokles maximální jak točivého momentu, tak výkonu. Nicméně pro aplikaci v hybridním uspořádání není toto příliš podstatné, díky přítomnosti elektromotoru.



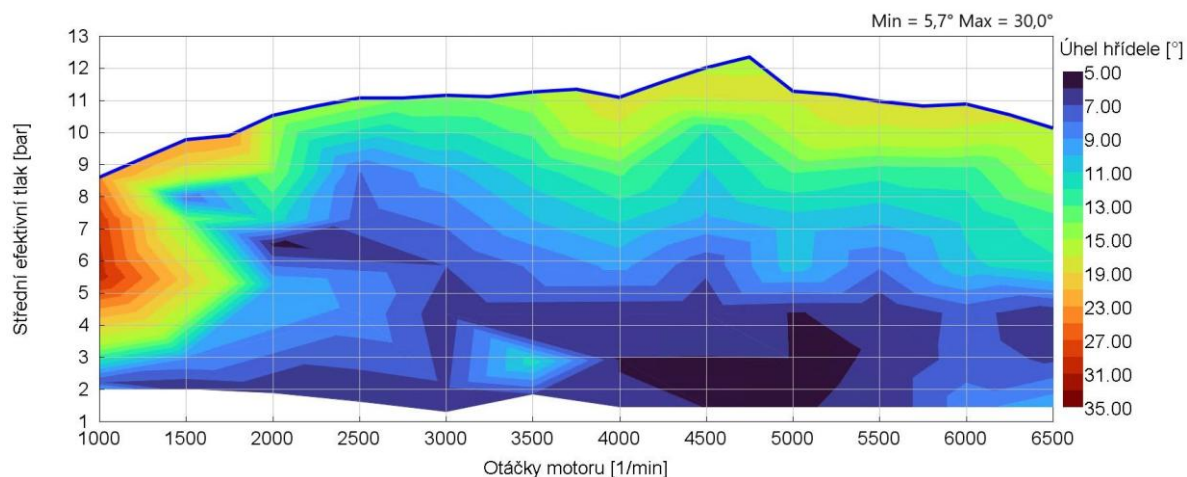
Obr. 52 Vnější otáčková charakteristika



Obr. 53 Úplná charakteristika

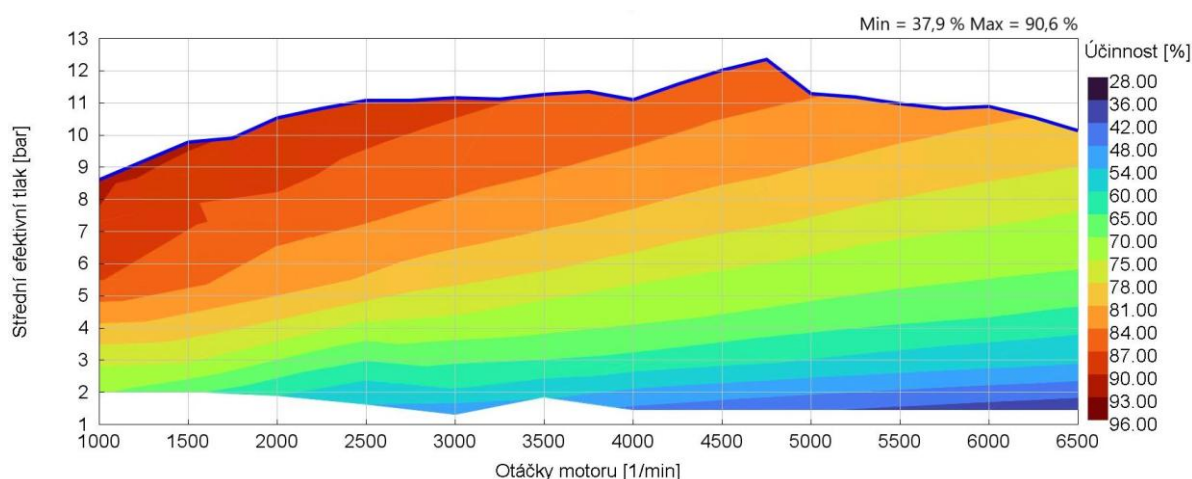


Obr. 54 Maximální tlaky ve válci

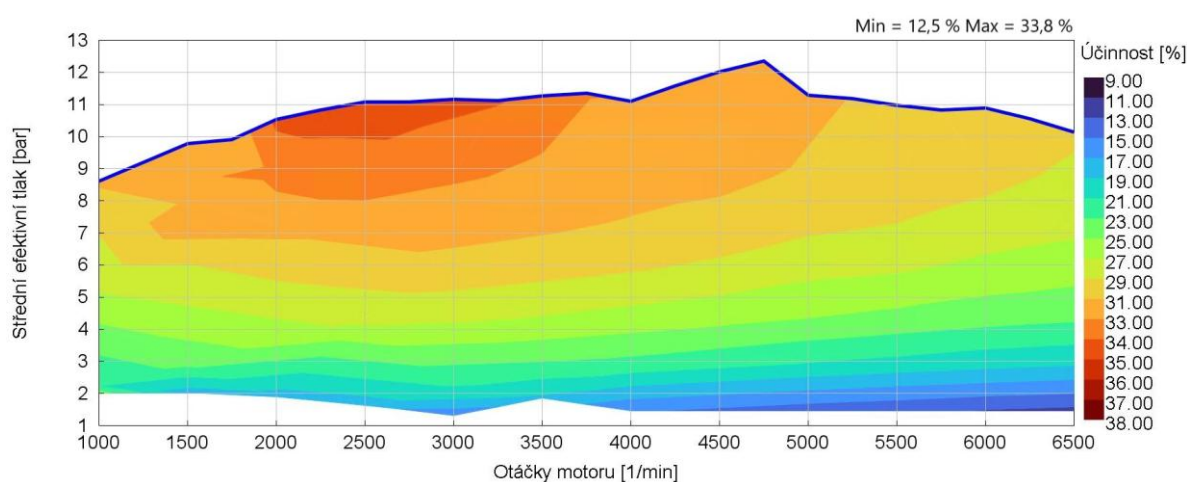


Obr. 55 Bod 50 % spálení směsi dlouhozdvihové koncepce

V případě obr. 55 si lze všimnout menší konzistevnosti v nízkém zatížení v porovnání se základním simulačním modelem. Většina bodů vykazuje zvýšení předstihu zážehu.



Obr. 56 Mechanická účinnost



Obr. 57 Celková účinnost

Tab. 18 Výsledné parametry k porovnání vůči základnímu modelu motoru

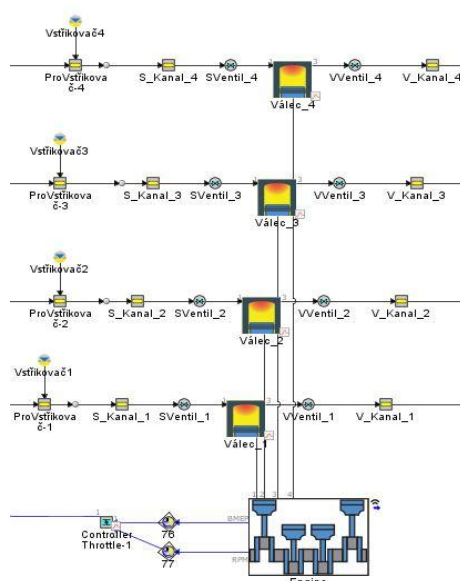
		Základní model motoru	Dlouhozdvihová koncepce
Maximální točivý moment	[N·m]	143,9	146,9
Maximální výkon	[kW]	78,2	82,2
Maximální tlak ve válci	[bar]	55,8	56,9
Minimální měrná efektivní spotřeba	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	239,3	239,5
Maximální mechanická účinnost	[%]	94,6	90,6
Maximální celková účinnost	[%]	34,5	33,7
Maximální plnicí účinnost	[%]	99,3	101,4
Maximální průtok směsi sacím ventilem	[g·s ⁻¹]	11,9	11,9

U obr. 56 a obr. 57 je možné vidět, dle předpokladu, snížení maximálních hodnot obou účinností.

Jak již bylo zmíněno, velkou výhodou pro aplikaci této úpravy je zvýšená turbulence nasávané směsi, tím její vzájemné promísení a tedy vyšší odolnost proti detonačnímu spalování. Tato úprava je vhodná s využitím vyššího kompresního poměru a sacím kanálem konstrukčně uspořádaným k dosažení vyššího vírového čísla. Pro základní úpravu byla uvážena standardní míra turbulence nasávané směsi jako v případě základního simulačního modelu.

4.4 DVOUVENTILOVÁ TECHNIKA

Prvním předpokladem pro zvolení této koncepce hlavy motoru je úspora výrobních nákladů. V případě ventilů se jedná o snížení cenové náročnosti výroby kvůli absenci dvou ventilů, ventilových sedel, vodítek ventilů, vahadel dále obráběcí operace hlavy motoru vůči čtyřventilové technice. Zároveň je vhodné uvést snížení nákladů na výrobu vačkové hřídele a možnost využít jedné vačky SOHC pro pohon ventilového mechanismu.

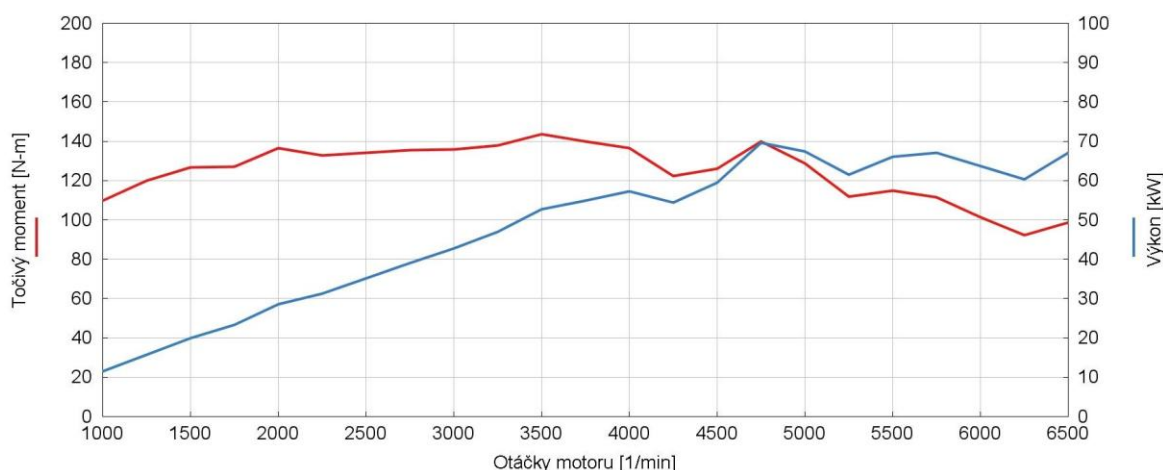


Obr. 58 Simulační model s aplikací dvouventilové techniky

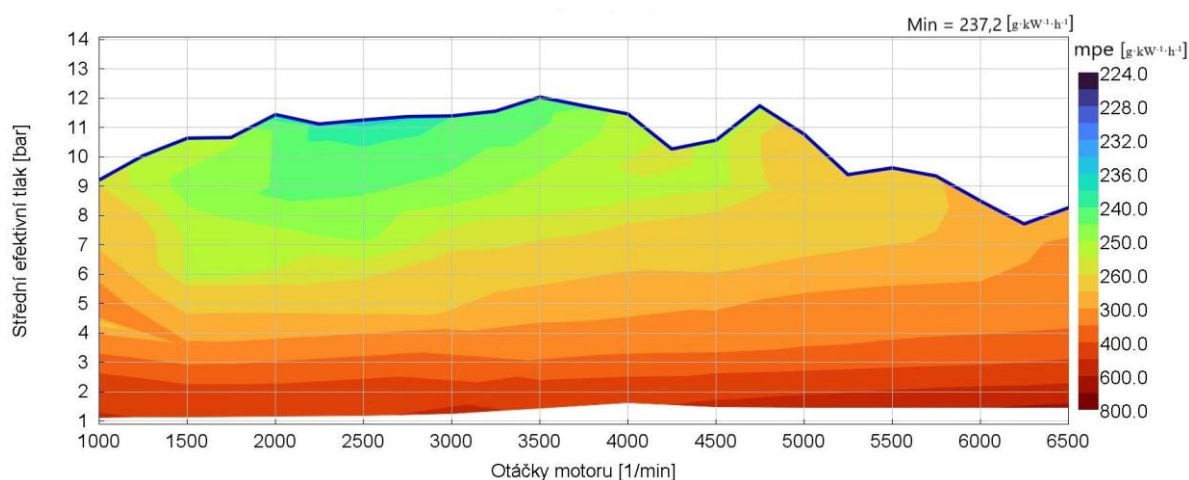
Z hlediska ceny se tato volba zdá jednoznačná, ale je vhodné uvést, proč se v dnešní koncepci spalovacích motorů zpravidla nevyužívá. Prvním a tím hlavním důvodem je snížená plnicí účinnost motoru, díky tomu parametry takto navržených motorů jsou horší jako v případě využití čtyřventilové techniky. Ventily u dvouventilové techniky jsou hůře chlazeny z důvodu vyššího průměru dříku a talíře, čímž je motor náchylnější na detonační spalování. Vyšší hmotnost samotného ventilu neumožňuje navrhnout vysokootáčkový motor kvůli setrvačnosti ventilového rozvodu.

Pro sací ventil je vhodný průměr talíře ventilu 30 mm, resp. 29 mm pro výfukový ventil. Tyto hodnoty velikostí jsou volené vůči respektování výrobitelnosti a následné montáže ventilových sedel do hlavy válců. Zapalovací svíčka může být v rámci dalších úprav přemístěna a tím by mohlo dojít ke zvětšení průměrů ventilů, nicméně úprava vychází ze základního simulačního modelu a proto je umístěna ve středu spalovacího prostoru.

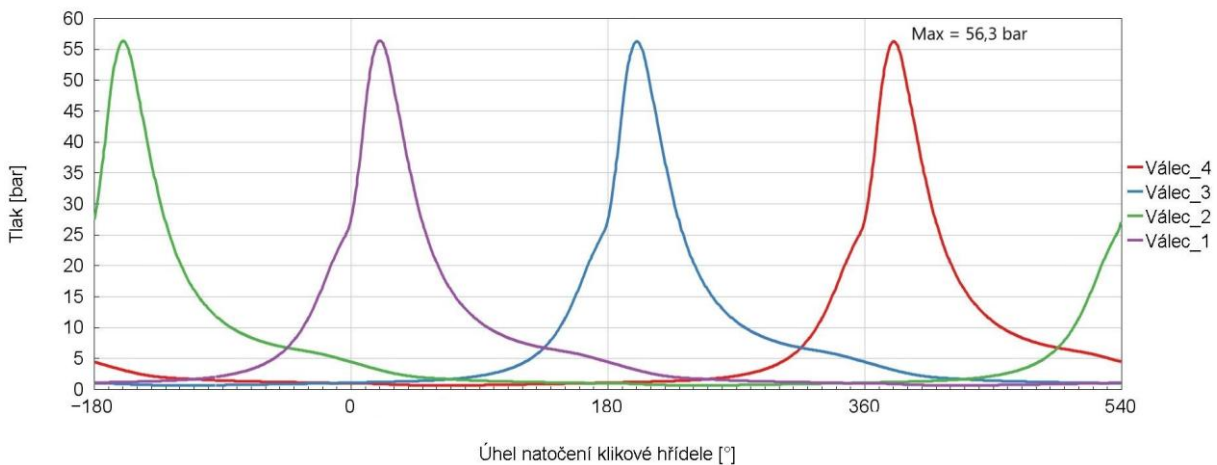
4.4.1 VÝSLEDKY A ZHODNOCENÍ APLIKACE



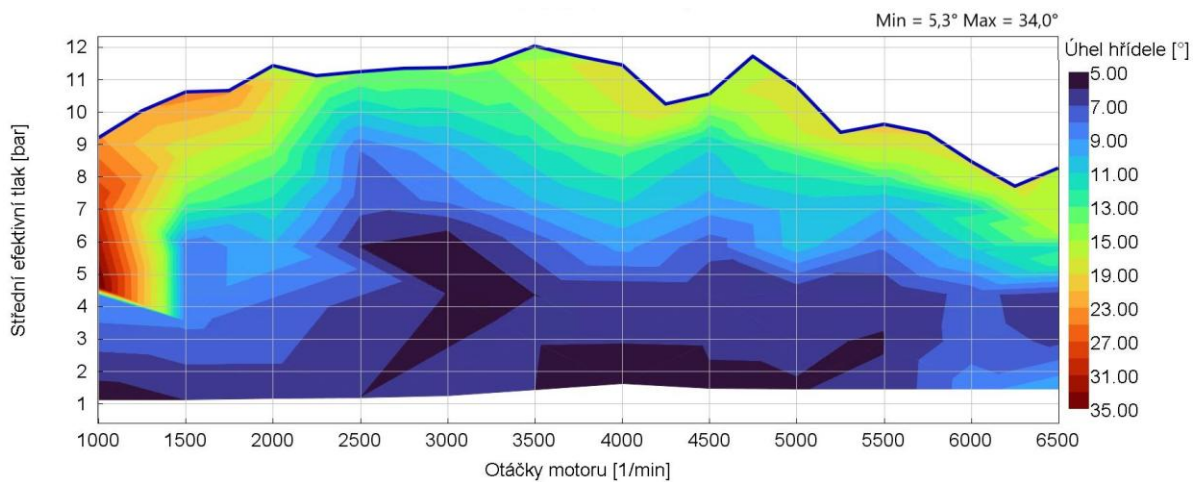
Obr. 59 Vnější otáčková charakteristika



Obr. 60 Úplná charakteristika

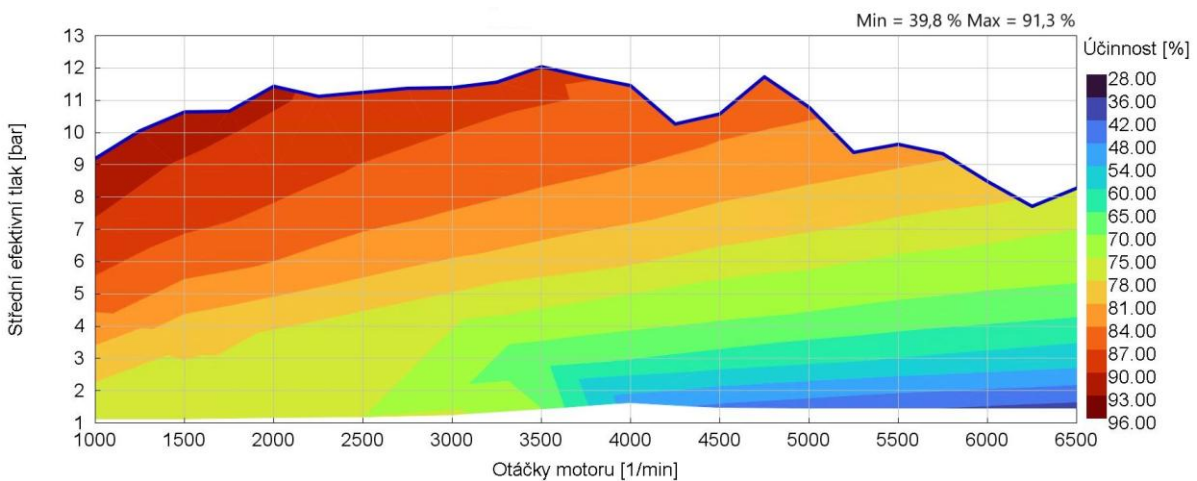


Obr. 61 Maximální tlaky ve válci

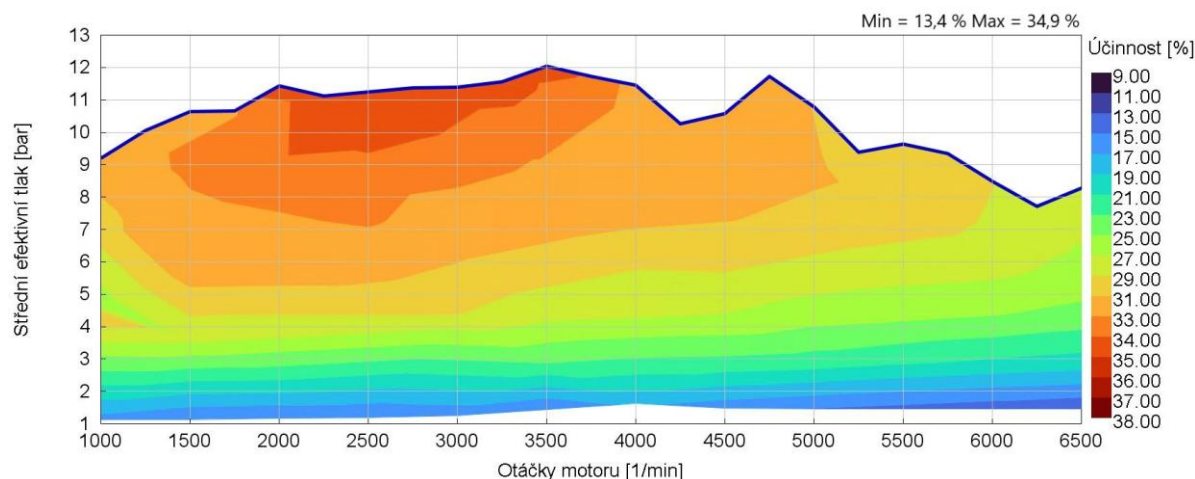


Obr. 62 Bod 50 % spálení směsi

Předstih zážehu byl zvýšen zejména ve středním zatížení napříč celým spektrem otáček motoru. Naopak ve vyšších zatíženích, zvláště blízko vnější čáry je předstih zážehu snížen (obr. 62), kdy to může být způsobeno rozdílným naplněním válců.



Obr. 63 Mechanická účinnost



Obr. 64 Celková účinnost

V následující tabulce je porovnání důležitých parametrů motor s využitím dvouventilové techniky vůči základnímu modelu motoru.

Tab. 19 Výsledné parametry k porovnání vůči základnímu modelu motoru

		Základní model motoru	Dvouventilová technika
Maximální točivý moment	[N·m]	143,9	143,4
Maximální výkon	[kW]	78,2	69,5
Maximální tlak ve válci	[bar]	55,8	56,3
Minimální měrná efektivní spotřeba	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	239,3	237,2
Maximální mechanická účinnost	[%]	94,6	91,3
Maximální celková účinnost	[%]	34,5	34,9
Maximální plnicí účinnost	[%]	99,3	96,9
Maximální průtok směsi sacím ventilem	[g·s ⁻¹]	11,9	20,2

Výsledné parametry (obr. 59) poté jasně ukázaly, proč se dnes výhradně dvouventilová technika nepoužívá. Hlavně kvůli průtočné ploše ventilů, která je omezena zejména ze zástavbových možností ventilů. Ke zvýšení této plochy je možné docílit jiným umístěním zapalovací svíčky v hlavě válců, nicméně tento postup se momentálně taktéž nepoužívá. Jedním z hlavních důvodů je průběh plamene zapálené směsi a její prohořívání napříč celým spalovacím prostorem. Obě porovnávací účinnosti (obr. 63) a (obr. 64) také vykazují nižší maximální hodnoty než v případě základního simulačního modelu motoru.

4.5 PRODLOUŽENÝ EXPANZNÍ ZDVIH

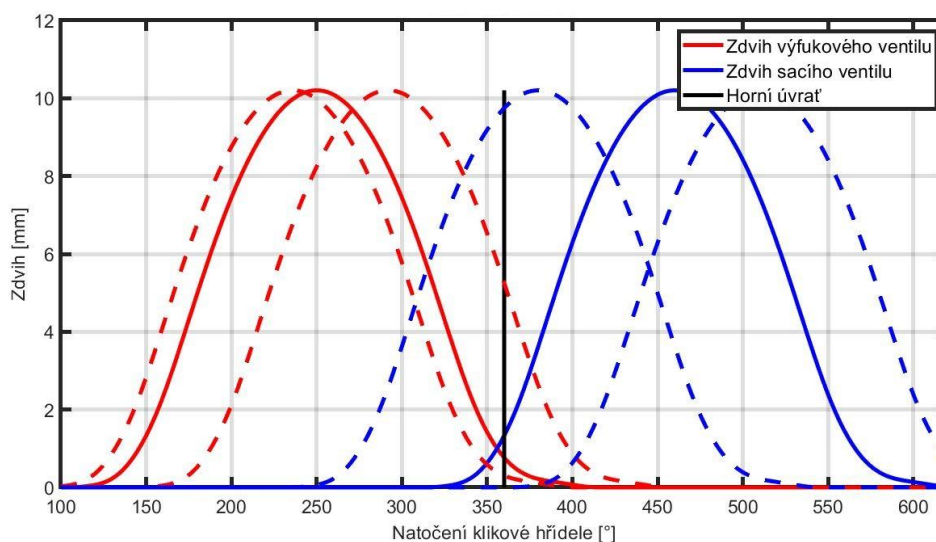
Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.3 prodloužený expanzní zdvih má výhody zejména ve snížených plnicích ztrátách. U aplikace prodlouženého expanzního zdvihu není nutná škrťací klapka jako kvantitativní regulátor. Nicméně u takto konstruovaných reálných pohonných jednotek se škrťací klapka nachází a to z důvodu neplynulé změny proměnné délky otevření ventilů a recirkulace výfukových plynů. Původní patent [15] se zakládal na prodlouženém expanzním zdvihu pomocí mechanismu, jež měl za úlohu měnit polohu hlavy válců vůči pístu v horní úvrati. Vzhledem ke složitosti celého mechanismu se tento způsob nerozšířil do

tehdejší produkce automobilů. Během následných let došlo k několika krizím a tím zvýšením cen paliv, včetně myšlenky zatěžování enviromentalního systému od spalování fosilních paliv. Myšlenka návrhu a využití hybridního uspořádání tkvěla ve využití této techniky zejména ve městech, kde je zvýšený výskyt provozu spalovacího motoru v oblastech nižší účinnosti.

Z důvodu nižšího objemu stlačené směsi během komprese jsou pro prodloužený expanzní zdvih typické nižší hodnoty výkonnostních parametrů v nízkých otáčkách. Naopak jeho schopnost využít tepla z paliva během expanzního zdvihu je vyšší. Proto je vhodné takto pracující motory využívat v kombinaci s elektromotorem, který nahrazuje výkonový deficit pohonné jednotky.

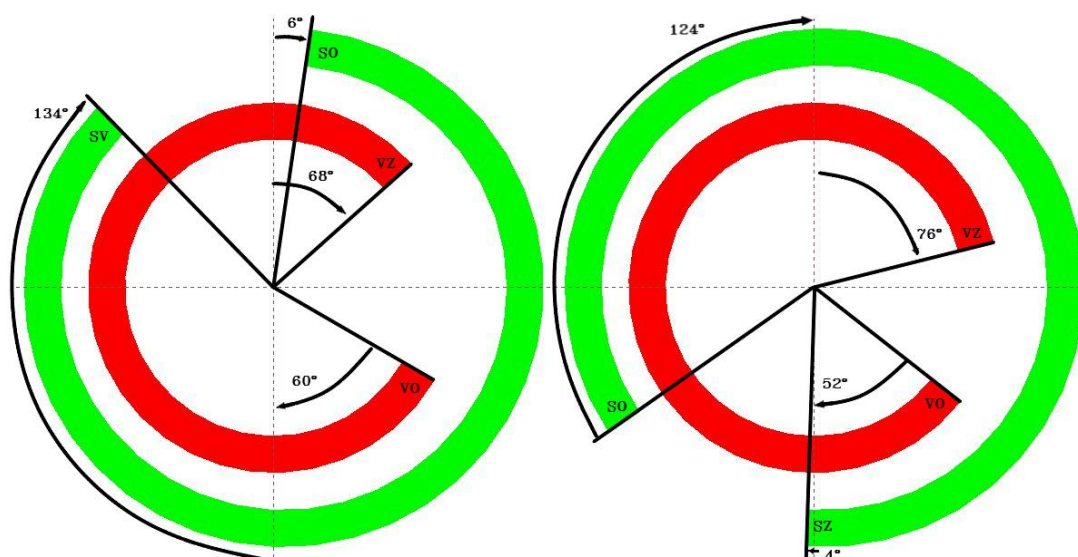
4.5.1 ZMĚNY PRO APLIKACI ÚPRAVY

Pro takovou úpravu je charakteristická širší zdvihová křivka sacího ventilu. Z hlediska profilu vačkové hřídele je pro běžné cykly spalovacích motorů typická hodnota 180° . Tato hodnota se měří od bodu na vačkové hřídeli, kdy proběhne 1 mm zdvih ventilu až po bod, kde dochází k zavírání ventilu a zdvih je taktéž 1 mm. Pro implementaci prodlouženého zdvihu se využívá vačka s prodlouženou dobou otevření sacího ventilu, kde se obvyklá hodnota pohybuje okolo 220° . Pro Atkinsonův cyklus je poté typické proměnné časování ventilů. Tato aplikace je nutná pro vačkovou hřídel ovládající sací ventily. Pro vačkovou hřídel ovládající výfukové ventily se využívá proměnné časování také, ale aplikace závisí na využití konstrukci a návrhu spalovacího motoru.



Obr. 65 Zdvihová křivka ventilů s proměnným časováním

Na obr. 65 je patrné vzájemné překrytí ventilů v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Jednotlivé úhly natočení vačkové hřídele k otevření nebo zavření ventilů jsou výstupem uskutečněné optimalizace pro snížení měrné efektvní spotřeby ve všech bodech úplné charakteristiky, viz. obr. 28. Díky použitý širší vačky je možnost vyššího překrytí ventilů. Ideální, nicméně drahou, volbou by byla možnost proměnné šířky vačkových hřídel pomocí pneumatického ovládání ventilů.

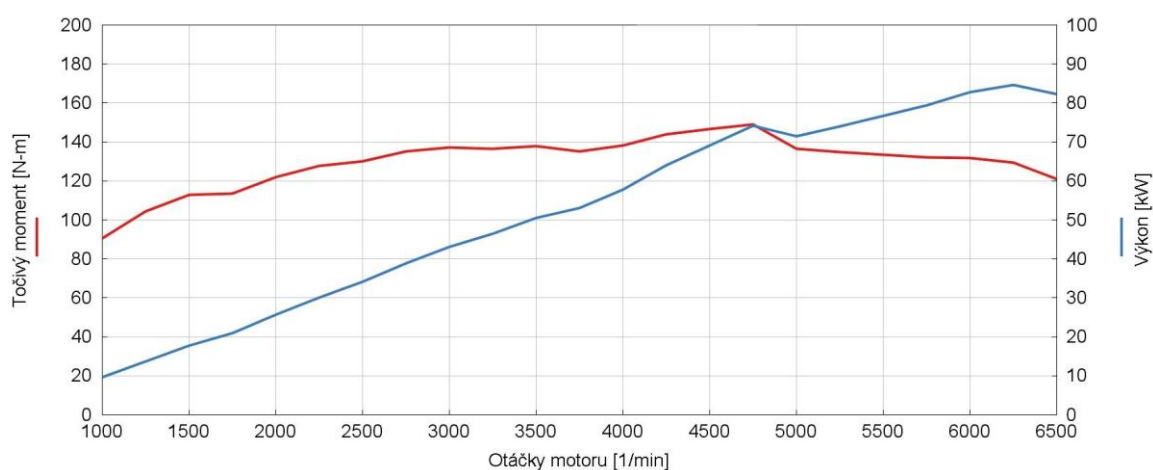


Obr. 66 Časový diagram ventilů

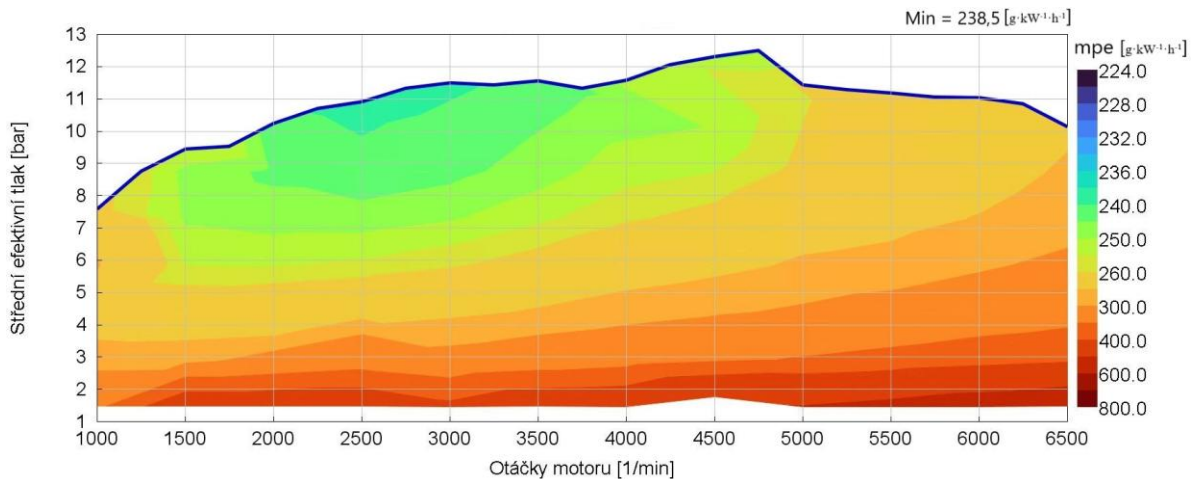
Typickou ukázkou širších vaček může demonstrovat časový diagram ventilů na *obr. 66*, který má za úkol graficky znázornit doby počátku otevření a zavření ventilů v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Diagram platí pro minimální a maximální překrytí ventilů během cyklu základního simulačního modelu s prodlouženým expanzním zdvihem.

Velkou výhodou tohoto řešení je účinnější plnění v nízkých otáčkách a naopak využití kinetické energie nasávaného vzduchu v otáčkách vysokých. Jak již bylo zmíněno, motory s prodlouženým expanzním zdvihem toto řešení vyžadují a problematické je zejména řízení pohybu vačkové hřídele, kde existuje mnoho variant a řešení.

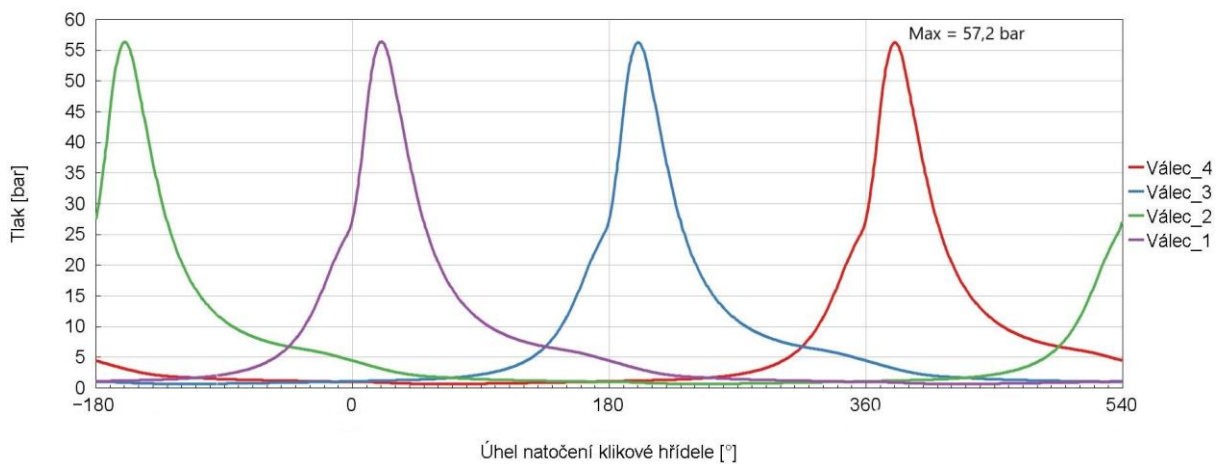
4.5.2 VÝSLEDKY ÚPRAVY



Obr. 67 Vnější otáčková charakteristika

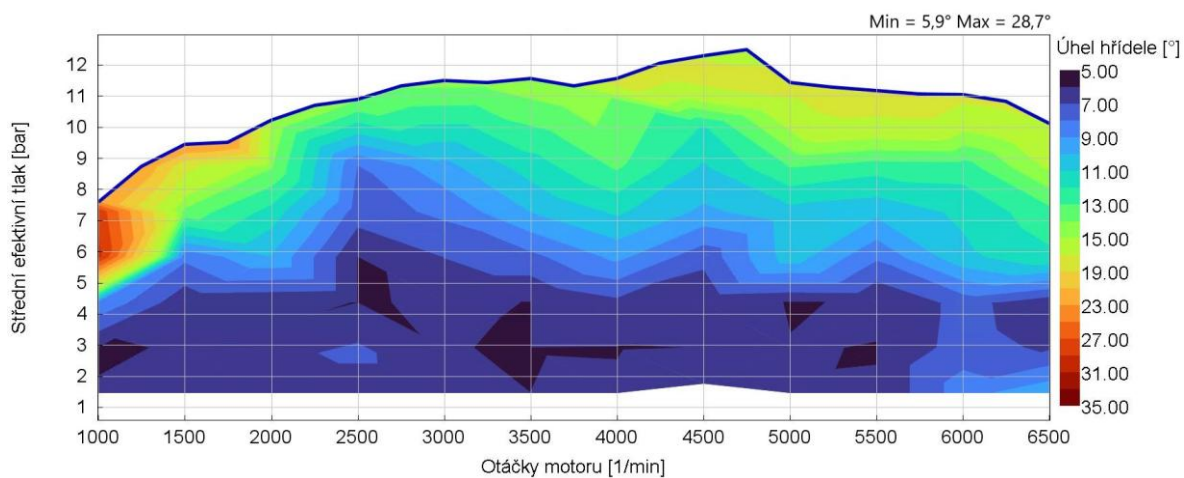


Obr. 68 Úplná charakteristika

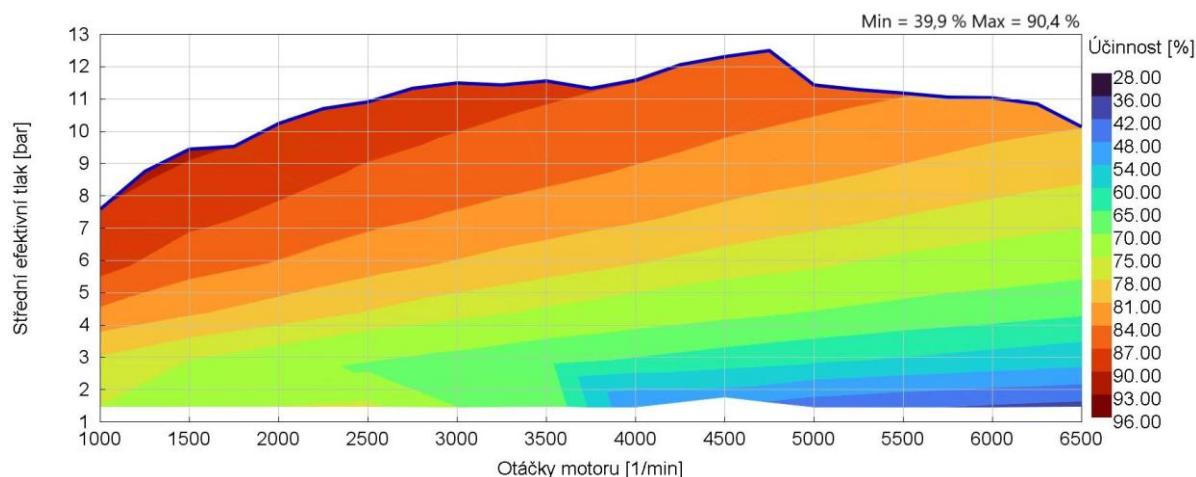


Obr. 69 Maximální tlaky ve válci

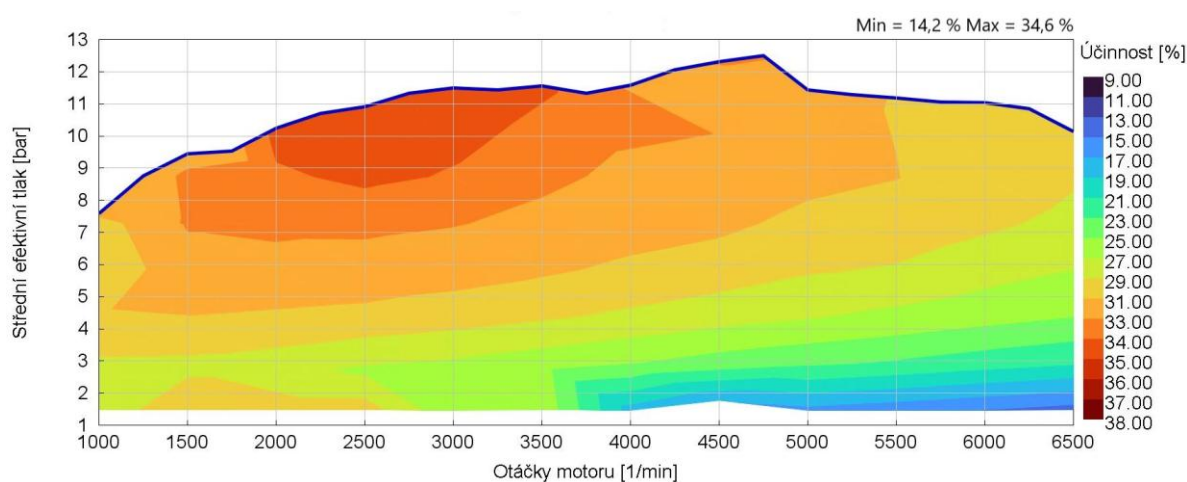
Maximální tlaky ve válci (obr. 69) se zvýšily o 2,5 %, lze říci zanedbatelně vůči výkonovým parametrům motoru. Naopak zároveň nejmenší hodnota měrné efektivní spotřeby (obr. 68) klesla o 0,8 g·kW⁻¹·h⁻¹.



Obr. 70 Bod 50 % spálení směsi



Obr. 71 Mechanická účinnost



Obr. 72 Celková účinnost

Tab. 20 Výsledné parametry Atkinsonova cyklu vůči základnímu modelu motoru

		Základní model motoru	Atkinsonův cyklus
Maximální točivý moment	[N·m]	143,9	148,8
Maximální výkon	[kW]	78,2	84,5
Maximální tlak ve válci	[bar]	55,8	57,2
Minimální měrná efektivní spotřeba	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	239,3	238,5
Maximální mechanická účinnost	[%]	94,6	90,4
Maximální celková účinnost	[%]	34,5	34,6
Maximální plnicí účinnost	[%]	99,3	101,6
Maximální průtok směsi sacím ventilem	[g·s ⁻¹]	11,9	11,9

Na základě výkonových parametrů (obr. 67) došlo ke zvýšení maximálních hodnot jak točivého momentu, tak výkonu. Zejména ve vyšších otáčkách, kde dochází k lepšímu plnění válců. Předstih zážehu (obr. 70) se napříč všemi zvolenými body zvýšil. Obě účinnosti obr. 71 a obr. 72 vykazují vyšší maximální hodnoty než v případě základního simulačního modelu, pracujícího v Ottově cyklu při stejné hodnotě kompresního poměru.

4.6 RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Jedná se o zpětné vedení výfukových plynů do sacího traktu spalovacího motoru. Zásadním efektem pro aplikaci je redukce oxidů dusíku a snížení spotřeby paliva v oblastech nízké zátěže. Během recirkulace dochází k pootevření škrticí klapky a tím dochází k menším plnicím ztrátám. Z hlediska moderní konstrukce zážehových motorů jako přímé vstřikování paliva do válce nelze zvýšené tvorbě oxidů dusíku předejít jiným způsobem než recirkulací výfukových plynů.

Průběh vypouštění ochlazených výfukových plynů probíhá prostřednictvím ventilu. Pro sání této směsi je v sacím traktu motoru umístěná škrticí klapka, která mění tlakové poměry. Jak bylo v dřívějších kapitolách zmíněno, tento člen působí negativně na účinnost plnění motorů. Ve vysokých otáčkách by tedy nebylo možné efektivní proudění spalin zpět do sání a systém recirkulace by byl neúčinný. Pro objem recirkulovaných plynů se udává obvykle hodnota 25 - 30 % hmotnostního podílu vůči nasávané směsi pro její zapalitelnost. Při hodnotách vyšších může docházet k prodlevám nebo nekontrolovaným zážehům, které negativně ovlivňují produkci škodlivých látek ve výfukových plynech.

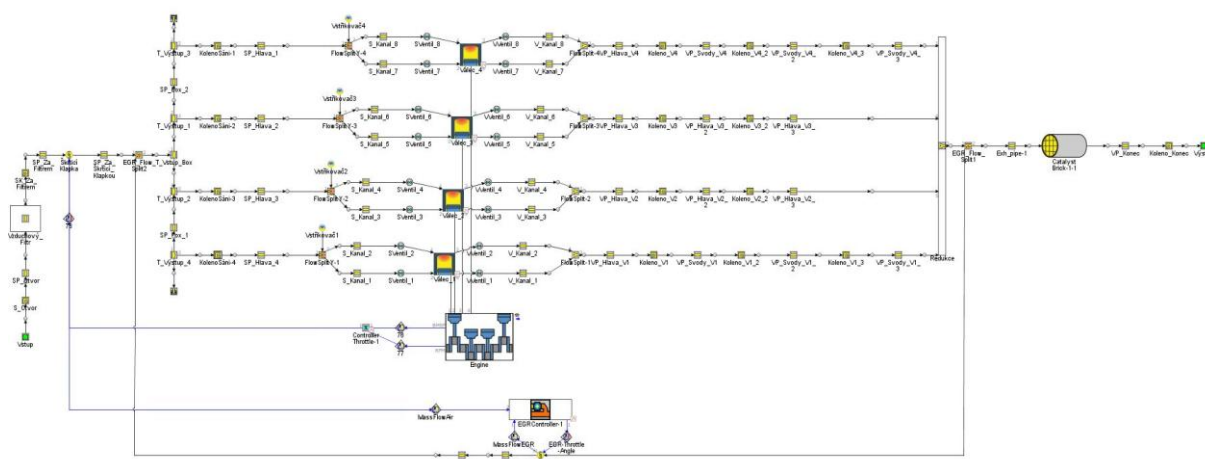
Kromě recirkulace externí se lze setkat i s recirkulací interní. Ta spočívá v okamžiku stříhu ventilů a u motorů s pevně nastavenými vačkami se pohybuje v okolí 2 - 5 %. V případě proměnného časování lze dosáhnout až 30 % do horní hranice zapalitelnosti směsi, která platí jak pro externí, tak interní systém recirkulace výfukových plynů.

Druhou funkcí systému recirkulace výfukových plynů je zrychlení zahřívání motoru na jeho provozní teplotu. U motorů s přímým vstřikováním paliva je tento efekt žádoucí, hlavně z důvodu zvýšené dávky paliva při nízkých teplotách motoru. V této fázi provozu motoru dochází k ředění oleje benzinem a takto vzniklá směs má horší mazací vlastnosti. Toto může mít v průběhu času destruktivní následky pro celou pohonnou jednotku a další příslušenství, která jsou na mazací okruh motoru závislá. Snížením časového úseku zahřívání motoru na provozní teplotu zvyšuje jeho celkovou životnost.

U moderních spalovacích motorů využívající přímé vstřikování (platí jak pro zážehové, tak i vznětové motory) se s těmito systémy můžeme setkat běžně. Problémy často bývají při vysokých kilometrových nájezdech, kdy se systém zanáší usazeninami uhlovodíků, často označovanými jako karbon. U motoru s nepřímým vstřikováním zpravidla nedochází k vysoké produkci oxidů dusíku a je poté na uvážení, zdali se vyplatí tento systém do motoru nainstalovat.

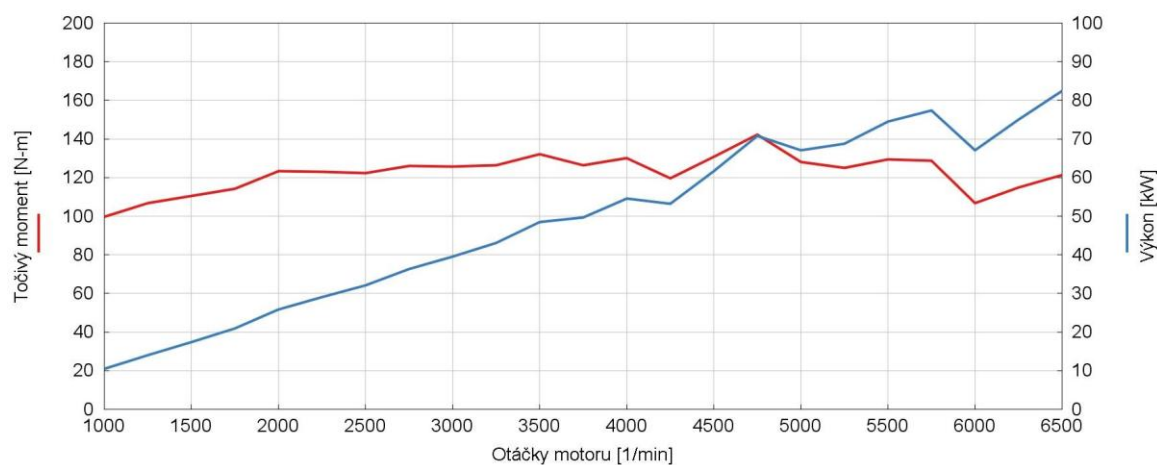
4.6.1 ÚPRAVY MODELU

Základní simulační model motoru disponoval pouze vnitřním způsobem recirkulace výfukových plynů, tedy v momentě stříhu ventilů. Pro aplikaci vnější recirkulace bylo zapotřebí implementovat celý trakt včetně ventilu, reprezentujícího škrticí klapku v modelu. Na základě optimalizace proběhla volba procentuálního množství spalin recirkulovaných zpět do sacího potrubí za škrticí klapku. Aby nedošlo k mezi zápalnosti směsi, tak maximální hodnota množství recirkulovaných spalin byla nastavena na 20 %.

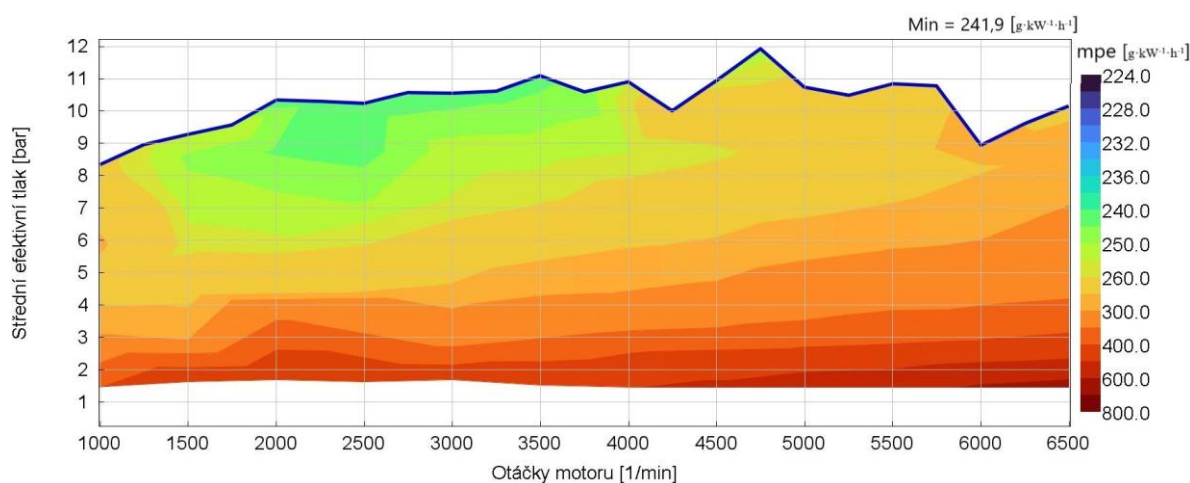


Obr. 73 Simulační model s vnější recirkulací spalin

4.6.2 VÝSLEDKY ÚPRAVY

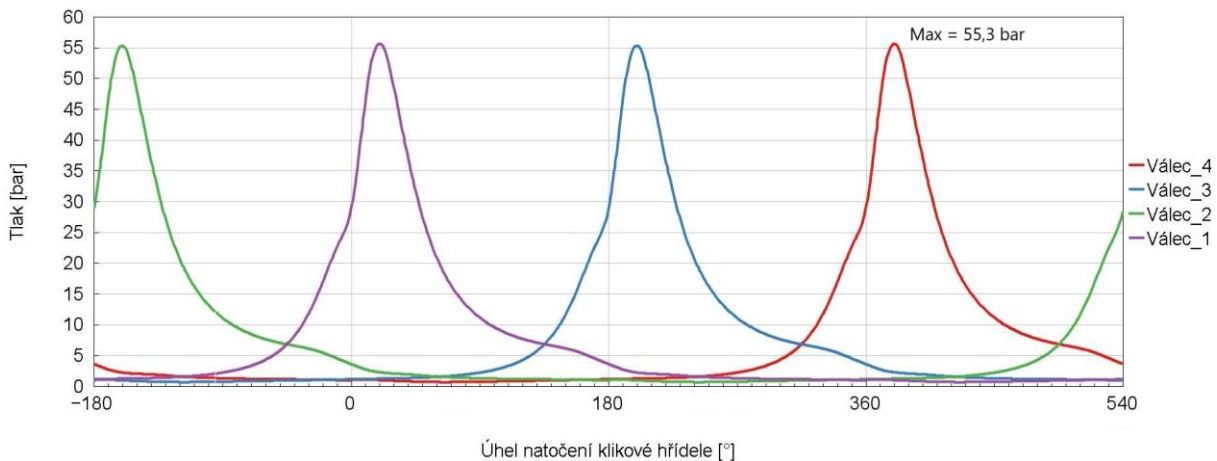


Obr. 74 Vnější otáčková charakteristika

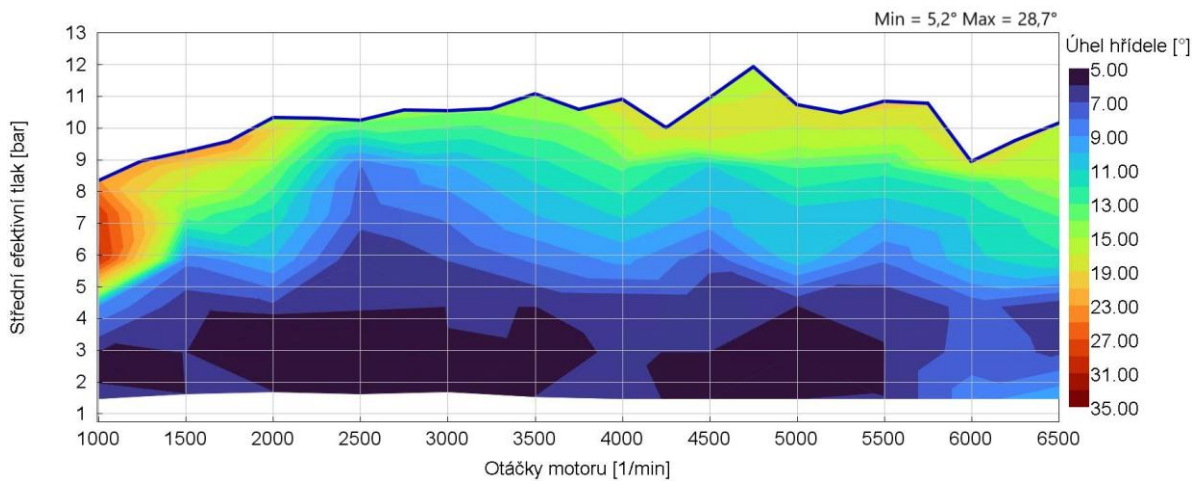


Obr. 75 Úplná charakteristika

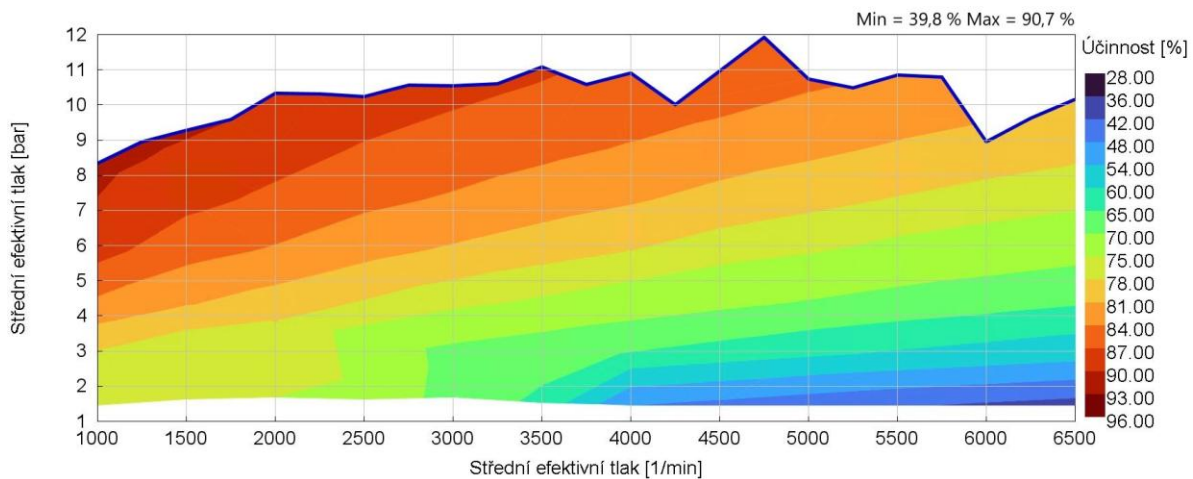
Výkonové parametry (obr. 74) se v případě aplikace recirkulace výfukových plynů moc neliší. Minimální hodnota měrné efektivní spotřeby se zvýšila (obr. 75).



Obr. 76 Maximální tlaky ve válci

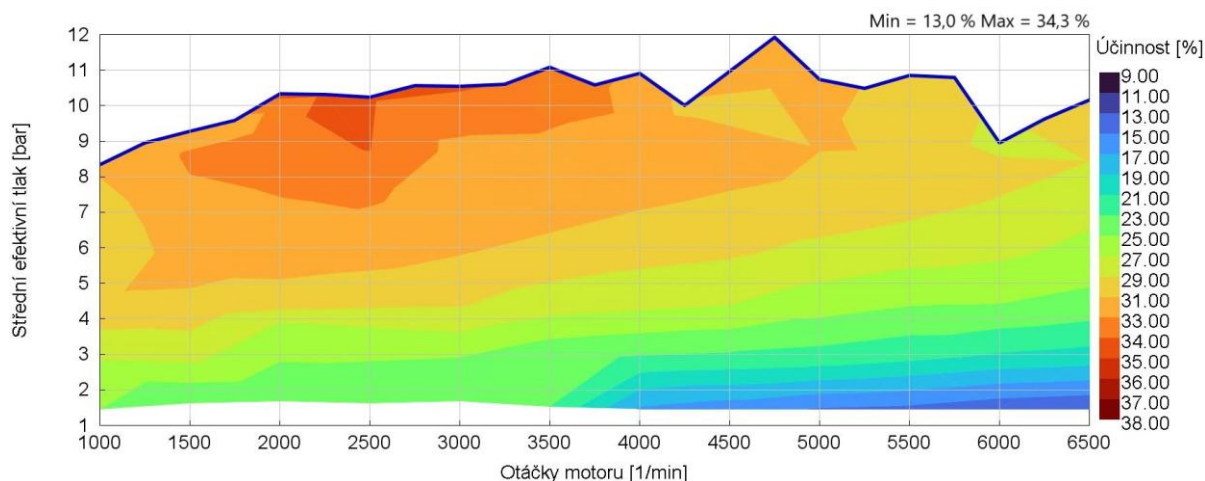


Obr. 77 Bod 50 % spálení směsi



Obr. 78 Mechanická účinnost

Maximální tlaky ve válci (obr. 76) vzrostly o 0,9 %. Předstih zážehu (obr. 77), mechanická (obr. 78) a celková účinnost (obr. 79) vykazují malé odchylky vůči základnímu simulačnímu modelu motoru.



Obr. 79 Celková účinnost

Tab. 21 Výsledné parametry recirkulace spalin vůči základnímu modelu motoru

		Základní model motoru	Recirkulace spalin
Maximální točivý moment	[N·m]	143,9	142,1
Maximální výkon	[kW]	78,2	82,4
Maximální tlak ve válci	[bar]	55,8	55,3
Minimální měrná efektivní spotřeba	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	239,3	241,9
Maximální mechanická účinnost	[%]	94,6	90,7
Maximální celková účinnost	[%]	34,5	34,3
Maximální plnicí účinnost	[%]	99,3	97,6
Maximální průtok směsi sacím ventilem	[g·s ⁻¹]	11,9	11,9

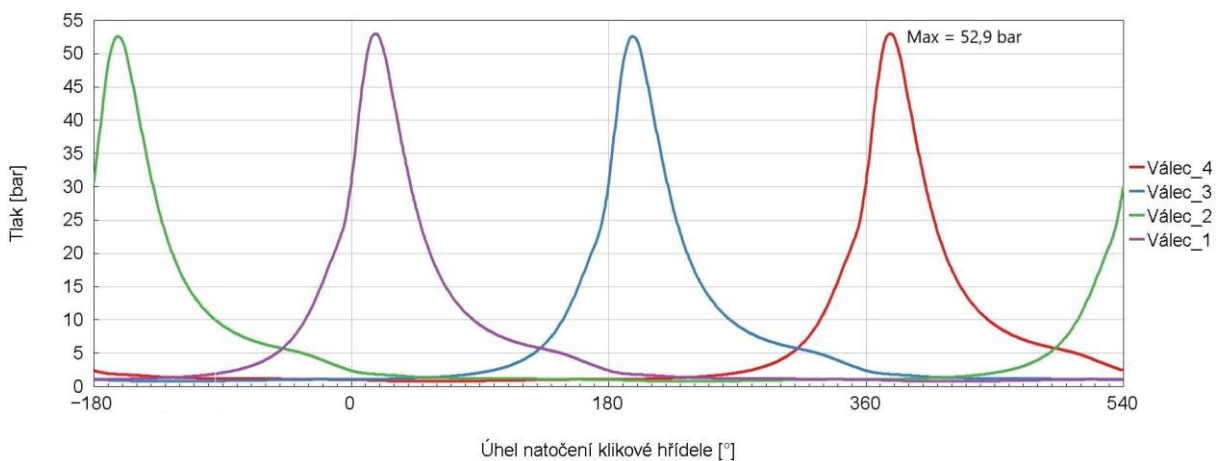
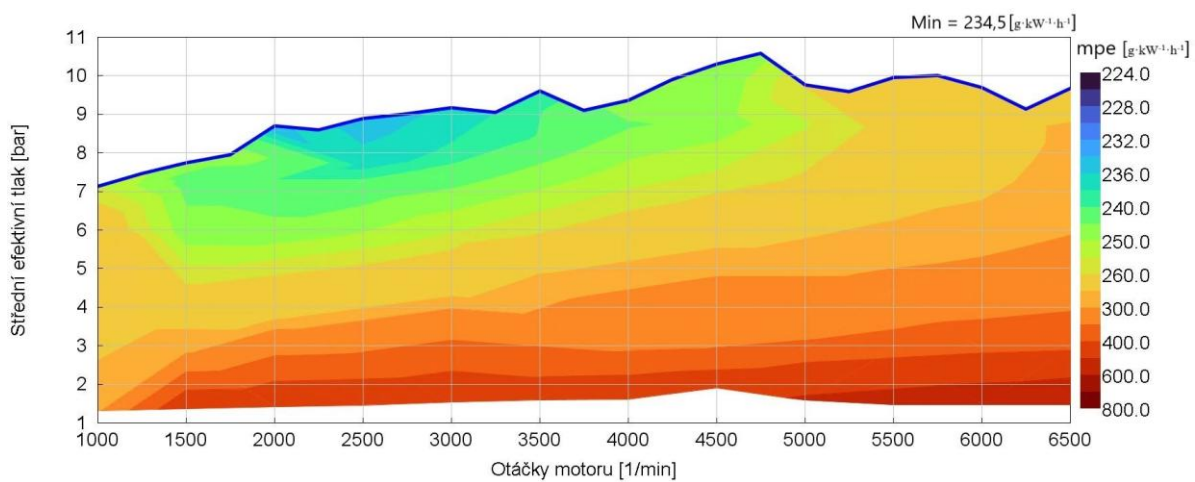
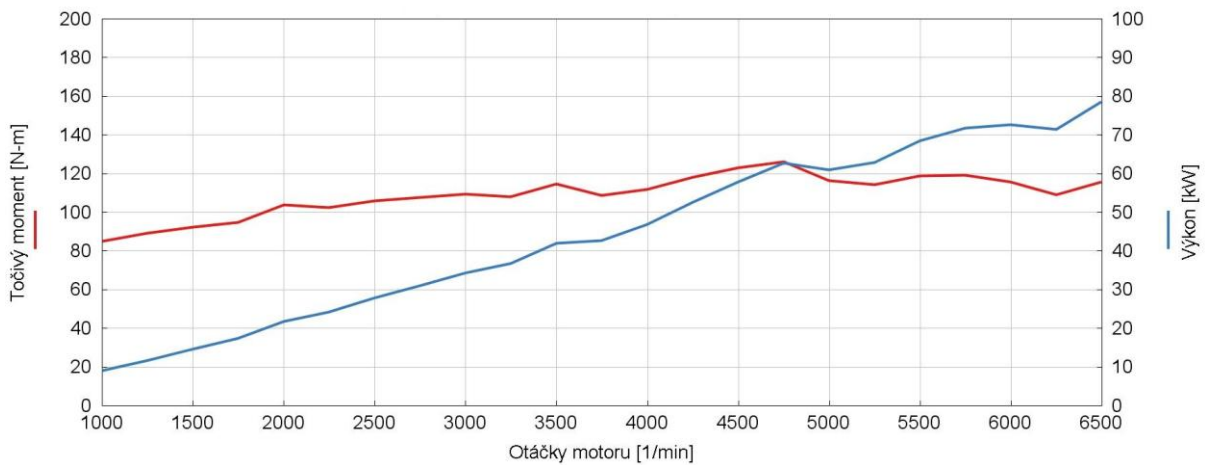
Z optimalizace zaměřené na nejnižší dosahovanou měrnou efektivní spotřebu ve vybraných bodech úplné charakteristiky se jeví maximální hodnota recirkulovaných výfukových plynů 6 % jako optimální v případě této aplikace. Je vhodné zmínit, že základní simulační model motoru disponuje nepřímým vstřikováním paliva, kdy produkce emisí NO_x není tak vysoká jako v případě motoru s přímým vstřikem benzínu. Pro simulaci nebylo využito chlazení recirkulovaných plynů a je to možnost, která by byla vhodná k dalšímu výzkumu.

4.7 SPALOVÁNÍ CHUDÉ SMĚSI

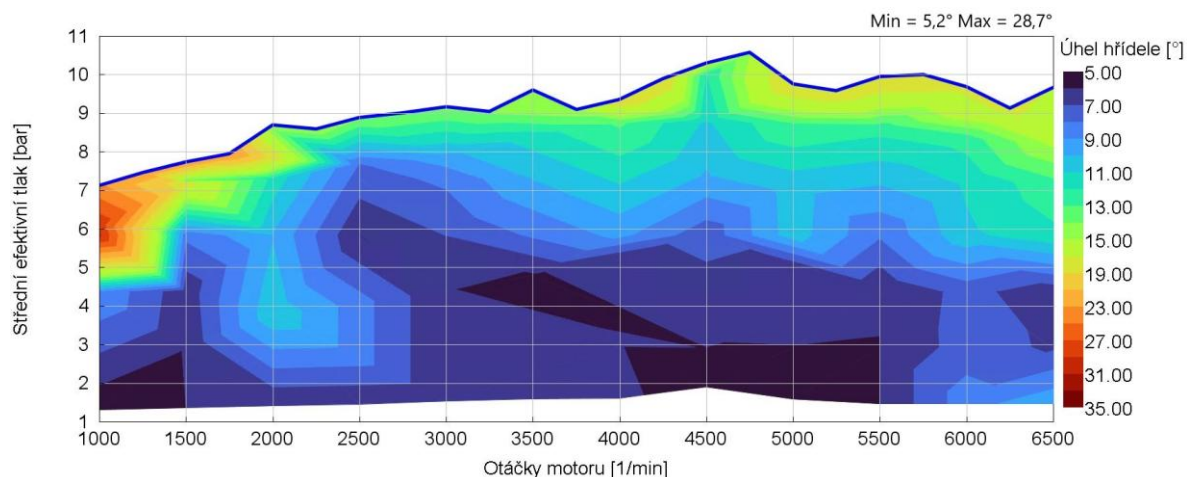
Původním smyslem této úpravy je snížit celkovou spotřebu paliva. V praxi se tato úprava aplikuje společně s vysokou hodnotou vírového čísla směsi. Hlavním důvodem je nasměrování směsi s vyšším podílem paliva k oblasti svíčky a dosažení tím zapalitelnost směsi.

Vyšší podíl vzduchu vůči palivu způsobí nižší rychlost spalování a vyšší teploty ve válci. Dále vzniká nadměrné množství oxidů dusíku a takové motory pak musí být vybavené zařízením ve výfuku pro redukci oxidů dusíku. Vysoké náklady na následné zpracování oxidů dusíku ve výfukovém potrubí a celkovou složitosti hlediska řízení motoru při přechodových režimech způsobuje, že se tento způsob spalování u zážehových motorů nepoužívá.

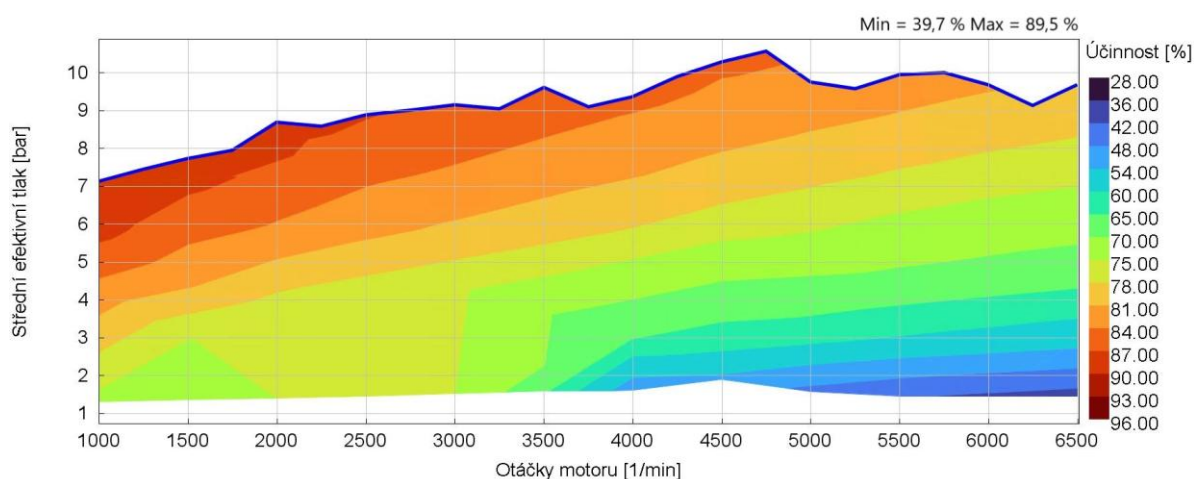
4.7.1 VÝSLEDKY ÚPRAVY



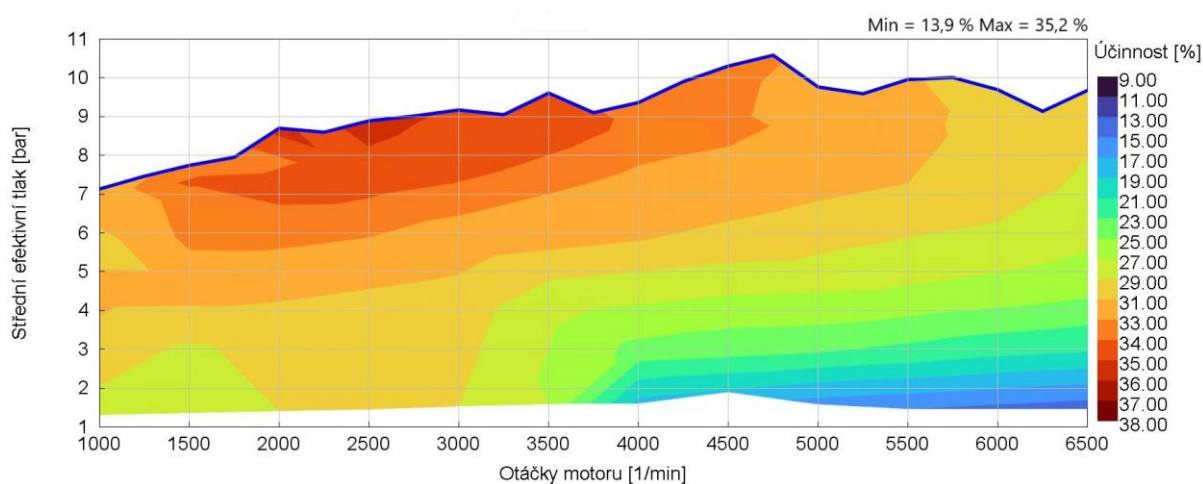
Výkonové parametry (obr. 80) v celém spektru otáček, měrná efektivní spotřeba (obr. 81) a maximální tlaky ve válci (obr. 82) v porovnání se základním simulačním modelem klesly.



Obr. 83 Bod 50 % spálení směsi



Obr. 84 Mechanická účinnost



Obr. 85 Celková účinnost

Maximální hodnota celkové účinnosti (obr. 85) je vyšší. Bod 50 % shořelé směsi nevykazuje přílišné rozdíly (obr. 83). Maximální dosažená hodnota mechanické účinnosti (obr. 84) naopak klesla.

Tab. 22 Výsledné parametry spalování chudé směsi vůči základnímu modelu motoru

		Základní model motoru	Spalování chudé směsi
Maximální točivý moment	[N·m]	143,9	126,0
Maximální výkon	[kW]	78,2	78,5
Maximální tlak ve válci	[bar]	55,8	52,9
Minimální měrná efektivní spotřeba	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	239,3	234,5
Maximální mechanická účinnost	[%]	94,6	89,5
Maximální celková účinnost	[%]	34,5	35,2
Maximální plnicí účinnost	[%]	99,3	98,5
Maximální průtok směsi sacím ventilem	[g·s ⁻¹]	11,9	11,9

Pro aplikaci spalování chudé směsi nastává problém z hlediska dynamiky proudění tekutin. K zapalovací svíčke se musí během kompresního zdvihu dostat směs o daném poměru lambda. Tím dojde ke správnému zapálení směsi a probíhá vrstvené hoření. Pro aplikaci chudé směsi je nutné konstrukčně upravit spalovací motor k dosažení vyššího vírového čísla nasávaného vzduchu a paliva, ale zároveň provést analýzu dynamiky tekutin pro zajištění optimální složení směsi u zapalovací svíčky. Díky výsledkům lze předpokládat, že spalování chudé směsi by bylo efektivní jen v případě nízké zátěže a otáček motoru. Tím se naopak zvyšuje náročnost na řízení motoru v přechodových režimech.

4.8 UPRAVENÝ SIMULAČNÍ MODEL

Kompresní poměr je parametr, jenž ovlivňuje celkovou účinnost spalovacího motoru. Velkou nevýhodou zvyšování této hodnoty je náchylnost na vznik detonačního spalování. Vhodnou volbu umožňují data, která jsou vzájemně porovnána pro jinou hodnotu kompresního poměru (kap. 4.2.1). Pro aplikaci vyšší hodnoty je vhodné implementovat opatření, které snižují nevýhody s tím spojené. Úprava kompresního poměru bude jednoznačně využita ke změně dosavadního základního simulačního modelu.

Dlouhozdvihová koncepce vykázala horší výsledné parametry takřka ve všech ohledech. Pro úpravu základního modelu motoru se tedy nejvíce jako příliš vhodná úprava. Nicméně, jak je zmíněno v kap. 4.3, tato úprava v reálné aplikaci využívá nasávanou směs s vyšší turbulencí a je tedy možné zvýšit kompresní poměr. Z hlediska výrobních nákladů se nejvíce tato možnost příliš užitečná, zejména kvůli většímu objemu celkového materiálu na výrobu bloku motoru.

Dvouventilová technika nabízí jednodušší konstrukční řešení hlavy válců, zástavbového prostoru a celkově nákladů na výrobu. Z hlediska výsledných parametrů simulace je točivý moment i výkon nižší. Toto snížení hodnot se projevuje i na mechanické a celkové účinnosti.

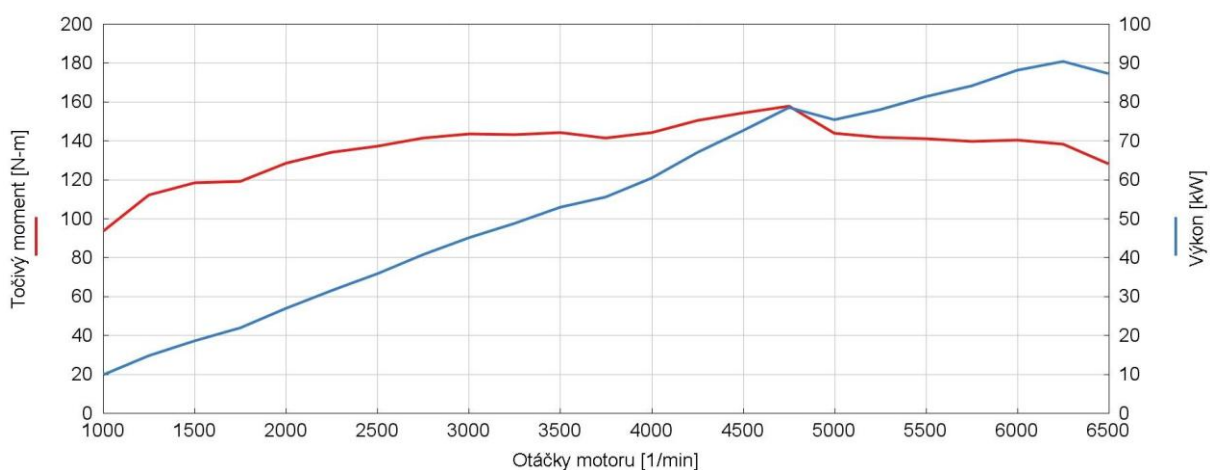
Prodloužený expanzní zdvih vykázal vyšší výkonové parametry od středního pásma otáček až po konec otáčkového spektra základního modelu motoru. Podobné zvýšení je i s účinností jak mechanickou, tak celkovou. Naopak se negativně zvýšil maximální tlak ve válci.

Recirkulace výfukových plynů má za úkol především snižovat vzniklé oxidy dusíku. Základní simulační model motoru je atmosféricky plněný s nepřímým vstřikováním paliva a tím je tato složka emisí nižší v důsledku nižších teplot. Výsledné výkonové parametry a i maximální

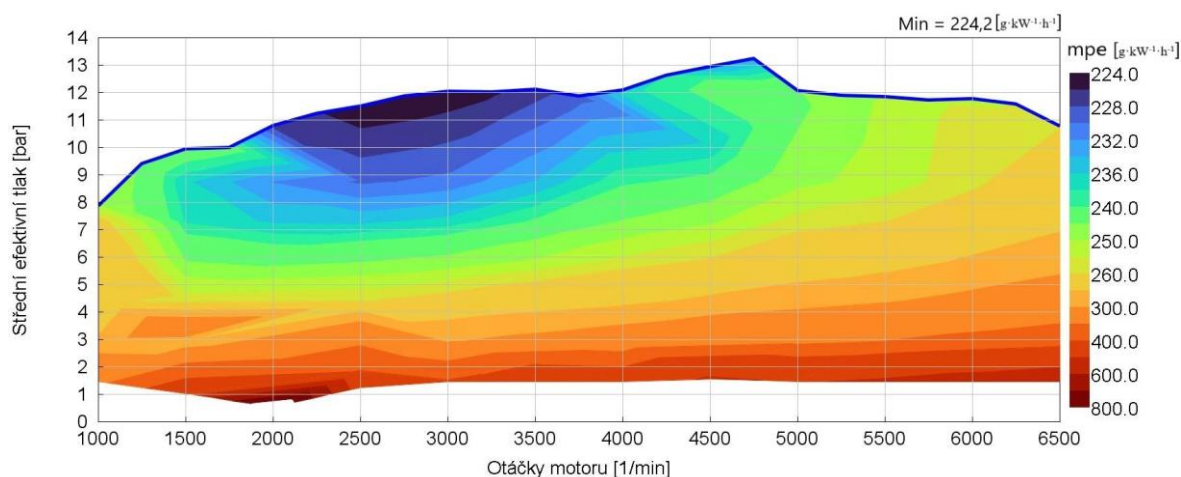
dosažené hodnoty mechanické a celkové účinnosti jsou téměř podobné vůči základnímu simulačnímu modelu. Optimalizace k dosažení nižší hodnoty měrné efektivní spotřeby paliva došla k závěru nejvyšší hodnoty procentuálního množství recirkulovaných spalin 6 %. Toto číslo není vysoké a vyjadřuje to skutečnost využití nízké recirkulace výfukových plynů u koncepce základního simulačního modelu motoru. Díky dostupným výsledným parametrům není ekonomicky smysluplné tuto úpravu aplikovat.

Spalování chudé směsi se nejeví momentálně jako vhodná úprava základního simulačního modelu motoru, zejména kvůli nutné CFD analýze proudění směsi a dalším nutných opatřením pro snížení emisí oxidů dusíku.

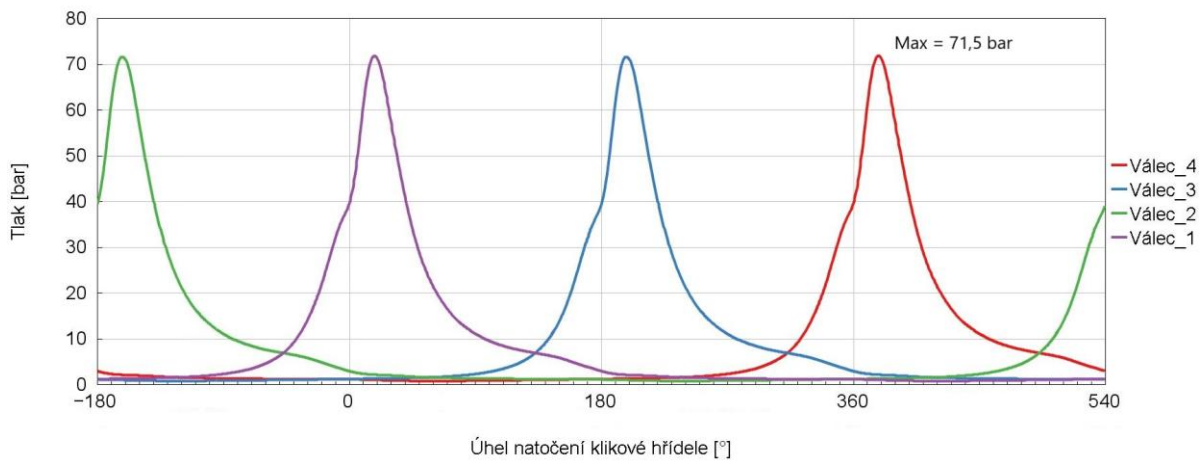
Na základní simulační model motoru je aplikovaná dlouhozdvihová koncepce společně s vyšší turbulencí nasávané směsi a prodloužený expanzní zdvih s hodnotou kompresního poměru 14.



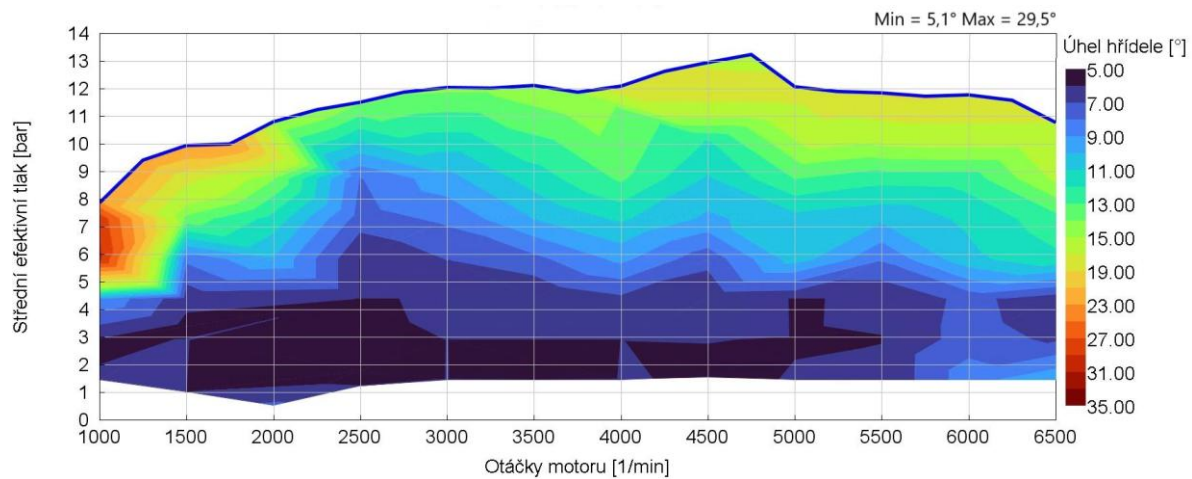
Obr. 86 Vnější otáčková charakteristika



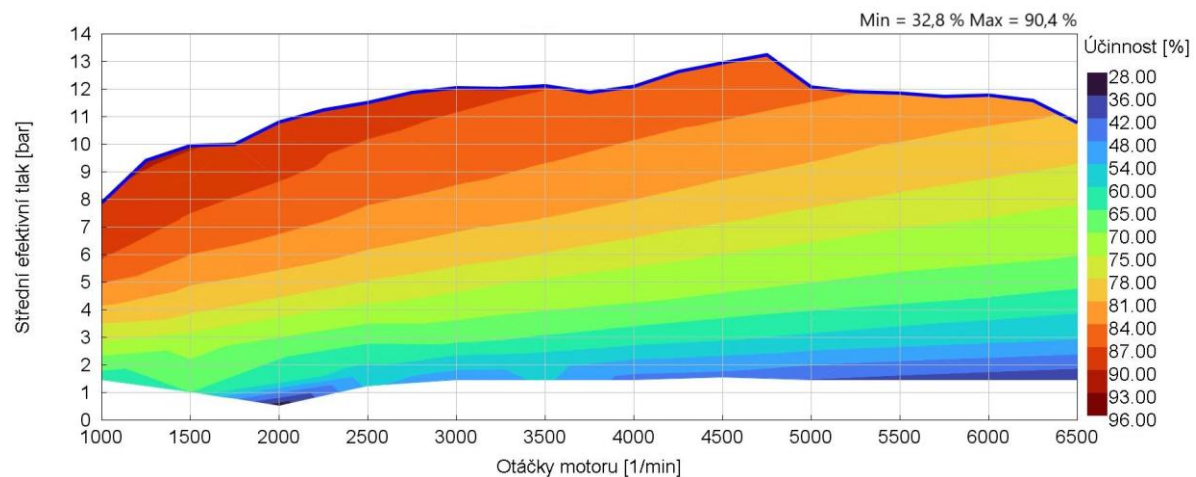
Obr. 87 Úplná charakteristika



Obr. 88 Maximální tlaky ve válci

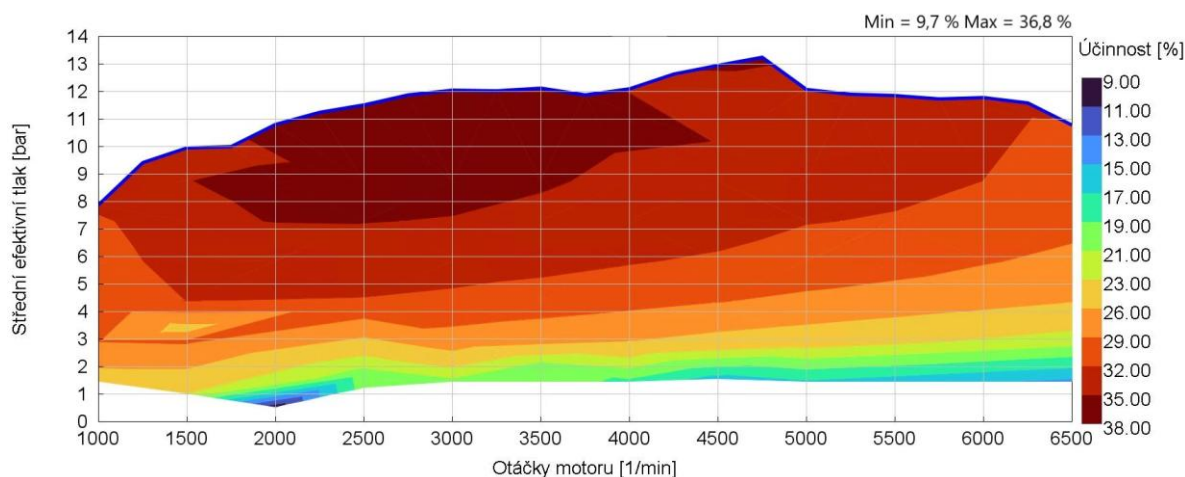


Obr. 89 Bod 50 % spálení směsi



Obr. 90 Mechanická účinnost

Výsledné výkonové parametry (obr. 86) upraveného modelu motoru vzrostly, zároveň měrná efektivní spotřeba (obr. 87) klesla. Díky vzájemné kombinaci úprav se dosáhlo zvýšení mechanické (obr. 90) a celkové účinnosti (obr. 91).



Obr. 91 Celková účinnost

Tab. 23 Výsledné parametry kombinovaných úprav vůči základnímu modelu motoru

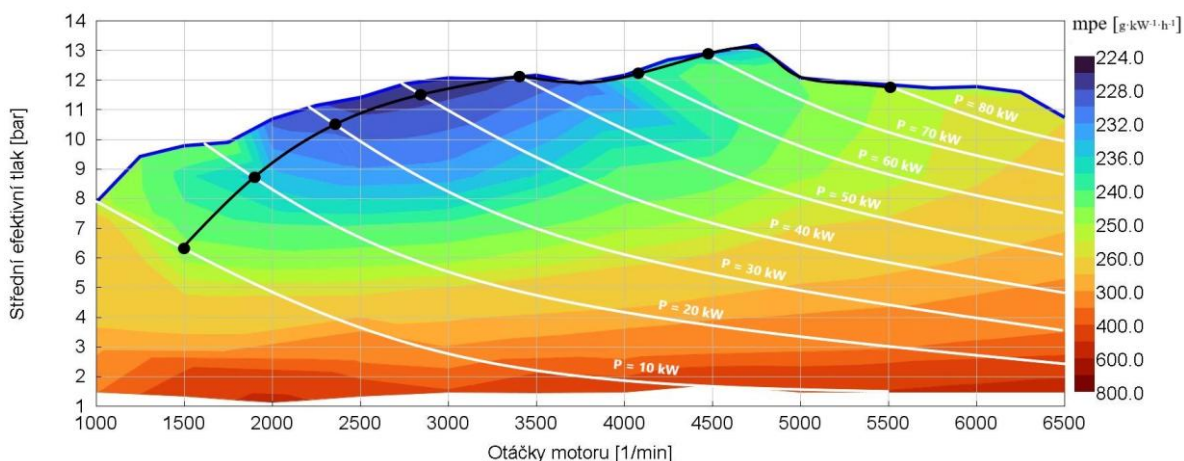
		Základní model motoru	Kombinované úpravy
Maximální točivý moment	[N·m]	143,9	157,7
Maximální výkon	[kW]	78,2	90,3
Maximální tlak ve válci	[bar]	55,8	71,5
Minimální měrná efektivní spotřeba	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	239,3	224,2
Maximální mechanická účinnost	[%]	94,6	90,4
Maximální celková účinnost	[%]	34,5	36,8
Maximální plnicí účinnost	[%]	99,3	100,8
Maximální průtok směsi sacím ventilem	[g·s ⁻¹]	11,9	11,9

Bod 50 % shořelé směsi (obr. 89) slouží ke kontrole správné funkce spalovacího motoru. Velká nevýhoda aplikace této úpravy je zvýšený maximální tlak ve válci (obr. 88), jenž má zásadní vliv na konstrukci veškerých komponent v klikovém mechanismu motoru.

Pro snížení propadu v nízkých otáčkách by bylo vhodné změnit nastavení variabilního časování ventilů. V praxi se optimalizace časování ventilů pro nízkou měrnou efektivní spotřebu týká oblastí zatížení pod vnější otáčkovou charakteristikou, přičemž samotná vnější čára by měla dosáhnout díky proměnnému časování ventilů maximálním možným výkonovým parametrům. Z tab. 23 je možné vyčíst zvýšení parametrů prakticky ve všech ohledech. Druhým významným rozdílem je zvýšení celkové účinnosti i do oblastí částečné zátěže. Dílčí porovnání charakteristik základního simulačního modelu a modelu kombinující úpravy lze najít v příloha 4.

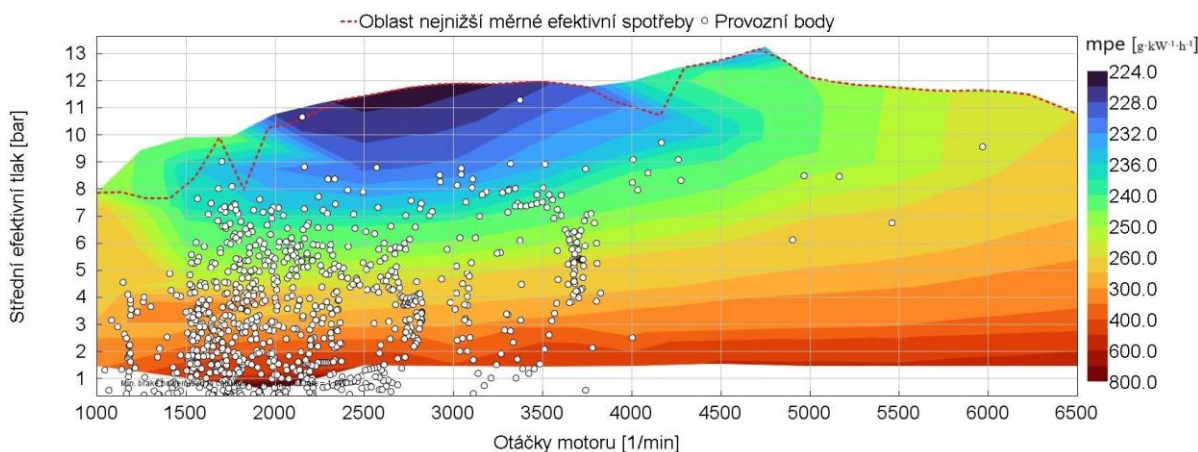
4.9 VYUŽITÍ UPRAVENÉHO MOTORU V HYBRIDNÍM POHONU

Veškeré aplikované úpravy ať už více, či méně slouží ke zvyšování účinnosti v oblastech nejčastější zátěže spalovacího motoru. Výhodou připojení elektromotoru je maximální využitelnost těchto oblastí s vysokou účinností spalovacím motorem během jízdy vozidla. Provozní body jsou následně ovlivněné zejména řídicím algoritmem hybridního pohonu.



Obr. 92 Provozní oblast upraveného simulačního modelu

Pro porovnání cyklu WLTC může sloužit obr. 93. Pro jízdní cyklus byl využit stávající model vozidla reprezentující Škodu Rapid původně prodávanou na ruském trhu.



Obr. 93 Jízdní cyklus WLTC s upraveným simulačním motorem

Pro paralelní uspořádání hybridního systému je snaha využívat provozní oblast motoru s nejvyšší dosažitelnou celkovou účinností. Z obr. 91 je to oblast od 2000 až 3000 min^{-1} a při středním efektivním tlaku od 7 barů. V případě, že by docházelo provozu spalovacího motoru v bodech s nízkou účinností, tak řídicí jednotka by měla primárně využívat pro pohon vozidla elektromotor. Ten slouží i jako pomocný agregát při požadavku vyššího výkonu nebo k dosažení provozní oblasti s vysokou účinností.

Pro sériové uspořádání hybridního pohonu je klíčový řídicí algoritmus celého systému. Ten na základě požadavku výkonu může změnit provozní bod spalovacího motoru takřka bez omezení na jízdní podmínky vozidla. Volba těchto bodů vychází z požadavků na výkon generátoru (spalovacího motoru), hlučnosti motoru v závislosti na rychlosti pohybu vozidla a také například na ztrátový výkon pro pohon pomocných agregátů. Zpravidla tedy sériové uspořádání umožňuje navrhnout a optimalizovat spalovací motor pro užší spektrum otáček a zatížení, čímž lze dosáhnout lepších parametrů než v případě pohonné jednotky v konvenčním vozidle.

ZÁVĚR

V první části práce se stručně popsalo rozdělení hybridních pohonů v osobních vozidlech, včetně jejich jednotlivých částí. Poté navazuje přehled současných nejběžnějších pohonných jednotek, se kterými se lze setkat. Úkolem přehledu je vystihnout úpravy spalovacího motoru, které přispívají k dosažení vyšší účinnosti, včetně jejich případných nevýhod. Součástí je i aplikace alternativních obecných cyklů a příslušenství spalovacích motorů z hlediska redukce emisí.

Další část práce se věnuje konkrétním úpravám aplikovaným jednotlivě na model simulačního motoru vycházejícího z pohonné jednotky Škoda 1,5 MPI. Hlavním rozdílem je samostatně navržené sací a výfukové potrubí pro případ základního modelu motoru použitého pro úpravy.

Předpoklady a výsledné parametry získané ze simulace jednotlivých úprav jasně ukázaly jejich aplikovatelnost ve spalovacích motorech, přičemž veškeré úpravy slouží ke zvýšení účinnosti v provozních bodech motoru. Pro základní model motoru byla použita kombinace dlouhozdvihové koncepce a prodlouženého expanzního zdvihu společně s vyšším kompresním poměrem. Účinnost upraveného motoru byla zvýšena a v prostředí úplné charakteristiky prostorově rozšířena i do oblasti částečného zatížení.

Pro synchronizaci takto upraveného motoru s elektromotorem je důležitý samotný řídicí algoritmus celé soustavy. Další ovlivnění veškerých provozních bodů spalovacího motoru v jízdním cyklu WLTC spočívá na vhodné volbě hybridního uspořádání, akumulátoru, elektromotoru a výkonové elektronice.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NAKATA, Koichi, Shinichiro NOGAWA, Daishi TAKAHASHI, Yasushi YOSHIHARA, Atsunori KUMAGAI a Tetsushi SUZUKI. Engine Technologies for Achieving 45% Thermal Efficiency of S.I. Engine [online]. 2015, 2015, 179-192 [cit. 2021-01-28]. ISSN 1946-3936. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/2015-01-1896>
- [2] LASÍK. Porsche Semper Vivus - hybrid z roku 1900. Auto&Veteran Kaleidoskop [online]. Autokaleidoskop.cz, ©2020, 2011 [cit. 2020-11-06]. Dostupné z: <https://www.autokaleidoskop.cz/Historie/Porsche-Semper-Vivus-hybrid-z-roku-1900/>
- [3] History of the Toyota Prius. The official blog of Toyota UK [online]. Toyota (GB), 2015 [cit. 2020-11-07]. Dostupné z: <https://blog.toyota.co.uk/history-toyota-prius>
- [4] TOYOTA 1NZ-FXE. ENGINESPECS [online]. ENGINE-SPECS.NET, © 2016-2021 [cit. 2021-01-31]. Dostupné z: <https://www.engine-specs.net/toyota/1nz-fxe.html>
- [5] Hyundai Tucson III (TL) SUV [online]. [cit. 2021-02-02]. Dostupné z: http://motobase.pl/cz/hyundai,tucson,iii_tl,suv_2018,engine_2_0_crdi_4wd_48v_mhev_185km,samochody_osobowe.html#engine
- [6] Hyundai 48-Volt Mild Hybrid System. Hyundai [online]. 2019 [cit. 2021-02-02]. Dostupné z: <https://www.hyundai.news/eu/model-news/hyundai-48-volt-mild-hybrid-system/>
- [7] FUSHIKI, Shunsuke. The New Generation Front Wheel Drive Hybrid System [online]. 2016, , 109-114 [cit. 2021-02-05]. ISSN 2167-4191. Dostupné z: doi:<https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.4271/2016-01-1167>
- [8] ZJISTĚTE VÍCE O HYBRIDNÍ TECHNOLOGII TOYOTA. Toyota [online]. Toyota Central Europe - Czech [cit. 2021-02-06]. Dostupné z: <https://www.toyota.cz/hybrid-innovation/>
- [9] MATSUO, Shinji, Eiji IKEDA, Yoshiaki ITO a Hiroyuki NISHIURA. The New Toyota Inline 4 Cylinder 1.8L ESTEC 2ZR-FXE Gasoline Engine for Hybrid Car [online]. United States: SAE International, 2016 [cit. 2021-5-30]. ISSN 2688-3627. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/2016-01-0684>
- [10] Eugenio. Toyota ZR series engines. Toyota-club.net [online]. [cit. 2021-8-31]. Dostupné z: https://toyota-club.net/files/faq/19-09-30_faq_zr-engine_eng.htm
- [11] Toyota Prius Prime Advanced PHV, 2017. Carfolio.com [online]. [cit. 2021-12-14]. Dostupné z: <https://www.carfolio.com/toyota-prius-prime-advanced-phv-558712>
- [12] 2ZR-FXE Engine TOYOTA Prius 2018 DAA-ZVW55 1900037790. *BE FORWARD* [online]. BE FORWARD CO., © 2021 [cit. 2021-08-31]. Dostupné z: <https://autoparts.beforward.jp/detail/Engine---Components/Engines/PA34805952/>
- [13] VAG SSP 537 – The Golf GTE. ProCarManuals [online]. ProCarManuals, © 2017-2020 [cit. 2021-9-2]. Dostupné z: <https://procarmanuals.com/vag-ssp-537-golf-gte/>

- [14] Self Study Program 511 – The New EA211 Petrol Engine Family. ProCarManuals [online]. ProCarManuals, © 2017-2020 [cit. 2021-9-2]. Dostupné z: <https://procarmanuals.com/self-study-program-511-new-ea211-petrol-engine-family-design-function/>
- [15] CINAR, Can, Abdullah Onur OZDEMIR a Tolga TOPGÜL. Theoretical and Experimental Investigation of the Performance of an Atkinson Cycle Engine. *Arabian Journal for Science and Engineering* (2021) 46 [online]. 2021, 2021, , 7841–7850 [cit. 2021-9-20]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1007/s13369-021-05595-7>
- [16] PAVELEK, Milan a kolektiv. TERMOMECHANIKA. 3. přepracované. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o. Brno, 2003. ISBN 80-214-2409-5.
- [17] CNET. Car Tech 101: The Atkinson Cycle engine explained (On Cars). Youtube [online]. 2015 [cit. 2021-10-5]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=gD2AQuhbHdk>
- [18] Self-study Programme 554: The 2,0 l 132 kW TSI engine. CARDIAGN.COM [online]. 2016 [cit. 2021-10-5]. Dostupné z: <https://cardiagn.com/the-2-0-l-132-kw-tsi-engine-self-study-programme-553/>
- [19] Spalovací motory. 2. vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [20] SNYDER, John Beltz. 2019 Toyota Prius AWD-e First Drive Review | Welcome to the Snow Belt. Autoblog [online]. Verizon Media, ©2021, 2018 [cit. 2021-10-17]. Dostupné z: <https://www.autoblog.com/2018/12/12/2019-toyota-prius-awd-e-review-first-drive/#slide-1299940>
- [21] VLK, František. Automobilová technická příručka. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [22] Toyota Motor Corporation. Dynamic Force Engine. Youtube [online]. © 2021, 2016 [cit. 2021-10-25]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=cWHq-Qr903g>
- [23] KONRAD, Reif, ed. Fundamentals of automotive and engine technology. 1. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-658-03971-4.
- [24] ZHANG, Xiaowu. Design of Power Split Hybrid Powertrains with Multiple Planetary Gears and Clutches. Research Gate [online]. © 2008-2021, 2015 [cit. 2021-11-11]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/295561936_Design_of_Power_Split_Hybrid_Powertrains_with_Multiple_Planetary_Gears_and_Clutches
- [25] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [26] BMW 330e Plug-In Hybrid Test Drive Review. INSIDEEVs [online]. 2016 [cit. 2021-12-06]. Dostupné z: <https://insideevs.com/reviews/327630/bmw-330e-plug-in-hybrid-test-drive-review/>

- [27] DUCHOŇ, Jiří. Peugeot 508 PHEV Hybrid – Alchymie. Automobil [online]. Redakce Automotorevue, © | 2011 - 2021, 2020 [cit. 2021-12-07]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/testy/svezli-jsme-se/peugeot-508-phev-hybrid-alchymie_47857.html
- [28] Peugeot 508 SW HYBRID 225 - Specifications (2020-). EncyCARpedia [online]. [cit. 2021-12-07]. Dostupné z: <https://www.encycarpedia.com/peugeot/20-508-sw-hybrid-225-estate>
- [29] Mercedes-Benz S 400 BlueHYBRID: The CO2 champion in the luxury class, with an efficient hybrid drive system and lithium-ion technology. DAIMLER [online]. Daimler, © 2021, 2008 [cit. 2021-12-12]. Dostupné z: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Mercedes-Benz-S-400-BlueHYBRID-The-CO2-champion-in-the-luxury-class-with-an-efficient-hybrid-drive-system-and-lithium-ion-technology.xhtml?oid=9361590#prevId=7430071>
- [30] Mercedes S 400 Hybrid - Specifications (2010-2013). EncyCARpedia [online]. [cit. 2021-12-12]. Dostupné z: <https://www.encycarpedia.com/mercedes/10-s-400-hybrid-saloon>
- [31] Autoservis Mercedes Dolany. Mercedes S400 Hybrid W221 M272 oprava ALUSILOVÝCH válců část 2. Youtube [online]. Google, © 2021, 2019 [cit. 2021-12-12]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=_H-KEdXGQMU
- [32] BMW 330e iPerformance - Specifications (2016-2018). EncyCARpedia [online]. [cit. 2021-12-12]. Dostupné z: <https://www.encycarpedia.com/bmw/16-330e-iperformance-saloon>
- [33] Volkswagen Golf GTE, 2015. Carfolio.com [online]. [cit. 2021-12-14]. Dostupné z: <https://www.carfolio.com/volkswagen-golf-gte-520267>
- [34] ISHIDA, Michiyasu, Kenjiro ODA a Shoji NAMEKAWA. *MILLER CYCLE ENGINE*. 2012. United States. US 2012/0279218 A1. Uděleno 13.6.2012. Zapsáno 11.8.2012.
- [35] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Miller Cycle Engines. *Dieselnet.com* [online]. © ECOpoint, 2019 [cit. 2022-01-12]. Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/engine_miller-cycle.php
- [36] Hwang, K., Hwang, I., Lee, H., Park, H. et al., "Development of New High-Efficiency Kappa 1.6L GDI Engine," SAE Technical Paper 2016-01-0667, 2016, doi:10.4271/2016-01-0667
- [37] Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC). *Dieselnet.com* [online]. ECOpoint, © 1997-2022 [cit. 2022-03-30]. Dostupné z: <https://dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>
- [38] MILER, Petr. Škoda Rapid 1,6 MPI: máme kompletní technická data, pro ČR být nemusí. *Autoforum* [online]. MotorCom, ©1996-2022, 2013 [cit. 2022-04-22]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/predstaveni/skoda-rapid-1-6-mpi-mame-kompletni-technicka-data-pro-cr-byt-nemusi/>

- [39] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. Second edition. New York: McGraw-Hill Education, [2018]. ISBN 978-126-0116-106.
- [40] MAHDI, Faghieh a Chen ZHENG. The constant-volume propagating spherical flame method for laminar flame speed measurement,. *Science Bulletin* [online]. 2016, 2016, 1296-1310 [cit. 2022-05-05]. ISSN ISSN 2095-9273. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1007/s11434-016-1143-6>
- [41] Mechanical efficiency and friction mean effective pressure (FMEP). In: *X-engineer* [online]. x-engineer.org, © 2022 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/mechanical-efficiency-friction-mean-effective-pressure-fmep>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

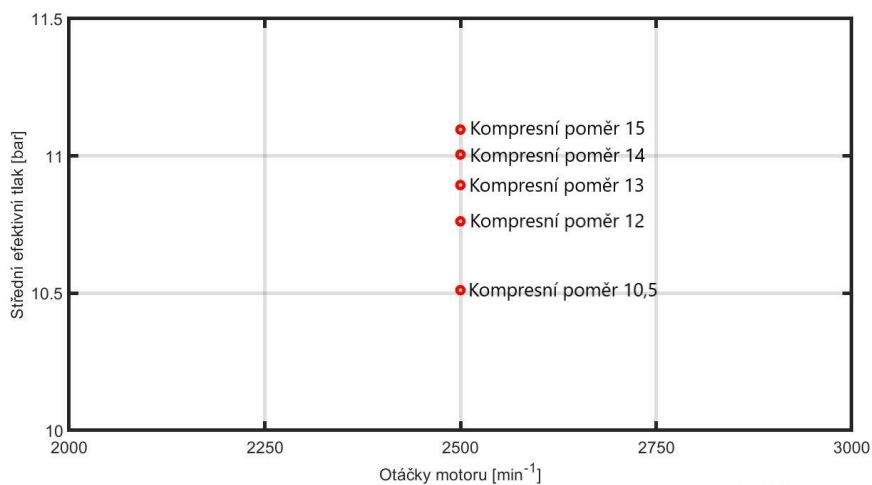
CFD		Computational Fluid Dynamics
DOHC		Double Over Head Camshaft
EGR		Exhaust Gas Recirculation
HEV		Hybrid Electric Vehicle
HV		Hybrid Vehicle
MHEV		Mild Hybrid Electric Vehicle
MHSG		Mild Hybrid Starter Generator
MPI		Multi Point Injection
NEDC		New European Driving Cycle
PHEV		Plug - in Hybrid Electric Vehicle
SOHC		Single Over Head Camshaft
TSI		Turbocharged Stratified Injection
VVT		Variable Valve Timing
WLTC		World Harmonized Light Vehicle Duty Test Cycle
A	$[-]$	Součinitel maximálního tlaku ve válci
a_s	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední rychlost zvuku
B	$[bar \cdot s \cdot m^{-1}]$	Součinitel střední pístové rychlosti
C	$[bar \cdot s^2 \cdot m^{-2}]$	Umocněný součinitel střední pístové rychlosti
c_s	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední pístová rychlost
D	$[m]$	Vrtání
$FMEP_{Const}$	$[bar]$	Konstantní složka středního tlaku třecích ztrát
H_u	$[J \cdot kg^{-1}]$	Výhřevnost paliva
i	$[-]$	Poměr zdvihu a vrtání
i_p	$[Pa]$	Indikovaný tlak
i_v	$[-]$	Počet válců
k	$[-]$	Zdvihový poměr
K	$[-]$	Poissonova konstanta
l_{rez}	$[m]$	Délka rezonančního potrubí
\dot{m}_p	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní průtok paliva
m_{pe}	$[g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}]$	Měrná efektivní spotřeba paliva
n	$[min^{-1}]$	Otáčky motoru

η_t	[-]	Termická účinnost
P	[Pa]	Tlak plynů
P_0	[Pa]	Referenční tlak
p_e	[Pa]	Efektivní tlak
P_e	[W]	Efektivní výkon motoru
P_{max}	[bar]	Maximální tlak ve válci
q_C	[J]	Odváděné teplo
q_H	[J]	Dodávané teplo
r	[J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹]	Plynová konstanta
s	[J·K ⁻¹]	Entropie
S_u	[m·s ⁻¹]	Laminární rychlost šíření plamene
$S_{u,0}$	[m·s ⁻¹]	Laminární rychlost šíření plamene za referenčního tlaku a teplotě
T_C	[K]	Nejnižší teplota v oběhu
T_H	[K]	Maximální teplota v oběhu
T_s	[K]	Střední teplota v potrubí
T_u	[K]	Teplota nespáleného plynu
$T_{u,0}$	[K]	Referenční teplota
$V_{dú}$	[m ³]	Objem ve válci v dolní úvrati
$V_{hú}$	[m ³]	Objem ve válci v horní úvrati
V_V	[m ³]	Objem nasátého vzduchu do válce
$V_{Vteor.}$	[m ³]	Teoretický objem nasátého vzduchu
V_Z	[m ³]	Zdvihový objem motoru
$V_{zdú}$	[m ³]	Objem zapálené směsi ve válci v dolní úvrati
$V_{zhú}$	[m ³]	Objem zapálené směsi ve válci v horní úvrati
Z	[m]	Zdvih
α	[-]	Exponent teploty
β	[-]	Exponent tlaku
ε	[-]	Kompresní poměr
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
λ_{exp}	[-]	Expanzní poměr
τ	[-]	Taktnost

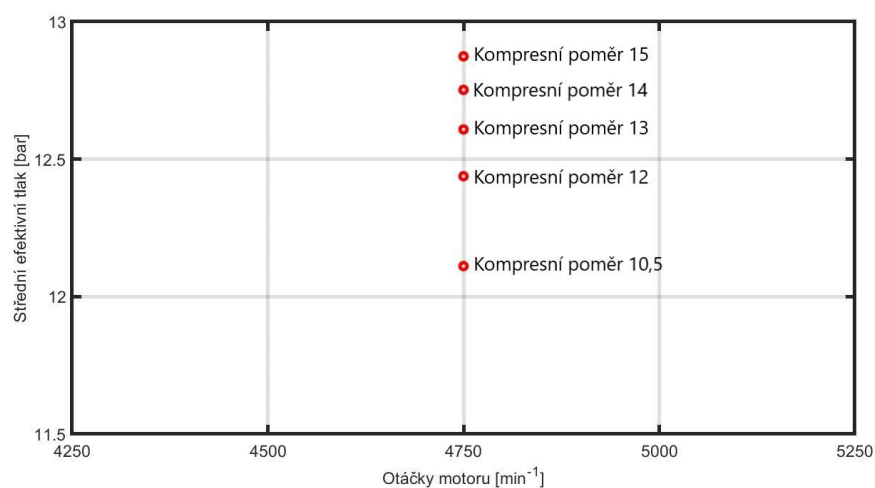
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Pozice jednotlivých bodů kompresního poměru	I
Příloha 2 – Porovnání parametrů spalovacích motorů	II
Příloha 3 – Spalovací prostor v hlavě válců.....	II
Příloha 4 – Porovnání parametrů základního a upraveného motoru	III

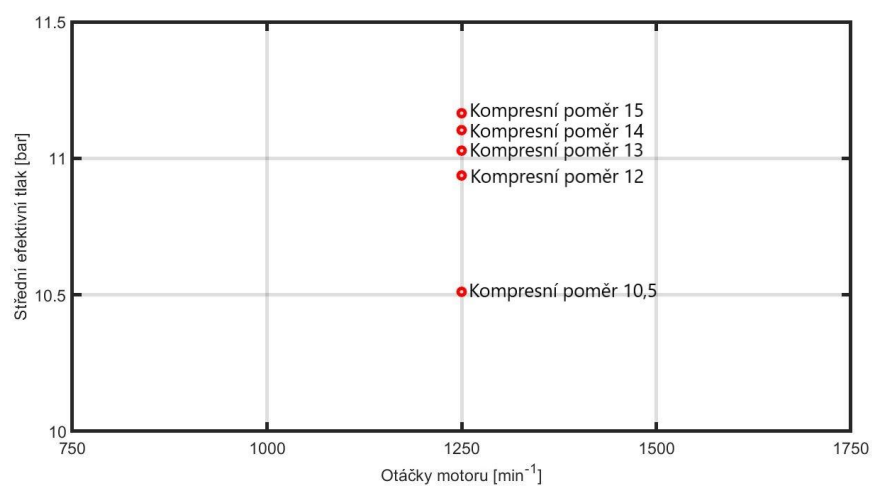
PŘÍLOHA 1 – POZICE JEDNOTLIVÝCH BODŮ KOMPRESNÍHO POMĚRU



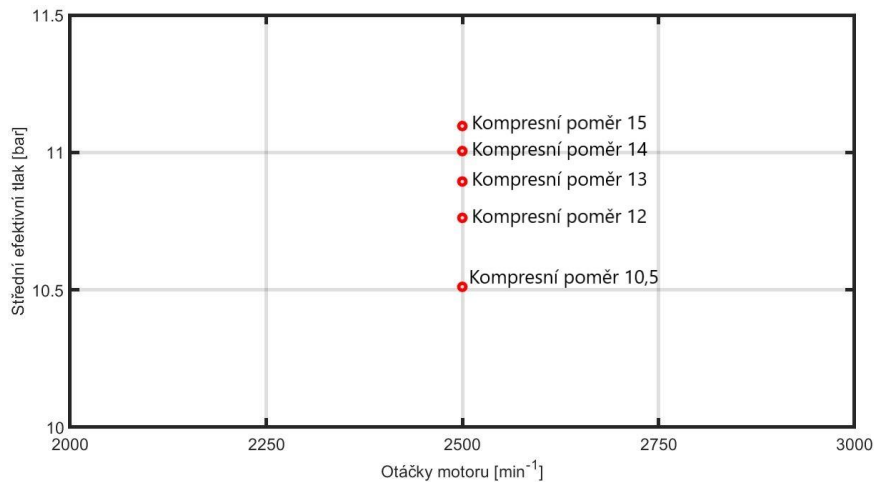
Obr. P1 Body nejnižší měrné efektivní spotřeby



Obr. P2 Body maximálního tlaku ve válci



Obr. P3 Body maximální mechanické účinnosti



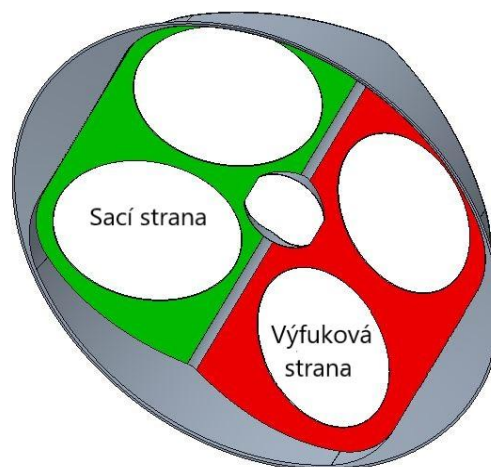
Obr. P4 Body maximální celkové účinnosti

PŘÍLOHA 2 – POROVNÁNÍ PARAMETRŮ SPALOVACÍCH MOTORŮ

Tab. P1 Střední pístové rychlosti jednotlivých spalovacích motorů

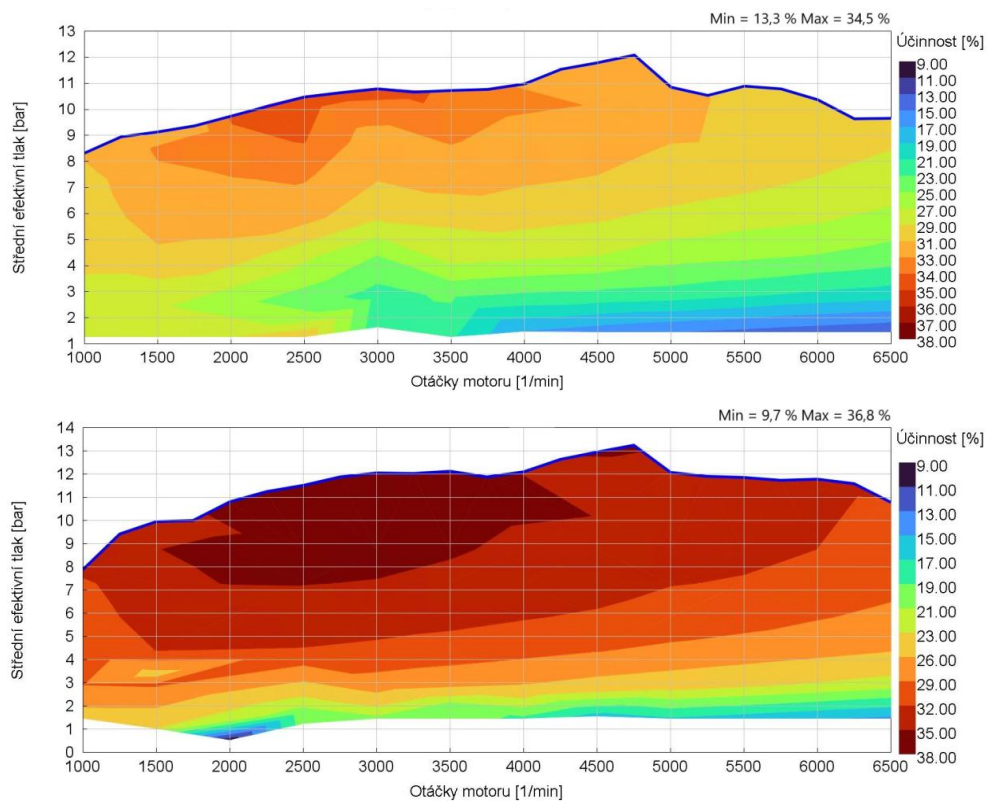
	Střední pístová rychlost [m·s ⁻¹]
Toyota Prius	19,13
Volkswagen Golf 7 GTE	17,33
BMW 330e	20,49
Peugeot 508 1,6 thp	18,59
Mercedes Benz S400	18,63
Základní simulační model	18,61
Dlouhozdvihová koncepce	20,67

PŘÍLOHA 3 – SPALOVACÍ PROSTOR V HLAVĚ VÁLCŮ

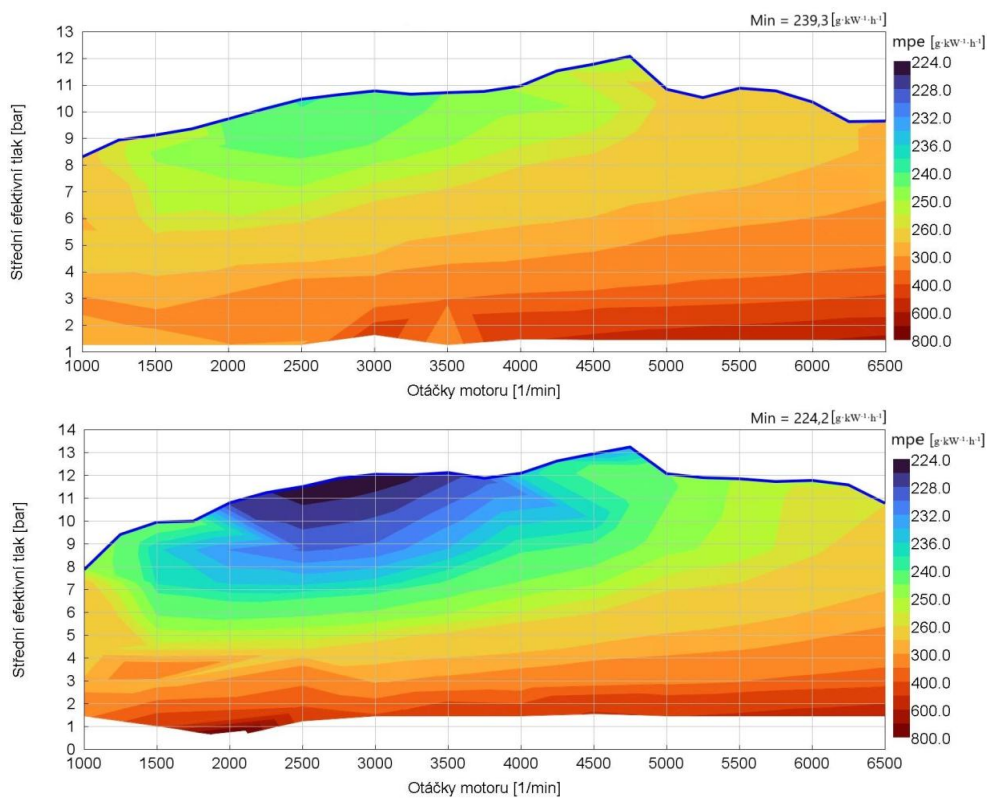


Obr. P5 Spalovací prostor v hlavě válců pro analýzu rozměrových parametrů ventilů

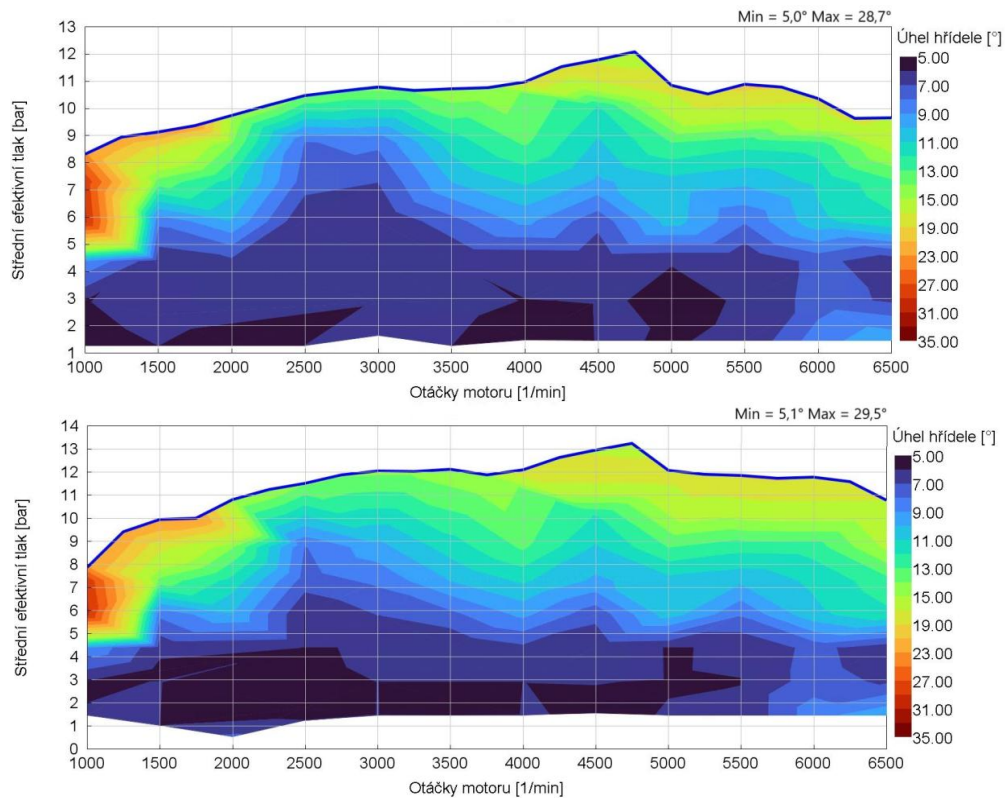
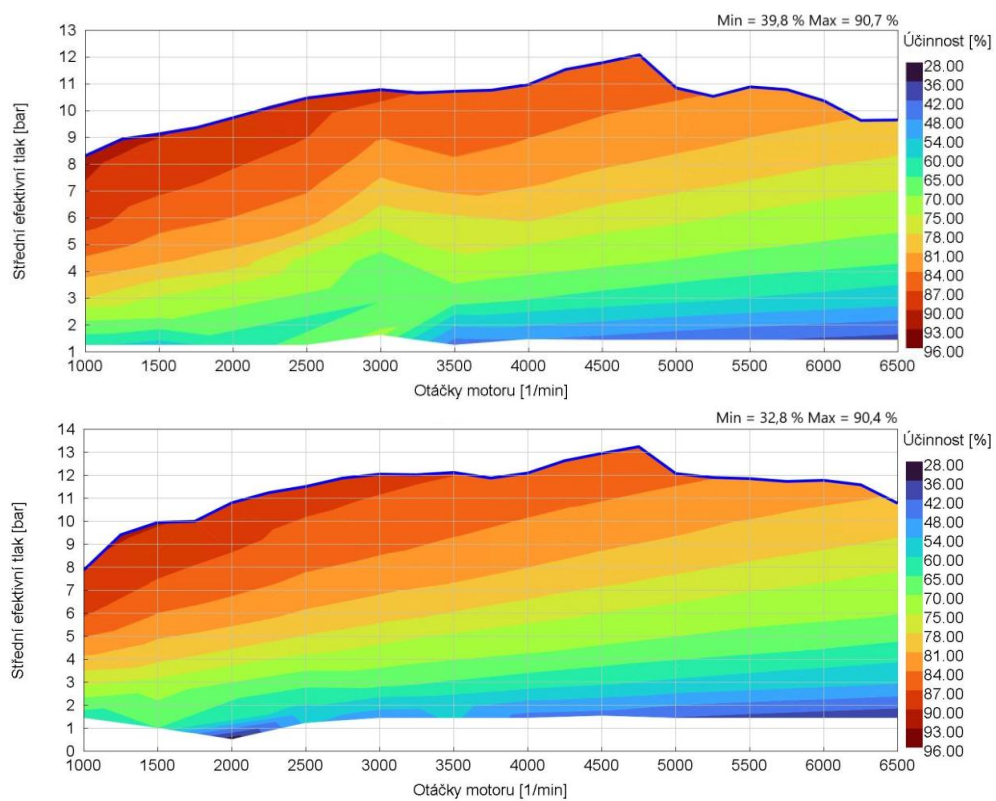
PŘÍLOHA 4 – POROVNÁNÍ PARAMETRŮ ZÁKLADNÍHO A UPRAVENÉHO MOTORU



Obr. P6 Zvýšení a rozšíření oblasti s vyšší účinností pro upravený model motoru



Obr. P7 Úplná charakteristika

*Obr. P8* Bod 50 % spálení směsi*Obr. P9* Mechanická účinnost