



# 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

## APLIKACE CHLAZENÉ RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ U MODERNÍCH ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

APPLICATION OF COOLED EXHAUST GAS RECIRCULATION ON MODERN GASOLINE  
ENGINES

### TEZE DIZERTAČNÍ PRÁCE

SHORT VERSION OF THE DOCTORAL THESIS

**AUTOR**

AUTHOR

Ing. Jiří Bazala

**ŠKOLITEL**

SUPERVISOR

PROF. ING. VÁCLAV PÍŠTĚK, DRSC.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

EGR, vodní vstřikování, účinnost, spotřeba paliva, zážehový motor, recirkulace výfukových plynů, zpětné získávání vody

## **KEYWORDS**

EGR, water injection, efficiency, fuel consumption, spark ignition engine, exhaust gas recirculation, water harvesting

Vysoké učení technické v Brně  
Fakulta strojního inženýrství  
Areálová knihovna  
Technická 2896/2  
616 69 Brno

© Jiří Bazala, 2023  
ISBN 80-214-  
ISSN 1213-4198

# OBSAH

Úvod .....	5
<b>1 Současný stav problematiky .....</b>	<b>7</b>
1.1 EGR (Recirkulace výfukových spalin) .....	7
1.2 Limitace EGR systému a jeho možné řešení .....	9
1.3 Vstřikování vody.....	10
<b>2 Měření a indikace sériového motoru .....</b>	<b>11</b>
<b>3 Model sériového motoru – korelace modelu spalování (Indikace).....</b>	<b>13</b>
3.1 Sériový motor .....	14
3.2 Upravený model s větví EGR recirkulace .....	15
3.3 Model motoru s vodním vstřikováním.....	17
3.4 Využití EGR a vodního vstřikování – optimalizace předstihu zážehu .....	18
<b>4 Ověření simulace na experimentálním vozidle .....</b>	<b>22</b>
4.1 Experiment a sledované parametry .....	23
4.1.1 Výsledky experimentu a srovnání se simulací .....	23
4.2 Limitace motoru s vodním vstřikováním, spotřeba vody a její řešení .....	25
<b>Závěr .....</b>	<b>26</b>
<b>Použité informační zdroje.....</b>	<b>27</b>



# ÚVOD

V posledních letech automobilový trh čelí kritice kvůli emisím CO<sub>2</sub> a globálnímu oteplování. Z pohledu širších souvislostí je tedy třeba zdůraznit, že nebýt vynálezu parního stroje a později pak spalovacího motoru, tak by naše společnost, jak ji známe, neexistovala. Od dostupnosti spotřebního zboží až po vysoce odbornou lékařskou péči. Je tedy velmi krátkozraké chtít snižovat automobilovou produkci, a to ať už se jedná o chtěnou nebo nechtěnou regulaci vlivem politických rozhodnutí.

Automobilový průmysl v posledních letech zažívá docela velkých změn. Nejdříve byly u osobních vozidel preferovány spíše menší vznětové motory, které mají ze své podstaty vyšší účinnost. Aby tyto motory splňovaly stanovené emisní limity, hojně se používá systém EGR. Výfukové plyny EGR se zde chovají jako inertní plyn, který absorbuje teplo. V roce 2015 však propukla aféra „Dieselgate“. Následně se začaly preferovat spíše menší přeplňované zážehové motory. Avšak tato vozidla mají v porovnání s vozidly se vznětovými motory vyšší spotřebu paliva. Dalším milníkem ve vývoji osobní automobilové přepravy je přicházející elektromobilita, která postupně navyšuje svůj poměr na trhu. Nicméně zvyšování účinnosti spalovacích motorů je stále žádoucí, protože spalovací motory budou potřeba ještě několik dalších desítek let. Například zdroje [1][2] uvádí, že v roce 2040 se prodá ještě 45 milionů vozidel, které v nějaké formě budou obsahovat spalovací motor. Tato vozidla pak budou provozována další desítky let u svých prvních, druhých nebo třetích majitelů, třeba i v Afrických zemích.

Pokud se podíváme na hledisko hlavní motivace omezování spalovacích motorů, a to celkovou produkcí emisí CO<sub>2</sub>, tak elektromobilita nemusí přinést potřebné zlepšení. Mnohé studie naznačují, že emise CO<sub>2</sub> mohou vlivem elektromobility i růst [3][4]. Proto je důležité ve vývoji spalovacích motorů pokračovat a zvyšovat jejich účinnost, a tím snižovat jejich emisní stopu. A to i proto, že emise CO<sub>2</sub> nejsou lokální problém, ale problém globální.

Jeden ze způsobů zvýšení účinnosti zážehových motorů je použití benzínový EGR systém. Ten má dvě hlavní možnosti, kterými může zlepšit účinnost motoru. První možností je podobný princip jako u dieselového motoru, a to snížením teploty ve spalovacím prostoru. Rozdíl je však v tom, že u benzínového motoru má teplota ve spalovacím prostoru hlavní vliv na klepání motoru. Systém EGR u zážehového motoru snižuje maximální teplotu ve spalovacím prostoru tím, že pojme část tepelné energie, a proto se může upravit předstih zážehu na dřívější dobu, tím zvýšit účinnost celého motoru a také zabránit obohacování spalovací směsi při vyšším zatížení, a tím tak šetřit palivo. Druhým způsobem je snížení čerpacích ztrát na tělese škrticí klapky, a to hlavně u nepřepřňovaných pohonných jednotek.

Dalším externím systémem, který dokáže zvýšit účinnosti zážehového motoru, je systém vstřikování vody. Tento systém snižuje teplotu ve spalovací komoře změnou skupenství a využitím latentní tepelné kapacity vody. Tím se zvýší hustota vzduchu a může se tedy použít nejen více paliva, aby se dosáhlo vyššího výkonu, ale také je motor s vodním vstřikováním díky snížení teploty směsi ve spalovacím prostoru méně náchylný na nežádoucí klepání.

Tato práce byla zpracována v úzké spolupráci s firmou Hanon Systems, která poskytla důležité zdroje pro technický experiment. Z tohoto důvodu tak není možné zveřejnit všechny zjištěné parametry. Avšak důležité výsledky této práce byly v práci zmíněny a lze si udělat představu o jednotlivých systémech a jejich vlivech na účinnost motoru.



# 1 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Zážehový spalovací motor jako takový vychází z Ottova ideálního cyklu. Maximální provozní podmínky zážehových spalovacích motorů jsou obecně omezeny teplotním limitem součástí motoru a podmínkami klepání. Dalším omezením u moderních zážehových motorů přeplňovaných turbodmychadlem je maximální přijatelná teplota výfukových plynů, která je omezena tepelným odporem materiálu turbínového kola turbodmychadla. V případě kritických podmínek se k ochraně součástí motoru většinou používá zvýšená dávka paliva. Tím dojde k obohacení spalovací směsi ( $\lambda < 1$ ) a odpařený benzín nám pomůže s chlazením maximálních teplot spalování.

Je známo, že zvyšování účinnosti motoru přímo závisí na tom, jak velký tlak bude vyvinut během kompresního zdvihu. Z termodynamických zákonů je také jasné, že pokud máme plyn o určitém objemu a tento plyn stlačíme, vnitřní teplota tohoto plynu vzroste, a to tím víc, čím vyšší je poměr stlačení. Zvyšování kompresního poměru zážehového motoru je omezeno náchylností tohoto motoru ke klepání motoru. Klepáním rozumíme nežádoucí jev, kdy se spalovací směs předčasně vznítí před zážehem spalovací svíčky. Při klepání vzniká lokální extrémní tlakový nárůst, který může mít až fatální vliv na součásti motoru. Tomuto jevu se musí předcházet a spalovací směs chladit pod tuto kritickou teplotu a tlak.

Je známo, že výkon motoru přímo závisí na středním efektivním tlaku ve spalovacím prostoru. Zvyšování tohoto tlaku je tedy chtěný efekt zvyšování kompresního poměru.

## 1.1 EGR (RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH SPALIN)

Recirkulace spalín (EGR) je zpětné vrácení spalín do spalovacího prostoru za účelem snížení teploty spalování a zvýšení účinnosti. Rozděluje se na vnitřní a vnější. Vnitřní recirkulace probíhá skrz časování ventilů a spaliny nejsou chlazeny. Vnější EGR se rozumí systém, který jde mimo hlavu motoru a spaliny jsou chlazeny chladivem, aby bylo dosaženo co nejvyšší účinnosti motoru. Cílem tedy je dostat do spalovacího prostoru co nejvíce ochlazené spaliny s co nejnižším tlakovým spádem.

Neexistuje žádný ucelený přehled efektů různých architektur EGR systémů. Je však známo, že někteří výrobci pohonných jednotek používají systém s připojením systému před katalyzátorem a někteří za katalyzátorem. Je také známo, že benzínový EGR systém se používá hlavně ke zlepšení Atkinsonových cyklů u atmosféricky plněných zážehových motorů. Typickým příkladem je Toyota Prius nebo Honda Fit Hybrid.

### EGR systémy použité u zážehových motorů

EGR systémy u vozidel se zážehovým motorem se začaly objevovat u posledních evolucí těchto motorů. Ze začátku to bylo hlavně u nepřepřňovaných motorů, kdy se EGR používá jako podpůrný systém Atkinsonova cyklu, a to hlavně u hybridních vozidel japonské produkce. Kratší komprese a delší expanze znamená větší termodynamickou účinnost motoru. Motor pracující v Atkinsonově cyklu však nedosahuje takových maximálních výkonů než stejně objemný motor pracující v Ottově cyklu. Proto se tento systém používá v součinnosti s elektrickým pohonem, který tuto nevýhodu kompenzuje. EGR systém u Atkinsonova cyklu umožňuje vyšší kompresní poměr, kdy EGR recirkulovaný plyn zabraňuje klepání. Ve spalovacím prostoru EGR plyn figuruje jako inertní plyn, který dokáže pojmout část tepelné

energie během komprese. Příkladem takového použití může být systém použitý u motoru Honda 1.5 (obr. 1) nebo podobný systém u objemu 2.0 l, případně konkurenční motor Toyota 1.3. U těchto konstrukcí lze vidět, že odebírané plyny pro EGR jsou až za katalyzátorem. Dále plyn prochází skrze transferní trubku, chlazeným EGR chladičem a až na konci řetězce je EGR ventil. To je hlavně z toho důvodu, že na ventil pak působí nižší teploty spalin a může se tedy navrhnout méně robustní, než kdyby byl ventil před EGR chladičem.

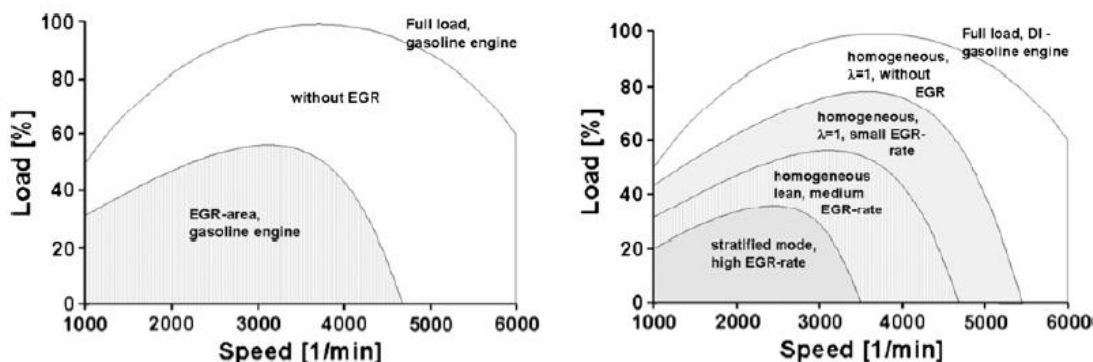


Obr. 1: EGR větev z motoru Honda 1.5 l

U přeplňovaných motorů se EGR systém vyskytuje u motorů Subaru nebo Mazda. Zde se jedná o architekturu tzv. “High Pressure”. Plyny jsou odebírány před turbínovým kolem.

### Teorie řízení EGR

Benzínový EGR systém pracuje v různých provozních bodech a v jiném rozsahu než u diesellového motoru. O to komplexnější tato problematika je. Navíc existuje rozdíl mezi použitím systému EGR u přeplňovaných a nepřepřňovaných motorů a dále také podle druhu vstřikování. Se vstřikováním do sání nebo s přímým vstřikováním (obr. 2). Tato práce bude zaměřena především na přeplňovaný motor s přímým vstřikováním paliva.



Obr. 2: Operační rozsah EGR systému (levá strana PFI motor, pravá strana DI motor) [5]



## Klepání motoru

Při standardním zapálení směsi se směs začne spalovat od zapalovací svíčky a šíří se v polokoulích do středu válce. Během toho se plynule zvedá jak spalovací teplota, tak i tlak. Pokud však teplota a tlak ve válci dosáhnou kritické meze dříve, než dojde k zapálení směsi zapalovací svíčkou, nezapálená směs se samovolně vznítí. To způsobí zvýšenou rychlost hoření směsi, což vede ke generování charakteristického hluku – klepání. Rychlý nárůst tlaku a zvýšení teploty při klepání motoru je pro mnoho součástí motoru destruktivní. Klepání lze laboratorně detekovat tlakovými senzory vloženými uvnitř spalovacího prostoru, ale v sériové výrobě je detekován akcelerometrem umístěným na bloku motoru. Pokud řídicí jednotka vyhodnotí klepání na bloku motoru, změní se čas zážehu blíže k horní úvratí (TDC). Hlavní faktor udávající, zda bude mít motor sklon ke klepání, je kompresní poměr motoru (CR). Vzhledem k tomu, že zvýšení kompresního poměru je jednou z hlavních možností, jak motoru zvýšit tepelnou účinnost, tak je tento parametr velmi sledovaný. Zvyšující se tepelná účinnost cyklu je však limitujícím faktorem. Vyšší kompresní poměr znamená vyšší sklon ke klepání, takže se musí zvolit vyvážený poměr mezi účinností motoru a životností motoru. Jak již bylo zmíněno výše, benzínový systém EGR je vhodnou technologií pro snížení možnosti klepání motoru. Standardně se toto řeší obohacením směsi ( $\lambda < 1$ ), primárně dochází ke zvýšené spotřebě paliva a sekundárně ke zvýšeným emisím oxidu uhelnatého a uhlovodíků. Tyto negativní vlivy mohou systémy EGR částečně eliminovat a motor může pracovat při  $\lambda = 1$ .

### Eliminace tlakových (čerpacích) ztrát sacího cyklu:

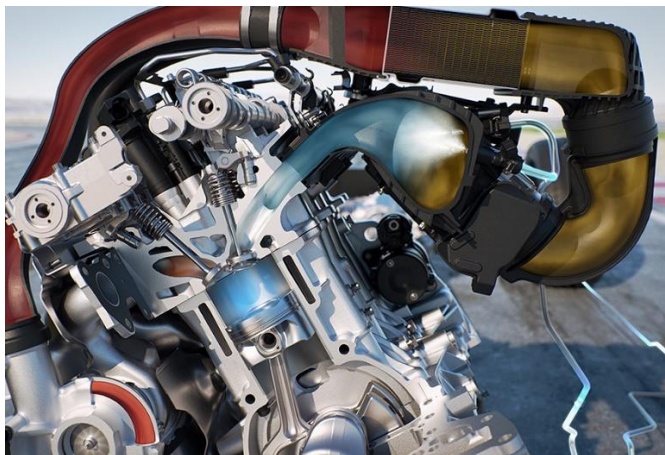
Škrticí klapka způsobuje čerpací ztráty v sacím traktu motoru. Tlakové ztráty na vzduchové (sací) straně způsobuje zvýšení spotřeby hlavně při nízkém zatížení motoru, kde je škrticí klapka v přivřeném poloze. Tento efekt se podílí na snížení práce, která byla vytvořena během jednoho cyklu čtyřdobého motoru, čímž se sníží točivý moment a výkon. To lze vidět na p-V diagramu, kde oblast nad atmosférickým tlakem grafu představuje kladnou práci jednoho cyklu motoru a oblast pod atmosférickým tlakem představuje ztrátu práce motoru. Výsledná práce cyklu je rozdíl mezi těmito dvěma hodnotami. Plyn EGR je inertní plyn a škrticí klapka se tak může více otevřít, což pozitivně ovlivní ztráty při čerpání. Tento efekt je nejvíce patrný u nepřepřehovaného motoru.

## 1.2 LIMITACE EGR SYSTÉMU A JEHO MOŽNÉ ŘEŠENÍ

Kritická hodnota EGR recirkulace se v závislosti na druhu motoru a bodu zatížení pohybuje od 20 % do 30 %, kdy již bývá narušena stabilita zápalu směsi a dochází k nežádoucímu vynechání cyklu kvůli neschopnosti zápalu. Řešením zvýšení recirkulace nad kritickou hodnotu může být systém zápalu směsi v meziprostoru spalovacího prostoru tzv. „Pre-Chamber Jet Combustion“. U tohoto systému se zápal provede v komůrce mimo hlavní spalovací prostor, tato zapálená směs prostoupí do hlavního spalovacího prostoru a následně dokáže zapálit i velmi chudou směs s EGR až 40 %. Tím se umožní zvýšení účinnosti motoru až o další 2 % [6]. Článek [7] ukazuje výsledky experimentu, kdy se do spalovacího prostoru místo EGR nuceně přidávalo 27,3 % dusíku (tato hodnota by dle autorů měla reprezentovat asi 40 % EGR), přičemž se sledovala stabilita středního indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru bez a se systémem „Jetfire Ignition“.

### 1.3 VSTŘIKOVÁNÍ VODY

Vstřikování vody (obr. 3) je přímou konkurencí pro benzínový EGR systém. Při prvním použití turbodmychadla v osobním vozidle bylo použito vstřikování kapaliny do sání, aby se zabránilo klepání. V posledních generacích zážehových motorů můžeme vidět velký zájem různých OEM výrobců používat tento systém pro zvýšení účinnosti motoru.



Obr. 3: Vodní vstřikování do sacího kanálu [8]

V dnešní době je obohacování směsi nežádoucí i s ohledem na zpřísnění legislativy, která zahrnuje omezení emisí  $CO_x$ . Nová regulace emisí vyžaduje stechiometrický provoz ( $\lambda = 1$ ) za všech provozních podmínek motoru. V důsledku toho je zapotřebí použít jiné médium s vysokou odpařovací entalpií, než je palivo.

Vodní vstřikování lze použít buď pro zlepšení výkonu motoru, nebo ke zlepšení spotřeby paliva. Pro zlepšení výkonu snižuje vstřikování vody teplotu vzduchu v sání, zmírňuje klepání a umožňuje vyšší zatížení při  $\lambda = 1$ . Tím se zvyšuje charakteristika výkonu/kroučícího momentu. Pokud jde o zlepšení spotřeby paliva, použití vodního vstřikování na zmenšeném, přeplňovaném benzínovém motoru umožňuje lepší načasování spalování a zmírnění klepání při zvýšeném kompresním poměru a zároveň zabraňuje obohacování paliva. To umožní stechiometrický provoz v celé mapě motoru. Zdá se, že se současný vývoj motorů soustředí na efekt „zlepšování výkonu“, ale lze očekávat, že se vývoj zaměří také na zlepšení spotřeby paliva [9][10][11][12][13][14]. Obě strategie mají společné to, že se využívá odpařovací entalpie kapaliny. Vstřikování vody má pětikrát vyšší chladicí účinek vlivem odpařování ve srovnání s benzínem. Z hlediska snižování spotřeby je vodní vstřikování konkurenčním systémem pro EGR systém. Bylo prokázáno, že při střední zátěži má 40-50% poměr vody k palivu se vstřikováním vody do sacího traktu motoru (PWI) stejný účinek jako poměr EGR recirkulace 10 % [14]. Vodní vstřikování má ve srovnání s EGR určité výhody, zejména lepší dávkování (řízení) protože se nejedná o uzavřený okruh jako u systému EGR.

Jako mnoho jiných systémů, které se snaží sekundárně snížit emise výfukových plynů, tak i vodní vstřikování přináší určité nevýhody aplikace. Vzhledem k tomu, že části motoru jsou vyrobeny převážně z kovu (litina, ocel, hliník atd.), voda může představovat vysoké riziko selhání v důsledku koroze. Další problém vodního vstřikování lze předpokládat při nízkých

provozních teplotách okolí pod 0 °C, kdy může voda zamrznout. To však lze překonat použitím směsi vody a alkoholu jako u historických leteckých motorů nebo zahřátím potrubí a vodní nádrže, aby nedošlo k jejímu zamrznutí [15].

## 2 MĚŘENÍ A INDIKACE SÉRIOVÉHO MOTORU

Pro řešení dizertační práce byl identifikován motor VW EA211 1,5 TSI evo (obr. 4). Motor byl vybrán na základě možností laboratoře a byl zvolen také jako zástupce moderního přeplňovaného zážehového motoru s přímým vstřikem paliva, který byl v době psaní této dizertační práce k dispozici. Práce se zabývá pouze výkonnější variantou tohoto motoru, která generuje výkon 96 kW. Tento motor disponuje technologií zvýšení termické účinnosti pomocí spalování v Millerově cyklu. Tím se může snížit spotřeba zejména v oblasti částečného zatížení, to znamená, že při provozu v reálných podmínkách. Millerova cyklu je dosaženo předčasným uzavřením sacích ventilů, tím se sníží škrtící ztráty a umožní se vysoký kompresní poměr – 12,5:1. Aby nižší objem čerstvého plynu nesnížil výkon a točivý moment, je motor vybaven hydraulickým systémem, který dokáže plynule nastavovat sací vačkový hřídel pro zvýšení plnění válců při akceleraci. Výfukový vačkový hřídel je také nastavitelný. Tato technologie je důležitá pro systém. Maximální spalovací tlak je u tohoto motoru deklarován na hodnotě 135 bar [16].



*Obr. 4: Moduly motoru z rodiny motorů EA211 evo [16]*

Specifikem tohoto motoru je chlazení výfukových svodů chladicí kapalinou. Tím může motor pracovat při stechiometrickém poměru i v módech vysokého výkonu.

Jako nejideálnější postup řešení praktické části práce bylo identifikováno v první řadě měření a indikace v určených bodech výkonové mapy sériového motoru EA 211 evo na dynamometru. Tyto body jsou základem pro simulační model, který bude k těmto bodům kalibrován. Po úspěšné kalibraci byla provedena úprava modelu o EGR systémy různých architektur a prověřen vliv úprav. Z důvodu záměru prověřit možnost osazení motoru systémem externího

EGR, bylo potřeba osadit měřený motor teplotními i tlakovými senzory na všechna dostupná místa jak na sací, tak na výfukové straně (obr. 5). Konkrétně na začátku měřicího řetězce na straně sání jde o teplotu okolí, tlak okolí a průtok vzduchu.

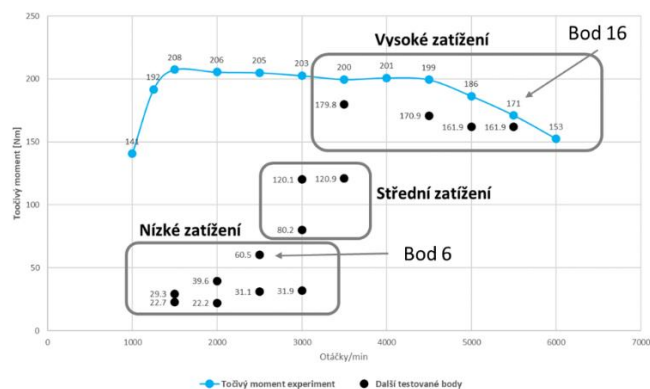


Obr. 5: Testovaný motor na měřicí stoličce osazený měřicími senzory

Další měřicí místo je pak za každým prvkem příslušenství motoru, který ovlivňuje tyto fyzické vlastnosti vzduchu nebo spalin. Přímou v motoru jsme měli na válci číslo 1 indikační svíčku, díky které bylo možné sledovat průběh tlaku v závislosti na natočení klikové hřídele. Nepřímou je pak měřena délka spalování a jiné parametry, které získáváme z řídicí jednotky motoru. Například otáčky motoru, časování vaček, časování zápalu a jiné důležité parametry.

## Měřicí body

Pro správnou korelaci motoru bylo identifikováno několik bodů z otáčkové charakteristiky (obr. 6). Celkem šlo o dvacet šest bodů, kdy byl věnován důraz jak na body vnější otáčkové charakteristiky, tak na zachycení částečných zatížení. Body částečného zatížení můžeme rozdělit na dvě spektra. První skupinou jsou body nízkého zatížení (22,2 až 60,5 Nm) a druhou skupinou jsou body středního zatížení (80,2 až 120,9 Nm). Body vysokého zatížení jsou pak v rozmezí (152,5 až 200,9 Nm). Počet bodů a jejich charakteristika je rozumným kompromisem k zachycení charakteristiky motoru potřebného ke korelaci motoru a časové a ekonomické stránce měření a analýzy indikační charakteristiky spalování.



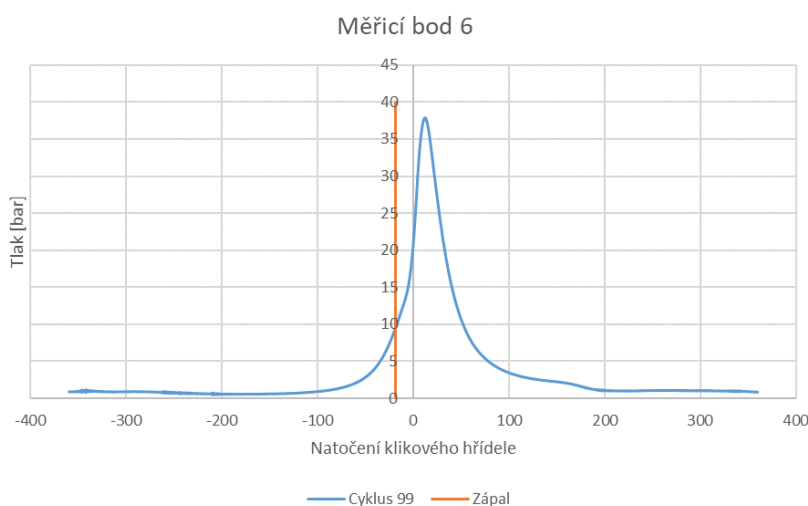
Obr. 6: Rozdělení testovacích bodů

Z měření lze dedukovat, že pokud porovnáme vnější otáčkovou charakteristiku, která je udávaná výrobcem s otáčkovou charakteristikou měření, zjistíme, že jsou tyto charakteristiky velmi podobné s odlišností maximálně několika procent.

Co lze z měření také vyčíst, je hodnota směšovacího poměru paliva a vzduchu, který je důležitý pro snížení škodlivých emisí ve výfukových plynech. Tento parametr je prakticky vždy roven jedné. S výjimkou bodu 3, kdy je hodnota  $\lambda$  rovna 1,029, z čehož lze usuzovat, že v tomto režimu motor nespaluje homogenní směs, a umožňuje tzv. vrstvenou tvorbu směsi. U vysokého zatížení zbývá jen teoretická možnost zvýšení kompresního poměru modelu, a tím zvýšení termické účinnosti motoru, kdy EGR nám bude snižovat teplotu spalín, protože motor pracuje i zde ve vysokém stupni homogenní směsi.

### Indikační svíčka a analýza změřené indikace

Křivka tlaku ve válci stanovená pomocí měření tlaku ve válci je nejdůležitějším zdrojem informací pro indikaci tlaku ve válci. Indikace tlaku ve válci poskytuje přesnější znalosti o termodynamických procesech během spalování a o dodávaném výkonu motoru. V této práci se bude průběh tlaku ve válci experimentu porovnávat s průběhem tlaku ve válci u simulace, a tím posuzovat kvalitu simulace [17]. Příklad měřicího bodu 6 je na obr. 7.



Obr. 7: Měřicí bod 6 – Průběh spalovacího tlaku a zápal

Z naměřených dat lze usuzovat, že motor je hluboce pod dimenzovanou hranicí maximálního spalovacího tlaku 135 bar [16]. Důvodem bude zaměření tohoto motoru. Ten je koncipován spíše na ekonomické parametry provozu.

## 3 MODEL SÉRIOVÉHO MOTORU – KORELACE MODELU SPALOVÁNÍ (INDIKACE)

Pro nejpřesnější metodu korelace modelu motoru EA211 evo bylo zvoleno vygenerování objektu spalování. Naměřený tlak spalování se do tohoto objektu zadává spolu s dalšími naměřenými údaji potřebnými pro výpočet rychlosti spalování (otáčky motoru, podmínky zachycení směsi ve válci, geometrie válce atd.). Po analýze můžeme ve výsledcích porovnávat



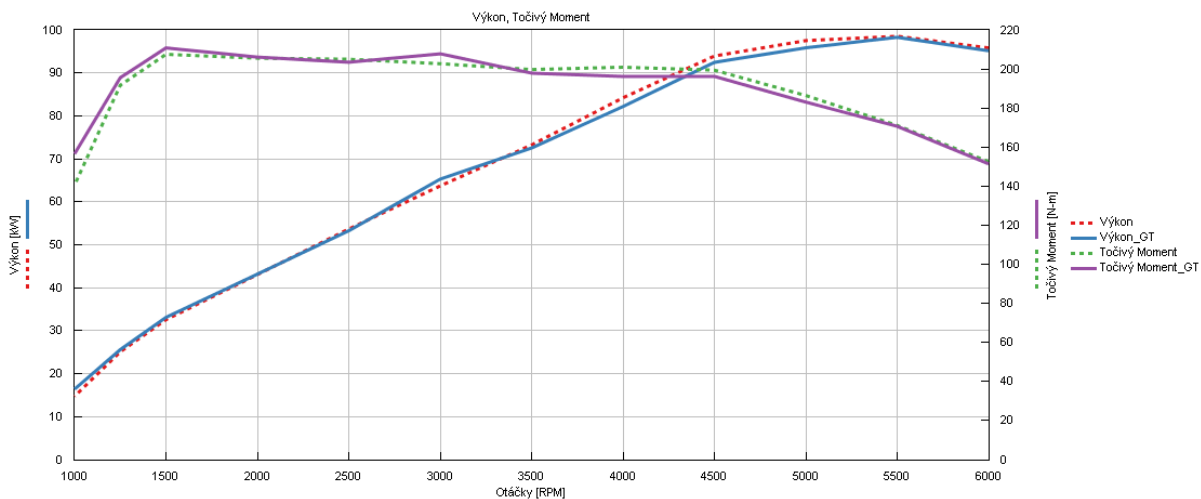
naměřená data se simulací. Výstupem z této analýzy je vygenerovaný referenční objekt „EngBurnRate“, a navíc simulace vytvoří soubor, který obsahuje výslednou rychlost spalování uloženou v objektu „EngCylCombProfile“, který lze snadno zkopírovat do modelu motoru AE211 evo. Po konzultaci s podporou softwaru GT-Suite bylo zvoleno kritérium 5% odchylky od naměřeného maximálního tlaku v průběhu spalování u jednotlivých měřicích bodů. Tím je splněna podmínka kalibrace spalování a můžeme se soustředit na kalibraci zbylých částí motoru.

### 3.1 SÉRIOVÝ MOTOR

Spalování motoru ve válci je z termodynamického hlediska zkalibrováno, a tak tedy zbývá zkalibrovat mechanické komponenty motoru tak, aby model mohl reprezentovat motor z experimentu. Důležitá technická data komponent byla použita buď přímo z technické dokumentace k motoru EA211 evo, nebo přímo odměřena. Jedná se například o průměry a délky sacích a výfukových kanálů nebo průměry a délky komponent výfukového a sacího traktu. Model byl navrhnut tak, aby reagoval na důležité parametry pro investigaci systému EGR a zároveň aby komplexnost modelu nebyla zbytečně vysoká. Tím se nám sníží výpočetní čas simulací bez vlivu na sledované parametry modelu. Kalibrace musí být provedena jak z hlediska teplot, tak tlaků u všech důležitých částí motoru jako je sací a výfukový trakt.

#### Porovnání sledovaných veličin modelu GT a experimentu

Jakmile sedí parametry tlaku a teploty jak v sacím, tak ve výfukovém traktu a zároveň je zkalibrováno vnitřní spalování, může se přistoupit ke kontrole otáčkové charakteristiky modelu motoru. Z hlediska modifikace modelu na motor s chlazeným EGR systémem jsou důležité hodnoty výkonu, točivého momentu a měrné spotřeby paliva (BSFC). Jako kritérium kalibrace modelu byla zvolena maximální odchylka 5 % od naměřených hodnot. Toto kritérium je hodnoceno i podporou softwaru GT-Suite jako více než dostatečné.



Obr. 8: Porovnání výkonnostních charakteristik modelu a experimentu

U výkonu se model dostal k průměrné odchylce 0,6 % a maximální 10 % u tisíce otáček za minutu. U točivého momentu je logicky situace obdobná. Model se však trochu více liší u měrné spotřeby paliva. Průměrná odchylka je 5 % a maximální 9 %. Opět u bodu s nejnižšími otáčkami (obr. 8).

### 3.2 UPRAVENÝ MODEL S VĚTVÍ EGR RECIRKULACE

Model byl upraven tak, aby odpovídal co nejvíce reálnému řešení. To znamená včetně upraveného potrubí. Vnitřní průměr EGR potrubí byl zvolen 20 mm a celková délka EGR větve mezi vstupem a výstupem je 500 mm bez části EGR chladiče a EGR ventilu. Model počítá jak s prostupem tepla přes stěny, tak i s tlakovými ztrátami celé EGR větve. Pro chlazený EGR systém je důležitý i samotný EGR chladič. Z důvodu zjednodušení a zrychlení výpočtu byl EGR chladič nahrazen prvkem, který simuluje odběr tepla, stejný jako v případě katalyzátoru a turbodmychadla. Z praxe víme, že ideální EGR chladič se pohybuje kolem 93 % účinnosti. Samotná účinnost je ovlivněna i zástavbovým prostorem. EGR chladiče jsou rozměrově velmi kompaktní. Důvodem bývá zástavbový prostor. Pro studii tedy byla použita základní účinnost výměníku až 93 %. Spolu s účinností je do modelu zahrnuta i charakteristika tlakové ztráty odměřená na kalorimetru.

#### Analýza výsledků simulace

Pro analýzu EGR systému byly ze všech měřených bodů vybrány dva body. Konkrétně jde o bod 6 a bod 16. Bod 6 reprezentuje nízké zatížení motoru a bod 16 reprezentuje vysoké zatížení, a tedy přímo bod maximálního výkonu motoru. U bodů se sledoval vliv EGR recirkulace na maximální teploty a tlaky ve spalovacím prostoru a zároveň vliv na výkonové charakteristiky a měrnou spotřebu paliva. Limitací modelu je chybějící senzor klepání, který indikuje předčasný zápal směsi, který se děje v důsledku nárůstu teploty a tlaku směsi během kompresního cyklu. Proto u modelu bylo zvoleno jako kritérium teplota ve spalovacím prostoru v horní úvrati při kompresním zdvihu u zkorelovaného modelu motoru na experiment. V modelu byl nastaven EGR ventil externího chlazeného EGR na 5 %, kdy je velká jistota, že motor vykáže trend u sledovaných parametrů, ale zůstane velká pravděpodobnost stabilního spalování. Nicméně pro kompletnost studie dizertační práce byl sledován vliv změny množství recirkulovaného plynu EGR u bodu 6 a 16. Vliv množství EGR má pozitivní vliv na měrnou spotřebu paliva a účinnost, ale výkon nám znatelně klesá. Maximální účinnost motoru je přímo závislá na schopnostech motoru odolávat klepání. Model motoru s EGR by měl pomoci s ochlazováním směsi během spalování, tím umožnit větší předstih zážehu, a tak zvýšit účinnost motoru. Tato hypotéza byla zkoumána na modelu, kdy se zkoumal systém EGR a jako proměnná byl zvolen průtok EGR a časování předstihu zážehu. U tohoto modelu byla tedy provedena parametrická optimalizace předstihu zážehu, kdy limitním faktorem byla maximální teplota při kompresním zdvihu. Tato optimalizace, kdy se předstih zážehu mohl posunout o  $0,82^\circ$  pro bod 6 a o  $0,64^\circ$  pro bod 16, měla pro bod 6 v podstatě neměřitelný vliv. Obdobná situace se opakuje i pro bod 16.

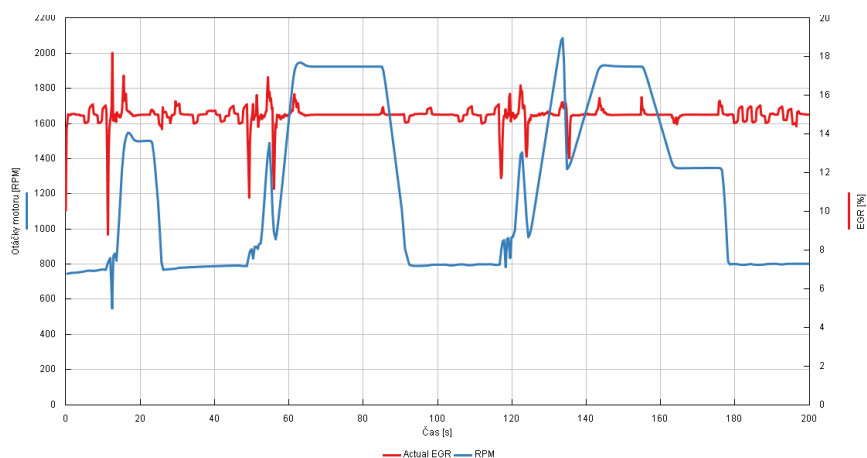
Čím vyšší kompresní poměr, tím i větší teplota spalování. Chlazený EGR plyn tuto teplotu spalování redukuje, kdy část tepelné energie během spalování pojme právě tento inertní plyn EGR. Tím se může zvýšit kompresní poměr, a tedy i účinnost motoru. Limitem byla zvolena maximální teplota v horní úvrati při kompresním zdvihu, v modelu se zvětšil kompresní poměr ze sériové hodnoty 12,5 na 13,5 a proměnná byla opět předstih zážehu.

Z hlediska kritéria klepání byl předstih zážehu posunut jen o  $0,03^\circ$  klikové hřídele pro bod 6\_CR13.5\_EGR\_2 a pro bod 16\_CR13.5\_EGR\_2 byl předstih dokonce snížen o  $0,06^\circ$ , což jsou opět velmi zanedbatelné hodnoty. Nicméně díky většímu kompresnímu poměru model dosahoval podobných výkonových charakteristik jako model bez EGR, zato s nižší měrnou spotřebou a vyšší účinností. U bodu 6\_CR13.5\_EGR\_2 se měrná spotřeba paliva snížila o 2,1 % a u bodu 16\_CR13.5\_EGR\_2 dokonce o 3,46 %. Jak již bylo zmíněno výše, díky

konzervativní metodě řízení je i u modelu s kompresním poměr 13,5 reálná možnost, že na motoru, který by byl osazen senzorem klepání, by se výsledky naměřily optimističtější.

## Diskuze výsledků modelu s EGR systémem

Model motoru EA211 s chlazeným EGR systémem ukázal jistý trend, kdy chlazený EGR systém může na dodatečně více již neupraveném motoru snížit měrnou spotřebu paliva a zvýšit celkovou účinnost motoru. Zvýšení předstihu zážehu má však jen nepatrný vliv na kompenzaci ztráty výkonu motoru vlivem chybějícího kyslíku ve spalovací směsi. Negativem úpravy je tedy snížení výkonu motoru v těchto konkrétních zátěžových bodech. Navýšení výkonu je teoreticky možné zvýšením kompresního poměru. Zvýšení teploty během kompresního zdvihu u modelu se zvětšeným kompresním poměrem ve spalovacím prostoru lze eliminovat právě chlazeným EGR systémem. Nicméně motor by musel projít kompletní přestavbou a kalibrací, což by bylo finančně velmi nákladné a jistě by se objevily nové překážky, jako je třeba možnost klepání motoru v režimech, kdy EGR recirkulace není možná.



Obr. 9: Příklad reálné recirkulace EGR při požadovaných 15 % pro prvních 200s cyklu NEDC

Další negativum motoru s EGR systémem může být snížení celkové pružnosti změny dynamiky vozu. Důvodem je regulace EGR ventilu v průběhu změny zatížení a otáček. Pokud by řidič po motoru vyžadoval rychlé změny zatížení, může dojít k nežádoucí odchylce od požadovaného celkovému množství EGR ve spalovacím prostoru a skutečným množství EGR, kdy EGR ventil nedokáže dostatečně pružně zareagovat a upravit své nastavení. Příklad lze vidět na obr. 9. Na tomto grafu lze vidět reálné množství recirkulovaného EGR během prvních 200 sekund cyklu NEDC. Z grafu lze vyčíst, že hodnota při změně zatížení osciluje od 9 % do 18 %, kdy na ventilu bylo nastaveno požadovaných 15 % recirkulace. V extrémních situacích pak může vlivem velkého množství EGR ve spalovací komoře dojít k vynechání zápalu. Řešením může být překalibrování řídicí jednotky motoru. Poté však lze předpokládat, že se systémem EGR motor ztratí část své celkové dynamiky, aby nedocházelo k nepřiměřeným změnám, které by nebyl ventil EGR schopen kompenzovat. Případně v některých režimech EGR recirkulaci úplně vynechat. Pokud bychom tedy chtěli motor EA 211 evo osadit systémem chlazeného EGR, tak by tento motor byl vhodný pouze pro vozidla, která by byla zaměřena na co nejvyšší hospodárnost a dynamika vozidla by pak byla upozaděna. Pro ověření této hypotézy by však bylo nutné udělat tranzientní model motoru EA211 evo a sledovat dynamické chování. Z důvodu velké komplexity, vysokého množství možných komplikací a zjištěného nízkého benefitu tohoto systému bylo od prověření modelu motoru EA 211 evo s chlazeným



EGR na experimentálním motoru upuštěno a zdroje byly přeměřovány na prověření konkurenční technologie EGR recirkulace, a to vodního vstřikování do sacího traktu motoru.

### 3.3 MODEL MOTORU S VODNÍM VSTŘIKOVÁNÍM

Neuspokojivé výsledky simulace nastartovaly diskuzi, jestli v prověření výsledků EGR pokračovat nebo kompletně změnit koncept a k dosažení výsledků zvýšení celkové účinnosti motoru pokračovat jinou cestou. Po důkladném zvážení bylo rozhodnuto, že se před finálním rozhodnutím upravit experimentální motor zkusí prověřit model systému vodního vstřikování, a až na základě výsledků této investigace bude rozhodnuto, zda se experimentální motor upraví na systém chlazeného EGR nebo na systém vodního vstřikování. Z hlediska hlavního tématu této dizertační práce dojde k odklonění, ale zároveň také rozšíření zkoumané problematiky, které je na základě výsledků v předchozí kapitole přínosné. Základ modelu byl použit stejný jako model motoru s chlazeným EGR výměníkem. Pouze byl do sacího traktu za škrticí klapku a před rozvětvení do jednotlivých válců přidán jeden jednoduchý vstřikovač vody. Tato nejjednodušší architektura byla zvolena kvůli případné jednoduché instalaci do experimentálního vozidla. Systém řízení vstřikování vody byl zvolen jako funkce vstřikovaného paliva, kdy byl v následující analýze zkoumán vliv poměrového množství vstříknuté vody ke vstříknutému celkovému palivu.

#### Analýza výsledků modelu s vodním vstřikováním

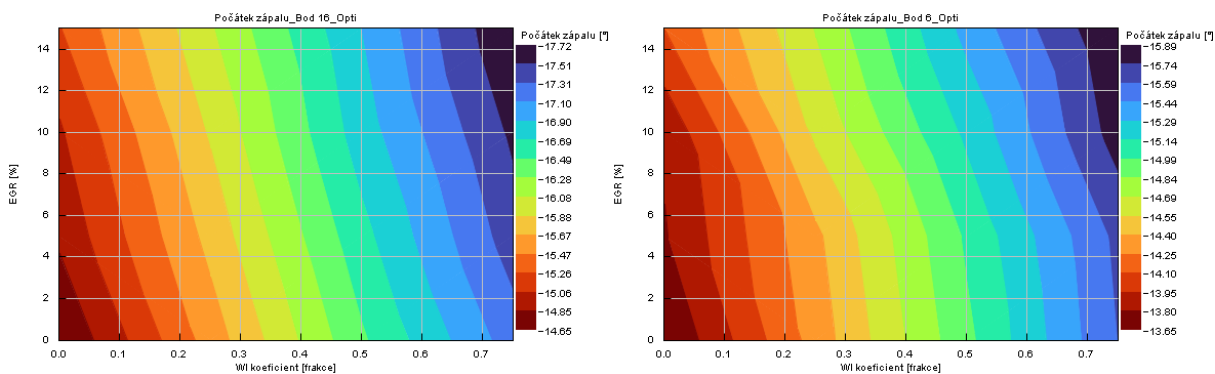
Pro analýzu vodního vstřikování byly nejprve vybrány opět dva měřené body 6 a 16. U těchto bodů se sledovaly stejné parametry jako pro model s chlazeným EGR. Maximální teploty a tlaky ve spalovacím prostoru a zároveň vliv na výkonové charakteristiky a měrnou spotřebu paliva. I zde jako prevence klepání bylo zvoleno kritérium teploty ve spalovacím prostoru v horní úvrati při kompresním zdvihu u zkorelovaného modelu motoru na experiment. Model byl zafixován na hodnotě tlaku v sání, který by měl nejlépe odpovídat provoznímu režimu. V praxi to znamená, že pokud se použije vodní vstřikování do sání, vlivem odpařovacího tepla této vstřikovací kapaliny dojde ke snížení celkové teploty a paralelně zvýšení hustoty vzduchu v sání. Díky zvýšení hustoty vzduchu v daném objemu sání se následně celkový hmotnostní tok při stejném tlaku může v sání zvýšit.

Vliv množství vstřikované vody má pozitivní vliv na měrnou spotřebu paliva, účinnost i výkon motoru se zvýšil. Model motoru s vodním vstřikováním by měl pomoci s ochlazením směsi během spalování, tím umožnit větší předstih zážehu, a tím zvýšit účinnost motoru. Tato hypotéza byla zkoumána na modelu, kdy se zkoumal systém vodního vstřikování a jako proměnná bylo zvoleno množství vstříknuté vody a časování předstihu zážehu. U tohoto modelu byla tedy provedena parametrická optimalizace předstihu zážehu, kdy limitním faktorem byla maximální teplota při kompresním zdvihu.

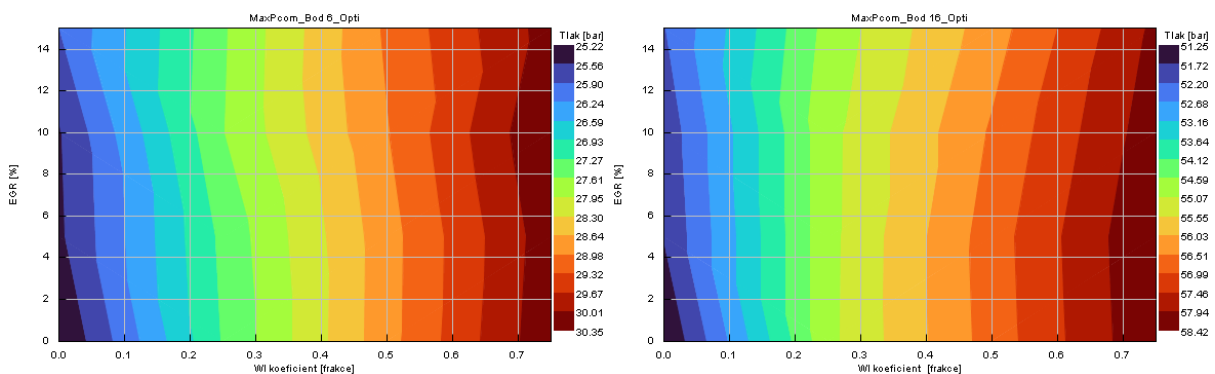
Z výsledků je patrné, že optimalizace předstihu zážehu, kdy se předstih zážehu mohl posunout o  $3,02^\circ$  pro bod 6 a o  $3,9^\circ$  pro bod 16, měla zanedbatelný vliv jak na výkon, tak účinnost a měrnou spotřebu. U bodu 6 jsou hodnoty v podsadě podobné, i když maximální tlak spalování je vyšší. U bodu 16 k pozitivnímu efektu došlo a časování předstihu zážehu mírně sledované parametry zlepšilo. U výkonu pro 50% množství vstříknuté vody se jedná o zlepšení o 0,5 kW výkonu, 0,14 % účinnosti motoru a 1,27 g/kWh u měrné spotřeby paliva. Celkově se u bodu 16 výkon zlepšil o 6,57 kW a měrná spotřeba paliva o 4,07 g/kWh.

### 3.4 VYUŽITÍ EGR A VODNÍHO VSTRÍKOVÁNÍ – OPTIMALIZACE PŘEDSTIHU ZÁŽEHU

Nepřímé porovnání mezi technologií chlazeného EGR a vodního vstříkovaní dalo výsledky pouze pro režim motoru v maximální zátěži. Některé zdroje [18][19] ukazují, že aktivace činnosti chlazeného EGR a vodního vstříkovaní u spalovacího motoru může mít za výsledek další zvýšení benefitů těchto technologií. Pro komplexní porovnání těchto technologií bylo zvoleno porovnání ve formě 2D grafů o třech proměnných. Grafy jsou ve formě map, kde na ose X je koeficient vstříknuté vody, na ose Y je množství recirkulovaného EGR. Barevná škála pak odkazuje na sledovaný parametr. U těchto map lze jednoduše porovnat i samotné technologie mezi sebou, jelikož podél osy X byla proměnná pouze vodní vstříkovaní a EGR recirkulace byla 0 %. Analogicky i podél osy Y byl proměnný parametr pouze EGR recirkulace a vodní vstříkovaní bylo nastaveno na 0 %. Pro porovnání byly opět zvoleny body 6 a 16 a z hlediska parametrické optimalizace byl znovu použit stejný postup, kdy předstih se optimalizoval na stejnou maximální teplotu během kompresního zdvihu, jako měl sériový model bez těchto technologií.



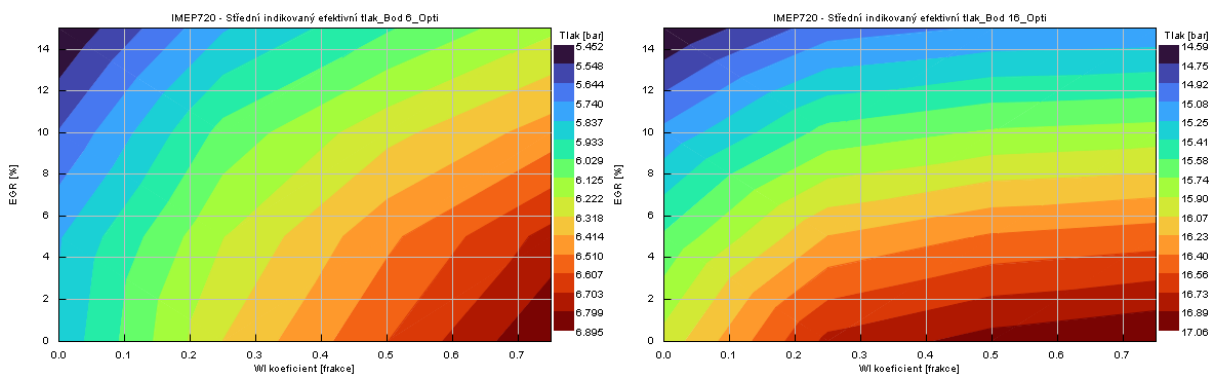
Obr. 10: EGR vs. vodní vstříkovaní – počátek zápalu



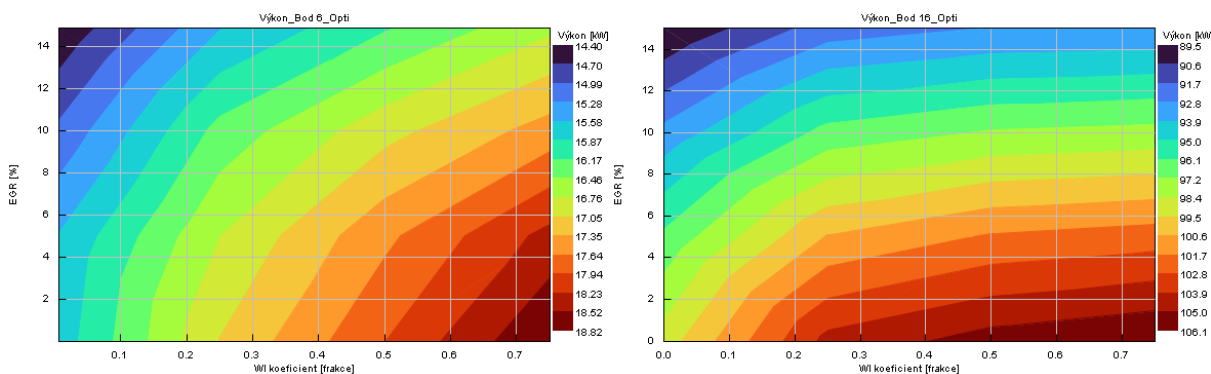
Obr. 11: EGR vs. vodní vstříkovaní – maximální kompresní tlak

Na obr. 10 lze vidět změnu časování počátku zápalu. Mnohem větší gradient je na první pohled vidět u vodního vstříkovaní, kde je rozdíl až  $2,09^\circ$  u bodu 6 a lze sledovat zvětšení této hodnoty předstihu zážehu s rostoucí recirkulací EGR. Díky chlazení směsi a předstihu roste i maximální tlak během komprese (obr. 11). Opět lze pozorovat mnohem větší gradient pro vodní

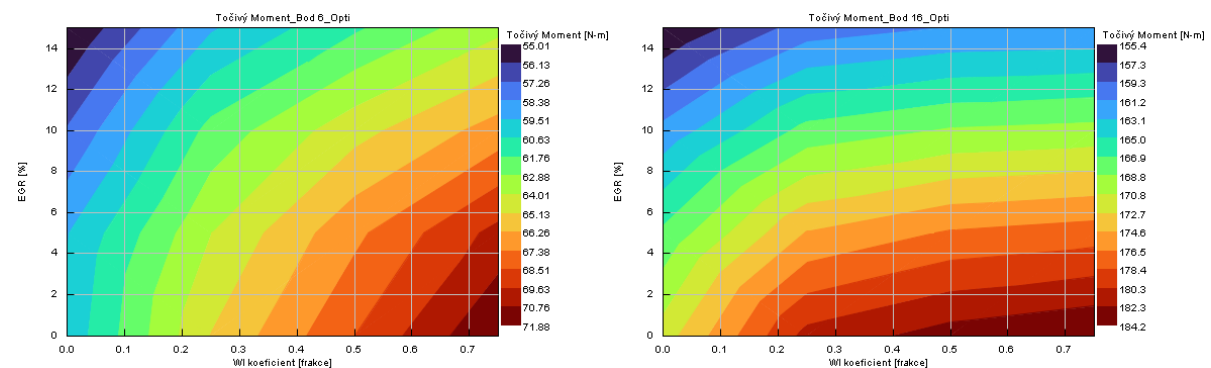
vstřikování, kdy pro bod 6 lze dosáhnout nárůstu tlaku o 5,1 baru a pro bod 16 7,1 baru. Pokud se podíváme na chlazený EGR, tak přírůstek tlaku je pro bod 6 pouze 0,7 baru a 0,9 baru pro bod 16. již tady nám výsledky naznačují, že vodní vstřikování bude mít mnohem větší dopad na výkonové parametry než model s chlazeným EGR.



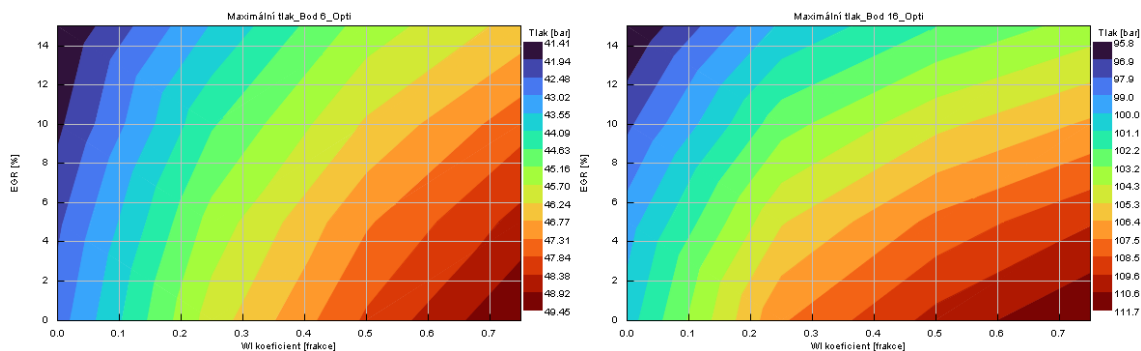
Obr. 12: EGR vs. vodní vstřikování – střední efektivní tlak



Obr. 13: EGR vs. vodní vstřikování – výkon

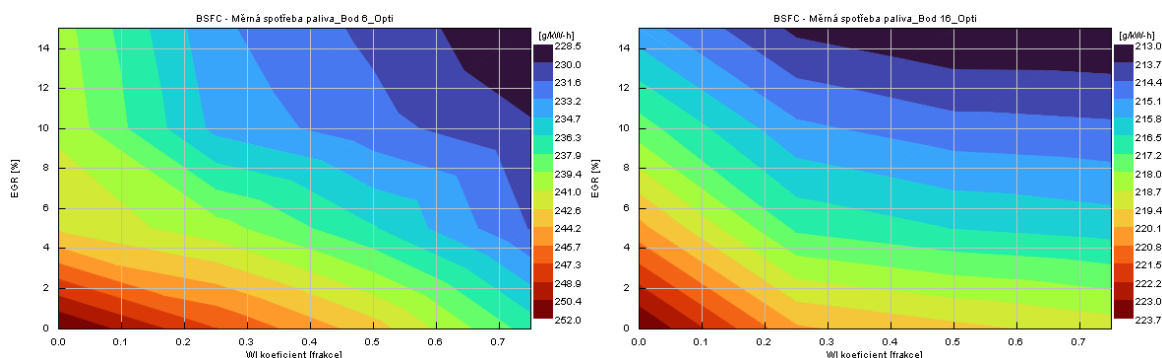


Obr. 14: EGR vs. vodní vstřikování – točivý moment

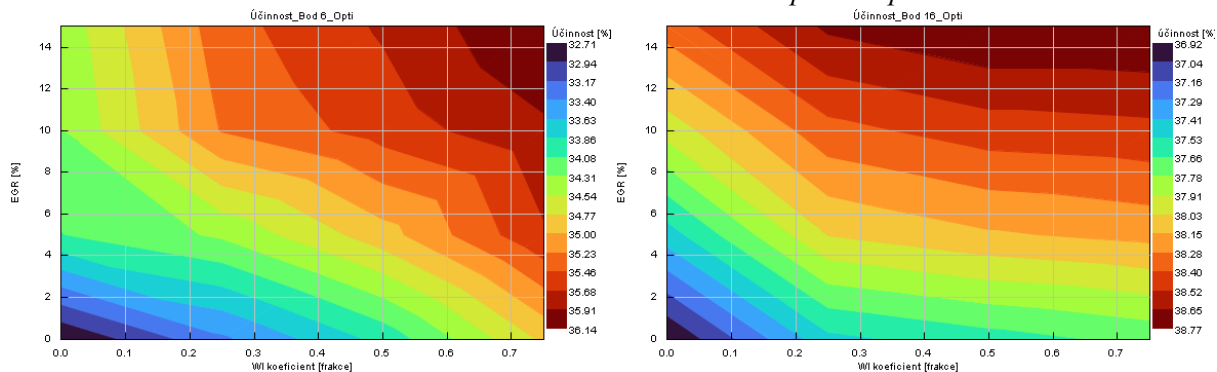


Obr. 15: EGR vs. vodní vstřikování – maximální spalovací tlak

Z hlediska výkonových charakteristik (obr. 12-15) je zřejmé, že použití chlazeného EGR systému má negativní vliv. Čím méně EGR recirkulace je využito, tím výhodnější jsou sledované výkonnostní parametry nezávisle na použití vodního vstřikování. U vodního vstřikování je situace opačná. Čím více vodního vstřikování použijeme, tím máme výsledky pozitivnější. Pokud zanedbáme možnost přílišného nasycení směsi vzduchu vodní párou, kdy by mohlo dojít k vynechání zápalu, můžeme díky vodnímu vstřikování při koeficientu 75 % dosáhnout nárůstu výkonu až 3,5 kW u bodu 6 a 7,1 kW u bodu 16 (obr. 13). U točivého momentu je situace logicky obdobná a nárůst je 11,8 Nm u bodu 6 a 24,2 Nm u bodu 16 (obr. 14). Maximální spalovací tlak je i v bodech, kdy simulace dosáhla maximálních výkonů stále v dovolené normě (obr. 15).

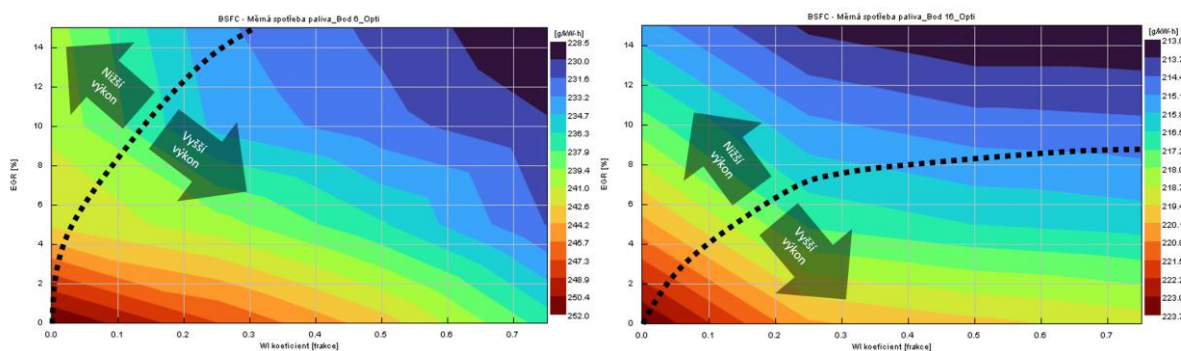


Obr. 16: EGR vs. vodní vstřikování – měrná spotřeba paliva



Obr. 17: EGR vs. vodní vstřikování – účinnost motoru

Z hlediska účinnosti a měrné spotřeby paliva je situace u obou technologií více vyvážená. Pokud se podíváme na vodní vstřikování a systém EGR separátně, obě tyto technologie vykazují podobné pozitivní výsledky. Z hlediska účinnosti (obr. 17) můžeme dosáhnout zvýšení tohoto parametru při systému vodního vstřikování pro bod 6 až 2,3 % a 0,9 % pro bod 16. U systému EGR pak můžeme dosáhnout vyšší účinnosti u bodu 6 až o 1,8 % a o 1,4 % pro bod 16. Pokud však oba systémy necháme pracovat v součinnosti, tak se benefit může zvýšit až o 3,43 % pro bod 6 a o 1,85 % pro bod 16. Obdobná situace vykazuje měrná spotřeba paliva (obr. 16). Tady u systému EGR můžeme dosáhnout benefitu 12,5 g/kWh pro bod 6 a 8,6 g/kWh pro bod 16. U systému s vodním vstřikováním jde o úsporu 14,3 g/kWh pro bod 6 a 5,7 g/kWh pro bod 16. U kombinace systémů při 15 % chlazeného EGR a 75% koeficientu vodního vstřikování lze dosáhnout úspory až 23,5 g/kWh pro bod 6 a 10,7 g/kWh pro bod 16. Nicméně je potřebné zmínit, že úspora měrné spotřeby paliva a zvýšení účinnosti je u systému EGR na úkor výkonových charakteristik.



Obr. 18: Závislost výkonu motoru na měrné spotřebě paliva pro jednotlivé nastavení EGR a vodního vstřikování

Z hlediska nejvýhodnějších výsledků je tedy třeba najít u jednotlivých bodů mapy kompromis mezi zvýšením účinnosti a zachováním výkonových charakteristik. Na to nám pomůže odpovědět obr. 18. Do grafů měrné spotřeby paliva je vynesena základní křivka sériového výkonu, kdy vodní vstřikování i chlazený EGR byl nastaven na 0 %. Pokud bychom tedy chtěli maximalizovat benefit měrné spotřeby paliva a zároveň chtěli mít i stejný výkon jako měl sériový motor, tak bychom pro bod 6 museli použít nejméně 30 % vodního vstřikování a 15 % EGR. Stále však můžeme pomocí vodního vstřikování zvýšit výkon a současně snížit měrnou spotřebu paliva zvyšováním koeficientu vstřikování vody. Jiný stav však nastává u bodu 16. Zde je vidět, že nejnižší měrná spotřeba paliva při zachování výkonových charakteristik je při 75 % koeficientu vodního vstřikování a 9 % EGR. Pokud bychom zvyšovali recirkulaci nad tuto hranici, bude se sice snižovat měrná spotřeba paliva, ale také by se již snižoval i výkon motoru pod stav sériového motoru. Proto u kombinace systému EGR a vodního vstřikování nelze jednoznačně určit, které nastavení je pro jednotlivé body mapy nejideálnější a je tedy potřeba každý bod mapy motoru vyšetřit jednotlivě.



## 4 OVĚŘENÍ SIMULACE NA EXPERIMENTÁLNÍM VOZIDLE

Z předešlých výsledků simulace je zřejmé, že mnohem výhodnější výsledky vykázala technologie vodního vstřikování. Technologie chlazeného EGR sice také vykázala jisté zlepšení sledovaných parametrů účinnosti a měrné spotřeby, ale při zvažování všech dostupných informací a dat bylo rozhodnuto, že systém EGR nebude ověřen experimentem. Důvod byl jak zmíněná komplexnost systému a jeho nestabilnímu chování při změně zatížení (obr. 9), tak v nízké hodnoty zlepšení v porovnání s vodním vstřikováním. Proto bylo rozhodnuto, že dostupné zdroje, které byly alokovány na ověření modelu experimentem, se použijí na prověření modelu vodního vstřikování. Původně bylo také zamýšleno, že se ověření modelu provede upravením motoru, který byl změřen na dynamometru jako sériový, a následně se provede porovnání. Po zvážení všech pro a proti však bylo rozhodnuto, že ušetřené prostředky, které by se musely použít na ověření modelu chlazeného EGR systému, se použijí na ověření vodního vstřikování na experimentálním vozidle. Vyšší vstupní náklady pro ověření modelu na experimentálním vozidle byly vyřešeny tím, že ověření modelu provede firma FEV Europe GmbH za pomoci firmy Hanon Systems. Tím se zvýšila jak časová efektivita, tak také prestiž prezentovaných výsledků díky účasti světově renomovaných firem. Experimentální vozidlo má také mnohem vyšší marketingový potenciál hlavně kvůli své mobilitě a možnosti si pozitivní vlivy systému vodního vstřikování ověřit i mimo laboratoř.

Na základě dohody s partnerem se však rozhodlo, že ověření simulace proběhne na experimentálním vozidle s odlišným motorem (obr. 19), než jaký byl použit během simulací v předchozích kapitolách. Konkrétně v experimentálním vozidle šlo o motor řady EA888 ve verzi s 228 kW. Důvodem byla dostupnost tohoto vozidla a zvýšení již už tak vysokého standardního litrového výkonu (114.75 kW/l) u tohoto motoru. Tento parametr má velký marketingový potenciál a jak bylo zjištěno z předešlých kapitol, tak lze předpokládat znatelný růst výkonu motoru při použití vodního vstřikování.



Obr. 19: Experimentální vozidlo s vodním vstřikováním

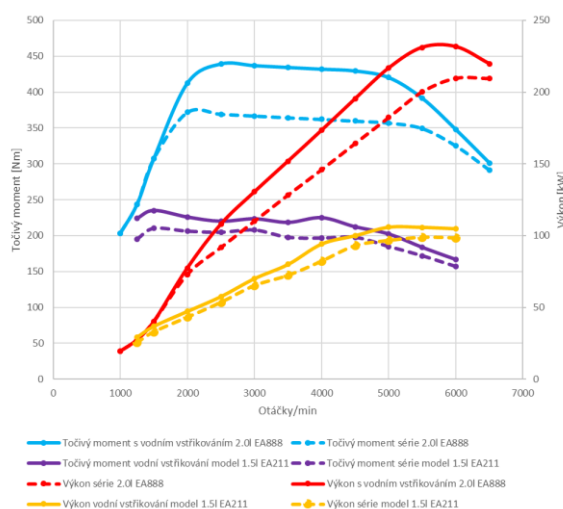
Největším rozdílem ovlivňující celkovou účinnost motoru je kompresní poměr. U experimentálního vozidla to je 9,3 vs. 12,5 u simulačního modelu. Z toho lze předpokládat, že experimentální vozidlo bude mít vyšší hodnotu měrné spotřeby paliva. Vyšší je také objem válců. Experimentální vozidlo má objem 1987 cm<sup>3</sup> a simulační model vychází z motoru s objemem válců 1498 cm<sup>3</sup>. Je tedy dané, že experimentální vozidlo bude mít i vyšší základní výkonové charakteristiky.

## 4.1 EXPERIMENT A SLEDOVANÉ PARAMETRY

Z důvodu odlišného motoru u experimentálního vozidla bylo nutno ustoupit od ověření dříve sledovaných měřicích bodů 6 a 16. Tyto body by sice šlo na vozidlovém dynamometru z hlediska výkonu nastavit, nicméně i tak by bylo nutno zahrnout nepřesnosti vlivem škrcení, odlišného tlaku v sání a podobně. Proto bylo rozhodnuto, že ověření bude prověřeno při plně otevřené škrticí klapce na úplné otáčkové charakteristice motoru a budou se sledovat relativní přírůstky sledovaných parametrů motoru s použitím vodního vstřikování a bez tohoto systému. Tyto relativní změny se pak porovnají se simulací. U experimentu se měření provedlo na vozidlovém dynamometru. Je tedy zřejmé, že jistá nepřesnost může při měření vznikat i nepřesností měření. Jako hlavní sledované parametry pro ověření simulace byl zvolen koeficient množství vstřikované vody, měrná spotřeba paliva, točivý moment, výkon a střední efektivní tlak. Jako hlavním parametrem bylo zvoleno množství vstřikované vody. Zvoleno bylo stejné množství vstřikované vody vůči palivu. Tento koeficient byl nastaven konkrétně na hodnotě 60 %. Při porovnání otáčkových charakteristik byl použit koeficient vodního vstřikování konzervativně na hodnotě 50 %. Je tedy zřejmé, že ve skutečnosti motor v experimentálním vozidle snáší bez problému ještě vyšší hodnoty koeficientu vodního vstřikování. Proto se dodatečně simuloval model motoru EA211 evo se stejnou hodnotou koeficientu vodního vstřikování 60 %. Nicméně v nižších otáčkách (1000-1500 rpm) bylo u experimentu vodní vstřikování vypnuto. Důvodem byla nestabilita chodu motoru.

### 4.1.1 VÝSLEDKY EXPERIMENTU A SROVNÁNÍ SE SIMULACÍ

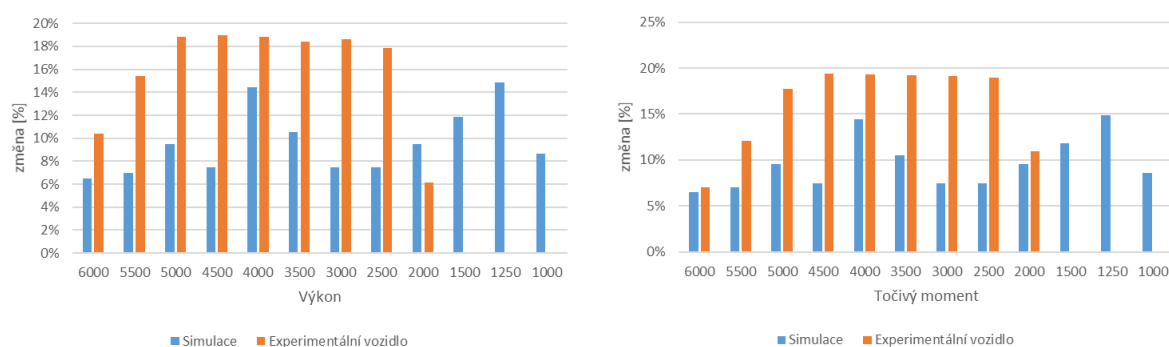
Z důvodu chybějících dat u experimentu pro otáčky 1000-1500 rpm se následující analýza výsledků věnovala pouze otáčkám 2000-6000 rpm, ale pro úplnost jsou v tabulce 1 uvedeny u modelu motoru výsledky pro celé spektrum otáček. Z hlediska středního efektivního tlaku (obr. 22) se u experimentu relativní změna při použití vodního vstřikování pohybovala v pozitivních hodnotách od 6 % do 17 % (průměrná hodnota byla 13 %). Simulační model vykazoval pozitivní nárůst v hodnotách lehce nižších a to 6-15 % (průměrná hodnota byla 9 %). U výkonu a točivého momentu (obr. 20 a 21) je situace obdobná. U výkonu je rozptyl u výkonu 6-19 % (průměrná hodnota byla 16 %). Model vykázal zlepšení v rozmezí 6-14 % (průměrná hodnota byla 9 %). Točivý moment vykazoval u experimentu rozptyl u 7-19 % (průměrná hodnota byla 16 %). Model vykázal zlepšení v rozmezí 6-14 % (průměrná hodnota byla 9 %).



Obr. 20: Změřená data experimentálního vozidla s motorem 2.0 l EA888 a modelu 1.5 l EA211 evo

Tabulka 1: Porovnání simulace a experimentu (plně otevřena škrticí klapka)

	rpm	6000	5500	5000	4500	4000	3500	3000	2500	2000	1500	1250	1000
Simulace	BSFC	-2 %	-2 %	-4 %	-3 %	-6 %	-4 %	-3 %	-4 %	-4 %	-5 %	-6 %	-2 %
	BMEP	6 %	7 %	10 %	7 %	14 %	11 %	7 %	7 %	10 %	12 %	15 %	9 %
	Výkon	6 %	7 %	10 %	7 %	14 %	11 %	7 %	7 %	10 %	12 %	15 %	9 %
	Točivý moment	6 %	7 %	10 %	7 %	14 %	11 %	7 %	7 %	10 %	12 %	15 %	9 %
Experiment	BSFC	-12 %	-12 %	-12 %	-10 %	-8 %	-6 %	-6 %	-4 %	-2 %	-	-	-
	BMEP	6 %	12 %	11 %	14 %	14 %	15 %	14 %	17 %	15 %	-	-	-
	Výkon	10 %	15 %	19 %	19 %	19 %	18 %	19 %	18 %	6 %	-	-	-
	Točivý moment	7 %	12 %	18 %	19 %	19 %	19 %	19 %	19 %	11 %	-	-	-



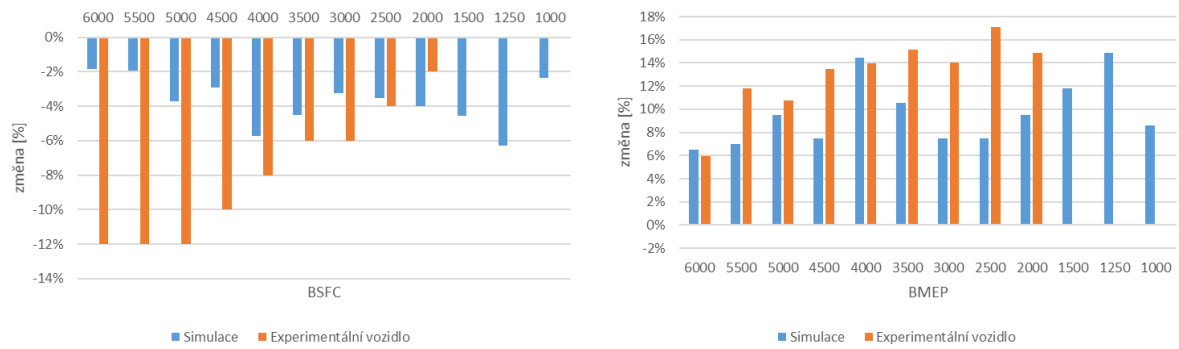
Obr. 21: Relativní srovnání simulace a experimentu (výkon, točivý moment)

Mírně vyšší rozdíly jsou zřetelné u měrné spotřeby paliva (obr. 22). Zde experiment vykazoval relativní ušetření od -2 do -12 % (průměrná hodnota byla -8 %). Simulační model se pohyboval v rozmezí od -2 % do -6 % a průměrná hodnota byla -3 %. Důvodem tohoto vyššího rozdílu mohou být vyšší počáteční hodnoty měrné spotřeby paliva u experimentálního motoru. Dalším z možných důvodů odchylky výsledků může být odlišné počáteční naladění experimentálního motoru. Zatímco simulační model vycházející z motoru řady EA 211 evo 96 kW je naladěn spíše ekonomicky (existují ještě vyšší výkonové varianty tohoto motoru). Motor v experimentálním vozidle je nejvýkonnější ze své řady. Experimentální vozidlo se sériovým naladěním tak disponuje výkonem až 228 kW, ale existují i varianty této řady motoru s nižším výkonem. Tam se dá očekávat nižší měrná spotřeba paliva a tím i nižší odchylky od simulací.

Z relativně nízkých rozdílů mezi simulací a experimentem lze vyvodit závěr, že navrhovaný simulační model motoru s vodním vstřikováním je dostatečně zkorelovaný, a že simulační model byl sestaven správně včetně parametrických optimalizací u předstihu zážehu.

S nízkou mírou rizika lze tvrdit, že výsledky budou odpovídat realitě i mimo porovnávané body měření experimentu a modelu. Model tedy lze použít pro další analýzy potřebných bodů. Příkladem může být úprava celkové mapy motoru na vodní vstřikování a použití modelu motoru pro model vozidla, a tak zjištění reálných možností systému vodního vstřikování v celém jízdním cyklu.





Obr. 22: Relativní srovnání simulace a experimentu (BSFC, BMEP)

## 4.2 LIMITACE MOTORU S VODNÍM VSTŘIKOVÁNÍM, SPOTŘEBA VODY A JEJÍ ŘEŠENÍ

Použití vodního vstřikování u spalovacího motoru nepřináší jen pozitivní zprávy. Je potřeba přemýšlet i nad limitací použití této technologie. Příkladem může být spotřeba vstřikované vody, možná koroze uvnitř motoru a jiné. Touto problematikou se zabýval přidružený vývoj Water Harvesting Systému (WAHASY) pro zpětné získávání vody pro vodní vstřikování. Vývoj této technologie běžel souběžně při práci na této dizertační práci. Celkové výsledky tohoto vývoje lze nalézt v článku autora dizertační práce [20]. Na obr. 23 lze vidět zabudování tohoto systému na experimentálním vozidle.



Obr. 23: Water Harvesting System

## ZÁVĚR

Spalovací motor, který je s námi již 137 let a umožnil zvýšení kvality života lidí po celém světě, je v médiích označován jako mrtvá technologie [21][22]. Autor si dovolí tvrdit, že je to neprávem a že je neuvážlivé věnovat veškeré zdroje pouze na vývoj elektromobilů. Zážehový spalovací motor má před sebou ještě mnoho desítek let uplatnění a zamrazení vývoje bude mít za následek nezvyšování účinnosti aktuálních spalovacích motorů. To implikuje zbytečné emise, které by mohly být ušetřeny.

Využití chlazeného EGR systému může být jedna z technologií, která umožní zvýšit účinnost motoru a snížit měrnou spotřebu paliva. Čím větší množství výfukových plynů recirkulujeme, tím vyšší účinnost motoru můžeme dosáhnout, ale bez zvýšení kompresního poměru motoru je toto zvýšení účinnosti na úkor výkonu motoru. Proto vzhledem ke komplexnosti chlazeného EGR systému, nutných úprav samotného motoru a dosažených výsledků simulace bylo rozhodnuto, že se prověří i konkurenční systém, a to vodní vstřikování do sání motoru.

Vodní vstřikování vykázalo mnohem lepší výsledky sledovaných parametrů. Model motoru s vodním vstřikováním s koeficientem vodního vstřikování 50 % vykázal zvýšení účinnosti motoru až o 0,7 %, snížení měrné spotřeby o 4,07 g/kWh, a dokonce zvýšení výkonu motoru o 6,57 kW. Procentuální zvýšení těchto sledovaných parametrů u modelu korelovalo s výsledky měření na vozidle. Naměřené hodnoty při koeficientu vodního vstřikování 60 % jsou dokonce ještě vyšší než simulované. Konkrétně se jedná o snížení měrné spotřeby až o 12 % a zvýšení výkonu motoru až o 19 %, což odpovídá navýšení o 31,1 kW.

Studii na systém EGR nebo na vodní vstřikování lze najít hodně. Co je zajímavým a do jisté míry unikátním výsledkem dizertační práce je model zážehového motoru s kombinací vodního vstřikování a chlazeného EGR systému. Kombinace těchto systémů ukazuje trend, kdy chlazený EGR systém může ještě více snížit měrnou spotřebu paliva a vodní vstřikování pomůže dorovnat výkonový deficit.

Hlavním výsledkem dizertační práce tedy je simulační model motoru s vodním vstřikováním, který vykazuje výsledky srovnatelné s měřením. Díky tomuto modelu lze pokračovat v investigaci a vytvořit tak kompletní mapu motoru s vodním vstřikováním a ověřit vliv vodního vstřikování na sledované parametry během jízdního cyklu. Přidruženým výsledkem dizertační práce je také funkční prototyp zpětného získávání kondenzátu z výfukových spalin, aby byl systém vodního vstřikování plně nezávislý. Díky tomu pak není potřeba kapaliny pro vodní vstřikování uživatelem doplňovat a uživatel o tomto systému nemusí ani vědět.

Dizertační práce se nevěnovala emisím. To hlavně z toho důvodu, že tato problematika je velmi obsáhlá a byla by na samostatnou dizertační práci. Dalším logickým postupem by tedy mělo být experimentální prověření vlivu systémů vodního vstřikování a EGR na celkové emise.

Ke zvážení je z hlediska výsledků simulace vytvoření experimentálního motoru, kde je jak vodní vstřikování, tak i systémem chlazeného EGR a doplnění tohoto experimentálního motoru o systém předzápalu směsi v komůrce. Následně pak prověřit množství recirkulace EGR nad 30 %, kdy je očekáváno další navýšení účinnosti motoru a měrné spotřeby paliva.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HENZE, V. *Electric Vehicle Sales to Fall 18% in 2020 but Long-term Prospects Remain Undimmed* [online]. BloombergNEF, 19. 5. 2020 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: <https://about.bnef.com/blog/electric-vehicle-sales-to-fall-18-in-2020-but-long-term-prospects-remain-undimmed/>
- [2] YUZAWA, K., BHANDARI, N. *Electric Vehicles: What's Next VII: Confronting Greenflation*. Goldman Sachs [online]. 9. 3. 2022 [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: <https://www.goldmansachs.com/intelligence/pages/gs-research/electric-vehicles-whats-next-vii-confronting-greenflation/report.pdf>
- [3] HÉBERT, G. *Forecasting Carbon Footprint of European Passenger Car Fleet in Regards to its Electrification*. Life Cycle Analysis for Transportation Symposium [online]. San Antonio (Texas): Southwest Research Institute, 15 [cit. 2023-08-01]. Dostupné z: <https://www.swri.org/sites/default/files/alt-fuels-hebert.pdf>
- [4] MORKUS, J., MACEK, J. *Josef Morkus a Jan Macek: Kam kráčíš, elektromobilito?* [online]. [cit. 2023-08-01]. Dostupné z: <https://www.fs.cvut.cz/verejnost/pr-media/pribehy-z-ustavu/kam-kracis-elektromobilito/>
- [5] WEI, H., ZHU, T., SHU, G., TAN, L., WANG, Y. *Gasoline engine exhaust gas recirculation – A review*. Applied Energy [online]. 2012, [cit. 2023-08-08]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/271559740\\_Gasoline\\_engine\\_exhaust\\_gas\\_recirculation\\_-\\_A\\_review/link/5bf5e56c4585150b2bc8c937/download](https://www.researchgate.net/publication/271559740_Gasoline_engine_exhaust_gas_recirculation_-_A_review/link/5bf5e56c4585150b2bc8c937/download)
- [6] NIIZATO, T. *HONDA POWER TRAIN STRATEGY AND ICE TECHNOLOGY FOR THE FUTURE*. Honda R&D Co., Ltd. 6. 4. 2018, 36.
- [7] SCHOCK, H. *Jetfire Ignition for Gasoline Engines*. Michigan State University, 10.
- [8] *5 LITRES OF WATER FOR 500 HORSES*. M GmbH 2023 [online]. 7. 10. 2015 [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: <https://www.bmw-m.com/en/topics/magazine-article-pool/5-litres-of-water-for-500-horses.html>
- [9] DURST, B., UNTERWEGER, G., REULEIN, C. et al., 2015. *Leistungssteigerung von Ottomotoren durch verschiedene Wassereinspritzungskonzepte*. In: MTZ-Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor. 8.
- [10] PAUER, T., FROHNMAIER, M., WALTHER, J. et al., 2016. *Optimierung von Ottomotoren durch Wassereinspritzung*. In: 37. Internationales Wiener Motorensymposium.
- [11] DURST, B., LANDERL, C., POGGEL, J. et al., 2017. *BMW Wassereinspritzung: Erste Erfahrungen und künftige Potenziale*. In: 38. Internationales Wiener Motorensymposium.

- [12] HOPPE, F.; THEWES, M.; SEIBEL, J. et al., 2017. Evaluation of the Potential of Water Injection for Gasoline Engines. In: Engines, SAE Int. J. Engines 10(5).
- [13] HERMANN, I.; GLAHN, C.; KLUIN, M. et al., 2017. Water Injection for Gasoline Engines - Quo Vadis? In: International Conference on Knocking in Gasoline Engines.
- [14] LI, A., ZHENG, Z., a PENG, T. Effect of water injection on the knock, combustion, and emissions of a direct injection gasoline engine [online]. (Volume 268) [cit. 2023-08-01]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117376>
- [15] ROWE, M., LADD, G. *Water Injection for Aircraft Engines* [online]. [cit. 2020-02-20]. DOI: 10.4271/460192. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/460192/>
- [16] DEMMELBAUER-EBNER, W., PERSIGHEHL, K., GÖRKE, M. et al. The New 1.5-l Four-cylinder TSI Engine from Volkswagen. MTZ Worldw 78, 16–23 (2017). Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-017-0009-x>
- [17] Data sheet, Type 6115C: M12x1.25 measuring spark plug [online]. Eulachstraße 22, 8408 Winterthur, Switzerland: 2023 Kistler Group, 29. 6. 2023, 6 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: [https://kistler.cdn.celum.cloud/SAPCommerce\\_Download\\_original/003-269e.pdf](https://kistler.cdn.celum.cloud/SAPCommerce_Download_original/003-269e.pdf)
- [18] CONWAY, G. 2019. "Injection of Alternative Fluids for Knock Mitigation." In: SAE, *International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting*. San Antonio, Texas, January 22–24, 2019.
- [19] BAUMGARTEN, H. FEV AND VKA INVESTIGATE THE POTENTIAL OF WATER INJECTION [online]. 22. 11. 2016 [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: <https://magazine.fev.com/en/fev-vka-investigate-potential-water-injection/>
- [20] BAZALA, J.; HÉBERT, G.; FISCHER, O.; NOTHBAUM, J.; THEWES, M.; VOSSHALL, T.; DIEHL, P.; KUČERA, P. Research and Development of Self-Contained Water Injection Systems. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 2021, vol. 18, no. 10, p. 1-11. ISSN: 1660-4601.
- [21] DAVENPORT, J. The Internal Combustion Engine Is Dead. Long Live Electric Vehicles. *Forbes* [online]. 2. 12. 2020 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: <https://www.forbes.com/sites/julietdavenport/2020/12/02/the-internal-combustion-engine-is-dead-long-live-electric-vehicles/?sh=3cf4b4df55f1>
- [22] TAYLOR, E. Volkswagen says last generation of combustion engines to be launched in 2026 [online]. [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: <https://www.reuters.com/article/cbusiness-us-volkswagen-emissions-combus-idCAKBN1O32O6-OCABS>

# JIŘÍ BAZALA

jiri.bazala@gmail.com  
+ 420 732 210 755

## VZDĚLÁNÍ

**2015–dosud** Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství  
Doktorský studijní program

**2009–2011** Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství  
Magisterský studijní program

## PRACOVNÍ ZKUŠENOSTI

2010–dosud Hanon-Autopal Services s.r.o.

2011 - Junior Product Engineer

2012 - Product Engineer

2013 – šestiměsíční stáž v Hanon Kerpen, Německo

2014 - Senior Product Engineer

2022 - Advanced Refrigerant Systems Engineer

2022 - dvouměsíční stáž v Hanon Kerpen, Německo

## OSTATNÍ DOVEDNOSTI

**Software** GT-Suite, Dymola, Creo, Catia, ANSYS, MS Office, Adobe

**Jazyky** anglický jazyk – aktivní znalost

13 patentů pro Hanon System jako autor nebo spoluautor

V Brně dne 9. 8. 2023

## **ABSTRAKT**

Dokument popisuje možnosti zvyšování účinnosti spalovacího zážehového motoru pomocí systémů chlazeného EGR (recirkulace výfukových plynů), vodního vstřikování a jejich kombinace. Pro tento účel byl na základě měření zkalibrován simulační model spalovacího zážehového motoru. Na tomto modelu byl prověřen vliv externího chlazeného EGR systému na klíčové parametry motoru jako je účinnost, měrná spotřeba paliva, výkon a jiné. Zde se dospělo k závěru, že systém EGR má z hlediska poměru dosažených výsledků a komplexnosti nevyhovující parametry. Proto byl na modelu prověřen model i vodního vstřikování a porovnán právě se systémem EGR. Model motoru s vodním vstřikováním byl vyhodnocen jako výhodnější. Proto se rozhodlo, že se prostředky k ověření výsledků investují do experimentálního vozidla s vodním vstřikováním a dojde ke srovnání výsledků simulačního modelu a experimentálního měření. Jako budoucí nejvhodnější kombinace vzhledem ke sledovaným parametrům se jeví použití jak systému EGR, tak vodního vstřikování a ideálně s možností zapalování směsi v předkomůrce.

## **ABSTRACT**

This document describes the possibilities of increasing the efficiency of an internal combustion engine using cooled EGR (exhaust recirculation system), water injection and their combination. To investigate it the engine model was calibrated based on the experiment. It was investigated the effect of the externally cooled EGR system on key engine parameters such as efficiency, specific fuel consumption, performance and others on this model. Here it was concluded that the EGR system has unsatisfactory parameters in terms of the ratio of achieved results and complexity. Therefore, the water injection model was tested on the model and compared with the EGR system. The engine model with water injection was evaluated as more advantageous. Therefore, it was decided to invest available sources to the experimental vehicle with water injection and verify experimental results with model. Using of both systems, the EGR system and water injection, and ideally with the possibility of pre-ignition, appears to be the most suitable combination with regard to the observed parameters.