

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA
V PRAZE

Technická fakulta

Vliv provozních parametrů na střední efektivní tlak motoru

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jakub Čedík, Ph.D.

Vypracoval:

Bc. Michal Pivoňka

PRAHA 2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Michal Pivoňka

Technika a technologie v dopravě a spojích
Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Vliv provozních parametrů na střední efektivní tlak v motoru

Název anglicky

Influence of operation parametres on average effective engine pressure

Cíle práce

Cílem diplomové práce bude v rešeršní části představit rozdělení spalovacích motorů a jednotlivých provozních parametrů včetně jejich vlivu na střední efektivní tlak. V praktické části pak bude následovat aplikování zjištěných informací v rámci měření na zkušebním motoru při různých provozních parametrech a za použití různých paliv. Výsledkem by mělo být zjištění vlivu jednotlivých provozních parametrů a použitého paliva na střední efektivní tlak v motoru.

Metodika

1. Úvod
2. Rozbor současného stavu (literární rozbor konstrukce současných spalovacích motorů a jednotlivých provozních parametrů, které mají vliv na střední efektivní tlak v motoru, analýza biopaliv)
3. Cíl práce
4. Metodika práce (testovací přístroje a zařízení, metodika měření a zatěžování motoru, metodika zpracování a vyhodnocování dat)
5. Výsledky měření (porovnání vlivu provozních parametrů a biopaliv na střední efektivní tlak v motoru)
6. Závěr

Doporučený rozsah práce

50-60

Klíčová slova

motor, efektivní tlak, provozní parametry

Doporučené zdroje informací

HROMÁDKO, J. *Spalovací motory : komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.

HROMÁDKO, J. *Speciální spalovací motory a alternativní pohony : komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2012. ISBN 978-80-247-4455-1.

LINDER, J. – HALDERMAN, J D. *Automotive fuel and emissions control systems James D. Halderman, Jim Linder*. Upper Saddle River, N.J.: Pearson/Prentice Hall, 2006. ISBN 013110442.

Předpisy, normy a periodika.

REMEK, B. *Automobil a spalovací motor : historický vývoj*. Praha: Grada, 2012. ISBN 978-80-247-3538-2.

Předběžný termín obhajoby

2019/2020 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Jakub Čedík, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra jakosti a spolehlivosti strojů

Elektronicky schváleno dne 30. 1. 2020

doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 30. 1. 2020

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 09. 04. 2020

Prohlášení

„Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: **Vliv provozních parametrů na střední efektivní tlak motoru** vypracoval samostatně a použil výhradně pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů. Uvědomuji si, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby. Uvědomuji si, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí. Uvědomuji si, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.“

V Praze dne: 31. 3. 2020

Podpis:

Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Jakobovi Čedíkovi, Ph.D. za odborné, věcné a vstřícné vedení při zpracovávání této práce. Zároveň bych chtěl poděkovat všem kolegům, kteří se podíleli na měření.

Vliv provozních parametrů na střední efektivní tlak motoru

Abstrakt: V rámci diplomové práce je rozebrána tematika vlivu provozních parametrů na střední efektivní tlak v motoru. V úvodu je z obecného pohledu v rámci literární rešerše rozepsána a popsána konstrukce spalovacích motorů i výčet provozních parametrů, včetně jejich předpokládaného vlivu na střední efektivní tlak v motoru. Následně je střední efektivní tlak rozebrán z pohledu praktického, kdy je na základě naměřených a zpracovaných dat vyhodnocen vliv několika změřených provozních parametrů na střední efektivní tlak v motoru. Jedná se konkrétně o analyzování vlivu změny vstřikovacího tlaku paliva, vliv použitého paliva, vliv zatížení a vliv otáček. Měření bylo provedeno na vznětovém motoru typu 1204 v traktoru Zetor Forterra 8641.

Klíčová slova: motor, efektivní tlak, provozní parametry

Influence of operation parametres on average effective engine pressure

Abstract: This thesis is focused on influence of operation parametres on average effective engine pressure. There are two main parts. The first part describes general informations about combustion engines. There is concretely described construction of combustion engines including their operation parametres with predicted influence on average effective engine pressure. In the second part the influence of several operation parametres based on measured and processed values is being analyzed. Specifically, the influence of fuel injection pressure, the influence of used fuel, the influence of load and rotation speed are compared. Combustion engine type 1204 in tractor Zetor Forterra 8641 was used for measuring.

Key words: engine, effective pressure, operation parametres

Obsah

1.	Úvod.....	1
2.	Rozbor současného stavu.....	2
2.1	Historický vývoj.....	2
2.2	Konstrukce a typy spalovacích motorů.....	4
2.2.1	Rozdělení podle způsobu zapálení směsi a druhu použitého paliva.....	4
2.2.2	Rozdělení podle způsobu plnění válce.....	4
2.2.3	Rozdělení podle pohybu pístu.....	5
2.2.4	Dělení podle principu činnosti.....	6
2.3	Konstrukční součásti spalovacích motorů.....	7
2.3.1	Pístní skupina.....	7
2.3.2	Kliková skupina.....	8
2.3.3	Kliková skříň, blok válců.....	10
2.3.4	Hlava válců.....	10
2.3.5	Rozvodové mechanismy.....	10
2.4	Střední teoretický tlak na píst.....	11
2.5	Indikované a efektivní parametry spalovacích motorů.....	12
2.6	parametry spalovacích motorů.....	15
2.6.1	Teplota.....	15
2.6.2	Zatížení.....	17
2.6.3	Otáčky.....	17
2.6.4	Spotřeba pohonných hmot.....	18
2.6.5	Tlak vzduchu.....	18
2.6.6	Tlak paliva.....	18
2.7	Charakteristiky spalovacích motorů.....	19
2.7.1	Otáčkové charakteristiky.....	19
2.7.2	Zatěžovací charakteristiky.....	19
2.7.3	Seřizovací (regulační) charakteristiky.....	19
2.7.4	Úplné (celkové) charakteristiky.....	20
2.7.5	Zvláštní charakteristiky.....	20
2.8	Trendy konstrukce současných spalovacích motorů.....	21
2.9	Biopaliva.....	22
3.	Cíl práce.....	24

4.	Metodika práce	25
4.1	Testovací stroje a zařízení	26
4.1.1	Testovaný spalovací motor	26
4.1.2	Dynamometr.....	27
4.1.3	Čidlo tlaku a snímač polohy klikového hřídele.....	28
4.2	Vážení paliva a přepouštěcí zařízení	29
4.2.1	Použité palivové směsi.....	30
4.3	Metodika měření dat.....	31
4.3.1	Průběh měření	32
4.4	Metodika vyhodnocení a zpracování dat.....	34
5.	Výsledky měření	38
5.1	Porovnání vlivu vstřikovacího tlaku paliva na střední efektivní tlak.....	39
5.1.1	Motorová nafta v bodě 7 NRSC testu.....	39
5.1.2	Motorová nafta v bodě 8 NRSC testu.....	40
5.1.3	Směs motorové nafty s biopalivy v bodě 7 NRSC testu.....	41
5.1.4	Směs motorové nafty s biopalivy v bodě 8 NRSC testu.....	42
5.2	Porovnání vlivu použitého paliva na střední efektivní tlak	45
5.2.1	Bod 4 NRSC testu	45
5.2.2	Bod 8 NRSC testu	46
5.3	Porovnání vlivu míry zatížení na střední efektivní tlak	47
5.4	Porovnání vlivu otáček motoru na střední efektivní tlak	48
5.5	Spotřeba paliva v jednotlivých bodech NRSC testu	50
6.	Závěr	51
7.	Zdroje.....	53
7.1	Seznam obrázků	56
7.2	Seznam tabulek	57
7.3	Seznam použitých zkratk	58

1. Úvod

Efektivita je základ pro úspěch. Snahou každého, kdo chce něčeho dosáhnout, je dostat se ke svému cíli s vynaložením co nejmenšího úsilí. Najít ideální poměr mezi vykonanou prací a jejím užitekem je proto velmi důležité. Za vznikem spalovacího motoru určitě také byla snaha udělat více práce s menším úsilím nebo možná ještě větší cíl, vykonat práci, kterou člověk nebo zvíře ani nedokáže vyvinout.

Technika spalovacích motorů šla v průběhu času stále dopředu, docházelo ke zdokonalování stávajících verzí, případně k vynálezům nových verzí, z nichž některé ve své podstatě zůstaly používané dodnes, jiné se ukázaly být slepou vývojovou větví. Zatímco donedávna ještě bylo hlavním měřítkem efektivnosti motoru dosažení co nejvyšších hodnot výkonových parametrů vzhledem k rozměrům a váze, v současné době je dominujícím trendem hodnocení efektivnosti motorů podle jejich hodnoty výkonových parametrů vzhledem ke spotřebě pohonných hmot.

Do světa spalovacích motorů vstoupila ekologie a začalo být nutné v zájmu ochrany planety měřit a zvažovat dopady jejich provozu na okolí. Začala se vyvíjet technologie, která by dokázala co nejvíce eliminovat negativní dopady emisí spalin, jakožto odpadního produktu po vykonání užitečné práce ve spalovací komoře motoru. Spolu s rozvíjejícím se vědeckým poznáním látek v ovzduší bylo postupně rozšiřováno také známé spektrum škodlivých emisí, které spalovací motor produkuje.

Mimo technická řešení eliminace škodlivých emisí se také začali konstruktéři zabývat používanými palivy pro pohon spalovacích motorů, které by také mohly mít potenciál snížit podíl škodlivých látek. Jednou z možností se ukázalo využití biopaliv, které jsou přírodního původu a navíc by mohly mít v budoucnu potenciál nahradit současný, pro výrobu paliv dominantně využívaný, neobnovitelný zdroj, ropu. Nemalý vliv na produkci škodlivých emisí má však i samotný způsob provozu spalovacího motoru. Správným provozem, v souladu s navrženým účelem při znalosti optimálních provozních parametrů, může provozovatel spalovacího motoru produkovat méně emisí i s technologicky zastaralejším motorem, než problematiky neznalý provozovatel s motorem disponujícím nejnovějšími technologiemi.

Problematické provozních parametrů a provozování spalovacích motorů optimálním způsobem, včetně vlivu použití biopaliv, se bude věnovat tato diplomová práce.

2. Rozbor současného stavu

Tato obsahuje literární rozbor současného stavu v oblasti konstrukce spalovacích motorů a jednotlivých provozních parametrů, včetně jejich vlivu na střední efektivní tlak. Je zde zmíněna i problematika biopaliv se zaměřením na biopaliva použitá při měření v praktické části práce.

2.1 Historický vývoj

Éra spalovacích motorů se začala psát ve druhé polovině 18. století, když James Watt sestrojil v roce 1769 první samočinně pracující dvojčinný svislý vahadlový parní stroj. V té době byly sice již představeny jiné funkční atmosférické, ohňové nebo i parní stroje, nicméně k jejich provozu byla, na rozdíl od Wattova parního stroje, vyžadována obsluha.[1]

V 18. století se spalovací motory používaly téměř výhradně k mechanizaci práce jako staticky umístěné stroje. Používaly se například pro pohon vodních pump vyčerpávajících vodu z podpovrchových dolů. Teprve 19. století pak přineslo pro spalovací motory využití v dopravě.[1]

V první polovině 19. století to byl George Stephenson, kterému se podařilo sestrojít a úspěšně otestovat první parní lokomotivu. V roce 1830 byl spuštěn pravidelný provoz na trati Liverpool – Manchester. [2]

Z kategorie silničních vozidel vynalezl v USA v roce 1804 Oliver Evans parní vozidlo, které bylo schopné se pohybovat po vodě i po souši. Jednalo se o první samohybné vozidlo v USA. Na našem území předvedl první parou poháněný automobil Josef Božek v roce 1815. V období první republiky na našem území automobilka Škoda vyráběla parní nákladní vozidlo Škoda Sentinel. [2]

Zážehový motor

Historie spalovacích motorů založených na principu zažehnutí směsi se začíná psát v roce 1786, kdy francouzský vynálezce Philippe Lebon experimentoval s plynem získávaným koksováním dříví. Není však známo, zda sestrojil i funkční motor. Švýcar Issac de Rivaz získal v roce 1807 první patent na vozidlo poháněné výbušným motorem a motor skutečně sestrojil i vyzkoušel. [2]

Počátek použitelných spalovacích motorů nastal v roce 1860, kdy Francouz Jean Joseph Etienne Lenoir začal stavět vůz s plynovým motorem, který předtím dovedl do takové dokonalosti, že jej bylo možné ho použít pro pohon vozidla.

V roce 1864 došlo k založení první továrny na motory, za kterou stál N. A. Otto a E. Lang. Snažili se sestrojít spalovací motor fungující na principu čtyř dob, který N. A. Otto vymyslel. V roce 1867 představili svou verzi jednoválcového motoru, který začali od roku 1872 sériově vyrábět. Výkon dosahoval dle velikosti motoru od 0,25 do 3 koňských sil při 60 otáčkách za minutu. Zapalování bylo řešeno plynovým plamínkem, který ve správný okamžik odkrývalo šoupátko. Později N. A. Otto zdokonalil svůj motor změnou zapalování z plamínku na nízkonapěťové magneto, což umožnilo zvýšení otáček a použití motoru v pohyblivých se vozidlech. [2]

O první dálkovou jízdu vozidlem poháněným zážehovým motorem se postarala manželka K. Benze v roce 1888, která s vozidlem sestrojeným manželem ujela úctyhodných 120 km.

Hlavní nevýhody Ottova motoru, tedy nízký výkon vzhledem k vysoké hmotnosti motoru, se snažil redukovat G. Daimler zvýšením otáček motorů. Nahradil nízkonapěťové elektrické zapalování žhavicí trubičkou, která byla zvenku nahřívána plamínkem a zevnitř zapalovala stlačenou směs. Podařilo se mu dosáhnout 900 otáček za minutu. [2]

Dalšího zvýšení otáček spalovacích motorů dosáhnul na svém testovacím motoru francouzský hrabě de Dion, když s pomocí bateriového odtrhového zapalování dosáhnul 3000 otáček za minutu. [1]

Výrazné vylepšení chodu spalovacích motorů pak přináší v roce 1893 W. Maybach vynálezem prvního karburátoru využívajícího podtlakové dávkování paliva pro tvorbu směsi. [1]

Vznětový motor

O vznik vznětového motoru se zasloužil Rudolf Diesel v 90. letech 19. století. Původně předpokládal, že jeho motor bude pracovat s účinností 70 – 80%. Po několika pokusech se mu v roce 1897 podařilo předvést a vyzkoušet první vznětový čtyřdobý motor. Motor pracoval při 170 otáčkách za minutu s výkonem 14,7 kW a účinností 26%.

Tento první vznětový motor využíval k dopravě a tvorbě směsi velký a těžký kompresor, který znemožňoval použití v silničních vozidlech a byl používán buď jako stacionární, nebo lodní. Využití vznětových motorů ve vozidlech umožnila náhrada kompresoru vstříkovacím čerpadlem. První patent na vstříkovací čerpadlo si podal konstruktér J. Kechni v roce 1910. Hydraulické vstříkování vyvíjel ve 20. letech 20. století i Robert Bosch, který v roce 1927 spustil sériovou výrobu vstříkovacích čerpadel a umožnil tak rozmach vznětových motorů. [2]

2.2 Konstrukce a typy spalovacích motorů

V průběhu historického vývoje spalovacích motorů se různě experimentovalo. Některé nápady a inovace se uchytily ve větší, či menší míře, některé se neuchytily vůbec. V kategorii spalovacích motorů pro odvětví automobilismu a užitkových vozidel tak bylo již na počátku vyvinuto několik různých konstrukčních řešení a typů spalovacích motorů, které se používají do současnosti. V této kapitole jsou uvedeny základní kategorie rozdělení spalovacích motorů v automobilech a užitkových vozidlech.

2.2.1 Rozdělení podle způsobu zapálení směsi a druhu použitého paliva

Dle způsobu zapálení směsi se spalovací motory rozdělují na zážehové a vznětové. V posledních letech se díky automobilce Mazda a jejímu vyvinutému motoru Skyactive X začíná objevovat ještě třetí kategorie, která v sobě v podstatě dokáže kombinovat výhody zážehového i vznětového motoru díky vlastní patentované technologii kompresního zapalování řízeného svíčkou (SPCCI). [3]

Zážehové motory

Princip zážehových motorů je založen na principu zapálení ideálně připravené směsi elektrickým výbojem na zapalovací svíčke. Motory spalují lehká, snadno odpařitelná kapalná paliva jako je např. benzín nebo LPG (kapalný ropný plyn) případně plynná paliva jako je CNG (stlačený zemní plyn). [4]

Vznětové motory

Vznětové motory spalují oproti zážehovým motorům těžší, hůř odpařitelná kapalná paliva (motorová nafta), která jsou ve směsi se vzduchem stlačena a sama se vznítí kompresním teplem, které je vytvořeno stlačením vzduchu před vstříknutím paliva.

2.2.2 Rozdělení podle způsobu plnění válce

Dle způsobu plnění válce se spalovací motory rozdělují na atmosféricky plněné, neboli nepřepřňované, a přepřňované s využitím nejčastěji turbodmychadla, méně častěji pak kompresoru.

Nepřepřňované motory

Atmosféricky plněné motory byly ještě na přelomu tisíciletí v automobilech dominantní. S přicházejícími emisními limity je však byly automobilky nuceny postupně nahrazovat přepřňovanými motory, kvůli jejich horší účinnosti a tím pádem větší spotřebě

paliva. Nasávání nové směsi do válce u atmosféricky plněných motorů funguje na principu podtlaku vytvořeného pohybem pístu ve válci.

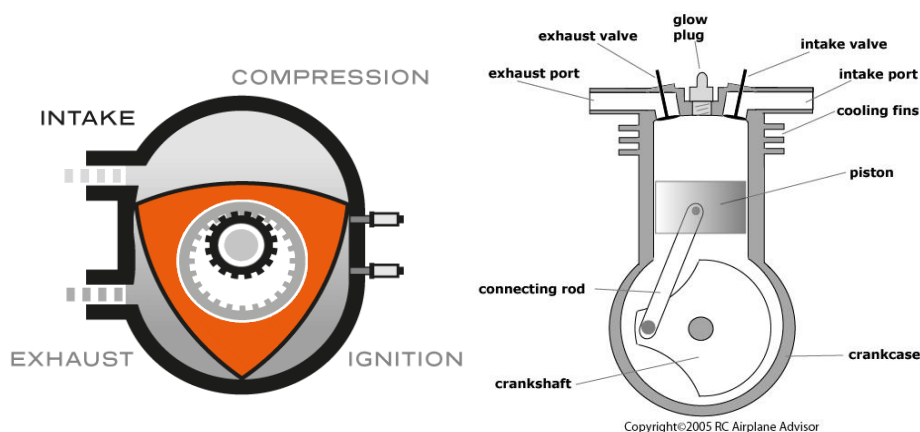
Přepřňované motory

Mezi přepřňované motory se vzhledem ke konstrukčnímu řešení mohou při určitém úhlu pohledu řadit všechny dvoudobé spalovací motory, ve kterých kliková skřňň v podstatě plní funkci čerpadla a připravená směs tak jde do válce pod tlakem.

U čtyřdobých motorů je přetlak vytvářen pomocí externích zařízení – turbodmychadla, příp. soustavy několika turbodmychadel nebo kompresoru. V současné době je využití přepřňování u spalovacích motorů dominantní u vznětových i zážehových motorů kvůli zvýšení výkonu a účinnosti spalování směsi.

2.2.3 Rozdělení podle pohybu pístu

Dle pohybu pístu je možné rozdělit spalovací motory na dvě kategorie. První je spalovací motor s **přímočarým vratným pohybem pístu**, který má na trhu s automobily v současné době výhradní zastoupení. Spalovací motor s **krouživým pohybem pístu** nazývaný Wankelův motor byl v minulosti používán především ve sportovních vozech kvůli jeho výkonovým parametrům vzhledem k rozměru. O jeho největší rozšíření se zasloužila automobilka Mazda, která ovšem tento typ motoru v roce 2014 vyřadila z nabídky. Většího rozšíření se Wankelův motor dočkal i v automobilech značky LADA. Zásadní nevýhodou je nízká spolehlivost a životnost. Následná generální oprava pak vychází na zhruba 75% ceny nového motoru. [5] Porovnání obou typů je vidět na obrázku č. 1.



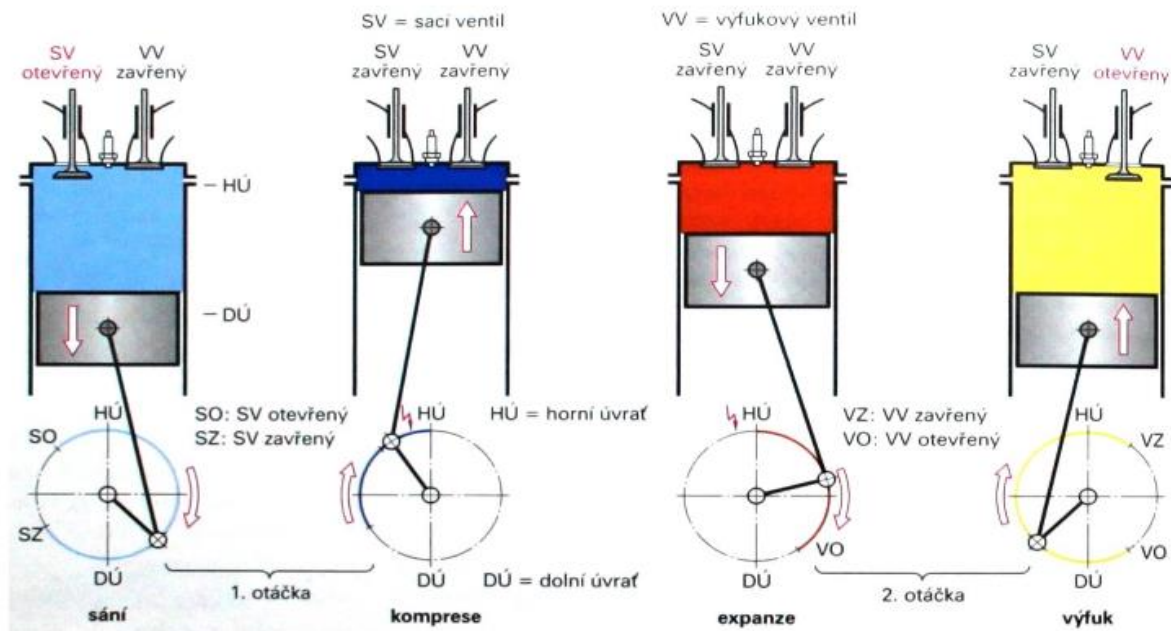
Obrázek 1 - Porovnání Wankelova motoru a motoru s přímočarým pohybem pístu [6] [7]

2.2.4 Dělení podle principu činnosti

Dle principu činnosti (počet zdvihů na provedení jednoho pracovního cyklu) se spalovací motory dělí na dvoudobé a čtyřdobé.

Čtyřdobý motor

U čtyřdobého motoru je pracovní cyklus rozdělen na čtyři fáze (čtyři pohyby pístu a dvě otočení klikového hřídele). Cyklus začíná fází **sání** – dojde k nasátí čerstvé směsi, příp. čistého vzduchu v případě motorů s přímým vstříkáním. Poté následuje **komprese**, kdy je obsah spalovací komory stlačen, dojde ke vstříknutí paliva v případě využití přímého vstříkání a zážehu resp. vznícení směsi. Následuje **expanze**, při které píst koná užitečnou práci. V poslední fázi dojde k **výfuku** spalin ze spalovací komory. Jednotlivé fáze jsou znázorněny na obrázku č. 2.



Obrázek 2 - Cyklus čtyřdobého motoru

Dvoudobý motor

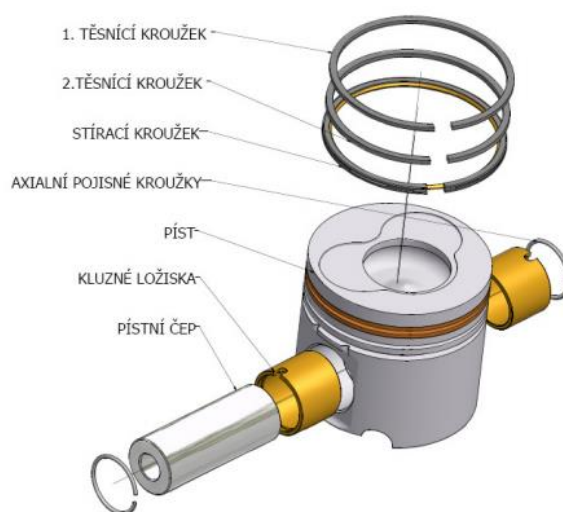
U dvoudobého motoru je pracovní cyklus rozdělen na dvě fáze (dva pohyby pístu a jedno otočení klikového hřídele). V jedné fázi je spojena komprese směsi ve spalovací komoře se sáním nové směsi do prostoru klikové skříně. Ve druhé fázi je pak spojena expanze s výměnou obsahu spalovací komory, kdy se vlivem přetlaku vytvořeného pístem v klikové skříně dostane nová směs do spalovacího prostoru a vytlačuje již spálenou směs. Se spálenou směsí se ovšem dostane ven i část nové směsi, což vede k nepříliš velké efektivitě tohoto systému a větším emisím, než v případě motoru čtyřdobého.

2.3 Konstrukční součásti spalovacích motorů

Konvenční spalovací motor a jeho konstrukční součásti byly v čase postupně vyvíjeny a modifikovány. V kapitole jsou popsány konstrukční prvky pístového spalovacího motoru, nejrozšířenějšího v automobilovém průmyslu.

2.3.1 Pístní skupina

Pístní skupina je tvořena následujícími součástmi - píst s těsníci a stíracími kroužky, pístní čep a pojistky. Pístní skupina má za úkol přenést tlakovou sílu plynů na ojnici, zachytit boční síly vyvolané klikovým mechanismem a přenést je na boční stěnu válce. Dále má za úkol utěsnit spalovací prostor tak, aby nedocházelo k úniku spalin a paliva do klikové skříně motoru a naopak k průniku oleje z klikové skříně do spalovacího prostoru. [2] Musí zajistit i odvod tepla ze dna pístu do chlazených stěn spalovacího prostoru a u dnes již prakticky nepoužívaných dvoudobých motorů pístní skupina řídí rozvodové orgány pro výměnu náplně. [8] Jednotlivé díly pístní skupiny jsou zobrazeny na obrázku č. 3. Podrobněji jsou představeny v následujících podkapitolách.



Obrázek 3 - Pístní skupina [9]

Píst

Píst je mechanicky a tepelně zatěžovanou součástí. Mechanické zatížení je způsobeno silami od tlaků plynů a setrvačnými silami od vratného pohybu pístu. Zatížení je dynamického charakteru způsobené rázovým účinkem, vyvolaným prudkým nárůstem tlaku a teploty plynů ve spalovacím prostoru. Zároveň s dynamickým zatížením je píst zatížen i únavovým účinkem způsobeným cyklickými změnami zatěžujících sil. [2]

Dle provedení dna pístu je snadno možné určit, zda píst pochází ze vznětového, či zážehového motoru. U vznětových motorů je spalovací prostor v horní úvrati v podstatě tvořen vybráním v pístním dnu, kdežto píst ze zážehového motoru má pístní dno ploché. V některých případech může být v pístním dnu vybrání pro ventily.

Pístní kroužky

Pístní kroužky se dělí na těsnící a stírací. Jejich hlavní funkcí je utěsnění spalovacího prostoru, odvod tepla z pístu do stěny válce a řízení výšky mazací vrstvy oleje mezi pláštěm pístu a stěnou válce. Těsnící pístní kroužky mají na starost utěsnění spalovacího prostoru a odvod většiny tepla do stěny válce. Běžně se používá buď jeden, nebo dva těsnící pístní kroužky pro lepší odvod tepla. Pístní stírací kroužky zamezují průniku oleje nad píst a vytváří vhodnou tloušťku vrstvy mazacího filmu mezi pístním pláštěm a stěnou válce. Důležité je, aby na stíracím pístním kroužku už byla taková teplota, která nezpůsobuje karbonizaci oleje. Z toho důvodu u více tepelně namáhaných (typicky vznětových) pístů jsou používány dva těsnící pístní kroužky, případně je použit vyšší horní můstek pístu. [2] [10]

Pístní čep

Pístní čep slouží k přenosu silových účinků mezi pístem a ojnicí. Je namáhán únavově v důsledku proměnnosti směru i velikosti působících sil, od tlaku plynů a setrvačných hmot pístu a pístních kroužků. Pístní čep je v pístu uložen v nálitcích pístu a ojničím oku. Axiálně je zabezpečen pojistnými kroužky. [2]

2.3.2 Kliková skupina

Kliková skupina je tvořena ojnicí, klikovou hřídelí a ložisky. Prostřednictvím klikové skupiny dochází k transformaci translačního pohybu pístu na rotační pohyb, který už je přes převodovou skříň a diferenciál pomocí hřídelí dopraven ke kolům.



Obrázek 4 - Kliková skupina [11]

Ojnice

Ojnice slouží k zabezpečení přenosu sil mezi pístem a klikovým hřídelem motoru. U dnes již v automobilové výrobě výhradně využívaných čtyřdobých motorů je ojnice namáhána proměnnou silou tah/tlak. U ojnic je kladen velký důraz na kvalitu použitého materiálu, protože je požadavek na nízkou hmotnost s ohledem na posuvné hmoty a zároveň je třeba zajistit vysokou tuhost horního i spodního ojničního oka. Nejběžnější konstrukční provedení využívá uspořádání ve dvojitým profilu T, jak je vidět i na obrázku č. 4.

Ojnice čtyřdobého motoru má dělené spodní oko, jelikož klikový hřídel čtyřdobých motorů je téměř vždy nedělený a je to tak způsob zajištění montáže. K zachycení sil v dělicí rovině v současně době kromě lícovaných šroubů slouží ve většině případů dělení řízeným lomem, které při montáži zajistí specifickou nerovností plochy přesné dosednutí dělicích ploch a zamezí tak posunu jakýmkoliv směrem. [2] [12]

Klikový hřídel

Klikový hřídel spolu s ojnicí zabezpečuje převod přímočarého vratného pohybu pístu na rotační pohyb. Úkolem klikové hřídele je i částečné vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných a rotujících hmot pomocí protizávaží. Pomocí řemenice umístěné na klikové hřídeli je pak zajištěn pohon motorového rozvodu, příslušenství a pomocných agregátů mezi které patří např. olejové čerpadlo. U čtyřdobých motorů je také klikový hřídel využíván k dopravě mazacího oleje do ojničních ložisek. Klikový hřídel musí disponovat vysokou únavovou pevností, jelikož je cyklicky namáhaný na ohyb, krut, tah i tlak.

U čtyřdobých motorů je ve většině případů využívána nedělená hřídel. Výjimku tvoří např. vznětové motory Tatra, které používají hřídel dělenou. [2] [12]

Ložiska klikového hřídele

Ložiska klikového hřídele slouží k uložení klikového hřídele do bloku motoru a k uložení ojnic na klikovou hřídel. Nejvíce rozšířená u čtyřdobých motorů jsou ložiska kluzná. Jejich použití je umožněno tlakovým cirkulačním mazáním motoru, díky kterému se v ložiscích vytváří hydrodynamická mazací vrstva zabezpečující nízké opotřebení a vysokou životnost ložiska. Tento způsob uložení umožňuje i omezení přenosu vibrací klikového hřídele na blok motoru a tím pádem i zajišťuje nižší úroveň hluku.

Valivá ložiska se používají u dvoudobých motorů, kde není možné zajistit správné mazání kluzných ložisek. [2]

2.3.3 Kliková skříň, blok válců

Postupným historickým vývojem se přes odlévání samostatné části klikové skříně a jednotlivých válců přešlo k odlévání kompletu sestávajícího z klikové skříně a bloku válců v jednom celku, který se nazývá motorový blok. Příkladem výjimky výrobce motorů je opět Tatra, která vyrábí samostatnou klikovou skříň a k ní přišroubované válce u vzduchem chlazených vznětových motorů.

Bloky motoru se nejčastěji vyrábí buď z šedé litiny, nebo ze slitin hliníku. Rozdíl je především ve hmotnosti a ceně, kdy bloky ze slitin hliníku jsou sice výrazně lehčí, ale i výrazně dražší, než bloky z šedé litiny. Navíc u bloků ze slitin hliníku není možné využít materiál jako kluznou plochu pro písty a válce se tak musí opatřovat speciálními kluznými plochami. [2] [8]

2.3.4 Hlava válců

Hlava válců spalovacího pístového motoru společně se dnem pístu vytváří spalovací prostor. Dále zajišťuje utěsnění a chlazení spalovacího prostoru, plnění i výplach válce motoru, umístění vstřikovačů, zapalovacích, či žhavicích svíček, výfukových i sacích ventilů a vačkových hřídelí.

Ve většině případů je vyrobena ze slitin hliníku i na motorové bloky z šedé litiny. Nutnost ovšem je vzhledem nižší tvrdosti hliníkových slitin osadit hlavu sedly a vodítky ventilů a v některých případech i vložky pro závit zapalovacích svíček. [8]

2.3.5 Rozvodové mechanismy

Rozvodové mechanismy slouží ke správnému načasování výměny náplně ve válci. Musí ve správnou chvíli odstranit z prostoru válce spaliny a naplnit válec motoru čerstvou směsí u motorů s nepřímým vstřikováním nebo pouze vzduchem u motorů s přímým vstřikováním do válce motoru.

Rozvodový mechanismus může být dle způsobu otevření a uzavření ventilu rozdělen na ovládání mechanické, hydraulické a elektromagnetické. V automobilovém průmyslu je v současnosti nejrozšířenější mechanický způsob ovládání ventilů.

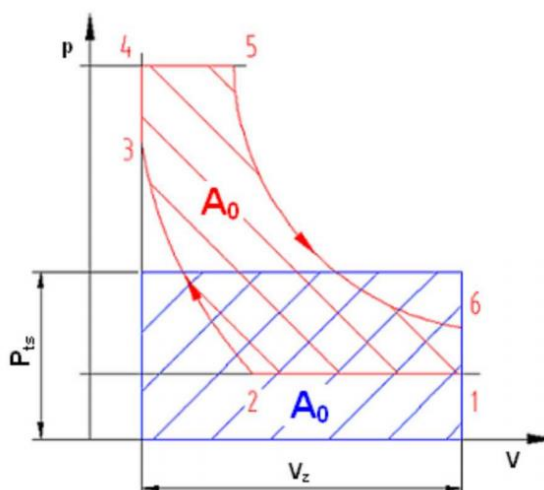
U mechanického způsobu ovládání ventilů je správné načasování zajišťováno vačkovým hřídelem, který je synchronizován s klikovým hřídelem nejčastěji pomocí rozvodového řetězu, příp. řemenu. [2] [13]

2.4 Střední teoretický tlak na píst

V této úvodní kapitole do parametrů spalovacích motorů je představen teoretický tlak na píst a ukázka ideálního $p - V$ diagramu.

Tlak na píst je ve skutečnosti v průběhu pohybu pístu při vykonávání práce ve válci proměnlivý, nicméně pro porovnávání hodnot mezi jednotlivými oběhy či spalovacími motory se používá průměrná hodnota tlaku působícího na píst během pohybu nazývaná jako střední tlak na píst.

Tento tlak je definován jako strana obdélníku s plochou rovnající se vykonané práci oběhu a s délkou druhé strany rovnající se rozdílu max. a min. hodnoty zdvihového objemu. Viz. Obrázek č. 5.



Obrázek 5 - Střední teoretický tlak na píst [14]

Definice středního teoretického tlaku pomocí vzorce vypadá následovně.

$$p_t = \frac{W_t(A_0)}{V_z} \text{ [MPa]} \quad (2.1)$$

p_t Střední teoretický tlak [MPa]

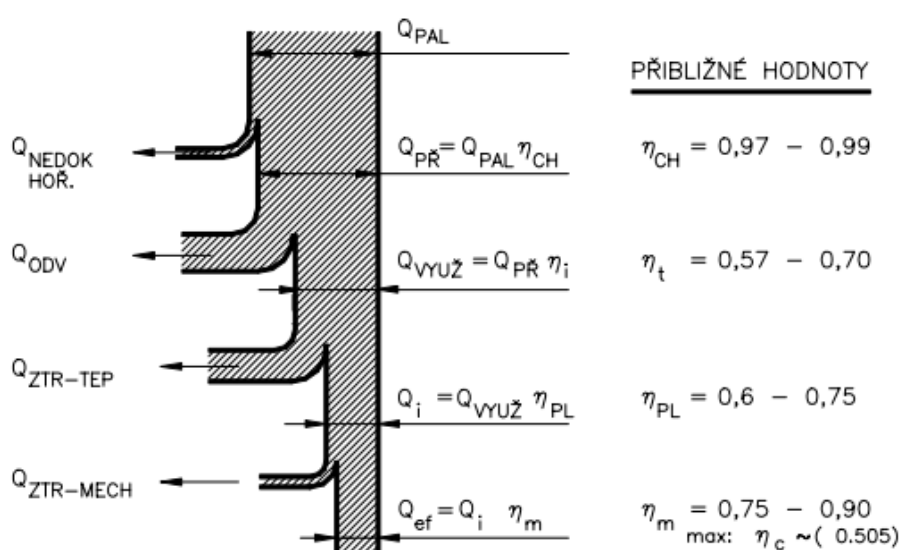
W_t Vykonaná práce [J]

V_z Zdvihový objem [m³]

Z obrázku č. 5 je patrné, že střední teoretický tlak na píst je vedle tepelné účinnosti oběhu také důležitým parametrem. Má přímý vliv na výkon/točivý moment spalovacího motoru. Platí úměra, že čím vyšší je střední tlak na píst, tím menší je tepelná účinnost pracovního oběhu a opačně. Při vytváření ideálního pracovního oběhu pro spalovací motor je tak nutné najít vhodný kompromis mezi tepelnou účinností a středním teoretickým tlakem.[14]

2.5 Indikované a efektivní parametry spalovacích motorů

Indikované a efektivní parametry spalovacích motorů jsou hodnoty, jejichž rozdílnost je dána účinnostmi a místem, kde dochází k jejich měření. Ke stanovení celkové účinnosti je nutné sledovat toky energií a ztrát ve spalovacích motorech. Díky měření a analýze výsledků na spalovacích motorech s využitím údajů o provozních vlastnostech široké škály motorů byla sestavena základní energetická bilance spalovacího motoru, kterou znázorňuje Senkeyův diagram (obrázek č. 6). Tok energie obsažené v přivedeném palivu se postupně větví na položky ztrát a položky účelové až nakonec zůstane energie využita pro efektivní práci oběhu spalovacího motoru. [13]



Obrázek 6 - Tok energií a ztrát v pístovém spalovacím motoru [13]

$Q_{\text{NEDOKON. HOŘ.}}$ JSOU ztráty chemické energie paliva způsobené nedokonalým hořením nebo přímou ztrátou paliva vlivem nějaké netěsnosti.

Q_{ODV} je odvod tepla z pracovního oběhu

$Q_{\text{ZTR-TEP}}$ jsou ztráty tepelné energie využitelného tepla v pracovním oběhu, např. přestup tepla pracovní náplně spalovacího prostoru do stěn válce

$Q_{\text{ZTR-MECH}}$ jsou mechanické ztráty energie v motoru spojené s jeho funkcí

η_{CH} vyjadřuje chemickou účinnost (účinnost hoření), s jakou bylo využito chemického potenciálu paliva. Je zpravidla nižší u zážehových motorů

η_t vyjadřuje teoretickou účinnost příslušného ideálního porovnávacího oběhu

η_{PL} součinitel plnosti diagramu

η_m vyjadřuje mechanickou účinnost motoru, mechanické (třecí ztráty)

Při využití informací ze Senkeyova diagramu lze vyjádřit rozdíl mezi indikovaným a efektivním parametrem oběhu spalovacího motoru. K vyjádření vztahu bude využit výpočet pro výkon motoru. Dle zahrnutých účinností se parametr dělí na indikovaný a efektivní. Indikovaný výkon spalovacího motoru se získá zahrnutím chemické účinnosti hoření, teoretické účinnosti příslušného ideálního porovnávacího oběhu a součinitele plnosti diagramu. Indikovaný výkon motoru je možné zjistit přesným měřením a zpracováním indikátorového ($p - V$) diagramu. Vzorec pak vypadá následovně:

$$P_i = m_p \cdot H_u \cdot \eta_{CH} \cdot \eta_t \cdot \eta_{PL} \quad (2.2)$$

P_i	Indikovaný výkon spalovacího motoru [kW]
m_p	Hmotnostní tok paliva do motoru [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
H_u	Výhřevnost paliva [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]

Indikovaný výkon lze také zjistit s pomocí indikované práce, která je vyjádřena plochou diagramu (viz. obrázek č. 5 v předchozí kapitole). Výpočet pro indikovanou práci:

$$W_i = \int p dV \quad (2.3)$$

W_i	Indikovaná práce válcové jednotky [J]
p	Tlak [Pa]
V	Objem [m^3]

Indikovaný výkon válcové jednotky pak lze získat pomocí znalosti vykonané práce a otáček spalovacího motoru.

$$P_i = W_i \cdot \frac{n}{k \cdot 60} \quad (2.4)$$

n	Otáčky motoru [min^{-1}]
k	Koeficient ($k = 1$ pro dvoudobý motor, $k = 2$ pro čtyřdobý motor)

Ke zhodnocení kvality pracovního oběhu je důležitý jeho střední indikovaný tlak, který je definovaný podílem indikované práce a zdvihového objemu. Vzorec vypadá stejně jako (2.1) v předchozí kapitole s rozdílem použitých indexů. Střední indikovaný tlak je fiktivní veličina, kterou není možné přímo změřit. Lze jej výpočtem určit ze zpracovaného indikátorového diagramu. S využitím znalosti středního indikovaného tlaku pak lze vypočítat indikovaný výkon motoru viz. následující vzorec:

$$P_i = \frac{p_i \cdot V_z \cdot n}{k \cdot 60} \quad (2.5)$$

p_i Střední indikovaný tlak oběhu [MPa]

V_z Zdvihový objem motoru [dm³]

Dalším důležitým parametrem pracovního oběhu je spalovací neboli maximální tlak p_{MAX} , který lze spolehlivě určit měřením při vypracování indikátorového diagramu. Skutečná velikost maximálního tlaku je velmi důležitá při vytváření vhodného konstrukčního řešení, volbě materiálu i výpočtech namáhání jednotlivých dílů spalovacího motoru.

Efektivní výkon spalovacího motoru lze vypočítat, pokud je známa mechanická účinnost. Vzorec pak vypadá následovně.

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad (2.6)$$

P_e Efektivní výkon spalovacího motoru [kW]

Efektivní výkon je na rozdíl od indikovaného možné zjistit jak početně z výkonu indikovaného při známé mechanické účinnosti, tak přímým měřením točivého momentu M_t na výstupním hřídeli motoru a otáček. Efektivní výkon pak lze vypočítat na základě naměřených hodnot pomocí následujícího vzorce.

$$P_e = M_t \cdot \omega = M_t \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (2.7)$$

M_t Točivý moment [Nm]

ω Úhlová rychlost [rad.s⁻¹]

Z naměřených hodnot vypočteného efektivního výkonu P_e a vypočtené hodnoty indikovaného výkonu P_i z indikátorového diagramu je možné vypočítat mechanickou účinnost spalovacího motoru $\eta_M = P_e/P_i$ [-].

Z naměřených hodnot točivého momentu lze kromě efektivního výkonu stanovit i střední efektivní tlak p_e , který je stejně, jako střední indikovaný tlak p_i fiktivní veličinou. S jeho znalostí lze objektivně porovnávat různé spalovací motory z hlediska energetického využití zdvihového objemu motoru. Porovnávání energetického využití na základě středního efektivního tlaku nemusí být jen na úrovni různých motorů. Je možné ho využít pro porovnání vlivu změny tlaku paliva, nebo jiných provozních parametrů. [13] Stanovení p_e je vysvětleno v kapitole 4. Metodika práce.

2.6 Parametry spalovacích motorů

Provozní parametr lze popsat jako běžně měřitelnou fyzikální veličinu, která charakterizuje činnost stroje při jeho pracovní činnosti. Mezi provozní parametry, které se sledují u spalovacích motorů osobních i užitkových vozidel patří: teploty, zatížení, otáčky, spotřeba, zrychlení, rychlost, tlak, účinnost a výkon. Jednotlivé provozní parametry jsou spolu úzce propojené a navzájem se ovlivňují.

Některé provozní parametry je možné využít jako diagnostické signály pro diagnostiku a zhodnocení celkového stavu spalovacího motoru. Několik z těchto parametrů je možno i sledovat v reálném čase při používání vozidla na přístrojovém štítu. Bohužel současný trend výrobců je takový, že v rámci zjednodušení a patrně úspor některé běžně zobrazované údaje z přístrojových štítů vynechávají. Např. teplotu chladicí kapaliny nahrazují kontrolkou signalizující nezahřátý motor. Naštěstí ne příliš početná, je i skupina modelů automobilů, kde chybí otáčkoměr, ze současné produkce se mezi tyto modely řadí např. Cactus od Citroenu.

2.6.1 Teplota

Teplota je zcela zásadní parametr ovlivňující správnou funkčnost a životnost všech součástí motoru a komponent s motorem propojených. Nejedná se jen o teplotu vzduchu, ale i teplotu provozních kapalin, které kolují motorem a mají za úkol chránit, konzervovat, chladit i čistit.

Teplota chladicí kapaliny

Chladicí kapalina má za úkol odvádět přebytečné teplo a zajistit provoz v optimálním teplotním rozmezí, které u kapalinou chlazených motorů je mezi 85°C – 95°C. K ochlazení kapaliny dochází v chladiči, kterým kapalina protéká a přes který zároveň proudí vzduch z okolního prostředí. Chladicí kapalina může sloužit i k ochlazení ostatních provozních kapalin jako je motorový olej, převodový olej (v případě automatických převodovek) nebo kapalina v posilovači řízení. Minimální provozní teplotu chladicí kapaliny udržují termostaty, které při malém zatížení a tudíž menší produkci odpadního tepla motoru, případně při nízké teplotě okolního prostředí uzavřou/sníží průtok chladicí kapaliny přes chladič a tím zamezí podchlazení motoru. [15]

Teplota chladicí kapaliny má zásadní vliv na bohatost směsi, jelikož v režimu studeného motoru kondenzuje palivo na stěnách válců a je třeba vykompenzovat nižší teplotu spalovacího prostoru přivedením dodatečného tepla větším množstvím paliva.

Teplota oleje

Teplota oleje má zásadní vliv jak na jeho vlastní životnost, tak na viskozitu, která ovlivňuje životnost všech částí a komponent motoru, které přijdou s olejem do kontaktu. Příliš vysoká teplota může viskozitu snížit natolik, že dojde k trhání mazacího filmu a tím k vysokému opotřebení třecích součástí. Správná provozní teplota oleje se liší v závislosti na druhu motorového oleje a určení vozidla, ve kterém je motor nainstalovaný. Obecně lze u většiny automobilů označit za optimální provozní teplotu motorového oleje takovou, která se pohybuje v rozmezí 80°C – 100°C. Výkonnější spalovací motory jsou vybaveny chladičem oleje napojeným na okruh chladící kapaliny.

Teplota nasávaného vzduchu

Teplota nasávaného vzduchu má přímou souvislost s jeho hustotou. Vzhledem k tomu, že k plnění válce dochází objemově a tvorba ideální směsi se vypočítává na základě hmotností, je zřejmá důležitost tohoto údaje, který ovlivní dávku vstříkovaného paliva. S rostoucí teplotou se snižuje hustota nasávaného vzduchu, tím pádem se do válce dostane méně kyslíku nutného pro spalovací proces, k tomu řídicí jednotka motoru úměrně sníží dávku paliva a výsledkem jsou horší výkonové parametry.

Přeplňované spalovací motory stlačením nasávaného vzduchu zvyšují jeho teplotu, jsou tak obvykle vybaveny chladičem vzduchu, který tento nežádoucí jev potlačuje.

Teplota paliva

Teplota paliva se na výkonových parametrech projevuje na stejném principu jako teplota nasávaného vzduchu. Na palivovém vedení se v některých případech také vyskytuje chladič.

Na rozdíl od nasávaného vzduchu je ale u paliva, zvláště u motorové nafty nutné pro lepší starty regulovat i minimální teplotu. Některé palivové systémy disponují předehřevem, což zlepšuje průchodnost motorové nafty palivovým filtrem a napomáhá vznícení směsi.

Teplota výfukových plynů

Teplota výfukových plynů je neméně důležitá. Zásadní význam má pro správné fungování systémů redukcí emisí na výfukovém systému, například pro katalyzátor nebo filtr pevných částic, ve kterém je nutné pro úspěšnou regeneraci (spálení nahromaděných sazí) dosáhnout určité teploty v řádu stovek °C dle typu. K dosažení požadované teploty je nutné v závislosti na konkrétním systému vozidla např. upravit/přidat vstříkovací dávku paliva.

2.6.2 Zatížení

Zatížení je provozní parametr, který ovlivňuje efektivitu práce spalovacího motoru a tím pádem i spotřebu pohonných hmot. Zatížení se většinou uvádí v procentech využití maximálního točivého momentu v daných otáčkách. Zatížení spalovacího motoru přímo ovlivňuje řidič vozidla s manuální převodovkou změnou polohy plynového pedálu a zařazeným rychlostním stupněm. Pro lepší vysvětlení vlivu zatížení na ostatní parametry jsou níže uvedeny vzorce č. 2.9 a č. 2.10 [13]

$$M_t = \frac{p_e \cdot V_z \cdot 1000}{k \cdot 2\pi} \quad [Nm] \quad (2.9)$$

$$M_t = \frac{P_e \cdot 1000 \cdot 60}{n \cdot 2\pi} \quad [Nm] \quad (2.10)$$

M_t	Točivý moment [Nm]
P_e	Efektivní výkon [kW]
p_e	Střední efektivní tlak [MPa]
V_z	Zdvihový objem [cm ³]
k	Koeficient; pro dvoudobý motor $k = 1$; pro čtyřdobý motor $k = 2$

Pro zvolení optimálního zatížení spalovacího motoru je ideální znát úplnou otáčkovou charakteristiku, která je popsána v následujících kapitolách a zobrazena na obrázku č. 7. S ohledem na vliv zatížení na střední efektivní tlak pak lze konstatovat, že čím vyšší bude zatížení spalovacího motoru, tím vyšší bude střední efektivní tlak. Ostatní hodnoty vzorce č. 2.9 nejsou v rámci jednoho motoru proměnnými.

Ze vztahu vyplývajícího z druhého vzorce lze usuzovat, že korigování zatížení spalovacího motoru je možné dosáhnout změnou otáček spalovacího motoru, a to buď na nižší hodnotu pro zvýšení zatížení nebo na vyšší hodnotu pro snížení zatížení. K tomuto korigování zatížení v rámci konstantní rychlosti jízdy slouží v osobních vozidlech převodovka.

2.6.3 Otáčky

Otáčky jsou provozní parametr spalovacích motorů, který úzce souvisí se zatížením. Jelikož jsou spalovací motory na rozdíl od elektromotorů schopné optimálně (efektivně) pracovat jen v určitých otáčkách, je nutné jim věnovat pozornost. Pro zachování provozu spalovacího motoru v optimálních otáčkách a zároveň získání potřebných otáček pro poháněný stroj nebo vozidlo se používají převodovky, díky kterým lze zvolením vhodného převodového poměru, případně několika převodovými poměry, získat potřebné parametry pro pracovní stroj/ vozidlo. Názorným příkladem může být vývodový hřídel traktorů, na kterém dojde

v převodovce použitým převodovým poměrem ke snížení otáček oproti otáčkám spalovacího motoru, ale naopak dojde ke zvýšení točivého momentu, při zachovaném výkonu motoru.

2.6.4 Spotřeba pohonných hmot

Spotřeba pohonných hmot je důležitý parametr určující efektivnost celého systému. Provozní parametr vhodný k určení kvality spalovacího motoru a k porovnávání různých druhů spalovacích motorů je měrná spotřeba paliva m_{pe} vyjádřená v gramech paliva spotřebovaných na 1 kilowatt výkonu.

Je možné ji určit výpočtem z naměřené spotřeby paliva (úbytku paliva v palivové nádrži) za dobu měření v ustáleném provozním režimu motoru. Stanovuje se podle následujícího vzorce:

$$m_{pe} = \frac{M_{P/h}}{P_e} \cdot 1000 \quad (2.11)$$

$M_{P/h}$ hodinová spotřeba paliva v daném režimu [$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$]

2.6.5 Tlak vzduchu

Tlak nasávaného vzduchu má obdobně jako jeho teplota vliv na hmotnostní plnění. Při nízkém tlaku vzduchu je nižší jeho hustota, což při objemovém plnění válců motoru znamená, že se snižujícím se tlakem vzduchu bude docházet ke snižování výkonových parametrů motoru. Změna tlaku vzduchu proudícího sáním do motoru může být buď neovlivnitelná (vliv nadmořské výšky) nebo ovlivnitelná (nastavení plnicího tlaku turbodmychadla u přeplňovaných motorů).

2.6.6 Tlak paliva

V případě tlaku paliva v relativně malé míře (vzhledem k omezené stlačitelnosti kapalin) opět platí, že při zvýšení tlaku dojde při objemovém plnění ke zvýšení výkonových parametrů. Tlak paliva je pečlivě sledovanou veličinou především v motorech se systémem vstřikování pracujícím s tlakovým zásobníkem paliva tzv. „railem“, kde je možné zvýšením vstřikovacího tlaku dosáhnout vstříknutí většího množství paliva při stejně dlouhém intervalu otevření trysky.

2.7 Charakteristiky spalovacích motorů

Charakteristiky spalovacích motorů představují grafické znázornění vzájemných závislostí jednotlivých parametrů motoru jako jsou např. výkon, točivý moment, otáčky, měrná spotřeba paliva, hodinová spotřeba, střední efektivní tlak, teplota, účinnost. [13]

Charakteristiky se dělí na:

- Otáčkové charakteristiky
- Zatěžovací charakteristiky
- Seřizovací (regulační) charakteristiky
- Úplné (celkové) charakteristiky
- Zvláštní charakteristiky

2.7.1 Otáčkové charakteristiky

Otáčkové charakteristiky se používají ke znázornění závislosti užitečného výkonu P_e [kW], točivého momentu M_t [Nm], měrné spotřeby paliva m_p [g.kW⁻¹.h⁻¹], hodinové spotřeby paliva M_p [kg.h⁻¹], případně dalších parametrů na otáčkách n [min⁻¹] klikového hřídele motoru při konstantní poloze prvku ovládajícího řízení množství dodávky paliva do motoru. [2]

2.7.2 Zatěžovací charakteristiky

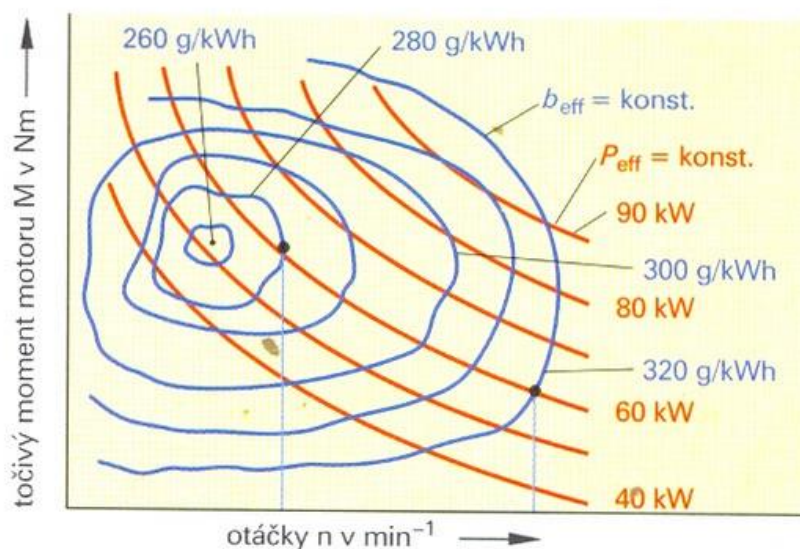
Zatěžovací charakteristiky se používají ke znázornění závislosti vybraných parametrů motoru na jeho zatížení při konstantních otáčkách klikového hřídele. Zatížení motoru je charakterizováno výkonem P_e [kW], točivým momentem M_k [Nm] nebo středním efektivním tlakem p_e [MPa]. Sledovanými parametry pak je především měrná efektivní spotřeba paliva m_{pe} [g.kW⁻¹.h⁻¹], případně teplota výfukových plynů nebo produkce škodlivých emisí. [16]

2.7.3 Seřizovací (regulační) charakteristiky

Tato kategorie charakteristik slouží ke znázornění závislosti provozních parametrů motoru jako je např. efektivní výkon P_e [kW], měrná spotřeba m_p [g.kW⁻¹.h⁻¹] nebo moment M_k [Nm] na některé konstrukční nebo provozní veličině, charakterizující stav seřízení motoru jako např. úhel předstihu, časování rozvodu, složení směsi, otevírací tlak trysky nebo součinitel přebytku vzduchu. Hlavní využití těchto charakteristik je v oblasti vývoje a výzkumu, při navrhování řízení motoru nebo seřizování jednotlivých konstrukčních prvků motoru. [17]

2.7.4 Úplné (celkové) charakteristiky

Úplná charakteristika slouží ke komplexnímu posuzování spalovacích motorů z hlediska momentu, výkonu, spotřeby, teploty nebo škodlivin v exhalacích. Zpravidla jsou na vodorovnou osu vynášeny otáčky klikového hřídele motoru n [min^{-1}] a na svislou zatížení určené buď točivým momentem M_k [Nm], případně středním efektivním tlakem p_e [MPa]. Úplná charakteristika se nezjišťuje přímým měřením, ale je tvořena na základě měření vnější otáčkové charakteristiky a soustavy zatěžovacích charakteristik. Její možná podoba je vidět na obr. č. 7. [16]



Obrázek 7 - Úplná charakteristika motoru při proměnlivém zatížení [18]

2.7.5 Zvláštní charakteristiky

Tato kategorie zahrnuje několik dílčích charakteristik, které se nepoužívají tak často jako přechodzí typy charakteristik. [13]

Patří mezi ně:

- **Výšková charakteristika** – slouží ke znázornění provozních parametrů motoru v závislosti na nadmořské výšce
- **Přechodové charakteristiky** – znázorňují v závislosti na čase provozní parametry motoru v neustálených režimech např. při řízení motoru během používání různých spotřebičů
- **Detonační charakteristiky** – znázorňují vliv provozních parametrů na vznik detonačního spalování
- **Hlukové charakteristiky** – znázorňují vliv provozních parametrů na hluk

2.8 Trendy konstrukce současných spalovacích motorů

V současné době spalovací motory čelí velkému nátlaku, který je způsobený stále přísnějšími emisními limity. Výrobci automobilů jsou nuceni aktivně vyvíjet alternativní pohonné jednotky, příp. kombinace alternativních a konvenčních pohonů, aby byly schopni dodržet legislativou nastavené emisní hodnoty, které jsou se současnými technickými možnostmi spalovacích motorů v podstatě nespelnitelné.

Z hlediska konstrukce spalovacích motorů se pak prakticky až na několik výjimek použití převážně v malých městských vozidlech upustilo od atmosférických motorů a jsou využívány přeplňované vznětové i zážehové spalovací motory, které díky přeplňování jsou schopny efektivněji využít palivo a tím snížit hlavní euro normami sledovanou emisní složku – CO₂. Spíše než ve spalovacích motorech se však v současné době snaží konstruktéři vyvíjet metody snižování emisí za pomoci opatření na výfukovém systému, které mají za úkol redukovat spalovacím motorem produkované emise na co nejnižší úroveň.

Bohužel veškeré snažení konstruktérů o vytvoření úsporného motoru je v posledních letech v Evropě víceméně mařeno zvyšujícím se zájmem o automobily karosářského typu SUV (Sport Utility Vehicle), které vzhledem ke svým technickým parametrům (vyšší hmotnosti, větší světlé výšce, horší aerodynamice atd.) produkují více emisí, než automobil menších rozměrů (sedan, hatchback) se stejným spalovacím motorem. Pro příklad je možné uvést tříválcový přeplňovaný motor 1,0 TSI, který pohání mimo jiné Škodu Karoq a Škodu Fabia III, kde je dle technických parametrů rozdíl ve spotřebě v jednotlivých režimech jízdy 0,5 – 0,6 l/100 km. Rozdíl v produkci částic CO₂ pak 121 vs. 107 g/km v neprospěch Karoqu. V reálném provozu je však rozdíl ve spotřebě (7,54 vs. 6,05 l/100 km) a tudíž i v emisích CO₂ ještě vyšší. Od roku 2021 začne platit emisní norma EURO 7, ve které bude muset automobilka splňovat limit průměrných emisí CO₂ prodaných automobilů na hodnotě 95 g/km. [19] [20]

Řešení pro automobilky, pokud nechtějí platit pokuty z nadměrných emisí, spočívá v doplnění portfolia nabízených automobilů o elektrifikované, případně hybridní motory. Využití hybridních pohonů však dává šanci znovu nastoupení atmosféricky plněných motorů. Například automobilka Toyota hojně využívá atmosféricky plněné spalovací motory v kombinaci s elektromotorem.

2.9 Biopaliva

Pojem biopalivo je označení pro palivo získané z obnovitelných zdrojů. Primárním cílem biopaliv je vytvořit alternativu k fosilním palivům, kterých je na světě jen omezené množství a zároveň snížit emise produkované konvenčními spalovacími motory. Často se jejich použití pojí s nízkou kompatibilitou používaných spalovacích motorů a lze je tak buď používat jen v omezené míře, nebo je nutné provést konstrukční úpravy spalovacích motorů. Biopaliva jsou nejčastěji agresivní vůči pryžovým komponentům spalovacích motorů, jako jsou například těsnění nebo palivové vedení. [21]

Generace biopaliv

Podle způsobu získávání biopaliva a zdrojové suroviny se biopaliva dělí na tzv. generace. V současné době jsou nejvíce využívány biopaliva první generace, ale postupně je snaha je nahrazovat biopalivy druhé generace, které mají oproti biopalivům první generace vyšší úsporu CO₂. V porovnání s fosilními palivy pak až o 90%. [2]

Biopaliva I. generace jsou vyráběna z potravinářské biomasy, což je jejich výrazná nevýhoda, protože pěstováním produktů pro získání biomasy, především Řepky olejné, dochází k zabírání zemědělské půdy a jejímu vyčerpávání vzhledem k náročnosti půdní výživy této plodiny. K dalším plodinám sloužícím k výrobě biomasy pro získávání biopaliv I. generace jsou cukrová třtina, cukrová řepa, kukuřice a různé druhy obilí. [2, 22]

Mezi nejčastěji používaná biopaliva I. Generace patří:

- MEŘO (methylester řepkového oleje)
- Bioethanol, který je získáván z produktů obsahujících cukr nebo škrob
- BioETBE (Ethyltercbuthylether)
- Rostlinné oleje (např. řepkový, slunečnicový, lněný)

Biopaliva II. generace jsou vyráběny z biomasy tvořené z nepotravinářských surovin obsahujících lignocelulózu (např. dřevo, sláma, tráva, dřevěné štěpky). [23]

Mezi nejčastěji používaná biopaliva II. generace patří:

- Bioethanol získaný z lignocelulozové biomasy
- Syntetická motorová nafta získaná jako produkt Fischer-Tropschovy syntézy
- Methanol získaný jako produkt katalytické konverze syntézního plynu

V současné době jsou popsány ještě další dvě generace biopaliv. Zatím však nejsou příliš rozšířené a jejich výroba je zatím spíše pro výzkumné účely. Ve III. generaci počítá s využitím řas, případně dalších mikroorganismů. Ve IV. generaci biopaliv se pak počítá s využitím neobdělávatelné půdy bez nutnosti destrukce biomasy.

Rostlinné oleje a jejich estery

Rostlinné oleje pro účely výroby paliv se získávají lisováním semen olejnin. V Evropě je nejrozšířenější řepkový olej. Dále může být využit olej slunečnicový, lněný, sójový nebo podzemnicový. Zásadním problémem při využití rostlinných olejů je jejich několikanásobně vyšší viskozita oproti motorové naftě, nízká odpařivost a tvorba velkých kapek paliva ve spalovací směsi. K použití přímo rostlinných olejů tak ve spalovacích motorech prakticky nedochází. Umožnění použití rostlinných olejů přinesl proces úpravy vylisovaného a vyčištěného oleje esterifikací. Při tomto procesu dochází za pomoci alkoholu ke štěpení velkých molekul oleje na menší, což vede k podstatnému snížení viskozity a umožňuje tvorbu spalovací směsi podobné motorové naftě. [2] [24]

Tabulka 1 - Porovnání parametrů paliv na bázi rostlinných olejů a motorové nafty [2]

Parametr		Motorová nafta	Methylester	Řepkový olej
Kinematická viskozita [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]	-25 °C	5-30	-	300
	0 °C	3-14	10	180-220
	20 °C	2-8	6,3-8,1	65-100
	100 °C	0,7-2	1,7	6-8
Výhřevnost hmotnostní [$\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]		42,5	37,1-40,7	37,4
Cetanové číslo		45	54-55	35-50
Hustota [$\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$]		0,8-0,86	0,87-0,88	0,91-0,94
Bod vzplanutí [°C]		min. 55	130	300-330
Bod tuhnutí [°C]		-12-0	-7	-18-0

Z tabulky č. 1 je patrná obtížná použitelnost rostlinných olejů jako paliva, kdy kinematická viskozita dosahuje i desetinásobných hodnot oproti motorové naftě. V případě esterifikovaného oleje je však vidět, že jsou parametry srovnatelné s motorovou naftou. Vzhledem k nižší hmotnostní výhřevnosti a téměř stejné hustotě však lze předpokládat snížený výkon a zvýšenou spotřebu paliva. Nespornou, téměř dominantní, výhodou však je, že dochází ke snížení kouřivosti až o 50%. Vzhledem k vyšší hodnotě bodu vzplanutí dochází ke spalování za zvýšených teplot, což zapříčiňuje nárůst emisí NO_x . Další nevýhodou je vysoká degradace motorového oleje při styku s methylesterem, což vyžaduje zkrácení výměnných lhůt oleje. [25]

3. Cíl práce

Hlavním cílem této diplomové práce je vytvořit systematický přehled provozních parametrů a jejich vzájemného vlivu s důrazem na vliv vzhledem ke střednímu efektivnímu tlaku ve válci motoru. Správné pochopení těchto parametrů umožní systematické porovnávání různých typů spalovacích motorů z hlediska jejich efektivnosti a vhodnosti použití pro různé účely.

Konkrétním cílem této diplomové práce je provést experimentální ověření vlivu změny provozních parametrů na střední efektivní tlak ve válci vznětového motoru v traktoru Zetor Forterra 8641 s použitím čisté motorové nafty a směsi motorové nafty se slunečnicovým olejem a n - butanolem. Výsledky měření budou zpracovány a následně porovnány.

Konkrétní cíl práce bude splněn následovně:

- Experimentální ověření vlivu otevíracího tlaku vstřikovače na střední efektivní tlak v motoru při použití čisté motorové nafty
- Experimentální ověření vlivu otevíracího tlaku vstřikovače na střední efektivní tlak v motoru při použití biopaliva s obsahem 20 % slunečnicového oleje a 10 % n – butanolu
- Experimentální ověření vlivu otevíracího tlaku vstřikovače na střední efektivní tlak v motoru při použití biopaliva s obsahem 20 % slunečnicového oleje a 20 % n – butanolu

4. Metodika práce

V této kapitole je vysvětlen postup získávání potřebných údajů včetně představení a popsání jednotlivých technických parametrů použitých strojů a zařízení.

Praktické měření pro získání hodnot potřebných pro analýzu vlivu provozních parametrů na střední efektivní tlak v motoru za použití různých druhů biopaliv probíhalo v dílnách Katedry Jakosti a spolehlivosti strojů České zemědělské univerzity v Praze.

Měření bylo provedeno na traktoru Zetor s modelovým označením Forterra 8641 s přeplňovaným vznětovým motorem typu 1204. K měření výkonových parametrů sloužil přes vývodový hřídel připojený dynamometr MAHA LPS ZW 500. K měření tlaku ve spalovacím prostoru byl použit snímač tlaku Optrand C322-GPA, namontovaný místo žhavicí svíčky. Přesné měření polohy klikového hřídele bylo realizováno pomocí inkrementálního snímače DKS 40 společnosti SICK s 360 pulsy na otáčku. Na obrázku č. 8 je vyfocen měřený traktor s dynamometrem.



Obrázek 8 - Zetor Forterra 8641 s připojeným dynamometrem MAHA ZW 500

Měření bylo prováděno za použití čisté motorové nafty, směsi motorové nafty, slunečnicového oleje a butanolu jak v poměru 7:2:1, tak 6:2:2.

Data z měřících zařízení byla exportována do programu MS Excel, kde byla dále zpracovávána za účelem vyhodnocení a grafického zpracování.

4.1 Testovací stroje a zařízení

V této kapitole jsou popsány jednotlivé stroje a zařízení použité při měření včetně jejich technických parametrů.

4.1.1 Testovaný spalovací motor

K měření byl využit vznětový motor s označením 1204 v traktoru Zetor Forterra 8641. Technické parametry spalovacího motoru jsou vypsány v tabulce č. 2.

Tabulka 2 - Technické parametry motoru 1204 v traktoru Zetor Forterra 8641

Technické parametry testovaného motoru	
Typ motoru	1204
Druh motoru	Vznětový, čtyřdobý
Plnění	Přepřlňovaný turbodmychadlem
Provedení	Řadový, podélně uložený, vodou chlazený
Druh rozvodu	OHV
Počet válců	4
Zdvihový objem [cm ³]	4156
Vrtání x zdvih [mm]	105 x 120
Jmenovité otáčky [min ⁻¹]	2200
Pořadí vstřikování	1-3-4-2
Kompresní poměr	17
Max. přeběhové otáčky [min ⁻¹]	2460
Volnoběžné otáčky [min ⁻¹]	750 +/- 25
Výkon při jmenovitých otáčkách [kW]	60
Měrná spotřeba paliva při max. výkonu [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	253
Točivý moment [Nm]	351
Převýšení točivého momentu [%]	35
Mazání motoru	Tlakové
Čistič oleje	Plno průtočný
Tlak oleje při jmenovitých otáčkách a teplotě oleje 80 °C [MPa]	0,2 - 0,5
Minimální tlak oleje při volnoběžných otáčkách 750 min ⁻¹ a teplotě oleje 80 °C [MPa]	0,05
Max. teplota chladicí kapaliny [°C]	106
Filtrace paliva	Jednostupňová s výměnnou vložkou
Otevírací tlak vstřikovačů [MPa]	22 (26)
Úhel předstihu vstřikovačů [°]	12
Vůle ventilů u studeného motoru - sací i výfukový [mm]	0,25 +/- 0,05

4.1.2 Dynamometr

Použitý dynamometr při měření byl dynamometr MAHA LPS ZW – 500, který je možné vidět na obrázku č. 8. Technické parametry jsou uvedeny v tabulce č. 3.

Tabulka 3 - Technické parametry MAHA LPS ZW 500

Technické parametry dynamometru MAHA LPS ZW 500	
Měřicí systém	DMS - technika
Brzdy vířivými proudy / max- výkon	500 kW
Max. otáčky [min^{-1}]	2500
Maximální moment [Nm]	6600
Klínový profil hřídele	1 3/4" 6 ti dílný
Jištění [A]	16
Napájecí zdroj	3/N/PE, 400 V, 50/60 Hz, 16 A
Rozměry (D x Š x V) [mm]	3580 x 2110 x 1420
Váha [kg]	1300

Měření točivého momentu je realizováno přes vývodový hřídel traktoru. Software dynamometru umožňuje měření výkonových parametrů při konstantních otáčkách pomocí automatické regulace otáček, případně při konstantním točivém momentu pomocí regulace točivého momentu. Dynamometr disponuje i funkcemi jako je snímání otáček motoru a spojovacího kardanu dynamometru s vývodovým hřídelem traktoru. Dále umožňuje kompenzování ztrátového výkonu dynamometru v závislosti na otáčkách nebo obsahuje rádiovou jednotku pro ovládání a přenos dat.

Princip činnosti použitého dynamometru

Jedná se o vířivý dynamometr, což je elektrický rotační stroj, který k vytvoření brzdného účinku využívá vířivé proudy uzavřené nakrátko v tělese magnetického obvodu. Rotor dynamometru tvoří ozubené kolo. Na statoru je budící cívka, která je buzená stejnosměrným proudem a budí v magnetickém obvodu magnetický tok. Vzhledem k tomu, že je rotor ozubený, při jeho otáčení v magnetickém poli vlivem střídání zubů a mezer dochází ke změně magnetického toku. Změnou magnetického toku se v magnetickém obvodu indukuje napětí a obvodem začnou protékat vířivé proudy, které vyvolají brzdny moment. Brzdny moment je přenášen ramenem statoru, který je uložen na tenzometrický snímač. Ten vysílá signál, podle kterého se určuje velikost točivého momentu. energii vířivých proudů určuje zkoušená pohonná jednotka a v magnetickém obvodu se mění na teplo, což znamená, že dynamometr musí být vybaven chladicím systémem.

4.1.3 Čidlo tlaku a snímač polohy klikového hřídele

Tlak ve válci byl měřen pomocí piezoelektrického tlakového čidla Optrand C322 GPA, které je implementované do obalu žhavicí svíčky. Má tedy stejné rozměry jako původní žhavicí svíčka, ale již nedisponuje funkcí žhavení. Na následujícím obrázku č. 9 je možné vidět čidlo použité k měření a jeho modelový řez.



Obrázek 9 - Řez čidlem tlaku Optrand a čidlo s optickým kabelem [26]

Technické parametry tlakového čidla jsou uvedeny v tabulce č. 4.

Tabulka 4 - Technické parametry čidla tlaku Optrand C322 [26]

Technické parametry snímače tlaku Optrand C322 - GPA	
Série	GPA - adaptér žhavicí svíčky
Typ senzoru	Piezoelektrický
Rozsah tlaku [MPa]	0 - 20,7
Šířka pásma	1 Hz - 20 kHz
Délka optického kabelu [m]	2
Přesnost	± 1% (tepelný šok, hystereze, nelinearita)
Teplotní koeficient citlivosti [%/°C]	± 0,03
Výstupní signál [V]	0,5 - 5
Diagnostický výstupní signál [V]	0 - 3,6
Výstupní impedance [Ω]	250
Napájecí rozhraní	9 - 18 V DC, 85 mA

Čidlo tlaku díky záznamu přes program, který byl vyvinut Ing. Bohuslavem Peterkou, Ph.D. na Technické fakultě ČZU, zaznamenává hodnoty tlaku v součinnosti se snímačem polohy klikového hřídele motoru.

Snímač polohy klikového hřídele

Poloha klikového hřídele byla zaznamenávána pomocí tříkanálového inkrementálního snímače DKS40 od firmy SICK. Dva kanály byly nastaveny na frekvenci snímání 360 impulsů na jednu otáčku. V součinnosti s tlakovým čidlem pak ke každému impulsu inkrementálního senzoru odpovídá jedna hodnota tlaku, kterou čidlo tlaku zaznamená. Zbývající kanál s frekvencí jednoho impulsu na otáčku sloužil jako spoušť. [27]



Obrázek 10 - Inkrementální snímač polohy klikového hřídele [28]

4.2 Vážení paliva a přepouštěcí zařízení

Jako palivová nádrž byl během měření používán plastový kanystr s výřezem na sací koš, který byl umístěn na laboratorní váhu Vibra AJ 6200 (rozsah = 0–6200 g, přesnost = 0.1 g, rozlišení = 0.01) a bylo tak možné zaznamenávat úbytek paliva během měření. Palivové vedení je vybaveno přepouštěcími ventily, které umožňují vypláchnutí palivového vedení při změně používaného paliva. Po konci měření byl proveden výplach palivového vedení a naplnění čistou motorovou naftou, pro zamezení agresivního působení biopaliv na pryžové součásti palivového vedení během nečinnosti. Kanystry, ve kterých byly přesně namíchané použité palivové směsi, váhu paliva a přepouštěcí zařízení je možné vidět na obrázku č. 11.



Obrázek 11 Váha a přepouštěcí zařízení na palivovém vedení

4.2.1 Použité palivové směsi

Byly použity 3 druhy paliva pro měření při vstřikovacím tlaku 22 MPa a stejné tři druhy byly použity při nastaveném vstřikovacím tlaku 26 MPa. Byly použity, na katedře jakosti a spolehlivosti strojů z technické fakulty, již dříve testované směsi, které na základě zkušeností obsahují maximální použitelné množství biopaliv bez výraznějšího projevu jejich negativních vlastností. Parametry jednotlivých paliv i dvou výsledných směsí jsou vypsány v tabulce č. 5.

Měření bylo provedeno s těmito palivy, případně jejich směsmi.

- Motorová nafta (čistá, bez přísad)
- Směs motorové nafty s 20 % slunečnicového oleje a 10 % butanolu
- Směs motorové nafty s 20 % slunečnicového oleje a 20 % butanolu

Jedná se o procentuální směsi na základě hmotností, ne objemu.

Tabulka 5 - Parametry použitých paliv i jejich směsí [27]

Parametr	Motorová nafta	Butanol	Slunečnicový olej	Nafta 70 % Sl. O. 20 % But 10 %	Nafta 60 % Sl. O. 20 % But 20 %
Hustota při 15 °C [kg/m ³]	820	815	924	837	836
Výhřevnost hmotnostní [MJ/kg]	43,2	33,1	37	40,7	39,7
Výhřevnost objemová [MJ/l]	35,42	26,97	34,2	34,1	33,2
Kinematická viskozita při 40 °C [mm ² /s]	1,8	2,3	31,1	2,85	2,83
Cetanové číslo	50	17	35,8	-	-

Z parametrů v tabulce je možné vypočítat, že slunečnicový olej, ačkoliv má o 6,2 MJ nižší hmotnostní výhřevnost, díky větší hustotě oproti motorové naftě a objemovému vstřikování paliva do válce je rozdíl v objemové výhřevnosti už jen 1,2 MJ. Lze tedy předpokládat zvýšenou spotřebu paliva při téměř zachovaných výkonových parametrech.

Butanol není olej, ale alkohol, takže má rozdílné mazací vlastnosti oproti slunečnicovému oleji nebo motorové naftě. Má také nižší výhřevnost než motorová nafta a slunečnicový olej. Nespornou nevýhodou je pak jeho agresivita vůči pryžovým součástem palivové soustavy. Jeho pozitivum ale spočívá ve zlepšení prohoření směsi, což výrazně napomáhá snížení kouřivosti neboli tvorbě pevných částic.

4.3 Metodika měření dat

Zatěžování spalovacího motoru testovaného traktoru Zetor bylo prováděno pro jednotlivá paliva tzv. NRSC testem předepsaným normou ISO 8178 – C1 cyklus. NRSC test je zkratka pro anglický název „Non-Road Steady Cycle“, což v překladu do českého jazyka znamená Nesilniční cyklus. Je vhodný pro užitková vozidla. Tento typ cyklu spočívá v měření osmi přesně definovaných bodů vnější otáčkové charakteristiky. Všechny osm bodů je uvedeno v tabulce č. 6. K porovnání vlivu provozních parametrů na střední efektivní tlak v motoru však budou vybrány jen některé body. Konkrétně 4,7 a 8. [29]

Tabulka 6 - Měřené body NRSC testu [29]

Bod	Otáčky motoru	Zatížení	Váhový faktor
1	Volnoběžné	-	0,15
2	Jmenovité	50	0,15
3		75	0,15
4		100	0,15
5		10	0,1
6	Mezilehlé	50	0,1
7		75	0,1
8		100	0,1

Zatížení vyjadřuje procentuální podíl maximálního využitelného točivého momentu při daných otáčkách.

Váhový faktor vyjadřuje váhu daného režimu provozu při výpočtu výsledné spotřeby paliva a produkce emisí.

Jmenovité otáčky jsou maximální otáčky motoru uvedené výrobcem, které je možné regulátorem udržet při plném zatížení.

Mezilehlé otáčky jsou otáčky, při kterých se dosáhne maximálního možného točivého momentu při plném zatížení, pokud leží v rozmezí od 60 do 75 % jmenovitých otáček. V případě, že se maximálního možného točivého momentu dosahuje v jiných otáčkách mimo toto rozmezí, jsou použity otáčky na úrovni buď 60 %, pokud se nacházejí pod tímto rozmezím, nebo na úrovni 75 %, pokud se nacházejí nad tímto rozmezím. [29]

4.3.1 Průběh měření

Před začátkem měření bylo nutné osadit měřený motor měřícími senzory. Čidlem tlaku ve válci, inkrementálním snímačem polohy klikového hřídele, spojit vývodový hřídel s kardanovým hřídelem dynamometru. Zajistit odsávání spalin vzduchotechnikou s aktivním odsáváním.

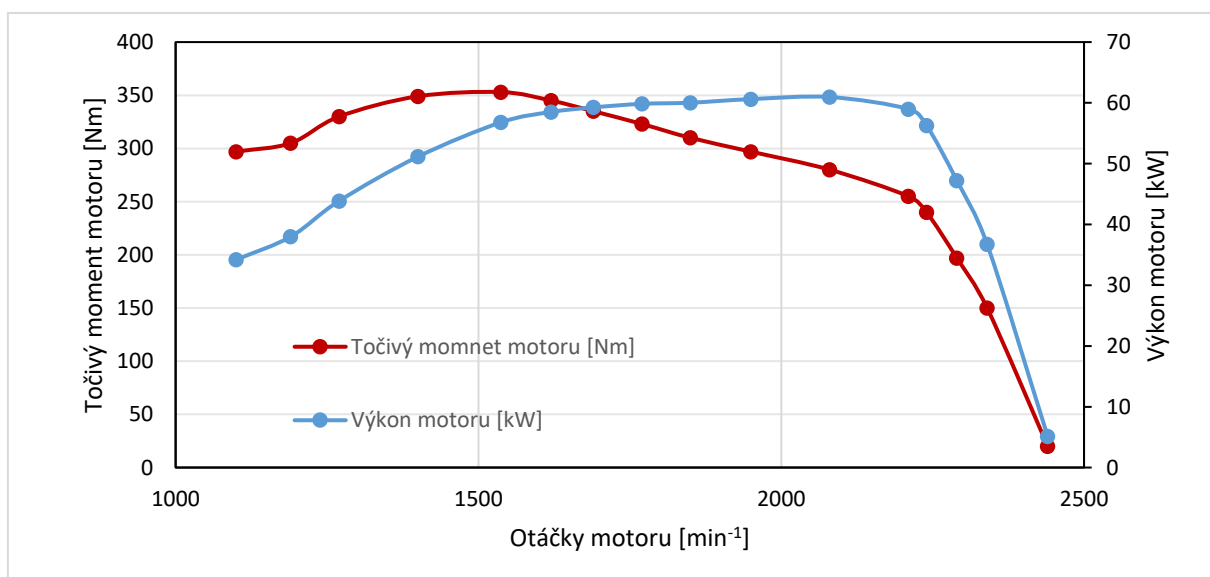
Před započítím měření je nutné zahřát provozní kapaliny traktoru na provozní teplotu. Zároveň pak před započítím měření s určitým palivem je nutné zajistit úplné zaplnění palivové soustavy tímto palivem.

Jako první měření je třeba s daným druhem paliva provést měření vnější otáčkové charakteristiky, aby bylo možné stanovit otáčky pro nejvyšší točivý moment a tím pádem určit správnou hodnotu mezilehlých otáček, ve kterých se měří body NRSC testu.

Vnější otáčková charakteristika

Při měření vnější otáčkové charakteristiky se nastaví plynová páka pod volantem do polohy plné dávky paliva a zůstane tak až do skončení měření.

Dynamometr postupně přes vývodový hřídel traktoru při nejvyšších otáčkách začíná zatěžovat spalovací motor. S rostoucím točivým momentem se snižují otáčky motoru. V průběhu měření se zaznamenávají hodnoty točivého momentu a otáček. Na základě údajů točivého momentu se dopočítá dle vzorce č. 2.7 v kapitole 2.5 výkonová křivka. Otáčková charakteristika pro čistou motorovou naftu je zobrazena na grafu č. 1.



Obrázek 12 - Otáčková charakteristika

Maximální točivý moment byl v tomto případě dosažen při 1537 Nm, což odpovídá 67 % jmenovitých otáček a je tak možné je použít jako hodnotu mezilehlých otáček při NRSC testu vysvětleného v předchozí podkapitole. Zjistí se i hodnoty možného zatížení pro jmenovité a stanovené mezilehlé otáčky dle tabulky č. 6 uvedené v přechozí kapitole. [30]

Měření jednotlivých bodů NRSC testu

Po změření otáčkové charakteristiky a zvolení mezilehlých otáček se začínají měřit jednotlivé body NRSC testu, kdy nejprve je změřen první bod při režimu volnoběhu a poté je nutné regulační pákou dosáhnout stanovených jmenovitých otáček, případně mezilehlých otáček a na dynamometru nastavit požadované zatížení pro dané otáčky. Po stabilizaci motoru jsou po dobu cca 1 minuty zaznamenávány měřené provozní parametry, jako tlak ve válci, spotřeba paliva a další.

Následně po změření jednoho typu paliva dojde k naplnění palivového systému dalším typem paliva a opakuje se měření vnější otáčkové charakteristiky a následně měření NRSC testu.

Změna provozního parametru

Provozní parametr, který se během měření měnil byl otevírací tlak vstřikovačů, který se z 22 MPa změnil výměnou pružinky na 26 MPa, což má za následek zvětšení vstřikovacího tlaku ale zároveň i zkrácení doby vstřikování, protože vstřikovač se vlivem vyššího potřebného tlaku později otevře a zároveň o něco dříve zavře.

Měření včetně vnější otáčkové charakteristiky a bodů NRSC testu se celé opakovalo i pro hodnotu otevíracího tlaku vstřikovačů 26 MPa.

Zkrácení doby vstřikování je dáno tím, že tento typ motoru je osazen palivovým čerpadlem s mechanickou regulací v závislosti na otáčkách motoru a vstřikovací tlak je regulován jen pružinkou, která po dosažení daného tlaku povolí a dovolí vstříknutí paliva do válce. Změnou otevíracího a tudíž i vstřikovacího tlaku na větší tak čerpadlo musí překonat větší tlak, čímž dojde k pozdějšímu otevření vstřikovače a zároveň dojde k zavření dříve v důsledku dřívějšího poklesu tlaku pod otevírací tlak pružinky ovládající vstřikovač.

Záznam hodnot tlaku a polohy klikového hřídele

Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly u tlakového čidla, záznam naměřených hodnot tlaku a polohy klikového hřídele probíhá pomocí programu, který ke každé poloze klikového hřídele s krokem 1° úhlového natočení přiřadí hodnotu tlaku ve válci

v megapascalch (MPa). Po skončení měření se naměřená data exportují do programu Excel, kde jsou dále zpracovávána.

Jelikož se jedná o piezoelektrický snímač tlaku, nejsou naměřené hodnoty absolutní, nýbrž relativní, bylo tak nutné změřit kvůli korekci naměřeného tlaku ještě tlak mimo válec motoru, tzv. offsetový tlak.

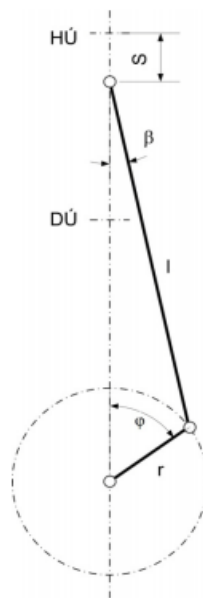
4.4 Metodika vyhodnocení a zpracování dat

Data z měření tlaku exportovaná do Excelu byla zpracována tak, že se spočítaly průměrné hodnoty tlaku pro jednotlivé úhly natočení klikového hřídele ze všech tlaků, které byly pro daný bod NRSC testu v rámci měřených cyklů (otáček klikového hřídele) naměřeny. Z těchto průměrných hodnot se pak odečetl offsetový tlak naměřený mimo válec motoru. Výsledkem je absolutní hodnota tlaku v MPa pro každý stupeň natočení klikového hřídele.

Tyto upravené hodnoty budou použity při tvorbě diagramu $p - \alpha$, který znázorňuje tlak ve válci motoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.

Pro vytvoření $p - v$ diagramu a výpočet indikované práce, díky které je pak možné vypočítat střední indikovaný tlak ve válci motoru, je nutné vypočítat hodnotu okamžitého objemu nad pístem, pro každý úhel natočení klikového hřídele.

Vzorec pro výpočet okamžitého objemu nad pístem lze určit ze znalosti kinematiky klikového mechanismu zobrazeného na obrázku č. 13.



Obrázek 13 - Klikový mechanismus [31]

Vztah pro okamžitou polohu pístu vypadá následovně

$$s(\varphi) = r + l - r \cdot \cos(\varphi) - l \cdot \cos(\beta) \quad (4.1)$$

s	Vzdálenost dna pístu od horní úvratí [m]
r	Rameno kliky [m]
l	Délka ojnice [m]
φ	Úhel natočení klikového hřídele [°]
β	Úhel odklonu ojnice [°]

Vztah pro klikový poměr

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (4.2)$$

S využitím vzorce pro klikový poměr lze upravit rovnici pro okamžitou polohu pístu na vztah pro dráhu pístu

$$s(\varphi) = r \cdot [1 - \cos(\varphi)] + l \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}\right] \quad (4.3)$$

Po úpravě vztahu a výrazu pod odmocninou s určitou přesností platí následující vztah pro polohu pístu s

$$s(\varphi) \cong r \cdot [1 - \cos(\varphi)] + \frac{r}{\lambda} \cdot \left[1 - \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)\right]\right] \quad (4.4)$$

Pro určení závislosti okamžitého objemu $V(\varphi)$ na natočení klikového hřídele je třeba vyjádřit kompresní objem V_k a okamžitý zdvihový objem V_z pomocí známých veličin.

$$V(\varphi) = V_z(\varphi) + V_k \quad (4.5)$$

$V(\varphi)$	Okamžitý objem nad pístem [m ³]
V_k	Kompresní objem [m ³]
V_z	Zdvihový objem [m ³]

$$V_k = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot r \cdot \left(\frac{1}{1 - \varepsilon}\right) \quad (4.6)$$

d	Vrtání válce [m]
ε	Kompresní poměr [-]

Vyjádření zdvihového objemu

$$V_z(\varphi) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s(\varphi) \quad (4.7)$$

Výsledný vztah pro výpočet okamžitého objemu nad pístem je tedy po dosazení v následujícím tvaru

$$V(\varphi) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s(\varphi) + \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot r \cdot \left(\frac{1}{1 - \varepsilon} \right) \quad (4.8)$$

Z tohoto vzorce lze dopočítat okamžité hodnoty objemu nad pístem pro jednotlivé úhly natočení klikového hřídele. Tyto hodnoty umožňují sestavit indikátorové $p - V$ diagramy pro porovnání měření na jednotlivá paliva.

Z těchto hodnot lze vypočítat i hodnotu změny objemu dV pro jednotlivé úhly natočení klikového hřídele. Změna objemu je pak společně s okamžitým tlakem ve válci využita pro výpočet indikované práce W_i pracovního oběhu. Viz. následující vzorec č. 4.9 z kapitoly 2.5 doplněný o meze.

$$W_i = \int_{-180^\circ}^{180^\circ} p dV \quad (4.9)$$

S pomocí indikované práce je možné dle vzorce č. 2.3 z kapitoly 2.5 vypočítat indikovaný výkon P_i daného indikátorového $p - V$ diagramu.

Ze znalosti indikátorového diagramu a vypočítané indikované práce lze pomocí následujícího vztahu vypočítat střední indikovaný tlak daného oběhu

$$p_i = \frac{W_i}{V_z} \quad (4.10)$$

p_i Střední indikovaný tlak [MPa]

Střední indikovaný tlak oběhu lze vypočítat i se znalostí vypočteného indikovaného výkonu s využitím upraveného vzorce č. 2.5.

$$p_i = \frac{P_i \cdot k \cdot 60}{V_z \cdot n} \quad (4.11)$$

K koeficient ($k = 1$ pro dvoutaktní motory, $k = 2$ pro čtyřtaktní motory)

Stanovení středního efektivního tlaku

Hlavním cílem této práce je stanovení vlivu provozních parametrů na střední efektivní tlak v motoru. Jedná se o průměrnou hodnotu tlaku působící na píst v průběhu jednoho pracovního cyklu. Střední efektivní tlak v motoru se zjišťuje výpočtem z naměřených údajů točivého momentu při měření vnější otáčkové charakteristiky.

Pro odvození vzorce pro výpočet středního efektivního tlaku budou využity dva vzorce pro výpočet efektivního výkonu motoru P_e .

$$P_e = M_t \cdot \omega = M_t \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (4.12)$$

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_z \cdot n}{k \cdot 60} \quad (4.13)$$

Pokud se dva předcházející vzorce dají do rovnosti

$$\frac{p_e \cdot V_z \cdot n}{k \cdot 60} = M_t \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (4.14)$$

Je možné úpravou získat vzorec pro výpočet středního efektivního tlaku

$$p_e = M_t \cdot \left(\frac{k \cdot 2\pi}{V_z \cdot 1000} \right) \quad (4.15)$$

M_t	Točivý moment [Nm]
P_e	Efektivní výkon [kW]
p_e	Střední efektivní tlak [MPa]

Část vzorce v závorce lze označit jako konstantu, jelikož při měření na jednom spalovacím motoru nedochází ke změně údajů v této části vzorce. Z toho plyne, že střední efektivní tlak má přímý vliv na točivý moment a naopak.

Pro výpočet a porovnání sledovaných parametrů se zahrnutím váhového faktoru NRSC testu byl použit následující vzorec.

$$M_p = \frac{\sum_b^8 x_b \cdot f_b}{8} \quad (4.16)$$

M_p	Vážený průměr sledovaného parametru
b	Bod NRSC testu
X_b	Hodnota parametru v bodě NRSC
F_b	Váhový faktor příslušný bodu NRSC (viz. tabulka č. 6)

5. Výsledky měření

V této kapitole jsou porovnávány výsledky měření zpracované dle postupů vypsanych v kapitole 4. Metodika. Porovnávání je rozděleno do několika podkapitol, které jsou rozdělené dle změněného provozního parametru. Vždy obsahují znázornění indikátorového $p - V$ diagramu a tabulku s těmito porovnávanými parametry: otáčky motoru, točivý moment, maximální tlak ve válci, indikovaný výkon na jeden válec, střední indikovaný tlak, střední efektivní tlak a mechanickou účinnost. Vzhledem k hlavnímu zaměření je hodnocení uvedeno s důrazem na hodnoty středního efektivního tlaku na úkor ostatních parametrů.

V první podkapitole je porovnáván vliv vstřikovacího tlaku paliva na střední efektivní tlak v motoru při použití čisté motorové nafty a pak s použitím směsi motorové nafty s biopalivy. Porovnání je provedeno v 7. a 8. bodě NRSC testu.

Ve druhé podkapitole je porovnáván vliv použitého paliva, respektive podíl biopaliv v palivové směsi, na střední efektivní tlak ve 4. a 8. bodě NRSC testu.

Ve třetí podkapitole je provedeno ověření vlivu zatížení na střední efektivní tlak v motoru.

Ve čtvrté podkapitole je provedeno porovnání vlivu provozování spalovacího motoru ve jmenovitých a mezilehlých otáčkách.

V páté podkapitole je uvedeno souhrnné porovnání měrné a hmotnostní spotřeby paliva během jednotlivých bodů NRSC testu.

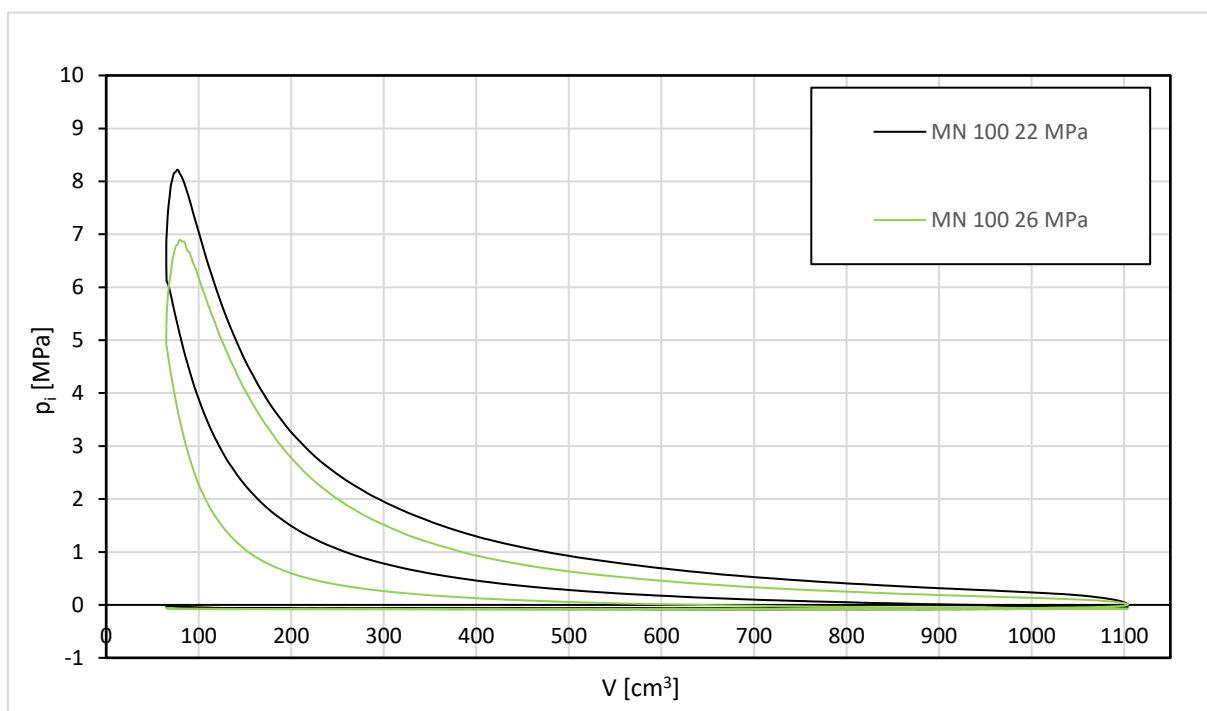
Hodnota mechanické účinnosti je ovlivněna faktem, že točivý moment není měřen na výstupním hřídeli motoru, ale na vývodovém hřídeli traktoru. Zahrnuje tedy i účinnost přenosu točivého momentu z výstupního hřídele motoru na vývodový hřídel. To ovlivní absolutní hodnotu středního efektivního tlaku, nicméně pro porovnání vlivu provozních parametrů na střední efektivní tlak v motoru je dostačující dodržení stejného postupu měření, tj. na vývodovém hřídeli.

5.1 Porovnání vlivu vstřikovacího tlaku paliva na střední efektivní tlak

V této podkapitole jsou porovnávány v bodech 7 a 8 NRSC testu $p - V$ diagramy a střední efektivní tlaky při různém vstřikovacím tlaku paliva.

5.1.1 Motorová nafta v bodě 7 NRSC testu

Z $p - V$ diagramu je při pohledu na průběh křivky komprese možné vyhodnotit, že v případě vstřikovacího tlaku 26 MPa bylo nasáváno do motoru méně vzduchu, než v případě vstřikovacího tlaku 22 MPa. To má za následek výrazně nižší maximální tlak ve válci, který při vstřikovacím tlaku 22 MPa dosahuje 8,2 MPa a při vstřikovacím tlaku 26 MPa dosahuje 6,9 MPa, což je o 16 % méně. Při porovnání hmotnostní spotřeby paliva, která je 9,9 kg/h v případě vstřikovacího tlaku 22 MPa a 9 kg/h v případě vstřikovacího tlaku 26 MPa lze usuzovat, že vlivem zvýšení odporu pružinky ovládající vstřikovač došlo k pozdějšímu otevření a zároveň dřívějšímu zavření trysky vstřikovače, které zvýšený tlak paliva nedokázal vykompenzovat vstříknutím stejného množství paliva za kratší čas, což má za následek vstříknutí menšího množství paliva a tím pádem nižší výhřevnost směsi ve spalovací komoře. To znamená nižší energii přivedenou na turbínové kolo ve formě spalin a tím pádem nižšímu průtoku čerstvého vzduchu kompresorovým kolem turbodmyhadla.



Obrázek 14 - Indikátorový $p - V$ diagram; Motorová nafta v bodě 7 NRSC testu

Při měření v bodě 7 je motor zatížen 75 % maximálního točivého momentu v mezilehlých otáčkách. Při tlaku paliva 22 MPa točivý moment byl 225,1 Nm a při tlaku paliva 22 MPa byl točivý moment 209,5 Nm.

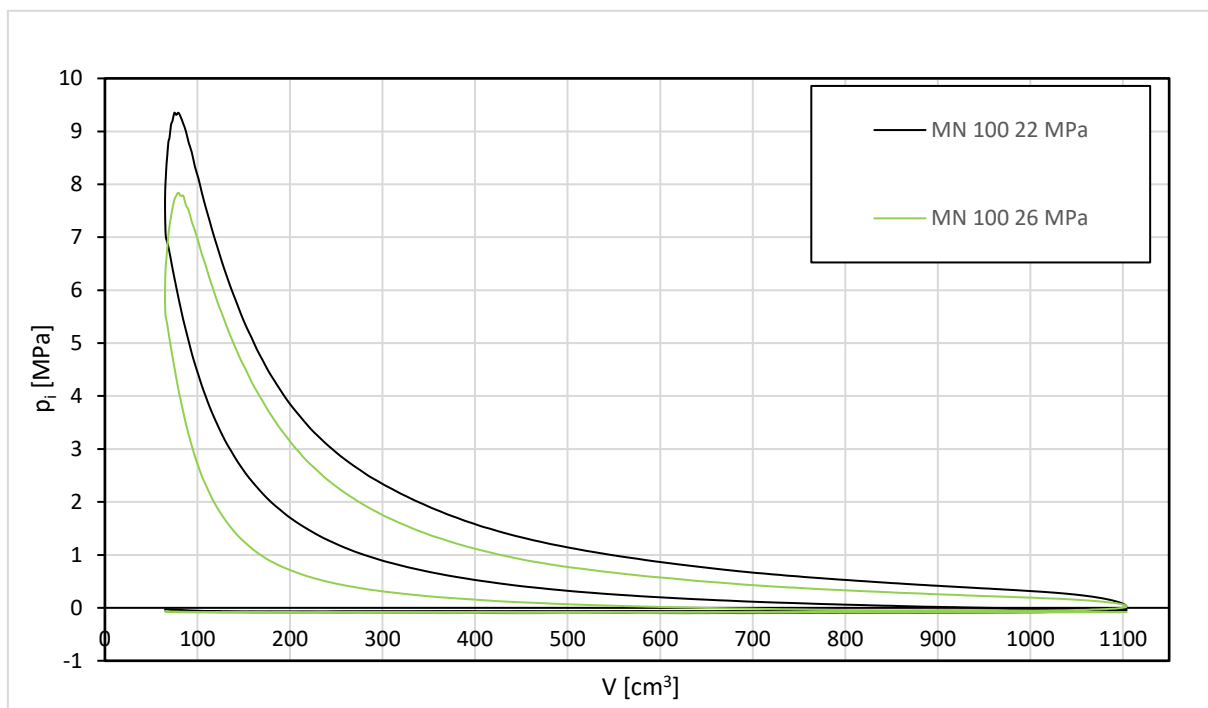
Střední efektivní tlak v motoru dosáhl při tlaku paliva 22 MPa hodnoty 0,680 MPa a při tlaku paliva 26 MPa 0,633 MPa. Lze tedy vyhodnotit, že zvýšením vstřikovacího tlaku u palivového systému, kdy je palivové čerpadlo mechanicky regulováno otáčkami motoru, nedojde ke zlepšení výkonových parametrů motoru. Zhoršení parametrů činí 7 %.

Tabulka 7 - Parametry při použití motorové nafty v bodě 4 NRSC testu

Palivo	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Max. tlak ve válci [MPa]	Indikovaný výkon na 1. válec [kW]	Střední indikovaný tlak [MPa]	Střední efektivní tlak [MPa]	Mechanická účinnost η_m [-]
MN 100 22 MPa	1538	225,13	8,221516	10,76	0,807943	0,680371	0,842
MN 100 26 MPa	1506	209,55	6,892705	11,34	0,870032	0,633277	0,728

5.1.2 Motorová nafta v bodě 8 NRSC testu

Bod 8 NRSC testu odpovídá 100 % zatížení při jmenovitých otáčkách. Obdobně jako při měření v bodě 7 byl nižší průtok vzduchu do motoru a tím pádem bylo dosahováno nižšího maximálního tlaku. 9,35 MPa vs. 7,84 MPa v neprospěch měření při tlaku paliva 26 MPa. Opět, jako v bodě 7, se jedná o 16 % nižší hodnotu.



Obrázek 15 - Indikátorový p - V diagram; Motorová nafta v bodě 8 NRSC testu

Hmotnostní spotřeba paliva byla při tlaku paliva 22 MPa na hodnotě 12,53 kg/h, kdežto při tlaku paliva 26 MPa byla spotřeba 11,49 kg/h. Při spočítání měrné spotřeby se pak v případě tlaku paliva 22 MPa jednalo o 262 g/kW.h a v případě tlaku paliva 26 MPa se jednalo o 264 g/kW.h, což znamená jen nepatrný rozdíl dvou gramů.

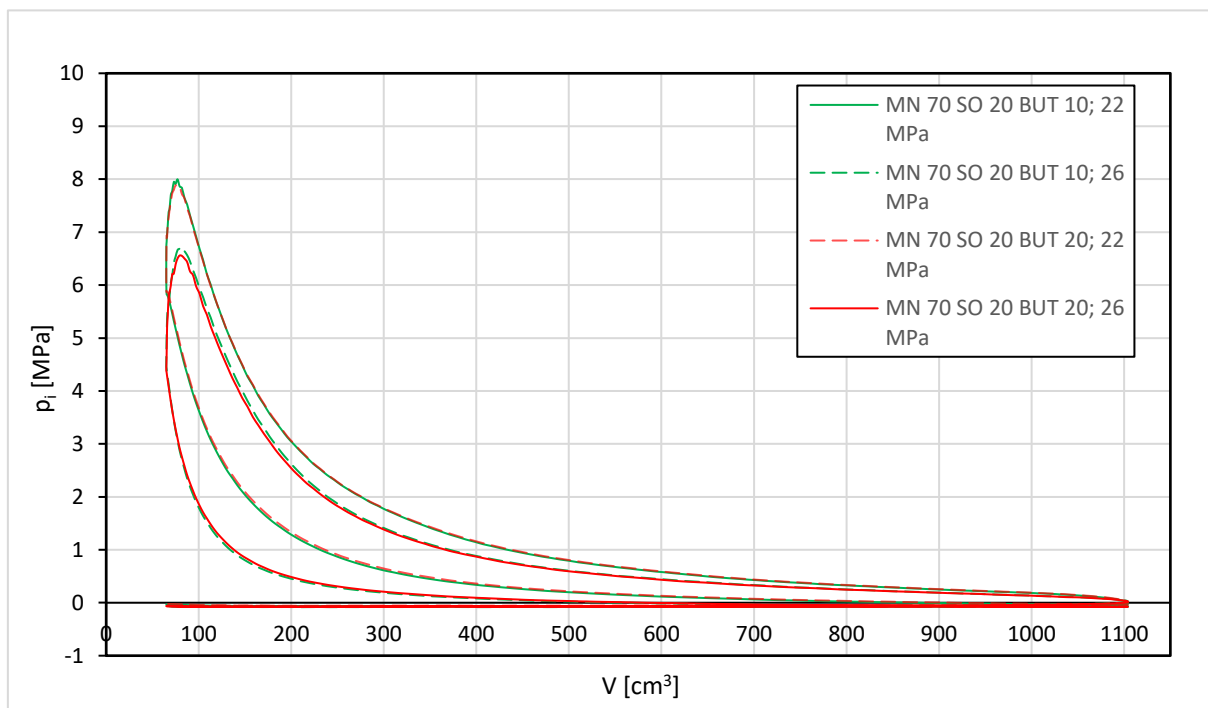
Střední efektivní tlak v motoru byl při měření v bodě 8 o 7,3 % nižší při tlaku paliva 26 MPa, než při tlaku paliva 22 MPa. Jedná se o rozdíl 0,3 % oproti porovnání středního efektivního tlaku při 75 % zatížení motoru.

Tabulka 8 - Parametry při použití motorové nafty v bodě 8 NRSC testu

Palivo	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Max. tlak ve válci [MPa]	Indikovaný výkon na 1. válec [kW]	Střední indikovaný tlak [MPa]	Střední efektivní tlak [MPa]	Mechanická účinnost η_m [-]
MN 100 22 MPa	1538	297,15	9,350652	13,30	0,999154	0,898041	0,899
MN 100 26 MPa	1506	275,50	7,840158	13,13	1,006812	0,832588	0,827

5.1.3 Směs motorové nafty s biopalivy v bodě 7 NRSC testu

V tomto bodě je porovnán vliv vstřikovacího tlaku na střední efektivní tlak v motoru s použitím biopaliv při 75 % zatížení motoru v mezilehlých otáčkách.



Obrázek 16 - Indikátorový $p - V$ diagram; Porovnání vlivu biopaliv a vstřikovacího tlaku paliva

Při použití směsi MN 70 SO 20 BUT 10 bylo při tlaku paliva 22 MPa dosaženo maximálního tlaku ve válci 7,998 MPa a při tlaku paliva 26 MPa byl maximální tlak ve válci 6,713 MPa, což znamená snížení o 16 %. Stejně jako v případě měření v bodě 7 a 8 NRSC testu u paliva MN 100. Hodnota středního efektivního tlaku byla při tlaku paliva 22 MPa na úrovni 0,687 MPa a při tlaku paliva 26 MPa na úrovni 0,649 MPa. Rozdíl činí 5,5 %.

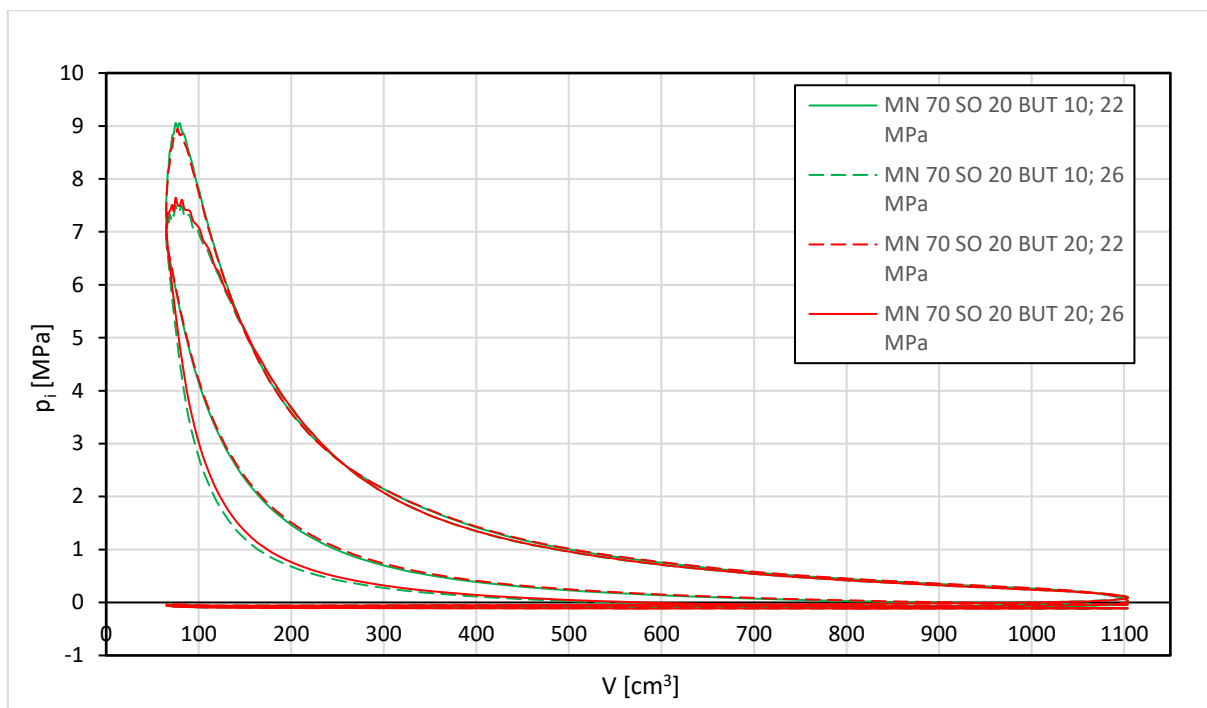
Při použití směsi MN 60 SO 20 BUT 20 bylo při tlaku paliva 22 MPa dosaženo maximálního tlaku ve válci 7,885 MPa a při tlaku paliva 26 MPa byl maximální tlak ve válci 6,558 MPa, což znamená snížení o 17 %. Hodnota středního efektivního tlaku byla při tlaku paliva 22 MPa na úrovni 0,657 MPa a při tlaku paliva 26 MPa na úrovni 0,608 MPa. Rozdíl činí 7,5 %.

Tabulka 9 - Parametry při použití různého podílu biopaliv a různého vstřikovacího tlaku v bodě 7 NRSC

Palivo	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Max. tlak ve válci [MPa]	Indikovaný výkon na 1. válec [kW]	Střední indikovaný tlak [MPa]	Střední efektivní tlak [MPa]	Mechanická účinnost η_m [-]
MN 70 SO 20 BUT 10; 22 MPa	1532	227,35	7,997865	14,72	0,771736	0,687082	0,890
MN 70 SO 20 BUT 10; 26 MPa	1554	214,81	6,713602	17,14	0,898649	0,649188	0,722
MN 60 SO 20 BUT 20; 22 MPa	1560	217,46	7,884657	14,45	0,757731	0,657207	0,867
MN 60 SO 20 BUT 20; 26 MPa	1560	201,19	6,557969	16,37	0,858672	0,608010	0,708

5.1.4 Směs motorové nafty s biopalivy v bodě 8 NRSC testu

Porovnání vlivu vstřikovacího tlaku paliva na střední efektivní tlak v motoru s použitím biopaliv je porovnán i v bodě 8 NRSC testu, který odpovídá 100 % zatížení motoru v mezilehlých otáčkách. To znamená zatížení na nejvyšší točivý moment motoru. Stále platí informace o sníženém průtoku vzduchu při tlaku paliva 26 MPa, což je stále poznat z pozvolnějšího nárůstu tlaku při kompresi znázorněné v p – V diagramu.



Obrázek 17 – Indikatorový $p - V$ diagram; Porovnání vlivu biopaliv a vstřikovacího tlaku paliva

Při směsi MN 70 SO 20 BUT 10 bylo v případě tlaku paliva 22 i 26 MPa dosaženo vyšších hodnot točivého momentu, respektive středního efektivního tlaku, než při použití směsi MN 60 SO 20 BUT 20. Znamená to, že náhradou 10 % procent motorové nafty deseti procenty $n - \text{butanolu}$ se dosáhne většího zhoršení výkonových parametrů, než při zvýšení vstřikovacího tlaku.

Při použití směsi MN 70 SO 20 BUT 10 bylo dosaženo při tlaku paliva 22 MPa středního efektivního tlaku 0,899 MPa a při tlaku paliva 26 MPa dosáhl střední efektivní tlak hodnoty 0,868 MPa, což je o 3,5 % nižší hodnota. Rozdíl maximálního tlaku ve válci činí 17 % v neprospěch měření při tlaku paliva 26 MPa.

Při použití směsi MN 60 SO 20 BUT 20 bylo dosaženo při tlaku paliva 22 MPa středního efektivního tlaku 0,857 MPa a při tlaku paliva 26 MPa dosáhl střední efektivní tlak hodnoty 0,844 MPa, což je o 1,5 % nižší hodnota. Při použití této směsi bylo dosaženo menšího rozdílu v maximálním tlaku ve válci, který činil o 2 % méně, tedy 15 %.

Tabulka 10 – Parametry při použití různého podílu biopaliv a různého vstřikovacího tlaku v bodě 8 NRSC

Palivo	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Max. tlak ve válci [MPa]	Indikovaný výkon na 1. válec [kW]	Střední indikovaný tlak [MPa]	Střední efektivní tlak [MPa]	Mechanická účinnost η_m [-]
MN 70 SO 20 BUT 10; 22 MPa	1532	297,37	9,055723	18,37	0,963196	0,898686	0,933
MN 70 SO 20 BUT 10; 26 MPa	1554	287,23	7,495891	23,00	1,205800	0,868053	0,720
MN 60 SO 20 BUT 20; 22 MPa	1560	283,72	8,949828	18,01	0,944506	0,857445	0,908
MN 60 SO 20 BUT 20; 26 MPa	1561	279,49	7,642404	22,35	1,172361	0,844664	0,720

Porovnání změn středního efektivního tlaku v bodě 7 NRSC testu

- MN 100 - 7,0 %
- MN 70 SO 20 BUT 10 - 5,5 %
- MN 60 SO 20 BUT 20 - 7,5 %

Vlivem nižšího vlivu změny vstřikovacího tlaku paliva na směs paliva MN 70 SO 20 BUT 10 o 1,5 % došlo k tomu, že bylo s tímto palivem dosaženo vyššího středního efektivního tlaku v motoru, než při použití paliva MN 100. Při vstřikovacím tlaku 26 MPa s použitím paliva MN 70 SO 20 BUT 10 byla hodnota středního efektivního tlaku 0,649 MPa a s použitím MN 100 byla hodnota středního efektivního tlaku 0,633 MPa. Rozdíl činí 2,5 %.

Porovnání změn středního efektivního tlaku v bodě 8 NRSC testu

- MN 100 - 7,3 %
- MN 70 SO 20 BUT 10 - 3,5 %
- MN 60 SO 20 BUT 20 - 1,5 %

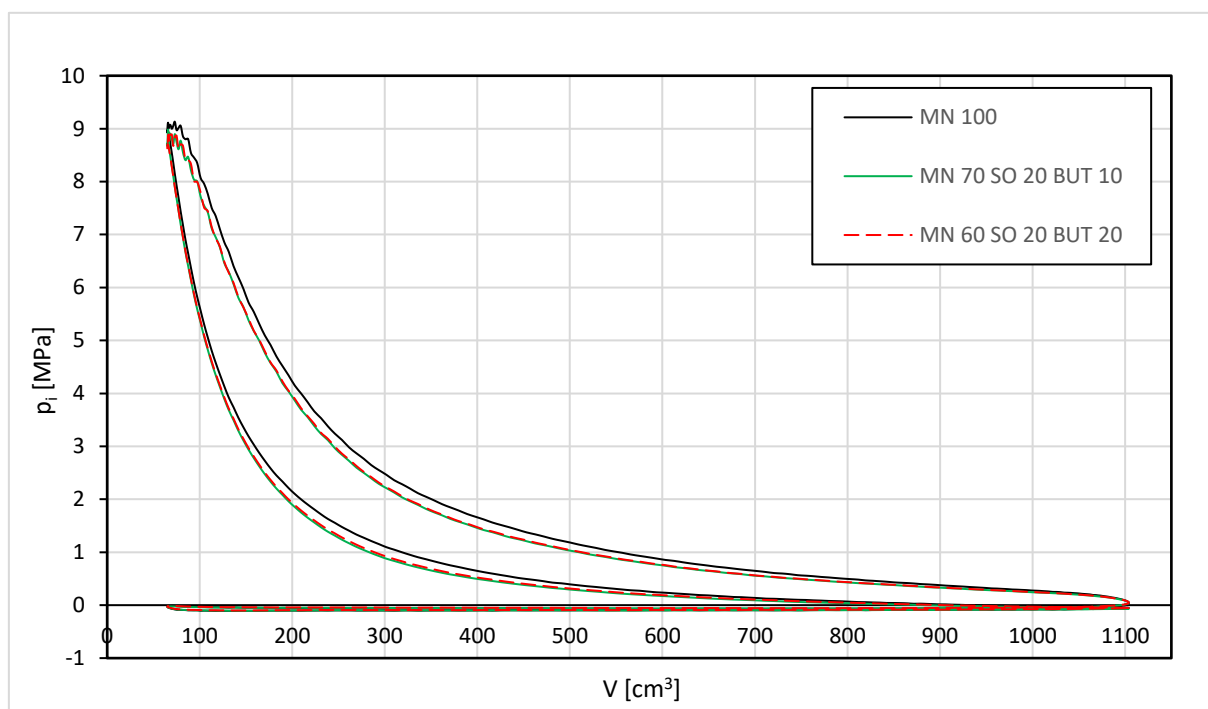
Z porovnání výše lze usoudit, že při plném zatížení motoru (na rozdíl od 75 % zatížení motoru), s rostoucím podílem biopaliv v palivové směsi dochází k eliminování rozdílu středního efektivního tlaku vlivem změny vstřikovacího tlaku paliva. Při tlaku paliva 26 MPa má směs MN 70 SO 20 BUT 10 vyšší hodnotu středního efektivního tlaku, než MN 100. 0,833 MPa vs 0,868 MPa v neprospěch MN 100. Rozdíl činí 4 %.

5.2 Porovnání vlivu použitého paliva na střední efektivní tlak

V této podkapitole je porovnán vliv použitého paliva na střední efektivní tlak v motoru při 100 % zatížení, tedy ve 4. a 8. bodu NRSC testu při vstřikovacím tlaku paliva 22 MPa.

5.2.1 Bod 4 NRSC testu

V tomto bodě je motor zatížen na úrovni 100 % při jmenovitých otáčkách. 100 % zatížení odpovídá při použití motorové nafty točivému momentu 215,48 Nm, pro směs s 10 % butanolu je to 211,7 Nm a pro směs s 20 % 203,95 Nm. Z údajů získaných z měření otáčkové charakteristiky je poznat, že přimíchání biopaliv vedlo ke snížení výkonových parametrů.



Obrázek 18 - Indikátorový $p - V$ diagram; Porovnání paliv v bodě 4 NRSC testu

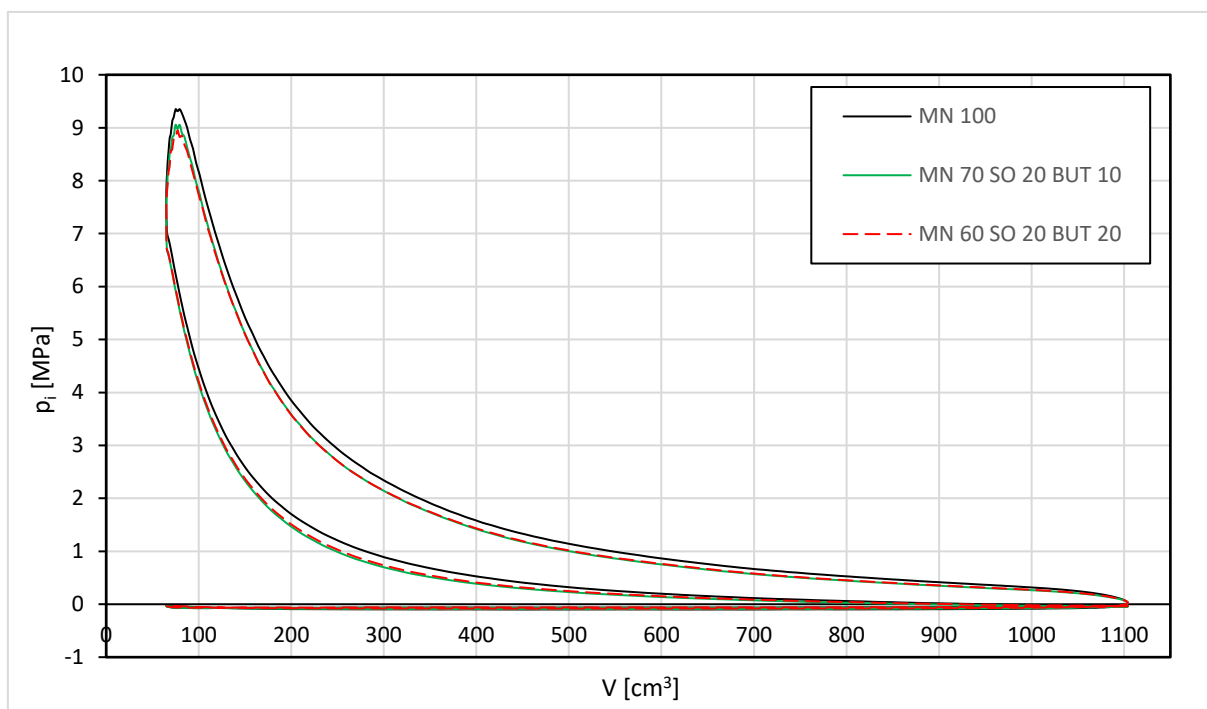
Jelikož střední efektivní tlak v motoru je přímo provázaný s točivým momentem motoru, u motorové nafty byl dosažen střední efektivní tlak 0,651 MPa, u směsi s biopalivy pak hodnota středního efektivního tlaku byla 0,640 MPa resp. 0,616 MPa. Nejnižší hodnota je o 5,4 % horší, než hodnota nejvyšší. Vypočtený střední efektivní tlak z údajů naměřených pomocí dynamometru je potvrzen vypočteným středním indikovaným tlakem z údajů naměřených pomocí tlakového čidla, kde rozdíl mezi nejnižší a nejvyšší hodnotou indikovaného tlaku je 5,7 %. Nižší výkonové parametry jsou způsobeny především nižší objemovou výhřevností použitého n-butanolu. Směs s 20 % n-butanolu má oproti směsi s 10 % n-butanolu o 3,75 % nižší střední efektivní tlak.

Tabulka 11 - Parametry při použití různých paliv v bodě 4 NRSC testu

Palivo	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Max. tlak ve válci [MPa]	Indikovaný výkon na 1. válec [kW]	Střední indikovaný tlak [MPa]	Střední efektivní tlak [MPa]	Mechanická účinnost η_m [-]
MN 100	2202	215,48	9,130832	16,54	0,867653	0,651213	0,751
MN 70 SO 20 BUT 10	2202	211,77	8,984173	15,77	0,827000	0,639990	0,774
MN 60 SO 20 BUT 20	2203	203,95	8,889598	15,61	0,818446	0,616380	0,753

5.2.2 Bod 8 NRSC testu

V tomto bodě je motor zatížen na úrovni 100 % v mezilehlých otáčkách, což odpovídá zatížení maximálním možným točivým momentem motoru. Pro MN 100 a pro směs MN 70 SO 20 BUT 10 bylo dosaženo téměř stejného točivého momentu 297 Nm se zanedbatelným rozdílem 0,2 Nm v neprospěch motorové nafty. Se směsí MN 60 SO 20 BUT 20 bylo dosaženo točivého momentu 283,7 Nm.



Obrázek 19 - Indikátorový p - V diagram; Porovnání paliv v bodě 8 NRSC testu

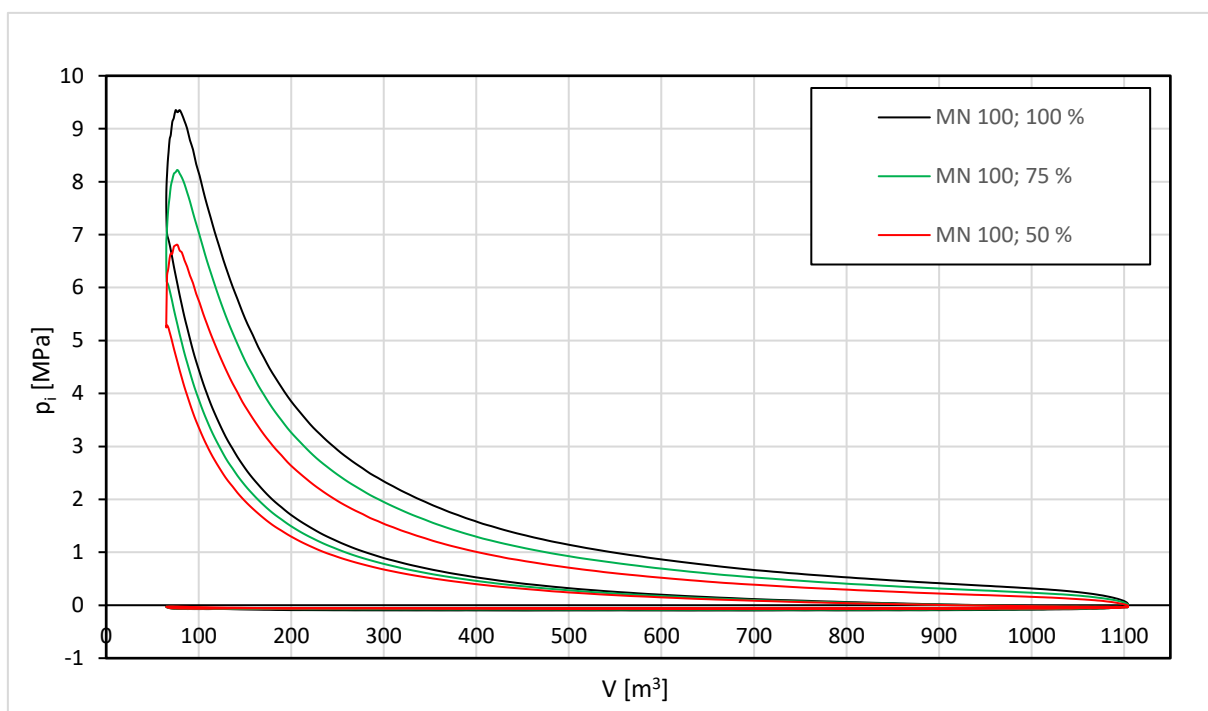
Rozdíl mezi nejvyšší a nejnižší hodnotou středního efektivního tlaku v motoru je 4,6 %, což je o 0,8 % menší rozdíl, než v případě měření v bodě 4 při jmenovitých otáčkách a 100 % zatížení.

Tabulka 12 - Parametry při použití různých paliv v bodě 8 NRSC testu

Palivo	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Max. tlak ve válci [MPa]	Indikovaný výkon na 1. válec [kW]	Střední indikovaný tlak [MPa]	Střední efektivní tlak [MPa]	Mechanická účinnost η_m [-]
MN 100	1538	297,15	9,350652	13,30	0,999154	0,898041	0,899
MN 70 SO 20 BUT 10	1532	297,37	9,055723	12,77	0,963196	0,898686	0,933
MN 60 SO 20 BUT 20	1560	283,72	8,949828	12,76	0,944506	0,857445	0,908

5.3 Porovnání vlivu míry zatížení na střední efektivní tlak

V této podkapitole je porovnán vliv míry zatížení na střední efektivní tlak. Porovnání je provedeno pro zatížení na úrovni 50 %, 75 % a 100 % v mezilehlých otáčkách pro palivo MN 100.



Obrázek 20 – Indikátorový $p - V$ diagram; porovnání vlivu míry zatížení

Na obrázku č. 19 je dle očekávání možné vidět, že s klesající mírou zatížení klesá maximální dosažený tlak, klesá i hodnota indikovaného výkonu na jeden válec, což souvisí s klesající indikovanou prací na jeden cyklus a obdobně je to i se středním indikovaným tlakem.

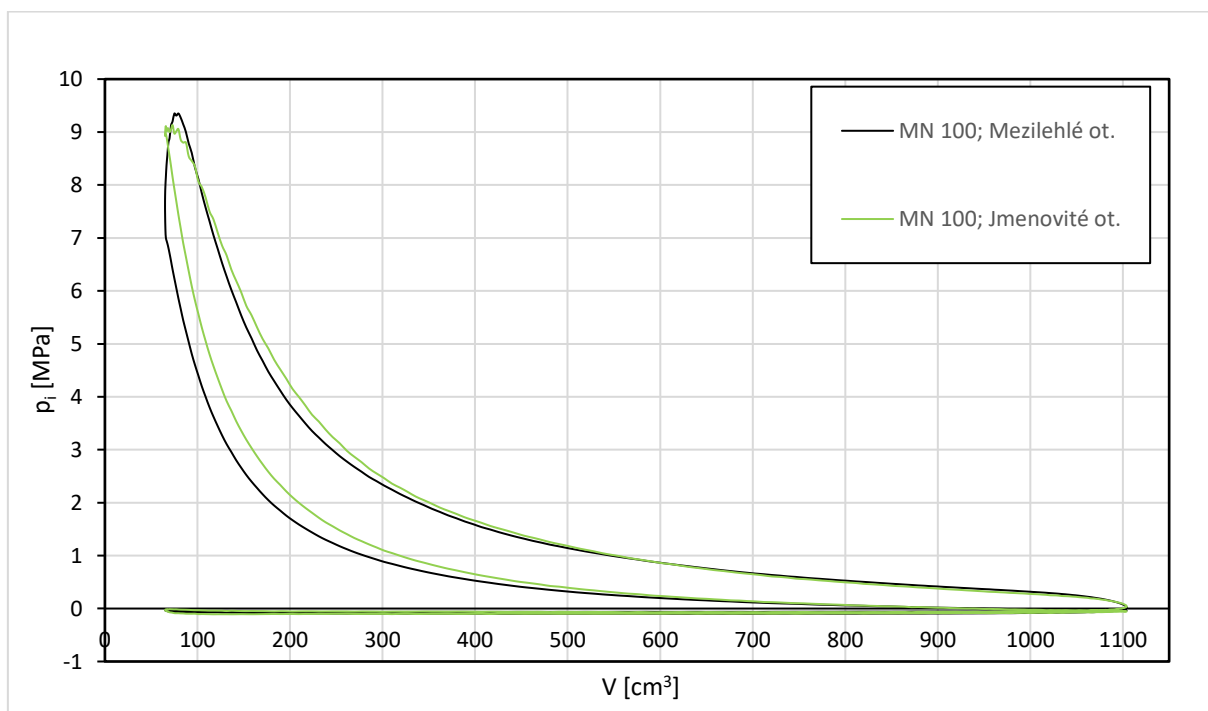
Střední efektivní tlak koresponduje se změnou indikovaných parametrů při snížení míry zatížení motoru. Snížení hodnoty středního efektivního tlaku odpovídá kroku 25 %, což odpovídá procentní změně míry zatížení.

Toto zjištění lze považovat za experimentální ověření správnosti vzorce č. 4.15, uvedeného kapitole č. 4 Metodika, podle kterého změna středního efektivního tlaku je přímo závislá na změně točivého momentu motoru.

Tabulka 13 – Parametry při různé míře zatížení motoru

Palivo	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Max. tlak ve válci [MPa]	Indikovaný výkon na 1. válec [kW]	Střední indikovaný tlak [MPa]	Střední efektivní tlak [MPa]	Mechanická účinnost η_m [-]
MN 100; 100 %	1538	297,15	9,350652	13,30	0,999154	0,898041	0,899
MN 100; 75 %	1538	225,13	8,221516	10,76	0,807943	0,680371	0,842
MN 100; 50 %	1538	150,21	6,804937	7,90	0,593510	0,453957	0,765

5.4 Porovnání vlivu otáček motoru na střední efektivní tlak



Obrázek 21 – Indikátorový $p - V$ diagram; porovnání vlivu otáček na střední efektivní tlak

Pro porovnání vlivu otáček na střední efektivní tlak v motoru byly zvoleny jmenovité a mezilehlé otáčky při maximálním zatížení. Porovnání je provedeno s použitím MN 100.

Z $p - V$ diagramu je patrné, že je dosaženo prakticky stejného maximálního tlaku. Rozdíl je 0,22 MPa v neprospěch provozu při jmenovitých otáčkách.

Logicky, se znalostní vzájemného vztahu točivého momentu a středního efektivního tlaku motoru potvrzeného v předchozí podkapitole, je hodnota středního efektivního tlaku v mezilehlých otáčkách vyšší. Vyšší je o 0,247 MPa, tedy o 28,5 %. Mezilehlé otáčky jsou na úrovni 70 % jmenovitých otáček.

Výkon je při mezilehlých otáčkách nižší o 1,83 kW, tedy je nižší o 3,7 %.

Z předcházejících dvou údajů je patrná efektivnost provozování spalovacího motoru při mezilehlých otáčkách, kdy za cenu ztráty 3,7 % výkonu získáme 28,5 % točivého momentu.

Tento nepoměr je skryt kromě efektivnějšího využívání dodaného tepla palivem také v hodnotě mechanické účinnosti, která s narůstajícími otáčkami klesá. V případě tohoto měření je bohužel ovlivněna i nárůstem ztrát při přenosu točivého momentu z výstupního hřídele motoru na vývodový hřídel.

Vliv účinnosti je patrný na indikovaném výkonu na jeden válec, kdy při jmenovitých otáčkách je hodnota indikovaného výkonu o 19,5 % vyšší, než v případě indikovaného výkonu při mezilehlých otáčkách. Nižší mechanickou účinností se však v případě převodu indikovaného výkonu na efektivní výkon rozdíl sníží na již zmíněných 3,7 %.

Tabulka 14 – Parametry při různých otáčkách motoru

Palivo	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Max. tlak ve válci [MPa]	Indikovaný výkon na 1. válec [kW]	Střední indikovaný tlak [MPa]	Střední efektivní tlak [MPa]	Mechanická účinnost η_m [-]
MN 100 Mezilehlé ot.	1538	297,15	9,350652	13,30	0,999154	0,898041	0,899
MN 100 Jmenovité ot.	2202	215,48	9,130832	16,54	0,867653	0,651213	0,751

5.5 Spotřeba paliva v jednotlivých bodech NRSC testu

V následující tabulce je uveden celkový souhrn naměřených údajů o spotřebě paliva.

Tabulka 15 - Spotřeba paliva v jednotlivých bodech NRSC testu

Parametr		Motorová nafta		Nafta 70% Sl. O. 20% But 10%		Nafta 60 % Sl. O. 20 % But 20 %	
Bod NRSC	Hmot. spotř. [kg.h ⁻¹] Měr. spotř. [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	22 MPa	26 MPa	22 MPa	26 MPa	22 MPa	26 MPa
1	HS	0,9	0,95	0,959	0,97	1,55	1,001
	MS	-	-	-	-	-	-
2	HS	10,24	10,22	10,64	10,28	10,98	10,45
	MS	420,62	451,98	425,62	444,56	477,77	487,13
3	HS	12,21	11,83	12,64	12,52	12,93	12,45
	MS	349,2	358,85	356,45	354,68	385,62	381,4
4	HS	15,5	14,78	15,91	15,57	16,01	15,69
	MS	312,15	321,97	325,9	326,26	340,57	335,95
5	HS	6,14	6,3	6,58	6,52	6,8	6,61
	MS	1346,8	1201,2	1256,62	1221,32	1655,27	1541,14
6	HS	7,32	6,64	7,63	7,32	7,71	7,43
	MS	302,79	302,04	308,84	310,39	316,82	332,4
7	HS	9,9	9,01	10,18	9,89	10,21	9,56
	MS	273,09	272,74	279,17	283,35	287,6	291,18
8	HS	12,53	11,49	12,86	12,73	12,95	12,53
	MS	262,1	264,6	269,75	272,46	279,47	274,48

Měrná spotřeba paliva udává spotřebu paliva na 1 kilowatt výkonu za hodinu práce. Z tabulky vyplývá, že nejefektivnější provoz je při plném zatížení v oblasti maximálního točivého momentu. Tato oblast je zobrazena v posledním řádku tabulky. Nejnižší hodnota měrné spotřeby byla 262,1 g.kW⁻¹.h⁻¹ při 100 % zatížení v mezilehlých otáčkách při provozu na čistou motorovou naftu.

Při porovnání měrné spotřeby na základě různého vstřikovacího tlaku, lze konstatovat, že snížení středního efektivního tlaku v mezilehlých otáčkách šlo ruku v ruce se snížením spotřeby paliva. V bodě 8 NRSC testu na motorovou naftu šlo o rozdíl středního efektivního tlaku 16 %, rozdíl v měrné spotřebě paliva je ale jen 1 % v neprospěch vstřikovacího tlaku 26 MPa.

6. Závěr

V rámci literární rešerše diplomové práce byl vytvořen přehled konstrukčního dělení i konstrukčních součástí spalovacích motorů. Dále byl uveden přehled základních provozních parametrů, včetně jejich vlivu na ostatní parametry, s důrazem na vysvětlení hodnot označovaných jako střední teoretický/indikovaný/efektivní tlak. Byla uvedena i obecná závislost a rozdíly mezi hodnotami teoretických, indikovaných a efektivních parametrů. Krátce byla zmíněna i biopaliva.

V kapitole 4. Metodika byl vytvořen soupis technického vybavení, které bylo nutné použít k provedení zkušebního měření. Uveden byl i stručný popis průběhu měření, včetně podrobně popsaného postupu zpracování získaných hodnot. Podrobně byl také popsán normovaný průběh NRSC testu, který byl využit při měření dat.

Samotné porovnání výsledných hodnot získaných ze zpracovaných dat bylo uvedeno v kapitole 5. Výsledky měření. Porovnávání bylo zaměřeno především na body 7 a 8 NRSC testu, které představují 100 % (bod 8) a 75 % (bod 7) zatížení spalovacího motoru v mezilehlých otáčkách, ve kterých jsou nejčastěji provozovány spalovací motory užitkových vozidel. Je to dáno nejvyšší efektivitou využití paliva (nejnižší hodnotou měrné spotřeby) v těchto otáčkách, což je možné pozorovat v tabulce č. 16, kde při měření bodu 8 bylo dosaženo měrné spotřeby $262,1 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$.

Jako první byl porovnán vliv otevíracího tlaku vstřikovačů v bodě 7 NRSC testu. K měření byla použita tři různá paliva. Prvním palivem byla čistá motorová nafta. Další dvě paliva byla připravena jako směs motorové nafty, slunečnicového oleje a n – butanolu. Při použití všech druhů paliv byl střední efektivní tlak ve válci motoru menší při nastaveném vstřikovacím tlaku 26 MPa než při tlaku 22 MPa. Rozdíl byl v míře, jakým byl střední efektivní tlak změnou tohoto provozního parametru ovlivněn. V případě čisté motorové nafty to byl pokles o 7 %, v případě biopaliva MN 70 SO 20 BUT 10 byl pokles 5,5 % a v případě biopaliva MN 60 SO 20 BUT 20 byl pokles 7,5 %.

Dále byl porovnán vliv otevíracího tlaku vstřikovačů v bodě 8 NRSC testu. Opět stejně jako v případě měření v bodu 7 bylo při použití všech paliv dosaženo nižší hodnoty středního efektivního tlaku při otevíracím tlaku vstřikovačů 26 MPa. V případě čisté motorové nafty to byl pokles o 7,3 %, v případě biopaliva MN 70 SO 20 BUT 10 byl pokles o 3,5 % a v případě biopaliva MN 60 SO 20 BUT 20 byl pokles 1,5 %. Zajímavý je pozorovatelný pozitivní vliv

biopaliv na snižování rozdílu středního efektivního tlaku při zvýšení otevíracího tlaku vstřikovačů.

Z naměřených hodnot je patrné, že zvyšování otevíracího tlaku vstřikovačů u testovaného vstřikovacího systému nemá pozitivní dopad na střední efektivní tlak a tím pádem na výkonové parametry tohoto spalovacího motoru. Je to dáno použitým čerpadlem paliva, které je regulováno otáčkami motoru a zvýšením otevíracího tlaku vstřikovačů, které jsou ovládány pružinkou. Tím dochází k pozdějšímu otevření a dřívejšímu zavření vstřikovače. Tuto zkrácenou dobu vstřiku paliva vyšší vstřikovací tlak nestihá kompenzovat. Úpravu vstřikovacího tlaku u daného typu motoru na 26 MPa tedy nelze doporučit.

V další kapitole byl porovnán vliv použitého paliva na střední efektivní tlak v motoru při továrně nastaveném otevíracím tlaku vstřikovačů 22 MPa. Porovnání bylo provedeno pro 4. a 8. bod NRSC testu.

Ve čtvrtém bodě, kdy je motor 100 % zatížen při jmenovitých otáčkách bylo dosaženo nejvyššího středního efektivního tlaku při použití čisté motorové nafty. Se směsí MN 70 SO 20 BUT 10 bylo dosaženo o 1,65 % nižší hodnoty a se směsí MN 60 SO 20 BUT 20 byl rozdíl 5,4 %.

V osmém bodě bylo zachováno pořadí paliv z bodu 7. Směs MN 70 SO 20 BUT 10 měla jen nepatrně vyšší hodnotu středního efektivního tlaku, než MN 100. Jednalo se o rozdíl 0,1 %. Se směsí MN 60 SO 20 BUT 20 bylo dosaženo o 4,6 % nižší hodnoty.

Z porovnání vlivu použitého paliva, respektive množství biopaliv obsažených v palivu lze vyvodit, že směsí s obsahem 20 % slunečnicového oleje a 10 % n – butanolu lze dosáhnout v mezilehlých otáčkách stejného, nebo i nepatrně vyššího výkonu. S ohledem na střední efektivní tlak, a tedy zachování výkonových parametrů, lze použití této směsi doporučit. Směs obsahující ještě o 10 % více n – butanolu již dosahuje citelně horších parametrů, nicméně stále se jedná o rozdíl v řádu jednotek procent.

Samozřejmě je pak na zvážení každého provozovatele, aby si spočítal i ekonomický aspekt využití biopaliv. Rozdílné jsou ceny jednotlivých složek použitého paliva a lze tedy dosáhnout určité finanční úspory při nákupu pohonných hmot. Na druhou stranu se například zvyšují náklady na údržbu stroje vlivem agresivního působení především n – butanolu na pryžové součásti palivového systému.

7. Zdroje

- [1] REMEK, Branko. *Automobil a spalovací motor, historický vývoj*. Praha: Grada Publishing, a.s., 2012. ISBN 978-80-247-7694-1.
- [2] HROMÁDKO, Jan, Jiří HROMÁDKO, Vladimír HÖNIG a Petr MILER. *Spalovací motory*. Praha: Grada Publishing, a.s., 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [3] *Mazda Skyactiv - X* [online]. [vid. 2020-02-28]. Dostupné z: <https://www.mazda.cz/onas/skyactiv-x/>
- [4] *CNG vs LPG* [online]. [vid. 2020-02-28]. Dostupné z: <http://www.cngplus.cz/cng/cng-vs-lpg/>
- [5] LIPAVSKÝ, Václav. *V Rusku jazdia Lady s rotačnými motormi* [online]. 2010 [vid. 2020-02-28]. Dostupné z: <https://auto.pravda.sk/magazin/clanok/3892-v-rusku-jazdia-lady-s-rotacnymi-motormi/>
- [6] *Model Airplane Engine - The four stroke glow engine* [online]. [vid. 2020-02-28]. Dostupné z: <http://www.rc-airplane-advisor.com/model-airplane-engine-four-cycle.html>
- [7] *Briliant dub: Nitroglycerine ib ZR012 dub* [online]. [vid. 2020-02-28]. Dostupné z: <http://info.photowatches.eu/mw/2013/09/cerny-briliant-nitroglycerine-experiment-zr012-black-aktualita/>
- [8] MACEK, J. *Spalovací motory*. 2. Praha: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-03618-2.
- [9] ŠTOL, Michal. *Píst čtyřdobého vznětového motoru o výkonu 77kW*. B.m., 2008. VUT Brno.
- [10] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1983.
- [11] *Informace o výrobku HK0188 - Klikový hřídel* [online]. [vid. 2020-02-27]. Dostupné z: https://www.engineteam.com/online-catalogue-detail/HK0188/crankshaft?category_id=7&ga_id=3702&lang=cs#prettyPhoto
- [12] SUK, Bohuslav. *Spalovací motory: Základy teorie, konstrukce a provozu spalovacích motorů*. Ediční stž. 1981.
- [13] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory* [online]. [vid. 2020-01-04]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1733>
- [14] KOŠTÁL, J a B SUK. *Pístové spalovací motory*. Praha: Nakladatelství akademie věd,

- 1963.
- [15] BUREŠ, O. *Traktory a automobily*. B.m.: SZN - Státní zemědělské nakladatelství, 1984. ISBN 07-055-86.
- [16] HROMÁDKO, Jan. *Charakteristiky, regulace a měření spalovacích motorů* [online]. [vid. 2020-01-06]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/11254205/>
- [17] *Vozidlová zkušebna* [online]. [vid. 2020-01-04]. Dostupné z: <http://www.zkusebna.wz.cz/charakter.htm>
- [18] GSCHEIDLE, R. *Příručka pro automechanika*. 2001. ISBN ISBN 80-85920-76-X.
- [19] *Škoda Fabia 1,0 TSI 81 kW* [online]. [vid. 2020-03-16]. Dostupné z: <https://www.autohled.cz/a/skoda/fabia/10-tsi81-kw/4723>
- [20] *Škoda Karoq 1,0 TSI 81 kW* [online]. [vid. 2020-03-16]. Dostupné z: <https://www.autohled.cz/a/skoda/karoq/10-tsi85-kw/3318>
- [21] KILLOL, A, N REDDY, S PARUVADA a S MURUGAN. Experimental studies of a diesel engine run on biodiesel n-butanol blends. *Renewable Energy* [online]. 2019, **135**, 687–700. Dostupné z: doi:10.1016/J.RENENE.2018.12.011
- [22] POSPÍŠIL, Milan, Gustav ŠEBOR, Pavel ŠIMÁČEK a Zlata MUŽÍKOVÁ. *NOVÉ TRENDY VÝROBY BIOPALIV A JEJICH VYUŽITÍ V DOPRAVĚ* [online]. 2012 [vid. 2020-03-10]. Dostupné z: http://www.chemicke-listy.cz/docs/full/2012_10_953-960.pdf
- [23] E, Bryngemark. Second generation biofuels and the competition for forest raw materials: A partial equilibrium analysis of Sweden. *Forest Policy and Economics* [online]. 2019, **109**. Dostupné z: www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1389934119301571
- [24] ŠIMÁČEK, Pavel, Dan VRTIŠKA, Zlata MUŽÍKOVÁ a Milan POSPÍŠIL. *MOTOROVÁ PALIVA VYRÁBĚNÁ HYDROGENACÍ ROSTLINNÝCH OLEJŮ A ŽIVOČIŠNÝCH TUKŮ* [online]. 2017 [vid. 2020-03-10]. Dostupné z: http://www.chemicke-listy.cz/docs/full/2017_03_206-212.pdf
- [25] K, Fontaras G Kalogirou M Grigoratos T Pistikopoulos P Samaras Z Rose. Effect of rapeseed methylester blending on diesel passenger car emissions – Part 1: Regulated pollutants, NO/NOx ratio and particulate emissions. *Fuel* [online]. 2014, **121**, 260–270. Dostupné z: www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236113011629
- [26] *Pressure Sensing Glow Plug Adapter* [online]. [vid. 2020-03-17]. Dostupné

z: <http://www.optrand.com/psiglownfo.htm>

- [27] ČEDÍK, Jakub. Effect of Biobutanol-Sunflower Oil-Diesel Fuel Blends on Combustion Characteristics of Compression Ignition Engine. *Acta Technologica Agriculturae* [online]. 2018, 4. Dostupné z: doi:10.2478/ata-2018-0024
- [28] *Incremental encoders DKS40* [online]. [vid. 2020-03-17]. Dostupné z: <https://www.sick.com/ag/en/encoders/incremental-encoders/dks40/c/g124577>
- [29] ULLMAN, Terry L. Diesel Emissions Testing. 2004 [online]. [vid. 2020-03-19]. Dostupné z: <http://www.meca.org/galleries/files/ullman.pdf>
- [30] PEXA, M. a K. KUBÍN. *VLIV PODÍLU BIOSLOŽKY V PALIVU NA SPOTŘEBU A PALIVA EMISE TRAKTORU ZETOR FORTERRA 8641* [online]. [vid. 2020-03-19]. Dostupné z: <http://www.vuzt.cz/svt/vuzt/publ/P2010/018.PDF>
- [31] ČAJKA, Lukáš. *ANALÝZA VNITŘNÍ TERMODYNAMIKY SPALOVACÍHO MOTORU* [online]. B.m., 2010. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Dostupné z: file:///C:/Users/micha/OneDrive/Documents/Škola/ČZU/Diplomová práce/Literatura/czu prace/6_DP2010Cajka_Lukas_výpočty pro metodiku ČVUT.pdf

7.1 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Porovnání Wankelova motoru a motoru s přímočarým pohybem pístu [6] [7]	5
Obrázek 2 - Cyklus čtyřdobého motoru	6
Obrázek 3 - Pístní skupina [9]	7
Obrázek 4 - Kliková skupina [11]	8
Obrázek 5 - Střední teoretický tlak na píst [14]	11
Obrázek 6 - Tok energií a ztrát v pístovém spalovacím motoru [13]	12
Obrázek 7 - Úplná charakteristika motoru při proměnlivém zatížení [18]	20
Obrázek 8 - Zetor Forterra 8641 s připojeným dynamometrem MAHA ZW 500	25
Obrázek 9 - Řez čidlem tlaku Optrand a čidlo s optickým kabelem [26]	28
Obrázek 10 - Inkrementální snímač polohy klikového hřídele [28]	29
Obrázek 11 Váha a přepouštěcí zařízení na palivovém vedení	29
Obrázek 12 - Otáčková charakteristika	32
Obrázek 13 - Klikový mechanismus [31]	34
Obrázek 14 - Indikátorový p - V diagram; Motorová nafta v bodě 7 NRSC testu	39
Obrázek 15 - Indikátorový p - V diagram; Motorová nafta v bodě 8 NRSC testu	40
Obrázek 16 - Indikátorový p – V diagram; Porovnání vlivu biopaliv a vstřikovacího tlaku ...	41
Obrázek 17 – Indikátorový p – V diagram; Porovnání vlivu biopaliv a vstřikovacího tlaku ..	43
Obrázek 18 - Indikátorový p - V diagram; Porovnání paliv v bodě 4 NRSC testu	45
Obrázek 19 - Indikátorový p - V diagram; Porovnání paliv v bodě 8 NRSC testu	46
Obrázek 20 – Indikátorový p – V diagram; porovnání vlivu míry zatížení	47
Obrázek 21 – Indikátorový p – V diagram; porovnání vlivu otáček na střední efektivní tlak.	48

7.2 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Porovnání parametrů paliv na bázi rostlinných olejů a motorové nafty [2]	23
Tabulka 2 - Technické parametry motoru 1204 v traktoru Zetor Forterra 8641	26
Tabulka 3 - Technické parametry MAHA LPS ZW 500	27
Tabulka 4 - Technické parametry čidla tlaku Optrand C322 [26].....	28
Tabulka 5 - Parametry použitých paliv i jejich směsí [27]	30
Tabulka 6 - Měřené body NRSC testu [29].....	31
Tabulka 7 - Parametry při použití motorové nafty v bodě 4 NRSC testu	40
Tabulka 8 - Parametry při použití motorové nafty v bodě 8 NRSC testu	41
Tabulka 9 - Parametry při použití různého podílu biopaliv a různého vstřikovacího tlaku.....	42
Tabulka 10 – Parametry při použití různého podílu biopaliv a různého vstřikovacího tlaku .	44
Tabulka 11 - Parametry při použití různých paliv v bodě 4 NRSC testu	46
Tabulka 12 - Parametry při použití různých paliv v bodě 8 NRSC testu	47
Tabulka 13 – Parametry při různé míře zatížení motoru	48
Tabulka 14 – Parametry při různých otáčkách motoru	49
Tabulka 15 - Spotřeba paliva v jednotlivých bodech NRSC testu	50

7.3 Seznam použitých zkratk

NRSC	- Non-Road Steady Cycle - Statická zkouška nesilničních strojů
MEŘO	- Metylester řepkového oleje
CO ₂	- Oxid uhličitý
ISO	- International Organization for Standardization - Mezinárodní norma
HÚ	- Horní úvrat' pístu
DÚ	- Dolní úvrat' pístu
MN 100	- 100 % motorová nafta
MN70 SO20 BUT10	- 80 % motorová nafta, 20 % řepkový olej
MN60 SO20 BUT20	- 70 % motorová nafta, 20 % řepkový olej, 10 % butanol