



Fakulta zemědělská
a technologická
Faculty of Agriculture
and Technology

Jihočeská univerzita
v Českých Budějovicích
University of South Bohemia
in České Budějovice

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH FAKULTA ZEMĚDĚLSKÁ A TECHNOLOGICKÁ

Katedra techniky a kybernetiky

Diplomová práce

Vliv seřízení palivové soustavy na spotřebu paliva a kouřivost
motoru sledovaného traktoru po generální opravě

Autor práce: Bc. Marek Hofman

Vedoucí práce: Ing. Antonín Dolan Ph. D.

České Budějovice
2024

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem autorem této kvalifikační práce a že jsem ji vypracoval pouze s použitím pramenů a literatury uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Českých Budějovicích dne

.....
Podpis

Abstrakt

Tato diplomová práce je zaměřena na sledování parametrů vznětového spalovacího motoru při různém nastavení palivové soustavy. V úvodní části práce je uveden základní princip práce a popis jednotlivých částí palivových soustav s řadovým vstřikovacím čerpadlem. V další části práce jsou popsány prováděné změny v nastavení palivové soustavy, sledované parametry motoru a také jsou zde představena vozidla, která byla použita v průběhu měření. V poslední části práce jsou uvedeny a vyhodnoceny naměřené hodnoty.

Klíčová slova: traktor, řadové vstřikovací čerpadlo, kouřivost, spotřeba

Abstract

This thesis is focused on monitoring the parameters of a diesel internal combustion engine at different fuel system settings. In the introductory part of the thesis, the basic working principle and description of the parts of fuel systems with inline injection pump are presented. In the next part of the work, the changes made in the fuel system settings, the monitored engine parameters are described and also the vehicles used during the measurements are presented. In the last part of the paper the measured values are presented and evaluated.

Keywords: tractor, inline injection pump, smoke opacity, consumption

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Antonínu Dolanovi, Ph.D., za jeho cenné rady a připomínky, které jsem obdržel při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat společnosti Krčma Auto s. r. o. za provedení měření kouřivosti.

Obsah

Úvod.....	7
1 Literární přehled.....	9
1.1 Vznětové motory	9
1.1.1 Základní princip práce vznětových motorů.....	9
1.1.2 Tvorba směsi	9
1.1.3 Způsoby vstřikování paliva	9
1.1.4 Regulace výkonu	11
1.2 Palivové soustavy vznětových motorů.....	11
1.2.1 Palivová soustava s řadovým vstřikovacím čerpadlem.....	11
1.3 Kouřivost vznětových motorů.....	20
1.4 Výkon spalovacích motorů	21
1.5 Spotřeba paliva.....	22
2 Cíl práce	24
3 Metodika	25
3.1 Měněné parametry palivové soustavy a způsob jejich seřízení	26
3.1.1 Počátek dodávky paliva.....	26
3.1.2 Dávka vstřikovaného paliva.....	27
3.1.3 Otevírací tlak vstřikovačů	27
3.2 Příprava traktoru před měřením	28
3.3 Měření spotřeby paliva.....	28
3.3.1 Jízdní styl	30
3.4 Měření kouřivosti	30
3.4.1 Postup měření.....	31
3.5 Vzorce	32
3.5.1 Průměrná rychlost jízdy	32

3.5.2	Hodinová spotřeba paliva.....	32
3.5.3	Měrná spotřeba paliva	32
3.5.4	Průměrná spotřeba paliva na motohodinu.....	33
4	Vlastní práce.....	34
4.1	Výsledky měření spotřeby paliva.....	34
4.1.1	Samotný traktor.....	35
4.1.2	Jízdní souprava.....	37
4.2	Výsledky měření kouřivosti	42
5	Diskuse.....	43
5.1	Které nastavení palivové soupravy je nejvýhodnější z pohledu kouřivosti motoru a spotřeby paliva?	44
5.2	Které nastavení palivové soupravy je nejvýhodnější z pohledu emisí výfukových plynů?.....	45
	Závěr	50
	Seznam použité literatury.....	51
	Seznam obrázků	55
	Seznam tabulek	56

Úvod

Již několik desetiletí jsou traktory hojně využívány v zemědělství a lesnictví. V zemědělství nacházejí uplatnění při obhospodařování orné půdy, trvalých travních porostů, přepravě rozmanitých druhů břemen a chovu hospodářských zvířat. U těchto traktorů se jako pohonná jednotka používá vznětový spalovací motor. Ve spalovacím motoru dochází k přeměně energie obsažené v palivu na mechanickou práci a teplo. Při spalování paliva dochází k tvorbě výfukových plynů, které obsahují velké množství látek. Některé z těchto látek představují zdravotní a ekologické riziko, a proto se v posledních desetiletí klade velký důraz na snižování těchto škodlivin. Nové traktory musí splňovat stále se zpřísnující emisní limity, a tak jsou výrobci těchto strojů nuceni používat zařízení na dodatečnou úpravu výfukových plynů, jako je např. EGR ventil, DOC katalyzátor, filtr pevných částic nebo SCR katalyzátor. Při provozu traktoru dochází k opotřebovávání jeho součástí, a tak se může stát, že po určitém čase již některé součásti (např. vstříkovací čerpadlo) nebudou splňovat parametry stanovené výrobcem, a proto bude potřeba provést jejich seřízení či výměnu. Z hlediska emisí se u vozidel, které jsou vybaveny vznětovým spalovacím motorem v praxi nejčastěji sleduje jejich kouřivost. Měření kouřivosti nemusí být prováděno pouze při pravidelných technických prohlídkách, ale může být vykonáno servisem při detekci závad. Hodnota kouřivosti tedy může posloužit jako diagnostický signál při posuzování technického stavu motoru a jeho příslušenství (např. palivové soustavy).

Spotřeba paliva je ukazatel, který do určité míry ovlivňuje ekonomiku provozu traktoru. U traktorů je množství spotřebovaného paliva nejčastěji vztaženo na obhospodařovanou plochu, odpracovaný čas nebo na hmotnost přepravovaného materiálu. Spotřeba paliva je ovlivněna mnoha faktory. Jedním z nich může být technický stav a nastavení palivové soustavy. Zvýšená spotřeba paliva při standartních provozních podmínkách může signalizovat např. závadu na vstříkovačích nebo neodborný zásah do nastavení vstříkovací soupravy. Včasným odstraněním této závady může provozovatel traktoru předejít nákladnějším opravám, a proto je tedy velmi důležité se i tímto ukazatelem zaobírat.

Cílem této práce je zjistit, jak se projeví změna v nastavení palivové soustavy s řadovým vstříkovacím čerpadlem na kouřivost a spotřebu paliva u motoru, který má natočeno 90 motohodin od generální opravy. U palivové soustavy bude

měněna maximální dávka a počátek dodávky paliva a otevírací tlak vstřikovačů. Tyto parametry budou měněny pouze v rozsahu, ve kterém nehrozí u motoru žádné větší riziko jeho poškození.

1 Literární přehled

1.1 Vznětové motory

1.1.1 Základní princip práce vznětových motorů

U čtyřdobých vznětových motorů se při taktu sání nasává do válce čistý vzduch, který je při kompresním zdvihu stlačen na vysoký tlak. Při stlačování se zvyšuje tlak i teplota, která může na konci zdvihu dosáhnout až hodnoty 900 °C. V určité vzdálenosti před horní úvratí pístu dojde k vstříknutí jemně rozprášeného paliva do spalovacího prostoru. Díky vysoké teplotě stlačeného vzduchu dojde k odpaření jemně rozprášeného paliva a následnému vznícení. Po vznícení dojde ve válci ke zvýšení teploty a tlaku, který tlačí píst do dolní úvratě. Při této fázi se vykonává užitečná práce. Poté následuje fáze označovaná jako výfuk, při které se píst pohybuje z dolní úvratě do horní a dochází k odvádění výfukových plynů. Po skončení této fáze se celý cyklus opakuje (Bauer et al., 2013).

Pro dosažení vyšší teploty vzduchu na konci kompresního zdvihu mají vznětové motory na rozdíl od zážehových motorů vyšší kompresní poměr. Čtyřdobé vznětové motory mají také vyšší celkovou účinnost než čtyřdobé zážehové motory. U vznětových motorů se dosahuje celkové účinnosti kolem 35-45 %, zatímco u zážehových pouze 25-35 %. V porovnání s elektrickými pohony dosahuje vznětový motor přibližně poloviční účinnosti (Hromádko et al., 2011).

1.1.2 Tvorba směsi

Podle zvoleného způsobu vstřikování paliva se u vznětových motorů můžeme setkat s 2 způsoby tvorby směsi. Objemový způsob se používá u motorů s přímým vstřikováním paliva do spalovacího prostoru, který je zpravidla vytvořen přímo v pístu. U tohoto způsobu se využívají vstřikovače s víceotvorovou tryskou, která zajišťuje dokonalé rozprášení paliva v celém objemu spalovacího prostoru. Druhý způsob je označovaný jako termický. Termický způsob tvorby směsi je typický pro motory s děleným spalovacím prostorem, u kterých se využívají vstřikovací trysky s nízkým počtem otvorů. Palivo se vstřikuje na zahřátou stěnu spalovacího prostoru a díky tomu dochází k odpařování paliva a vytvoření hořlavé směsi (Hromádko et al., 2011).

1.1.3 Způsoby vstřikování paliva

Jak již bylo výše uvedeno, rozeznáváme 2 hlavní způsoby vstřikování paliva a to přímé a nepřímé.

U starších přímovstříkových motorů nebyl vzduch ve spalovacím prostoru uváděn do pohybu. Promísení vzduchu a paliva musela tedy zajistit vhodně navržená vstříkovací tryska. Používaly se vstříkovací trysky s velkým počtem otvorů o malém výstupním průměru. Ačkoli byly použity vysoké vstříkovací tlaky a víceotvorové trysky, nebyl přivedený vzduch v určitých místech spalovacího prostoru dokonale využit. Takto konstruované spalovací motory musely pracovat s velkým přebytkem vzduchu. Postupně se začaly u motorů s přímým vstříkáváním paliva provádět konstrukční změny, které zajistily uvedení přiváděného vzduchu do pohybu a tím bylo zajištěno lepší promísení paliva a vzduchu (Indra, 1969).

Došlo zejména k úpravě tvaru spalovacího prostoru a sacího kanálu. Mezi nejpoužívanější typy spalovacích prostorů pro přímovstříkové motory patří Hesselman, Man, Saurer a polokulový. Za hlavní výhody motorů s přímým vstříkem paliva lze považovat nižší měrnou spotřebu paliva, jednodušší provedení hlavy válců, nižší tepelné ztráty a díky tomu i jednodušší spouštění studeného motoru. Jako hlavní nevýhodu tohoto způsobu vstříkávání paliva lze zařadit vyšší hlučnost motoru (Bauer et al., 2013).

Motory, u kterých se využívá nepřímé vstříkávání paliva, mají spalovací prostor rozdělen na hlavní spalovací prostor a spalovací komůrku. Spalovací komůrka se nachází většinou v hlavě válců. Do prostoru spalovací komůrky ústí čepová tryska vstříkovače a žhavicí svíčka, která slouží k usnadnění studeného startu. Palivo se u tohoto způsobu vstříkuje do komůrky, kde dochází ke vznícení části paliva. Zbylá část nespáleného paliva se dostává se žhavými plyny do hlavního spalovacího prostoru, kde většina prohoří. Vlivem měnícího se tlaku v hlavním spalovacím prostoru a v komůrce dochází k tomu, že žhavé plyny a palivo je přefukováno mezi těmito dvěma spalovacími prostory a díky tomu je zajištěna dokonalá tvorba směsi (Indra, 1984).

Komůrkové motory jsou charakteristické měkčím chodem, což je způsobeno pozvolnějším nárůstem tlaku v hlavním spalovacím prostoru. Dále se u těchto motorů používají nižší vstříkovací tlaky. Na druhou stranu mají tyto motory vyšší měrnou spotřebu paliva než přímovstříkové motory. Tyto motory se dříve používaly u osobních automobilů a některých traktorů. Typickým příkladem je Zetor 25, který má v hlavě válců tzv. vírovou komůrku (Klůna et al., 1993).

1.1.4 Regulace výkonu

U vznětových atmosférických motorů se využívá kvalitativní regulace výkonu. Výkon se tedy reguluje množstvím paliva dopravovaného do spalovacího motoru (bohatostí směsi). U vznětových přeplňovaných motorů se jedná o smíšenou regulaci. V důsledku přeplňování se kromě kvalitativní regulace objevují i prvky regulace kvantitativní (Hromádko et al., 2011).

1.2 Palivové soustavy vznětových motorů

Úkolem palivové soustavy je dopravit přesně stanovené množství paliva do válce, ve kterém zrovna probíhá kompresní zdvih. Palivo musí být vstříkováno v určité vzdálenosti pístu před horní úvratí tak, aby se největšího tlaku ve válci dosahovalo 6-10 ° pootočení klikového hřídele za horní úvratí pístu (Bauer et al., 2013).

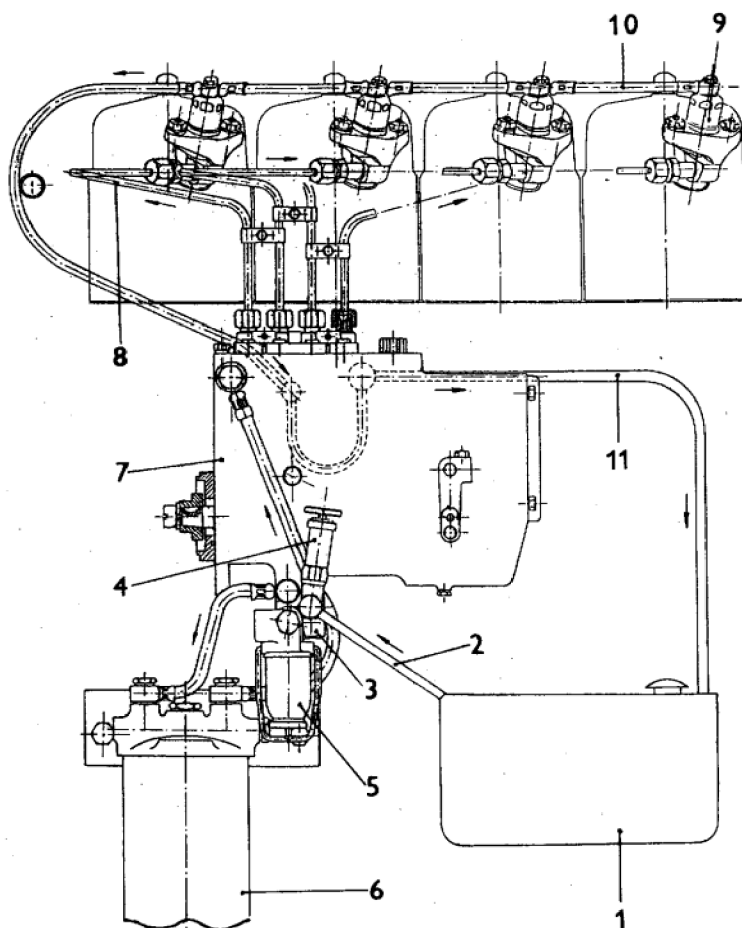
V současné době jsou nejčastěji vznětové spalovací motory vybaveny palivovou soustavou se systémem Common Rail. Kromě tohoto způsobu vstříkování paliva je možné se setkat také s motory, které jsou vybaveny palivovou soustavou s řadovým vstříkovacím čerpadlem, se sdruženou vstříkovací jednotkou (UIS), se sdruženým vstříkovacím systémem (UPS) a s rotačním vstříkovacím čerpadlem. Jednotlivé výše popsané palivové soustavy se od sebe v mnoha věcech liší, avšak některé prvky mají velmi podobné. Každý druh palivové soustavy je vybaven palivovou nádrží, nízkotlakým palivovým potrubím, palivovým filtrem, palivovým čerpadlem, vstříkovacím čerpadlem a vstříkovači (Hromádko et al., 2011).

1.2.1 Palivová soustava s řadovým vstříkovacím čerpadlem

Palivová soustava je tvořena vstříkovací soupravou, čističem paliva, nízkotlakým a vysokotlakým potrubím a vstříkovači. Pojmem vstříkovací souprava je myšleno řadové vstříkovací čerpadlo a jeho příslušenství. Do příslušenství lze zařadit regulátor, podávací čerpadlo, přesuvník vstříku nebo přetlakový korektor.

Na obrázku 1.1 je možné vidět palivovou soustavu motorů Zetor UŘ I. Palivo je z nádrže (1) dopravováno prostřednictvím palivového potrubí pod nízkým tlakem skrze palivový filtr (6) do vstříkovacího čerpadla (7). Ze vstříkovacího čerpadla se odměřené množství paliva dopravuje pod vysokým tlakem vstříkovacími trubkami (8) do vstříkovačů (9), které vstříknou jemně rozprášené palivo do spalovacích komor jednotlivých válců. Nízkotlaké potrubí může být rozděleno podle účelu na sací (2), výtláčné a přepadové (10,11). Sací potrubí propojuje palivovou nádrž s podávacím čerpadlem (3). Výtláčným potrubím je palivo dopravováno z podávacího čerpadla

do palivového filtru a dále do sacího kanálu vstřikovacího čerpadla. Prostřednictvím přepadového potrubí je přebytečné palivo dopravováno zpět do palivové nádrže. Nízkotlaké potrubí bývá vyrobeno z ocelových tenkostěnných trubek nebo mohou být použity pryžové hadice, které ale musí být odolné vůči palivu (Motorpal a. s., 1993a).



Obrázek 1.1: Palivová soustava motorů Zetor UŘ I (Zetor a. s., 1996)

Vysokotlaké potrubí (8) propojuje jednotlivé vstřikovací jednotky s příslušnými vstřikovači. Vstřikovací trubky jsou vyrobeny z ocelových bezešvých tlustostěnných trubek, které mají na obou koncích těsnící kuželku a převlečnou matici. Při poškození vstřikovací trubky musí dojít k její výměně za vstřikovací trubku o stejných rozměrech (Klůna et al., 1993).

Nejčastěji jsou používané vstřikovací trubky o vnějším průměru 6 mm, tloušťce stěny 2 nebo 2,1 mm a vnitřním průměru 1,8 nebo 2 mm (Seams, 2023).

Nasátí paliva z nádrže a jeho dopravu přes palivový filtr do vstřikovacího čerpadla zajišťuje podávací čerpadlo (3). Podávací čerpadla jsou nejčastěji instalována na skříň vstřikovacího čerpadla. Je možné se setkat i s podávacími čerpadly,

která jsou namontována na jiném vhodném místě. Například první typ Zetoru 3011 měl podávací čerpadlo umístěné na krytu rozvodů (viz obrázek 1.2). V případě, že je podávací čerpadlo namontováno na skříní vstříkovacího čerpadla, je jeho pohon odvozen od vačkové hřídele vstříkovacího čerpadla. Na našem území jsou asi nejčastěji řadová vstříkovací čerpadla vybavena pístovým podávacím čerpadlem od společnosti Motorpal a. s. Podávací čerpadla mohou být v provedení jako jednočinná nebo dvojčinná. Hlavní rozdíl je v tom, že u jednočinného podávacího čerpadla je palivo vytlačováno při zpětném chodu pístu, který zajišťuje pružina. U dvojčinného podávacího čerpadla nastává výtlač při stlačování tlačného čepu excentrem na vačkové hřídeli, a také při zpětném chodu pístu působením tlačné pružiny (Motorpal a. s., 1993b).



Obrázek 1.2: Umístění podávacího čerpadla (Sbazar.cz, 2023)

Kromě pístových podávacích čerpadel mohou být řadová vstříkovací čerpadla vybavena membránovým podávacím čerpadlem. Podávací čerpadla bývají obvykle vybavena ručním čerpadlem, které slouží pro dopravu paliva v případech, kdy není v činnosti vlastní podávací čerpadlo (tzn. za klidu spalovacího motoru). Ruční čerpadlo se využívá pro od vzdušování nízkotlaké části palivové soustavy (Indra, 1969).

Pro správnou funkci jednotlivých částí palivové soustavy musí být zajištěna dokonalá čistota paliva. Na odstranění nečistot z paliva se používají čističe paliva. Čističe se rozdělují podle toho, jak velké nečistoty obsažené v palivu jsou schopny zachytit. Čističe se nacházejí v nízkotlaké části palivové soustavy. Hrubý čistič, jak už z jeho názvu vypovídá, má za úkol zachytit hrubé nečistoty. Kromě hrubých nečistot zachycuje také vodu obsaženou v palivu. Hrubý čistič lze nalézt na sacím potrubí (před podávacím čerpadlem). Palivo zbavené hrubých nečistot je podávacím čerpadlem dopravováno do jemného čističe. Jemný čistič může být vybaven jednou čisticí vložkou nebo může být vybaven dvěma čisticími vložkami (tzv. dvoustupňový čistič paliva). Dvoustupňovým čističem paliva je např. vybaven spalovací motor montovaný do traktorů Zetor s označením 6901. Palivo zbavené jemných nečistot je dále dopravováno do vstříkovacího čerpadla. Jelikož se ve vstříkovacím čerpadle nachází vzájemně párované součásti, které jsou vyrobeny s velmi vysokou přesností, je důležité dbát na správnou funkci čističů paliva.

Vlastní vstříkovací čerpadlo má jednotlivé vstříkovací jednotky umístěné v řadě za sebou. Odtud pochází jeho název. Počet vstříkovacích jednotek odpovídá počtu válců spalovacího motoru (Klůna et al., 1993).

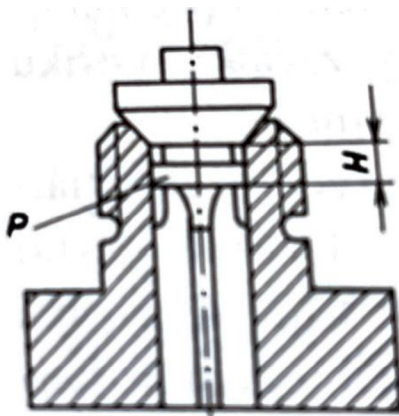
Základní části vstříkovacího čerpadla s vlastním pohonem jsou: vačkový hřídel, zvedáky, spodní misky, pístové pružiny, regulační objímky, elementy, výtlačné ventily s pružinou, plniče a hrdla šroubení (Indra, 1984).

Elementem vstříkovacího čerpadla se označuje píst a válec, který je vzájemně slícovaný s přesností na tisíce milimetru. Z tohoto důvodu jsou elementy poměrně náročné na výrobu, a také jsou kladeny vysoké nároky na následnou kontrolu. Elementy patří mezi jedny z nejdůležitějších součástí vstříkovacího čerpadla (Lexa, 2015).

Existuje několik druhů elementů, které se liší konstrukčním provedením hlavy pístu, průměrem pístu, tvarem a umístěním regulační hrany. Je možno se setkat s elementy s konstantním počátkem a proměnným koncem výtlaku nebo s proměnným počátkem a konstantním koncem výtlaku, anebo s proměnným počátkem i koncem výtlaku. Vstřikovací čerpadlo montované na spalovací motor Zetor 6701 je vybaveno elementy s konstantním počátkem dodávky paliva a pravým stoupáním regulační hrany. Změna množství dodávaného paliva vstřikovacím čerpadlem se provádí natáčením pístu vůči válci (Mackerle et al., 1961).

Výtlačný ventil se nachází ve vstřikovacím čerpadle nad elementem. Jeho úkolem je po ukončení výtlaku paliva oddělit pracovní prostor pístu od výtlačného potrubí a vstřikovače. Tím se zamezuje pronikání paliva z výtlačného potrubí do prostoru válce při fázi sání. Dále zajišťuje snížení tlaku paliva ve výtlačném potrubí a tím zabraňuje nežádoucím dostřikům. (Motorpal a. s., 1993b).

Výtlačné ventily mohou být konstruovány buď s rovnoobjemovým nebo s rovnotlakým odlehčením. U rovnoobjemových výtlačných ventilů je odlehčovací objem za všech podmínek stejný, takže při zvyšujících se otáčkách se zvětšuje i zbytkový tlak. Snížení tlaku paliva zajišťuje odlehčovací nákrůžek, který je součástí výtlačného ventilu (viz obrázek 1.3). U rovnotlakých výtlačných ventilů snížení tlaku obstarává přepouštěcí ventil, který se otevře až po uzavření zpětného ventilu. Palivo je přepouštěno tímto ventilem až do doby, kdy tlak ve vysokotlakém potrubí klesne na jeho zavírací hodnotu (Indra, 1984).



Obrázek 1.3: Výtlačný ventil s odlehčovacím nákrůžkem P (Klůna et al., 1993)

Standartní řadové vstřikovací čerpadlo s vlastním pohonem, válci s dvěma otvory a písty s konstantním počátkem dodávky obecně pracuje následovně. Při sací fázi je palivo nasáváno do válce sacím otvorem. Pohyb pístu z dolní do horní úvratě zajišťuje skrze zvedák vačkový hřídel, který je na jedné straně opatřen vhodnou

spojkou, která slouží ke spojení s hnacím hřídelem motoru. Jakmile horní hrana pístu překryje horní hranu sacího kanálu, dojde k vytlačování paliva. Tento okamžik se nazývá geometrický začátek výtlaku. Výtlak paliva končí po tom, co dojde k otevření prepouštěcího otvoru ve válci regulační hranou pístu. Zároveň se začíná zavírat výtláčový ventil. Poté, co píst dosáhl horní úvratě, se vrací do dolní úvratě pomocí pístové pružiny a celý proces se opakuje. Změnou začátku prepouštění se upravuje množství vytlačovaného paliva (tzn. natáčením pístu vůči válci se mění okamžik, kdy regulační hrana odkryje prepouštěcí otvor ve válci). Natáčení pístů ve válci zajišťuje regulační tyč prostřednictvím regulačního pouzdra s objímkou (Motorpal a. s., 1993b).

Kromě výše popsaných vstřikovacích čerpadel je možno se setkat také s řadovými vstřikovacími čerpadly se zdvihovými šoupátky. Šoupátka jsou kluzně uložena na pístech. Vstřikovací čerpadla vybavena zdvihovými šoupátky umožňují měnit počátek dodávky paliva (Bauer et al., 2013).

Regulátor je velmi důležitá část vstřikovací soupravy. Regulátor je obvykle připevněn ke skříni vstřikovacího čerpadla. Regulátor upravuje dávku paliva v závislosti na otáčkách spalovacího motoru, a také zamezuje při poklesu zatížení přesáhnout maximální povolené otáčky motoru (Klůna et al., 1993).

U řadových vstřikovacích čerpadel se používají mechanické nebo elektronické regulátory (Hromádko et al., 2011).

Z hlediska mechanické regulace jsou hojně využívané odstředivé regulátory. Ty mohou být v provedení jako výkonostní nebo omezovací. Tyto dva typy se od sebe konstrukčně liší. Omezovací regulátor se používá zejména u vozidlových motorů, protože tento typ regulátoru udržuje pouze volnoběžné otáčky a zamezuje přesáhnout maximální otáčky. Mezi těmito otáčkami se dávka paliva odvíjí jen podle polohy akcelérátoru. Oproti tomu výkonostní regulátor upravuje dávku paliva podle měnícího se zatížení motoru od volnoběžných po přeběhové otáčky. Z tohoto důvodu se tyto regulátory používají u traktorových motorů (Indra, 1969).

U modernějších mechanických odstředivých regulátorů určených pro přeplňované vznětové motory bývá na jejich vrchní straně umístěn přetlakový korektor, který omezuje dávku paliva a tím i kouřivost těchto motorů v případech, kdy není turbodmychadlem dodáván dostatečný přetlak vzduchu do válce. Uvnitř přetlakového korektoru se nachází membrána s tlačnou pružinou. Přetlak vzduchu ze sacího potrubí je přiváděn do prostoru nad membránu. Při zvyšování plnicího tlaku se zvyšuje i síla

působící na membránu. V případě, že dojde ke zvýšení plnicího tlaku nad hodnotu větší než je síla, kterou pružina působí na membránu, dojde k posunu membrány směrem dolů. Tento pohyb membrány je převáděn přepákováním na přestavitelný doraz regulační tyče a díky tomu je umožněno větší vysunutí regulační tyče ve směru zvýšené dávky paliva (Indra, 1984).

Řadová vstřikovací čerpadla vybavena elektronickým regulátorem mají regulační tyč ovládanou lineárním elektromagnetem. Pokud se využívá tento způsob regulace, musí již být motor vybaven řídicí jednotkou, ve které je uložena příslušná charakteristika vstřikovacího čerpadla. Na základě hodnot uložených v řídicí jednotce je podle aktuálních otáček motoru upravována dráha lineárního elektromagnetu, a tím i množství vstřikovaného paliva. U vstřikovacích čerpadel se zdvihovými šoupátky je pro změnu počátku dodávky nutné využít další elektromagnet. Po přesunutí klíče zapalování do polohy 0 dojde k uzavření přívodu paliva a následně k zastavení motoru (Hromádko et al., 2011).

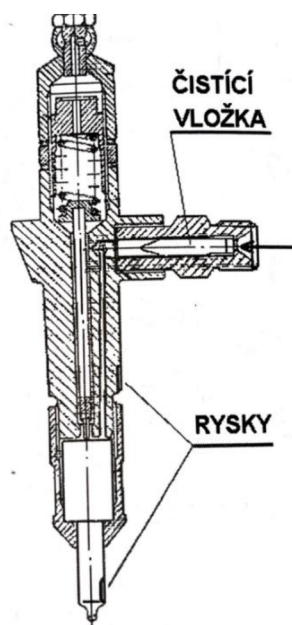
Poslední článek palivové soustavy tvoří vstřikovač, který má zajistit rozprášení paliva do spalovacího prostoru příslušného válce motoru. Vstřikovač se skládá z držáku a vstřikovací trysky. Uvnitř držáku klasického vstřikovače se nachází tlačný čep, ocelová pružina, seřizovací šroub, pojistná matice a ve vstupním hrdle bývá většinou štěrbínový čistič paliva. Vstřikovací tryska se skládá z tělesa a jehly, která je v tělese zalapovaná. Jehla je prostřednictvím tlačného čepu, na který působí předepnutá pružina, tlačena do sedla v tělese trysky (Klůna et al., 1993).

Palivo dodávané vstřikovacím čerpadlem je dopravováno kanálkem v držáku vstřikovače do tělesa vstřikovací trysky, kde působí na diferenciální plochu jehly. Působí-li tlak paliva na jehlu větší silou, než je síla vyvozená předepnutou pružinou, dojde k nadzvednutí diferenciální jehly a tím k rozprášení paliva do spalovacího prostoru. Otevírací tlak je podle konstrukce tělesa vstřikovače seřizován předpětím pružiny pomocí seřizovacího šroubu nebo pomocí výměnných podložek. Velikost otevíracího tlaku je pro konkrétní spalovací motor stanovena na základě podrobných zkoušek (Indra, 1984).

Jednotlivé vstřikovače se od sebe liší druhem a parametry použité vstřikovací trysky, rozměry držáku trysky, umístěním přívodu a odvodu paliva na těle držáku, upevněním v hlavě válců nebo upevněním vstřikovací trysky do držáku. Základní rozdělení vstřikovacích trysek je na zavřené a otevřené. Otevřené vstřikovací trysky mají výstupní otvor neustále otevřený, kdežto uzavřené trysky mají výstupní

otvor uzavřený jehlou. Více rozšířené jsou uzavřené vstřikovací trysky, které se dále rozdělují na čepové a otvorové. Čepové trysky se používají u motorů s nepřímým vstřikováním paliva a otvorové u přímovstřikových motorů. Z uzavřených trysek jsou více používána víceotvorová provedení (Klůna et al., 1993).

Zdvih jehly u otvorových trysek se pohybuje v rozmezí 0,2-0,4 mm. Mezi základní parametry otvorové vstřikovací trysky patří: počet a průměr výstřikových otvorů a úhel mezi otvory. Tryska ale může být definována ještě dalšími parametry jako např. délkou výstřikových otvorů, délkou a průměrem kanálku pod sedlem nebo jeho objemem. U vstřikovačů je důležité správné uložení vstřikovací trysky vůči držáku. Někteří výrobci tuto operaci usnadnili tím, že na spodní část držáku, kam se montuje vstřikovací tryska umístili kolíky, které jsou uloženy nesymetricky, a díky tomu nelze vstřikovací trysku namontovat špatně. U některých držáků ale tyto kolíky nejsou, a tak se vstřikovací tryska vůči držáku ustavuje pomocí rysek, které jsou vyhotoveny jak na vstřikovací trysce, tak na držáku (viz obrázek 1.4). Aby bylo zajištěno přesné ustavení těchto rysek do jedné osy, je nutné použít speciální přípravek. Důležité je také správné ustavení vstřikovače v hlavě válců. Například motory, které mají vstřikovače uloženy v hlavě válců pod určitým sklonem, nemají výstřikové otvory na vstřikovací trysce symetricky umístěné (Indra, 1984).



Obrázek 1.4: Umístění rysek na vstřikovači (Lupoměch, 2010)

U palivových soustav s řadovým vstřikovacím čerpadlem je možno se setkat ještě s dvoupružinovými vstřikovači (Bauer et al., 2013).

Dvoupružinové vstřikovače, jak už z názvu vypovídá, mají uvnitř držáku trysky dvě pružiny. Díky použití dvou pružin je možno rozdělit dávku paliva na úvodní a hlavní. Motory s těmito vstřikovači se vyznačují nižší hlučností, protože po vstříknutí malého množství paliva při úvodní dávce se dosáhne pozvolnějšího nárůstu tlaku ve válci. Dvoupružinové vstřikovače mohou být osazeny jak otvorovou, tak i čepovou tryskou. Běžnější jsou ale vstřikovače s otvorovou tryskou. Tento typ vstřikovačů se používá i v kombinaci s rotačním vstřikovacím čerpadlem (Elektroistenik.sk, 2003).

Provádění pravidelné údržby jednotlivých částí palivové soustavy je velmi důležité pro zajištění jejich správné činnosti a životnosti. Údržba by měla být prováděna dle doporučení výrobce, které bývá nejčastěji uvedeno v návodu k obsluze konkrétního vozidla. Některé úkony musí být vykonávány denně, jiné zase po ujetí určité vzdálenosti nebo po vykonání stanovených hodin práce motoru (tzv. motohodin), (Lupoměch, 2007).

U motorů Zetor, které jsou určeny pro traktory a jsou vybaveny palivovou soustavou s řadovým vstřikovacím čerpadlem, by měla být denně kontrolována těsnost jednotlivých spojů palivové soustavy, stav palivového potrubí a hadic, a také by mělo být kontrolováno zanesení hrubého čističe paliva a v případě potřeby by mělo být provedeno i jeho vyčištění. Poté, co motor odpracuje přesně definovaný počet hodin, by měla být ještě provedena mimo výše uvedených operací kontrola činnosti vstřikovačů, výměna vložky hrubého a jemného čističe paliva, výměna oleje ve vstřikovacím čerpadle a regulátoru (platí pouze pro čerpadla a regulátory, která nejsou mazána tlakovým olejem z motoru), (Zetor, 1980).

Kontrola standartních vstřikovačů může být prováděna buď přímo na motoru, nebo po demontáži vstřikovače. Při kontrole vstřikovačů na motoru se používají přenosné zkoušečky, kterými lze zkontrolovat otevírací tlak vstřikovačů, volnost pohybu jehly a celkovou těsnost trysky. Velmi obtížně se u zamontovaného vstřikovače ale posuzuje, zda není ucpaný některý výstřikový otvor trysky. Přenosnou zkoušečku dříve vyráběla společnost Motorpal pod označením NC 251 (Motorpal.cz, 2023).

Více jsou ale rozšířené nepřenosné zkoušečky. Po demontáži vstřikovače z motoru dojde k jeho připojení na výtlačnou trubku zkoušečky, která je přišroubovaná na stole. Na stolních zkoušečkách je možné provést kontrolu stejných parametrů jako u zkoušeček přenosných. Navíc je možné při těchto zkouškách ještě provádět

vizuální kontrolu vstřikovače. U obou těchto zkoušeček se jako palivo používá zkušební kapalina, která musí odpovídat stanoveným normám. Na našem území je hodně rozšířená stolní zkoušečka Motorpal NC 50 (Motorpal a. s., 2007).

Kontrola a seřízení řadových vstřikovacích čerpadel a jejich příslušenství se provádí po demontáži z motoru a jejich montáži na zkušební stolici. Zkušební stolice je stacionární zařízení, které je vybaveno vlastním pohonem, otáčkoměrem, počítačem zdvihů, podávacím čerpadlem, palivovými filtry, vstřikovači, odměrnými válci, regulačními ventily a manometry. Jako palivo se používá zkušební kapalina (Motorpal s.p., 1990).

Kontrola a seřizování se provádí dle pokynů vydaných výrobcem konkrétní vstřikovací soupravy. V seřizovacím předpisu pro konkrétní vstřikovací soupravu od výrobce Motorpal jsou v úvodu uvedeny základní informace o vstřikovací soupravě včetně toho, na jaký motor by měla být namontovaná. V další části seřizovacího předpisu jsou uvedeny hodnoty důležité pro přípravu zkušební stolice na vlastní měření. Je zde uveden např. druh vstřikovačů, které musí být namontovány na zkušební stolici, jejich otevírací tlak, druh vstřikovacích trysek a také rozměry výtlačných trubek. V poslední části seřizovacího předpisu jsou uvedeny hodnoty, které jsou nutné pro vlastní seřízení vstřikovací soupravy (Indra, 1984).

U vstřikovacích souprav se na zkušebním zařízení kontroluje a seřizuje geometrický počátek dodávky, úhlové rozdělení dodávky, dávka paliva, činnost regulátoru a dalších příslušenství (např. automatického přesuvníku), (Motorpal s. p., 1990).

1.3 Kouřivost vznětových motorů

Kouřivost patří mezi jeden z nejdůležitějších diagnostických parametrů při posuzování technického stavu palivové soustavy vznětových motorů. Nadměrná kouřivost ale nemusí být způsobena pouze závadou na palivové soustavě. Může být způsobena např. opotřebením pístní skupiny, a proto je důležité rozeznávat barvu kouře (Papoušek, 1976).

Výfukové plyny mohou mít 3 základní druhy zbarvení, a to bílé, černé a modré. Černý kouř může být způsoben např. ucpaným čističem vzduchu nebo nesprávně nastaveným předstihem vstřiku paliva nebo také špatně nastaveným otevíracím tlakem vstřikovačů. Velmi často je černé zbarvení výfukových plynů způsobeno neodborným zásahem do nastavení vstřikovacího čerpadla.

Obsluha ve snaze zvýšit výkon motoru, zvýší dávku paliva, a tím dojde k nadměrnému kouření. Modré zabarvení výfukových plynů signalizuje spalování motorového oleje vlivem poškození pístních kroužků nebo nadměrným opotřebením vedení ventilů. Bílý kouř vycházející z výfuku by se u spalovacích motorů chlazených kapalinou neměl po zahřátí objevovat. Objevuje-li se, může být vadné těsnění pod hlavou, prasklý válec nebo poškozená hlava válců (Bernard, 1972).

V současné době se k měření kouřivosti vznětového motoru v servisech a na stanicích měření emisí používá zařízení označované jako opacimetr. Opacimetr neměří přímo kouřivost, ale měří, jak intenzivně výfukové plyny pohlcují světlo. Takto získaná hodnota je přepočtena na součinitel absorpce. (Mru instruments.com, 2023).

Část výfukových plynů je pomocí odběrné sondy dopravována do vyhřívané měřicí komory o určité délce. Uvnitř přístroje se nachází zdroj světla a fotoelektrický snímač. Světlo od zdroje prochází skrz výfukové plyny a dopadá na fotoelektrický snímač. Čím více světla projde vzorkem výfukových plynů, tím menší bude výsledný součinitel absorpce (Actia.cz, 2016).

Výsledný součinitel absorpce je udáván v jednotkách m^{-1} . Největší povolená hodnota kouřivosti, kterou může vozidlo dosáhnout, je hodnota, která je stanovená výrobcem při homologaci vozidla. Tato hodnota bývá uvedena na výrobním štítku a na zadní straně velkého technického průkazu (Tn.nova.cz, 2018).

1.4 Výkon spalovacích motorů

Výkon spalovacích motorů u traktorů je velmi důležitý parametr, a to hlavně při vytváření různých agregací traktorů s pracovním náradím nebo přípojnými vozidly (Beneš, 2009).

Důležité je si uvědomit, že efektivní výkon motoru nelze u traktoru zcela přeměnit na výkon užitečný, protože při tomto přenosu dochází k určitým ztrátám. Jedná se např. o mechanické ztráty v převodovém ústrojí, o ztráty způsobené prokluzem hnacích kol nebo o ztráty způsobené odvalováním pneumatik po podložce (Bauer et al., 2013).

Naměřený výkon motoru může také sloužit jako jeden z parametrů při posuzování technického stavu motoru. Výkon motoru u traktorů lze měřit pomocí dynamometrů určených k měření demontovaných motorů nebo pomocí válcových

stolic a nebo pomocí dynamometru propojeného s vývodovou hřídelí traktoru (Pexa et. al, 2012).

Měření výkonu u demontovaného motoru není v praxi běžně používáno, protože demontáž motoru z traktoru je časově náročná, což by se projevilo i ve výsledné ceně měření. Ani měření výkonu na válcové stolici není u traktorů až tak obvyklé. V praxi nejvíce používanou metodou je měření výkonu motoru na vývodové hřídeli pomocí mobilních dynamometrů (viz obrázek 1.5). Při měření výkonu na vývodovém hřídeli je změřený výkon vždy nižší než je skutečný výkon motoru. Jak již bylo výše uvedeno, je to způsobeno mechanickými ztrátami v převodovém ústrojí. Pomocí dynamometru se neměří výkon přímo, ale měří se kroutící moment při určitých otáčkách motoru, které se stanoví přepočtem z otáček vývodové hřídele. Vlastní měření probíhá tak, že dynamometr zatěžuje motor traktoru a tím dochází k poklesu otáček motoru. Klesnou-li otáčky motoru na hodnotu, která byla v programu zadána jako vzorkovací, dojde k uložení naměřeného kroutícího momentu. Ze získaných hodnot se následně pomocí softwaru vytvoří jmenovitá otáčková charakteristika daného motoru (Pražan, 2016).



Obrázek 1.5: Mobilní dynamometr (Katedry.czu.cz, 2023)

1.5 Spotřeba paliva

Spotřeba paliva je u vozidel velmi často sledovaný parametr, protože ovlivňuje ekonomiku jejich provozu. U traktorů tvoří převážnou část provozních nákladů právě náklady na pohonné hmoty. Spotřeba paliva je u traktorů ovlivněna např. druhem vykonávané práce, technickými parametry a nastavením pracovního nářadí, druhem zpracovávané půdy a mnoha dalšími faktory (Bauer et al., 2013).

Důležitou roli hraje i technický stav motoru a palivové soustavy. Ke zvýšení spotřeby paliva může dojít po neodborném zásahu do nastavení řadového vstřikovacího čerpadla (zvýšením celkové dávky paliva), které se současně projeví i zvýšenou kouřivostí. Dále může být spotřeba paliva zvýšena z důvodu opotřebení odlehčovacích nákrůžků výtlačných ventilů, nízké hodnoty otevíracího tlaku vstřikovačů nebo z důvodu netěsnosti jehly v sedle trysky (Blažek, 2023).

Sledování spotřeby paliva u vozidel je velmi důležité. V provozu se nejčastěji spotřeba paliva měří objemovým způsobem za pomoci průtokoměrů (Hromádko et al., 2011).

Pro měření spotřeby motorové nafty lze u většiny palivových soustav použít diferenční průtokový měřič s označením DWF. Tento průtokoměr je dvoukomorový. Do jedné komory je přiváděna motorová nafta z nádrže, která je následně dopravena do vstřikovacího čerpadla a do druhé komory ústí přebytečné palivo, které se vrací zpět do nádrže. Výsledná spotřeba paliva je stanovena jako rozdíl mezi přiváděným a odváděným množstvím paliva. Průtokoměr může být nainstalován tak, že do přívodní komory bude palivo dodáváno před nebo až za podávacím čerpadlem (Measurements.cz, 2023).

2 Cíl práce

Cílem práce je provedení měření technických parametrů sledovaného traktoru po generální opravě a odpovědět na otázky:

1. Které nastavení palivové soupravy je nejvýhodnější z pohledu kouřivosti motoru a spotřeby paliva?
2. Které nastavení palivové soupravy je nejvýhodnější z pohledu emisí výfukových plynů?

Dílčí cíle práce:

1. Popsat používané měřené parametry pro sledovaný traktor.
2. Provést konkrétní měření.
3. Porovnat zjištěné a naměřené výsledky s doporučeními výrobce a případnou direktivou EU.
4. Odpovědět na otázky z cíle této práce.
5. Výsledky zhodnotit a uvést závěry pro praxi.

3 Metodika

Měření závislosti velikosti otevíracího tlaku vstřikovačů, počátku dodávky paliva a maximální dávky paliva na kouřivost a spotřebu paliva bude prováděno na traktoru Zetor UŘ I s označením 7245, který byl vyroben v roce 1986. Na traktoru je namontovaná přední hnaná náprava, bezpečnostní kabina BK 6011, atmosférický motor typu 7201, mechanická převodovka se synchronizační spojkou 4 a 5 stupně a také násobič točivého momentu. Nejvyšší povolená rychlost traktoru je stanovena na 25 km.h⁻¹. Na traktoru jsou na přední nápravě namontované pneumatiky o rozměru 11,2-24 a na zadní nápravě o rozměru 16,9-30. V současné době má traktor dle ukazatele počtu motohodin najeto 634 mth. Bližší informace ohledně motoru používaného v traktoru jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1: Technické parametry motoru 7201 (Zetor a. s., 2000)

Počet válců	4
Palivo	Nafta
Způsob vstřikování	Přímý vstřík
Jmenovité otáčky [min ⁻¹]	2 200
Jmenovitý výkon [kW]	46
Zdvihový objem válců [cm ³]	3 595
Průměr válce [mm]	102
Zdvih [mm]	110
Kompresní poměr	17
Pořadí vstříku	1-3-4-2
Osazené vstřikovací čerpadlo	PP4M8K1e-3113
Osazený regulátor	RV3M300/1100-2534
Označení podávacího čerpadla	CD 1M-2291
Označení namontovaných vstřikovačů	VA 2682
Typ vstřikovací trysky	DOP 160S430-1436

Mezi roky 2017-2019 prošel traktor rozsáhlou opravou. U motoru se po demontáži jeho částí a důkladném očištění zjistilo, že bude potřeba provést jeho generální oprava.

Bylo nutné nechat v odborné firmě opravit blok motoru, protože u něj došlo vlivem koroze k porušení spodních ploch určených pro uložení těsnění válců a v důsledku toho došlo ke smíchání chladící kapaliny s olejovou náplní. U hlav válců došlo k výměně ventilů, sedel ventilů, vodítek, mrazových zátek a pouzder pro uložení vstříkovačů. Ojnice byly vyměněny za repasované. Dále došlo k montáži nových vložených válců s písty se třemi pístními kroužky, pístních čepů, hlavních a ojnicích ložisek, rozvodových kol, redukčního ventilu, pouzder vahadel, palivových filtrů, kuličkových ložisek, veškerých těsnění, spojkových lamel, tlačných věnců, vypínacích páček včetně pružin a opěrných vložek. Olejové čerpadlo po rozebrání nejevilo žádné známky opotřebení, a proto nedošlo k jeho výměně. Vstříkovače byly podrobeny předepsaným zkouškám, při kterých se u vstříkovacích trysek nezjistily žádné závady a došlo pouze k seřízení otevíracího tlaku a k výměně těsnění. U vstříkovacího čerpadla byla provedena kompletní výměna všech těsnění, výtlačných ventilů a následně došlo k jeho seřízení. Kromě motoru byla provedena ještě oprava bezpečnostní kabiny, diferenciálu, komponentů horního a spodního víka hydrauliky, převodového ústrojí, brzd, koncových převodů, řízení, kapotování a přední hnané nápravy.

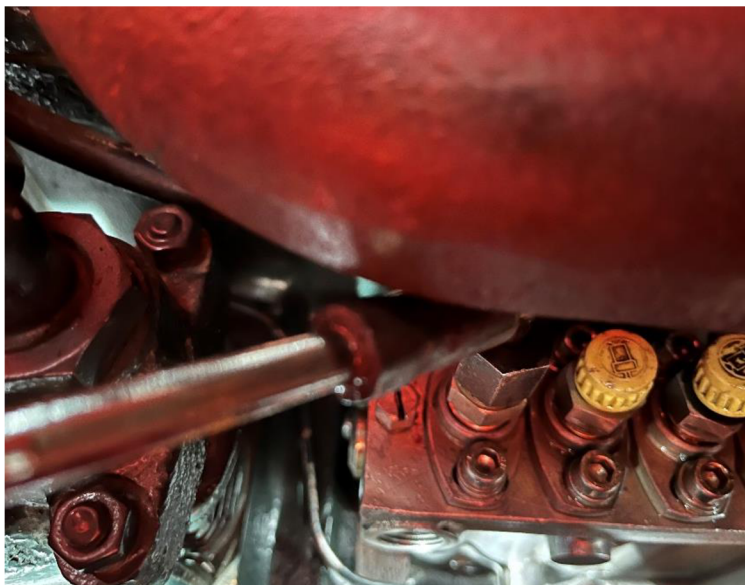
3.1 Měněné parametry palivové soustavy a způsob jejich seřízení

U zvoleného spalovacího motoru bude měněna dávka vstříkovaného paliva, počátek dodávky paliva a otevírací tlak vstříkovačů. Pokud dojde k úpravě jednoho parametru (např. počátku dodávky paliva) budou zbylé parametry nastaveny na výchozí hodnoty. Výchozí hodnoty jednotlivých parametrů budou popsány níže.

3.1.1 Počátek dodávky paliva

Jako výchozí nastavení předvstříku bude zvolena hodnota 23° před horní úvratí (HÚ) pístu prvního válce měřeno pomocí kapiláry, což je skleněná trubička o velmi malém vnitřním průměru. Po změření spotřeby a kouřivosti při výchozím nastavení dojde k přestavení na hodnotu 20° před HÚ. Nastavení předstihu vstříku se u tohoto typu vstříkovacího čerpadla provádí jeho otáčením kolem podélné osy. Nastavení hodnot předvstříku bude kontrolováno pomocí kapiláry, která bude namontována na výtlačné hrdlo prvního elementu (viz obrázek 3.1). Kontrola bude prováděna přesně dle pokynů výrobce motoru. Pro ověření správného nastavení výchozí hodnoty bude ještě provedena kontrola za chodu motoru pomocí diagnostického přístroje Paltest JT 181D, který umožňuje měřit dynamický předstih počátku dopravy paliva, jehož hodnota

se ale liší od hodnoty naměřené pomocí kapiláry. Z toho důvodu je nutné vycházet při použití tohoto diagnostického přístroje z hodnoty udávané výrobcem, která je větší než hodnota zjištěná pomocí kapiláry.



Obrázek 3.1: Kontrola předvstříku pomocí kapiláry

3.1.2 Dávka vstříkovaného paliva

Pro zjištění závislosti vstříkovaného množství paliva na spotřebu a kouřivost motoru budou použity 3 různé dávky paliva. Jako výchozí dávka paliva bude stanovena hodnota 13 cm^3 za 200 otočení vstříkovacího čerpadla, což odpovídá horní hranici udávané v seřizovacím předpisu pro namontovanou vstříkovací soupravu (Zetor, 1986).

Dále bude dávka zvýšena na hodnotu 14 cm^3 za 200 otočení vstříkovacího čerpadla. Po provedení měření se zvýšenou dávkou paliva dojde k jejímu snížení na hodnotu 12 cm^3 za 200 otočení vstříkovacího čerpadla.

Dávka paliva bude upravována po demontáži vstříkovacího čerpadla z motoru na zkušební stanici pro seřizování vstříkovacích souprav. Při úpravě maximální dávky paliva od výchozí hodnoty, bude na zkušební stanici sledováno pouze dodané množství paliva a rozdíl mezi jednotlivými vývody. Ostatní seřizovací úkony budou provedeny pouze při seřizování vstříkovací soupravy na výchozí hodnoty před začátkem měření.

3.1.3 Otevírací tlak vstříkovačů

Jako výchozí hodnota otevíracího tlaku vstříkovačů bude stanovena hodnota $16,5 \text{ MPa}$. Následně bude otevírací tlak přestaven na hodnotu $18,5 \text{ MPa}$.

Nastavení otevíracího tlaku před začátkem měření bude provedeno po demontáži vstříkovačů z motoru na stolní zkoušečce Motorpal NC 50. Z hlediska úspory času bude v průběhu měření použita k přestavování otevíracího tlaku přenosná zkoušečka s označením Motorpal NC 51, která umožní změnu otevíracího tlaku vstříkovačů bez jejich demontáže z motoru.

3.2 Příprava traktoru před měřením

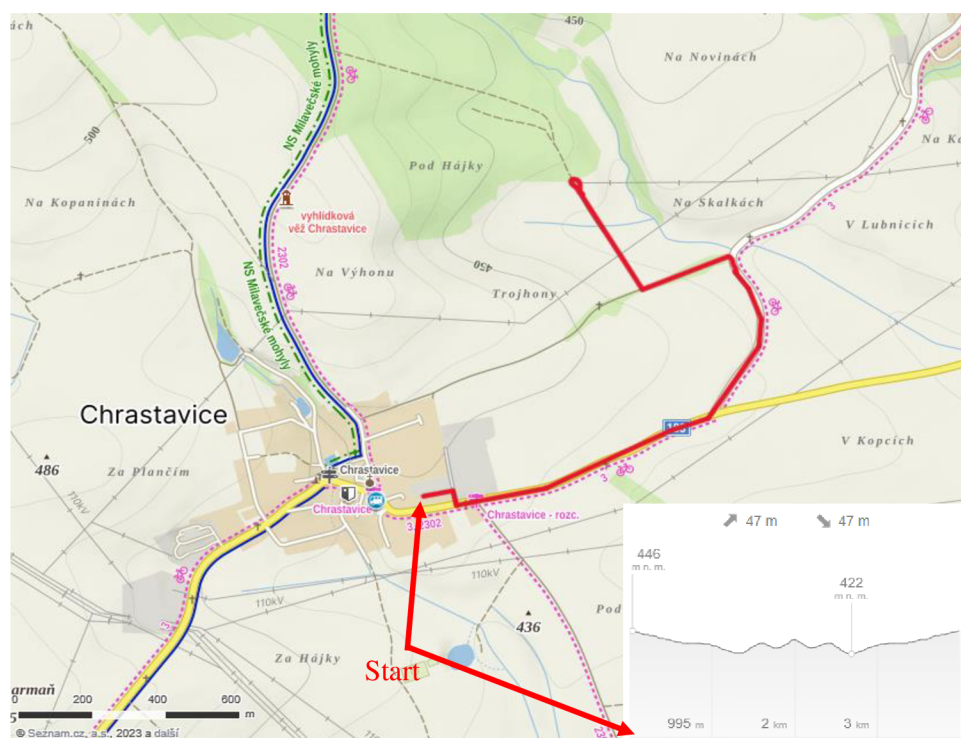
Před vlastním měřením bude provedena demontáž vstříkovací soupravy a vstříkovačů. Vstříkovače se podrobí na zkoušečce předepsaným zkouškám a v případě vyhovujících výsledků u nich dojde k nastavení výchozí hodnoty otevíracího tlaku. Nebudou-li výsledky zkoušek odpovídat stanoveným požadavkům, dojde k výměně vstříkovacích trysek za nové a zkoušky budou opakovány. Vstříkovací souprava bude nastavena na výchozí hodnotu dávky a následně zkontrolována dle předepsaných pokynů uvedených v příslušném seřizovacím předpisu. V případě kladného výsledku bude souprava namontována na motor. Bude-li shledána nějaká závada, dojde k jejímu odstranění a následnému seřízení vstříkovací soupravy. Po namontování vstříkovačů a vstříkovací soupravy zpět na motor dojde k seřízení předstihu vstříku pomocí kapiláry na hodnotu 23° před HÚ a následnému ověření pomocí diagnostického přístroje popsaného výše. Po tomto nastavení dojde ještě k výměně obou palivových filtrů. Tím bude palivová soustava traktoru připravena.

Následovat bude kontrola ventilové vůle pomocí spárových měrek a případné seřízení sacích a výfukových ventilů na hodnotu 0,25 mm. Dále dojde k vyčištění a k výměně oleje v čističi vzduchu. Poté bude provedeno nahuštění předních pneumatik na hodnotu 0,23 MPa a zadních pneumatik na hodnotu 0,18 MPa. Nakonec bude provedena kontrola všech provozních kapalin a jejich případné doplnění. Jako palivo bude po celou dobu měření použita motorová nafta s označením Efecta Diesel, která bude zakoupena na čerpací stanici Orlen Benzina. Před nalitím motorové nafty do nádrže traktoru do ní bude přidáno zimní VIF Super Diesel Aditiv v poměru 1:1000. Po provedení těchto úkonů bude již traktor připraven na měření.

3.3 Měření spotřeby paliva

Měření spotřeby paliva při různém nastavení palivové soustavy bude probíhat na trase mezi obcemi Chrastavice a Milavče. Trasa bude začínat i končit v zemědělském družstvu v Chrastavicích, kde bude docházet k doplnění paliva a úpravě některého nastavení palivové soustavy (otevíracího tlaku vstříkovačů a předvstříku). Po zahřátí

motoru na provozní teplotu dojde na stanoveném místě (začátku trasy) k doplnění motorové nafty až po spodní hranu závitu na hrdle nádrže. Poté co dojde k doplnění paliva, začne vlastní měření. Po výjezdu z areálu zemědělského družstva se bude pokračovat přibližně 750 m po silnici č. 183 směrem na obec Radonice. Na následující křižovatce se odbočí na silnici č. 1831 směřující do obce Milavče, po které se bude pokračovat zhruba 500 m. Po 500 m se z této silnice odbočí na účelovou pozemní komunikaci směřující k lesu. Před lesem dojde k otočení a návratu zpět do zemědělského družstva, kde dojde k opětovnému doplnění paliva pomocí odměrného válce o objemu 1000 ml se stupnicí dělenou po 10 ml. Pro lepší přehlednost je tato trasa včetně výškového profilu vyznačena na obrázku 3.2. Celková délka naplánované trasy je 4,1 km. Celé měření bude probíhat v souladu s platnou legislativou.



Obrázek 3.2: Mapa trasy (Mapy.cz, 2023)

Po ukončení měření bude kromě naměřené spotřeby zaznamenána také průměrná rychlost, doba jízdy a počet natočených motohodin. K měření průměrné rychlosti a doby jízdy bude použita aplikace GPS tracks nainstalovaná na mobilním telefonu Iphone 13 mini.

Pro každý výše popsaný způsob nastavení palivové soustavy bude provedeno měření s třemi opakováními. Poprvé bude probíhat soubor měření pouze se samostatným traktorem a následně dojde k vytvoření jízdní soupravy. Jako přípojně

vozidlo bude použit přívěs od výrobce Brandýské strojírný, na kterém bude naložen netříděný betonový recyklát. Základní údaje o přípojném vozidlu jsou uvedeny v tabulce 3.2. Při měření spotřeby samostatného traktoru se bude jezdit s vypnutým kompresorem. Kompresor bude zapnut až po vytvoření jízdní soupravy, protože v tom okamžiku bude stlačený vzduch využíván pro brzdění přívěsu.

Tabulka 3.2: Základní údaje o přípojném vozidlu (Brandýské strojírný, 1955).

Výrobce	Brandýské strojírný
Obchodní označení	T 3,5 P-VB2
Pohotovostní hmotnost [kg]	1 450
Užitečná hmotnost [kg]	3 500
Šířka ložné plochy [mm]	1 800
Délka ložné plochy [mm]	3 950
Způsob sklápění	Ruční
Druh provozní brzdy	Vzduchová

3.3.1 Jízdní styl

Jelikož před každým měřením bude motor traktoru zahřátý na provozní teplotu, bude možné v průběhu měření motor provozovat v oblasti jmenovitých otáček. Vzroste-li zatížení motoru tak, že dojde k poklesu jeho otáček na hodnotu $1\,500\text{ ot.min}^{-1}$, dojde k přeřazení na nižší převodový stupeň. Tzn. otáčky motoru budou udržovány v rozmezí $1\,500\text{--}2\,200\text{ ot.min}^{-1}$. Ke sledování aktuálních otáček bude použit originální otáčkoměr zabudovaný v přístrojové desce. Veškeré rozjezdy traktoru budou prováděny na 3. převodový stupeň. Při řazení na vyšší převodové stupně bude přeřazení prováděno pouze na jedno sešlápnutí spojky (jako u osobního automobilu). Podřazování bude vždy prováděno s tzv. meziplynem.

3.4 Měření kouřivosti

Měření kouřivosti motoru bude probíhat na stanici pro měření emisí (SME). Veškeré činnosti související s měřením kouřivosti bude provádět kvalifikovaný pracovník zvolené SME. Měření kouřivosti bude probíhat mimo Informační systém technických prohlídek, a proto při měření nebudou prováděny veškeré úkony, které jsou předepsané v Metodickém postupu. Například identifikace vozidla a vizuální kontrola příslušných soustav spalovacího motoru bude provedena pouze před prvním měřením.

K měření kouřivosti bude použit opacimetr Bosch BEA 070, který je vybaven vyhřívanou měřicí komorou o délce 215 mm. Přístroj je schopen stanovit hodnotu součinitele absorpce k v rozsahu 0 - 9,99 m^{-1} . Přenos naměřených hodnot z opacimetru do počítače bude zajištěn bezdrátově (Robert Bosch GmbH, 2022).

K měření kouřivosti bude kromě výše popsaného opacimetru muset být použit ještě přístroj s označením Bosch BEA 030, který bude po připojení potřebných snímačů zaznamenávat teplotu oleje a otáčky měřeného spalovacího motoru. Pro měření otáček bude použit snímač, který se připojí pomocí svorek k akumulátoru. Teplota oleje bude měřena pomocí snímače, který se upevní místo olejové měrky. Přenos naměřených dat z přístroje do počítače bude prováděn také bezdrátově. Sestava opacimetru a přístroje pro měření otáček a teploty je znázorněna na obrázku 3.3.



Obrázek 3.3: Bosch BEA 070 a BEA 030 (Boschaftermarket.com, 2023)

3.4.1 Postup měření

Po zahřátí spalovacího motoru na provozní teplotu bude traktor přistaven k měření kouřivosti na zvolené stanici. Před prvním měřením provede technik kontrolu těsnosti a úplnosti předepsaných soustav spalovacího motoru. Následně dojde k zadání do měřicího programu všech parametrů potřebných pro vlastní měření. Po zadání požadovaných hodnot bude do výfuku umístěna odběrná sonda opacimetru, místo olejové měrky bude vložen snímač teploty motorového oleje a na póly akumulátoru bude připojen snímač otáček. Dále technik provede kontrolu

volnoběžných a přeběhových otáček. Po úspěšném absolvování této kontroly se přejde k vlastnímu měření. Vlastní měření bude probíhat metodou volné akcelerace. Během měření bude technik postupovat dle pokynů předepsaných měřicím programem. Měření bude ukončeno po provedení čtyř volných akcelerací. Výsledná hodnota kouřivosti a rozpětí kouřivosti bude stanovena jako aritmetický průměr ze čtyř provedených akcelerací. Výstupem z tohoto měření bude protokol o diagnostickém měření vozidla se vznětovým motorem s neřízeným systémem.

3.5 Vzorce

3.5.1 Průměrná rychlost jízdy

Průměrná rychlost jízdy při jednotlivých měřeních bude vypočtena jako podíl ujeté dráhy a času potřebného pro ujetí zvolené trasy (viz vztah 3.1).

$$v = \frac{s}{t} \quad (3.1)$$

kde:

v – průměrná rychlost jízdy	[km.h ⁻¹]
s – ujetá dráha	[km]
t – doba jízdy	[h]

3.5.2 Hodinová spotřeba paliva

Hodinová spotřeba paliva bude stanovena jako součin naměřené spotřeby paliva a jeho objemové hmotnosti, který následně bude vydělen dobou potřebnou pro ujetí zvolené trasy (viz vztah 3.2). Při výpočtu bude počítáno s objemovou hmotností nafty 830 kg.m⁻³.

$$Q_h = \frac{V_p \cdot \rho_p}{t} \quad (3.2)$$

kde:

Q_h – hodinová spotřeba paliva	[kg.h ⁻¹]
V_p – objem spotřebovaného paliva	[m ³]
ρ_p – objemová hmotnost paliva	[kg.m ⁻³]
t – doba jízdy traktoru (soupravy)	[h]

3.5.3 Měrná spotřeba paliva

Měrná spotřeba paliva bude vypočtena jako podíl hodinové spotřeby paliva a efektivního výkonu motoru (viz vztah 3.3). Hodnota efektivního výkonu bude brána jako konstantní. Pro potřeby výpočtu bude použita hodnota výkonu, která byla

změřena na vývodovém hřídeli a je uvedena v návodu k obsluze tohoto traktoru. Bude tedy počítáno s hodnotou 43 kW.

$$Q_m = \frac{Q_h}{P_e} * 1000 \quad (3.3)$$

kde:

Q_m – měrná spotřeba paliva [g.kW⁻¹.h⁻¹]

Q_h – hodinová spotřeba paliva [kg.h⁻¹]

P_e – efektivní výkon motoru [kW]

3.5.4 Průměrná spotřeba paliva na motohodinu

Průměrná spotřeba paliva na 1 motohodinu bude stanovena jako podíl naměřené spotřeby paliva a počtu motohodin natočených při jízdě po zvolené trase (viz vztah 3.4).

$$Q_{mth} = \frac{Q_t}{p_{mth}} \quad (3.4)$$

kde:

Q_{mth} – průměrná spotřeba paliva na motohodinu [l.mth⁻¹]

Q_t – naměřená spotřeba paliva na zvolené trase [l]

p_{mth} – počet motohodin natočených během jízdy [mth]

4 Vlastní práce

4.1 Výsledky měření spotřeby paliva

Měření množství spotřebovaného paliva při různém nastavení palivové soustavy bylo prováděno v období od 31. 1. do 9. 2. 2024. Celkem bylo provedeno 40 jízd. Z toho 10 jízd bylo testovacích a zbylých 30 jízd bylo měřících (ostré měření). Při testovacím měření bylo zjištěno, že při jízdě po účelové pozemní komunikaci v úseku se stromovým porostem docházelo občas na mobilním telefonu k výpadku GPS signálu. Tento výpadek se pak projevil tak, že aplikace GPS tracks vyhodnotila na ujeté trase nereálnou průměrnou rychlost a dobu jízdy. Z tohoto důvodu bylo možné použít při ostrém měření data z aplikace GPS tracks pouze jako orientační. K zaznamenávání doby jízdy byla nakonec použita aplikace Stopky, která byla spuštěna na mobilním telefonu Iphone 13 mini. Průměrná rychlost jízdy byla poté stanovena dle vztahu 3.1. Po dobu měření spotřeby paliva bylo celkem najeto 196,8 km a spotřebováno 51,17 l motorové nafty. V tabulce 4.1 je uvedena ujetá dráha a množství spotřebovaného paliva při zahřívání motoru traktoru, testovacím a ostrém měření.

Tabulka 4.1: Množství spotřebovaného paliva a ujetá dráha v průběhu měření

Typ jízdy	Ujetá vzdálenost [km]	Množství spotřebovaného paliva [l]
Zahřívací	32,8	11,23
Testovací	41	8,59
Měřící	123	31,35

Naměřená spotřeba paliva při různém nastavení palivové soustavy při jízdě se samotným traktorem je uvedena v tabulkách 4.2-4.6. V tabulkách 4.8-4.12 jsou uvedeny hodnoty naměřené po vytvoření jízdní soupravy. Pro potřeby následných výpočtů byl v těchto tabulkách uveden sloupec s označením průměrná hodnota. Údaje uvedené v tomto sloupci byly vypočteny jako aritmetický průměr ze 3 provedených měření a následně byly kromě množství spotřebovaného paliva zaokrouhleny na setiny. Množství spotřebovaného paliva bylo zaokrouhleno na tisíce. Pro potřeby porovnání je v tabulce 4.7 a 4.13 uvedena měrná spotřeba paliva. Pro výpočet této spotřeby byly použity hodnoty uvedené v sloupci průměrná hodnota v tabulkách 4.2-4.6 a 4.8-4.12. Vypočtené hodnoty byly zaokrouhleny na setiny.

4.1.1 Samotný traktor

Tabulka 4.2: Naměřená spotřeba paliva při výchozím nastavení pal. soustavy

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	759	771	761	763,67
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	19,45	19,14	19,40	19,33
Počet natočených motohodin [mth]	0,25	0,25	0,26	0,25
Spotřeba paliva [l]	0,87	0,86	0,85	0,860

Tabulka 4.3: Naměřená spotřeba paliva při zvýšené dávce

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	765	762	758	761,67
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	19,29	19,37	19,47	19,38
Počet natočených motohodin [mth]	0,25	0,25	0,25	0,25
Spotřeba paliva [l]	0,96	0,94	0,95	0,950

Tabulka 4.4: Naměřená spotřeba paliva při snížené dávce

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	773	780	770	774,33
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	19,09	18,92	19,17	19,06
Počet natočených motohodin [mth]	0,25	0,25	0,24	0,25
Spotřeba paliva [l]	0,78	0,80	0,80	0,793

Tabulka 4.5: Naměřená spotřeba paliva při předvstříku 20 stupňů před horní úvratí

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	775	780	774	776,33
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	19,05	18,92	19,07	19,01
Počet natočených motohodin [mth]	0,24	0,25	0,24	0,24
Spotřeba paliva [l]	0,82	0,81	0,82	0,817

Tabulka 4.6: Naměřená spotřeba paliva při zvýšeném otevíracím tlaku vstřikovačů

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	758	762	760	760,00
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	19,47	19,37	19,42	19,42
Počet natočených motohodin [mth]	0,26	0,25	0,25	0,25
Spotřeba paliva [l]	0,84	0,85	0,84	0,843

Tabulka 4.7: Měrná spotřeba u samotného traktoru

Nastavení pal. soustavy	Měrná spotřeba paliva [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]
Výchozí	78,25
Zvýšená dávka	86,67
Snížená dávka	71,19
Předvstřík 20 st. před HÚ	73,10
Zvýšen ot. tlak vstřikovačů	77,11

4.1.2 Jízdní souprava

Jízdní souprava byla tvořena traktorem Zetor 7245 a přívěsem T 3,5 P-VB2, na kterém byl naložen netříděný betonový recyklát o hmotnosti 3 500 kg (viz obrázek 4.1). To znamená, že traktor táhl přípojné vozidlo o okamžité hmotnosti 4 950 kg.



Obrázek 4.1: Jízdní souprava

Tabulka 4.8: Naměřená spotřeba paliva při výchozím nastavení pal. soustavy

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	867	858	859	861,33
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	17,02	17,20	17,18	17,13
Počet natočených motohodin [mth]	0,28	0,30	0,29	0,29
Spotřeba paliva [l]	1,20	1,22	1,21	1,210

Tabulka 4.9: Naměřená spotřeba paliva při zvýšené dávce

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	838	833	846	839,00
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	17,61	17,72	17,45	17,59
Počet natočených motohodin [mth]	0,29	0,29	0,29	0,29
Spotřeba paliva [l]	1,27	1,29	1,27	1,277

Tabulka 4.10: Naměřená spotřeba paliva při snížené dávce

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	863	864	868	865,00
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	17,10	17,08	17,00	17,06
Počet natočených motohodin [mth]	0,30	0,30	0,30	0,30
Spotřeba paliva [l]	1,28	1,27	1,25	1,267

Tabulka 4.11: Naměřená spotřeba paliva při předvstříku 20 stupňů před horní úvratí

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	857	851	872	860,00
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	17,22	17,34	16,93	17,16
Počet natočených motohodin [mth]	0,29	0,28	0,29	0,29
Spotřeba paliva [l]	1,23	1,25	1,22	1,233

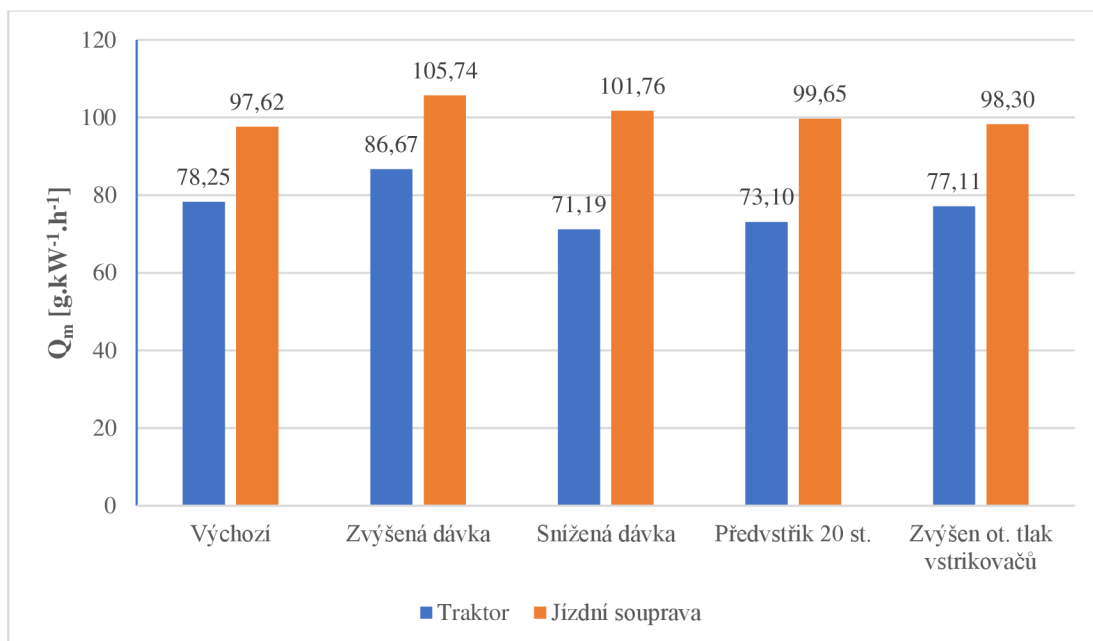
Tabulka 4.12: Naměřená spotřeba paliva při zvýšeném otevíracím tlaku vstřikovačů

	1. měření	2. měření	3. měření	Průměrná hodnota
Doba jízdy [s]	843	859	850	850,67
Průměrná rychlost [km.h ⁻¹]	17,50	17,18	17,36	17,35
Počet natočených motohodin [mth]	0,30	0,31	0,30	0,30
Spotřeba paliva [l]	1,22	1,19	1,20	1,203

Tabulka 4.13: Měrná spotřeba u jízdní soupravy

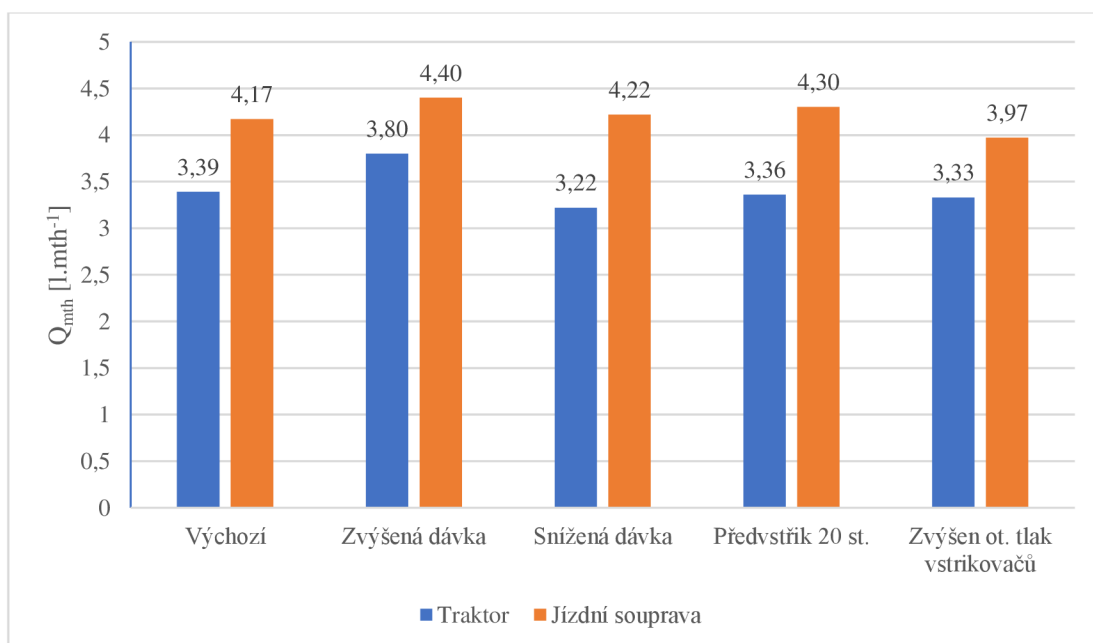
Nastavení pal. soustavy	Měrná spotřeba paliva [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]
Výchozí	97,62
Zvýšená dávka	105,74
Snížená dávka	101,76
Předvstřík 20 st. před HÚ	99,65
Zvýšen ot. tlak vstřikovačů	98,30

Na obrázku 4.2 jsou pro lepší přehlednost graficky znázorněné měrné spotřeby paliva při různém nastavení palivové soustavy u samotného traktoru a u jízdní soupravy.



Obrázek 4.2: Graf měrné spotřeby paliva

Na obrázku 4.3 jsou pro představu graficky znázorněny průměrné spotřeby paliva na motohodinu při různém nastavení palivové soustavy u samotného traktoru a u jízdní soupravy. Tyto spotřeby byly vypočteny z údajů uvedených v předchozích tabulkách ve sloupci průměrná hodnota.



Obrázek 4.3: Graf průměrné spotřeby paliva na motohodinu

4.2 Výsledky měření kouřivosti

Měření kouřivosti spalovacího motoru bylo prováděno na stanici pro měření emisí, která má provozovnu v obci Chrastavice. Vlastní měření probíhalo na měřicím stání uvnitř budovy (viz obrázek 4.4).



Obrázek 4.4: Příprava traktoru na měření kouřivosti

Naměřené hodnoty kouřivosti včetně rozpětí hodnot kouřivosti čtyř po sobě jdoucích měření při různém nastavení palivové soustavy jsou uvedeny v tabulce 4.14. Hodnota kouřivosti a rozptylu hodnot kouřivosti při výchozím nastavení palivové soustavy byla použita z protokolu o měření emisí, které proběhlo v druhé polovině prosince roku 2023 při provádění pravidelné technické prohlídky tohoto traktoru. V této době již byly na traktoru provedeny veškeré úkony popsané v kapitole 3.2.

Tabulka 4.14: Naměřené hodnoty kouřivosti

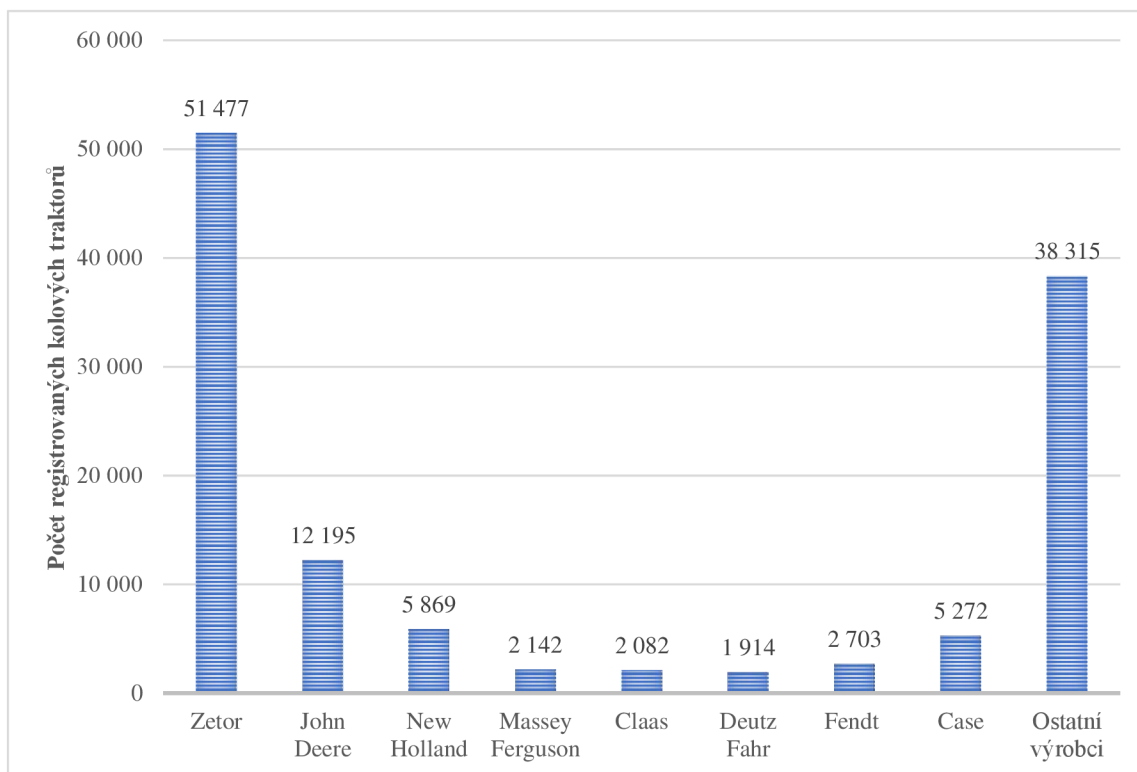
Nastavení pal. soustavy	Hodnota kouřivosti [m^{-1}]	Rozpětí hodnot kouřivosti [m^{-1}]
Výchozí	0,71	0,17
Zvýšená dávka	2,66	0,11
Snížená dávka	0,41	0,20
Předvstřík 20 st. před HÚ	1,10	0,50
Zvýšen ot. tlak vstříkovačů	0,63	0,17

5 Diskuse

Někdo by mohl namítat, že v dnešní době nemá smysl provádět měření spotřeby paliva a kouřivosti při různém nastavení palivové soustavy u traktoru vyrobeného v roce 1986, který je vybaven palivovou soustavou s řadovým vstřikovacím čerpadlem a mechanickým odstředivým regulátorem. Je pravda, že v současnosti je možné se u traktorů setkat převážně s motory, které jsou vybaveny vstřikovacím systémem Common Rail. Motory s tímto systémem vstřikování jsou elektronicky řízené tzn. jsou vybaveny řídicí jednotkou, akčními členy a řadou snímačů. V řídicí jednotce motoru je uloženo velké množství dat, které jsou potřebné pro zajištění správného chodu motoru. Změnu uložených dat je možné provést jejich přepsáním. Tyto změny provádí pouze firmy, které se specializují na softwarové úpravy řídicích jednotek. Z výše uvedených informací je zřejmé, že změna jednotlivých parametrů je poměrně časově i finančně náročná. Druhý problém je v tom, že majitelé novějších traktorů nejsou ochotni po předchozím sdělení záměru o chystaných úpravách traktor zapůjčit. Z těchto důvodů byl pro měření použit náš traktor, který je vybaven palivovou soustavou, u které lze provést změnu jednotlivých parametrů podstatně jednodušším způsobem.

Na základě provedené analýzy návodů k obsluze a katalogů náhradních dílů traktorů Zetor modelové řady Proxima, Major a Forterra bylo zjištěno, že ještě v roce 2013 tyto výše zmíněné modely disponovaly palivovou soustavou s řadovým vstřikovacím čerpadlem a mechanickým odstředivým regulátorem. Dle statistik Ministerstva dopravy České republiky (Mdcr.cz, 2024) bylo ke dni 19.2.2024 registrováno v České republice celkem 121 969 zvláštních vozidel kategorie T (kolových traktorů). Z těchto 121 969 kolových traktorů připadá 51 477 na traktory Zetor. Zaměříme-li se na kolové traktory Zetor s datem první registrace do 31.12.2013 zjistíme, že jich bylo k výše uvedenému datu registrováno celkem 47 356. Lze předpokládat, že počet provozovaných traktorů bude vyšší než počet registrovaných traktorů (tedy 47 356). Některé traktory totiž byly vyřazeny z registru vozidel, protože u nich nebyl dokončen polopřevod. Tyto traktory by neměly být provozovány na pozemních komunikacích, avšak čas od času je možné v provozu potkat traktor bez registrační značky. Dle statistik je tedy stále na území ČR registrováno kolem 47 000 kolových traktorů Zetor, které jsou vybaveny palivovou soustavou s řadovým vstřikovacím čerpadlem. Lze předpokládat, že tyto traktory

budou provozovány na našem území ještě několik let, i když ne třeba ve velkých zemědělských družstvech, ale například u soukromých zemědělců nebo u obcí, a proto si myslím, že provedené měření je přínosné. Na obrázku 5.1 je pro porovnání znázorněn počet registrovaných kolových traktorů v ČR od různých výrobců ke dni 19.2.2024.



Obrázek 5.1: Graf počtu registrovaných zvláštních vozidel v ČR kategorie T (Mdcz, 2024)

5.1 Které nastavení palivové soupravy je nejvýhodnější z pohledu kouřivosti motoru a spotřeby paliva?

Na základě naměřených hodnot se jako nejvýhodnější nastavení palivové soustavy u samotného traktoru jeví nižší dávka paliva. Při snížení dávky paliva je nutné ale počítat s tím, že dojde i ke snížení výkonu spalovacího motoru. V této práci bohužel nemohlo být provedeno měření výkonu motoru, protože se nepodařilo navázat spoluprací s firmou, která tuto službu nabízí, a tak není možné přesně posoudit k jak velkému propadu výkonu by došlo. Avšak ze seřizovacích předpisů uvedených v dílenské příručce pro traktory Zetor 5211-7245 (Zetor, 1986) je možné zjistit, že maximální dávka paliva pro motor 7201 činí 12,5-13,0 cm³ za 200 otočení vstřikovacího čerpadla a pro motor 6201 je pouze 12,0-12,5 cm³. Při porovnání výkonů naměřených na vývodovém hřídeli při jmenovitých otáčkách motoru, které jsou dostupné v návodu k obsluze pro traktory Zetor 5211-7745 (Zetor, 1990)

lze zjistit, že u traktoru s motorem 6201 byl naměřen o 4 kW menší výkon, než u traktoru s motorem 7201. Lze tedy očekávat pokles výkonu v řádu jednotek kW.

Pro zvolenou jízdní soupravu nelze jednoznačně stanovit pouze jedno nastavení palivové soustavy, protože z hlediska kouřivosti se jako nejvýhodnější nastavení jeví nastavení se zvýšeným otevíracím tlakem vstřikovačů, avšak z hlediska měrné spotřeby paliva je výhodnější výchozí nastavení. Vypočtená měrná spotřeba paliva vychází podstatně nižší než udává výrobce motoru. To je pravděpodobně způsobeno tím, že při jízdě nedošlo k tak velkému zatížení motoru jako v případě měření výkonu motoru prováděného přímo výrobcem, protože se zvyšujícím se zatížením se zvyšuje hodinová spotřeba a v důsledku toho i měrná spotřeba paliva. Rozdíl v měrné spotřebě mezi těmito dvěma nastaveními není nijak zásadní, a proto bych pro tuto jízdní soupravu doporučil nastavení se zvýšeným otevíracím tlakem vstřikovačů.

V praxi však není možné provádět neustálé změny nastavení palivové soustavy v závislosti na tom, jestli je zrovna traktor provozován samostatně nebo v jízdní soupravě, a proto jako nejlepší nastavení palivové soustavy z hlediska kouřivosti a spotřeby paliva lze považovat následující nastavení: předvstřík 23° před HÚ, otevírací tlak vstřikovačů 18,5 MPa a maximální dávka $13,0 \text{ cm}^3$ za 200 otočení vstřikovacího čerpadla.

5.2 Které nastavení palivové soupravy je nejvýhodnější z pohledu emisí výfukových plynů?

Podle dosažených výsledků lze konstatovat, že z hlediska kouřivosti je nejlepší nastavení palivové soustavy se sníženou maximální dávkou na hodnotu $12,0 \text{ cm}^3$ za 200 otočení vstřikovacího čerpadla a ostatních parametrech na výchozích hodnotách. Při tomto nastavení se kouřivost spalovacího motoru snížila oproti výchozímu nastavení o hodnotu $0,3 \text{ m}^{-1}$.

Kdyby byl tento traktor podroben pravidelné technické prohlídce v rámci níž se provádí měření emisí, tak by se dosáhlo kladného výsledku měření při nastavení palivové soustavy při snížené dávce paliva, zvýšeném otevíracím tlaku vstřikovačů a výchozím nastavení. Limitní hodnota kouřivosti pro traktor s tímto typem motoru je dle protokolu o měření emisí hodnota $1,4 \text{ m}^{-1}$ s povoleným rozptylem 4 po sobě jdoucích měření $0,25 \text{ m}^{-1}$. Tato hodnota je rozhodující, kdyby ale nebyla tato hodnota pro tento konkrétní motor stanovena, byla by použita obecná hodnota

dle přílohy č. 1 vyhlášky č. 155/2023 Sb. Tento traktor patří do skupiny vozidel kategorie T s datem první registrace od 1. ledna 1980 do 31. prosince 2014, takže limitní hodnota kouřivosti by pro něj byla $2,5 \text{ m}^{-1}$ (Vyhláška č. 155/2023 Sb.). Nastavení se zpožděným počátkem dodávky (menším předvstříkem) by bylo nevyhovující, protože byl naměřen příliš velký rozptyl čtyř po sobě jdoucích akcelerací ($0,5 \text{ m}^{-1}$). Při nastavení vyšší dávky paliva by měření bylo taktéž nevyhovující, jelikož došlo k překročení nejvyšší povolené hodnoty kouřivosti o $1,26 \text{ m}^{-1}$. Při takovém nastavení již nedocházelo k efektivnímu využití veškerého vstříknutého paliva, což se projevilo právě zvýšením kouřivosti.

Na základě provedené analýzy řady studií bylo zjištěno, že spotřebu paliva, emise i výkon motoru ovlivňuje kromě nastavení palivové soustavy ještě řada dalších parametrů. Velkou roli hraje např. druh použitého paliva a jeho vlastnosti, konstrukce použité vstříkovací trysky nebo třeba tvar spalovací komory. Ve většině studií se vědci zabývají sledováním těchto vlivů na parametry motoru při použití alternativních paliv.

Sudershan et al. (2017) provedli studii, ve které zkoumali, jak se projeví změna předvstříku, velikost otevíracího tlaku vstříkovačů a počet otvorů vstříkovací trysky na složení výfukových plynů. Jako palivo byl použit pyrolýzní olej, který byl získán z opotřebovaných pneumatik. Bylo zjištěno, že při zvyšování předvstříku v rozmezí hodnot $19\text{-}27^\circ$ před HÚ dochází ke snižování kouřivosti a emisí HC a CO. Při zvýšení na hodnotu 31° před HÚ již ale docházelo k nárůstu těchto hodnot. Emise NO_x vykazovaly opačný efekt. Nejnižší hodnota byla dosažena při nejnižším předvstříku (tedy 19° před HÚ). Se zvětšujícím se předvstříkem se zvyšovaly i emise NO_x . Bylo prokázáno, že při zvyšování otevíracího tlaku vstříkovače z $21,0 \text{ MPa}$ až na $24,0 \text{ MPa}$ se hodnota kouřivosti a emise CO a HC snižovaly díky lepší tvorbě směsi. Avšak emise NO_x se při zvyšujícím se otevíracím tlaku vstříkovače zvyšovaly, protože docházelo k rychlejšímu spalování a dosahovalo se vyšších teplot během spalování. Zvyšováním počtu otvorů vstříkovací trysky při současném zachování jejich průměru docházelo ke snižování sledovaných emisí. Pouze emise NO_x se zvyšovaly.

Ambrozik et al. (2014) zjišťovali jaký vliv bude mít měnící se počátek dodávky paliva na parametry a emise vznětového motoru. Jako palivo byla použita klasická motorová nafta a bionafta. Z naměřených hodnot lze vyvodit, že výkon motoru lze zvýšit zvětšením předvstříku, ovšem jen do určité meze. Je-li nastaven příliš velký

předvstřík může se stát, že dojde k nárůstu tlaku ve válci ještě než píst dosáhne horní úvratě (tzn. vznikající tlak působí proti pohybu pístu). To se projeví sníženým výkonem a nadměrným klepáním motoru. Ve studii byl zvýšen předvstřík o 4° oproti optimální hodnotě a v důsledku toho došlo k poklesu výkonu přibližně o 3 kW. Emise NO_x při provozu motoru na bionaftu vykazovaly nárůst při zvyšující se hodnotě předvstříku.

Öztürk et al. (2020) se ve studii věnovali zkoumání vlivu pozdějšího vstřikování paliva na měrnou spotřebu a emise vznětového motoru, který spaloval čistou motorovou naftu a bionaftu (MEŘO). Při provozu motoru na bionaftu bylo zjištěno, že se zmenšující se hodnotou počátku dodávky paliva (palivo je vstřikováno blíže k HÚ) dochází až do určitého zatížení motoru k poklesu měrné spotřeby paliva, což bylo ověřeno i v této diplomové práci při spalování motorové nafty, protože při provozu samotného traktoru byla spotřeba paliva nižší než při výchozím nastavení. Pokud ale traktor táhl naložený přívěs (vzrostlo zatížení motoru), vzrostla spotřeba paliva nad hodnotu naměřenou při výchozím nastavení. Dále bylo zjištěno, že hodnota počátku dodávky paliva ovlivňuje kouřivost motoru. Největší rozdíl je patrný při středním až plném zatížení motoru. Při změně počátku dodávky paliva z hodnoty 28° na hodnotu 24° před HÚ došlo ke zvýšení kouřivosti přibližně o 2,5 m⁻¹. Podobná změna se projevila i v této práci.

Raeie et al. (2014) zkoumali, jak se projeví změna nastavení palivové soustavy na parametry přeplňovaného čtyřválcového vznětového motoru. Vědci došli k závěru, že při zvyšování vstřikovacího tlaku dochází k nárůstu indikovaného výkonu motoru a k poklesu měrné spotřeby paliva. Tyto změny nejsou ale nijak markantní ve srovnání s velikostí změny vstřikovacího tlaku. Většího rozdílu se dosahuje u emisí sazí, u kterých došlo při zvýšení vstřikovacího tlaku z 27,5 MPa na 100 MPa k poklesu přibližně o 58 %.

Ni et al. (2022) v jejich studii doložili, že na spotřebu paliva a kouřivost vznětového motoru mají vliv parametry použitého vstřikovače (resp. jeho vstřikovací trysky). Při navrhování vstřikovací trysky hraje u motoru důležitou roli tvar spalovací komory. Na měrnou spotřebu paliva a kouřivost má vliv u vstřikovací trysky výstřikový úhel, průměr výstřikových otvorů a jejich počet. Z těchto důvodů je nutné instalovat do motoru pouze vstřikovače, které jsou doporučené výrobcem.

İçingür a Altıparmak (2003) v jejich studii zjišťovali, jaký dopad má hodnota cetanového čísla u paliva na výkon a emise vznětového motoru. Ze studie vyplývá, že se zvyšujícím se cetanovým číslem se zkracuje prodleva vznícení, což se projeví snížením emisí NO_x a zvýšením kouřivosti. Kouřivost motoru je zvýšena, protože palivo se po vstříknutí vznítí příliš rychle a tudíž nedojde k optimálnímu promísení se vzduchem. Hodnota cetanového čísla má také vliv na měrnou spotřebu paliva, kroutící moment a výkon spalovacího motoru. Autoři naměřili největší nárůst točivého momentu a výkonu motoru při zvýšení cetanového čísla z 46 na 54,5. Navýšení obou výše uvedených parametrů bylo do 5 %.

Parametry vznětového motoru je možné také do určité míry ovlivnit použitím aditiv do nafty. Na trhu jsou dostupné různé druhy aditiv od pouhých zvyšovačů cetanového čísla až po multifunkční přísady. Multifunkční aditiva mohou obsahovat látky, které jednak čistí palivovou soustavu, zároveň zvyšují mazivost a filtrovatelnost paliva, zvyšují cetanové číslo a prodlužují skladovatelnost paliva.

Ashok et al. (2020) přidali do paliva multifunkční aditivum a zkoumali, jak se jeho účinky projeví na vznětovém spalovacím motoru. Již po přidání aditiv v poměru 0,5 ml na 1 l paliva byla u motoru pozorována nižší produkce emisí HC, CO, NO_x, kouřivost i měrná spotřeba paliva.

Pexa a Kubín (2010) měřili, jak se projeví na parametrech motoru Zetor zvyšující se podíl metylesteru řepkového oleje ve směsi s motorovou naftou. Zajímavé je, že při spalování směsi v poměru 85 % nafty a 15 % MEŘO došlo ke zvýšení kroutícího momentu motoru oproti spalování čisté motorové nafty. Z výsledků je zřejmé, že se zvětšujícím se poměrem MEŘO docházelo k přesunu kroutícího momentu do vyšších otáček a zároveň docházelo ke snižování kouřivosti.

Láf (2016) ve své bakalářské práci provedl měření výkonu a kouřivosti u traktoru Zetor 6011. Jako palivo byla použita motorová nafta a řepkový olej. Při spalování řepkového oleje došlo u motoru k poklesu výkonu a kroutícího momentu. Nejvyšší kroutící moment byl jako v předchozí studii naměřen při vyšších otáčkách motoru. Rapidní rozdíl byl v naměřené kouřivosti. U řepkového oleje byla totiž naměřena hodnota o 8,12 m⁻¹ vyšší než u motorové nafty. To bylo způsobeno příliš vysokou viskozitou řepkového oleje. Zajímavé také je, že u traktoru byl při spalování motorové nafty naměřen maximální kroutící moment i výkon motoru při nižších otáčkách než udává výrobce motoru.

Hromádko et al. (2009) použili k pohonu konvenčního spalovacího motoru Zetor 7701 směs motorové nafty a etanolu. Motor, který spaloval tento druh paliva vykazoval nižší kroutící moment, nižší kouřivost a emise CO, HC a NO_x. Avšak problém u tohoto paliva byl s mísitelností obou složek.

Bietresato a Friso (2014) zkoumali opotřebení spalovacího motoru traktoru provozovaného na 100% bionaftu po 780 odpracovaných motohodinách. V průběhu testování nebyl zaznamenán žádný výrazný pokles výkonu motoru. Po rozebrání motoru bylo zjištěno poměrně silné zakarbonování pístů a lehké opotřebení ojničních ložisek, které bylo pravděpodobně způsobeno sníženou mazací schopností oleje. Podle autorů je možné dlouhodobě provozovat motor na 100% bionaftu, avšak je nutné zkrátit interval výměny motorového oleje na polovinu. Při standartním intervalu výměny, který je předepsaný výrobcem, je motorový olej příliš zředěn palivem a tím se snižuje jeho mazací schopnost a zvyšuje opotřebení.

Závěr

V této diplomové práci bylo provedeno měření spotřeby paliva a kouřivosti při různém počátku dodávky paliva, otevíracím tlaku vstřikovačů a maximální dávce. Měření byla provedena na traktoru Zetor 7245. Spotřeba paliva byla měřena při provozu samotného traktoru a při tažení přívěsu s nákladem o hmotnosti 3,5 t. Trasa, na které byla měřena spotřeba paliva, byla zvolena tak, že větší část jízdy probíhala po silnici 2. a 3. třídy a menší část po účelové pozemní komunikaci. Cílem toho bylo simulovat provoz traktoru v dopravě.

Dle naměřených hodnot lze konstatovat, že nastavení palivové soustavy má vliv na sledované parametry motoru. Na první pohled se může zdát, že změna ve spotřebě paliva není nijak velká, ale při předpokládaném vyřízení traktoru např. 1 000 mth ročně, už je rozdíl markantní. Jako nejlepší nastavení palivové soustavy se tedy jeví nastavení doporučené výrobcem, přece jen je toto nastavení stanovené na základě dlouhodobého testování.

Tímto bych chtěl apelovat na servisy, aby při opravách traktorů používaly pouze díly předepsané výrobcem pro konkrétní typ motoru a řídily se doporučením uvedeným v dílenských příručkách. U starších traktorů Zetor je ale problém v tom, že opravy motorů u těchto traktorů jsou velmi často prováděny mimo odborné servisy osobami bez potřebné kvalifikace a zkušeností. V praxi se to projeví tak, že motor pracuje s nesprávným předvstřikem, otevíracím tlakem vstřikovačů, maximální dávkou paliva nebo jsou na motoru použity vstřikovače s nesprávnými vstřikovacími tryskami. Tyto výše zmíněné nedostatky pak mohou způsobit zvýšenou kouřivost motoru, spotřebu paliva, pokles výkonu anebo nepravidelný chod motoru. Špatné nastavení palivové soustavy při jinak dobrém technickém stavu motoru může mít za následek nevyhovující výsledek měření emisí při pravidelné technické prohlídce traktoru.

Další důležitý parametr motoru, na který má vliv nastavení palivové soustavy, je výkon. V této práci bohužel nebylo možné provést měření výkonu, avšak sledování tohoto parametru motoru by mohlo být velice zajímavé téma pro další výzkumné práce.

Seznam použité literatury

Actia.cz (2016). *Opacimetr AT 605 LCS 2400 – návod na obsluhu*. [online]. [cit. 10. 6. 2023]. Dostupné z: <https://www.actia.cz/data/docs-opa/smoke-manual-cz.pdf>

Ambrozik, A. et al. (2014). *The Influence of Injection Advance Angle on Fuel Spray Parameters and Nitrogen Oxide Emissions for a Self-Ignition Engine Fed with Diesel Oil and FAME*. [online]. [cit. 20. 3. 2024]. Dostupné z: <https://www.pjoes.com/The-Influence-of-Injection-Advance-Angle-r-non-Fuel-Spray-Parameters-and-Nitrogen,89386,0,2.html>

Ashok, B. et al. (2020). *Multi-functional fuel additive as a combustion catalyst for diesel and biodiesel in CI engine characteristics*. [online]. [cit. 25. 3. 2024]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236120312461>

Bauer, F. et al. (2013). *Traktory a jejich využití*. 2. Vydání. Profi Press s. r. o., Praha. ISBN 978-80-86726-52-6.

Beneš, P. (2009). *Výbava a úspěšné využití traktoru*. [online] zemedelec.cz [cit. 14. 6. 2023]. Dostupné z: <https://zemedelec.cz/vybava-a-uspesne-vyuziti-traktoru/>

Bernard, I. (1972). *Opravy, seřizování a zkoušení motorových vozidel*. SNTL, Praha. ISBN – není uvedeno

Bietresato, M. a Friso, D. (2014). *Durability test on an agricultural tractor engine fuelled with pure biodiesel (B100)*. [online]. [cit. 25. 3. 2024]. Dostupné z: <https://journals.tubitak.gov.tr/agriculture/vol38/iss2/7/>

Blažek, A. (2023). *Diagnostika palivových soustav spalovacích motorů*. [online] adoc.pub [cit. 19. 6. 2023]. Dostupné z: <https://adoc.pub/diagnostika-palivovych-soustav.html>

Boschaftermarket.com (2023). *BEA 550 Diesel – mobilní analyzátor výfukových plynů*. [online]. [cit. 21.10. 2023]. Dostupné z: <https://www.boschaftermarket.com/cz/cs/diagnostika/diagnostika-motoru/kontrola-emis%C3%AD/bea-550-diesel>

Brandýské strojírny (1955). *Technický průkaz motorového vozidla – přívěsu*. Dopravní inspektorát, Stod. ISBN – není uvedeno

Elektroistenik.sk (2003). *Automobilová technika*. [online]. [cit. 9. 6. 2023]. Dostupné z: http://www.elektroistenik.sk/wp-content/uploads/2013/05/formule_2003_04.pdf

-
- Hromádko, J. et al. (2009). *Využití etanolu ve vznětových motorech*. [online]. [cit. 25.3.2024]. Dostupné z: http://www.cukr-listy.cz/on_line/2009/pdf/24-27.PDF
- Hromádko, J. et al. (2011). *Spalovací motory*. Grada publishing a. s., Praha. ISBN 978-80-247-7478-7.
- İçingür, Y. a Altiparmak D. (2003). *Effect of fuel cetane number and injection pressure on a DI Diesel engine performance and emissions*. [online]. [cit. 25. 3. 2024]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890402000638>
- Indra, J. (1969). *Vstříkovací zařízení naftových motorů – obsluha a zkoušení*. SNTL, Praha. ISBN – není uvedeno.
- Indra, J. (1984). *Palivové soustavy vznětových motorů*. SNTL, Praha. ISBN – není uvedeno
- Katedry.cz (2023). *Dynamometr*. [online]. [cit. 14. 6. 2023]. Dostupné z: <https://katedry.cz/kjss/dynamometr?editmode=0>
- Klůna, J. et al. (1993). *Příručka opraváře automobilů*. LITTERA, Brno. ISBN 80-900327-9-6.
- Láf, T. *Porovnání provozu vznětového motoru při spalování motorové nafty a rostlinného oleje*. České Budějovice, 2016. Bakalářská práce. Vysoká škola technická a ekonomická [online]. [cit. 26. 3. 2024]. Dostupné z: <https://is.vstecb.cz/th/o060k/Laf.pdf>
- Lexa, J. *Výroba válce vstříkovací jednotky*. Brno, 2015. Bakalářská práce, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. [online]. [cit. 10. 6. 2023]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_v_rejne.php?file_id=103815
- Lupoměch, F. (2007). *Opravy traktorů Zetor – praktická příručka pro modely Z 2011–Z 6945*. Computer Press a.s., Brno. ISBN 978-80-251-1634-0.
- Lupoměch, F. (2010). *Traktory Zetor modelové řady Z 5011–Z 7341 (r. v. 1980-2004)*. Computer Press a. s., Brno. ISBN 978-80-251-2640-0.
- Mackerle, J. et al. (1961). *Údržba vstříkovacího zařízení naftových motorů*. SNTL, Praha. ISBN – není uvedeno
- Mapy.cz (2023). *Trasa*. [online]. [cit. 18.10. 2023]. Dostupné z: <https://mapy.cz/turisticka?planovani-trasy&x=12.9600886&y=49.4532786&z=18&base=ophoto>
- Mdcr.cz (2024). *Přehled počtu registrovaných zvláštních vozidel kategorie T*. [offline]. [cit. 23.3.2024]. Dostupné z: neveřejný dokument Ministerstva dopravy České republiky
-

Measurements.cz (2023). *Diferenční průtokové měřiče pohonných hmot řady DWF* [online]. [cit. 19. 6. 2023]. Dostupné z: <http://www.measurements.cz/cz/prutokomery-phm/>

Motorpal s. p. (1990). *Popis a návod k obsluze zkušební stanice NC 128*. Motorpal s. p. odd. propagace a dokumentace, Jihlava. ISBN – není uvedeno

Motorpal a. s. (1993a). *Dílenská příručka pro vstřikovací soupravy M.e.* OTS Motorpal a. s., Jihlava. ISBN – není uvedeno

Motorpal a. s. (1993b). *Dílenská příručka pro vstřikovací soupravy velikosti A a B*. OTS Motorpal a. s., Jihlava. ISBN – není uvedeno

Motorpal a. s. (2007). *Návod k obsluze a seznam náhradních dílů zkušecího přístroje NC 50*. Motorpal a. s. útvar OTS, Jihlava. ISBN – není uvedeno

Motorpal.cz (2023). *Zkušební přístroj NC 251*. [online]. [cit. 9. 6. 2023]. Dostupné z: <https://www.motorpal.cz/produkty/zarizeni-pro-servis/zkusebni-pristroj-nc-251/kinds-of-measurements/>

Mru instruments.com (2023). *What Is a Smoke Opacity Meter and How Does an Opacity Meter Work?* [online]. [cit. 9. 6. 2023]. Dostupné z: <https://mru-instruments.com/what-is-a-smoke-opacity-meter-and-how-does-an-opacity-meter-work/>

Ni, P. et al. (2022). *Effect of injector nozzle parameters on fuel consumption and soot emission of two-cylinder diesel engine for vehicle*. [online]. [cit. 25. 3. 2024]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X22002271#bib18>

Öztürk, E. et al. (2020). *Effects of retarded fuel injection timing on combustion and emissions of a diesel engine fueled with canola biodiesel*. [online]. [cit. 25. 3. 2024]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2215098619328770>

Papoušek, M. (1976). *Diagnostika spalovacích motorů*. SNTL, Praha. ISBN – není uvedeno

Pexa, M. et al. (2012). *Možnosti dynamických měření výkonových parametrů traktoru*. AgritechScience.cz 2012/2. [online]. [cit. 12. 6. 2023]. Dostupné z: <http://www.agritech.cz/clanky/2012-2-4.pdf>

Pexa, M. a Kubín, K. (2010). *Vliv podílu biosložky vpalivu na spotřebu a paliva emise traktoruzetor fortterra 8641*. [online]. [cit. 20. 3. 2024]. Dostupné z: <https://www.vuzt.cz/publikace/2010/018.pdf>

-
- Pražan, R. (2016). *Měření výkonů motorů pomocí mobilního dynamometru AW NEB 400*. [online] agrojournal.cz [cit. 14. 6. 2023]. Dostupné z: <https://www.agrojournal.cz/clanky/mereni-vykonu-motoru-pomoci-mobilniho-dynamometru-aw-neb-400-188>
- Raeie, N. et al. (2014). *Effects of injection timing, before and after top dead center on the propulsion and power in a diesel engine*. [online]. [cit. 25. 3. 2024]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2212540X14000248#f0045>
- Robert Bosch GmbH (2022). *BEA 070 Rauchgas-Trübungs-Modul*. [online]. [cit. 20.10. 2023]. Dostupné z: http://mediathek.bosch-automotive.com/files/bosch_wa/989/113.pdf
- Sbazar.cz (2023). *Traktor Zetor 3011*. [online]. [cit. 25. 5. 2023]. Dostupné z: <https://www.sbazar.cz/esme.korzika/detail/189000810-traktor-zetor-3011>
- Seams.cz (2023). *Parametry trubek*. [online]. [cit. 25. 5. 2023]. Dostupné z: <http://www.seams.cz/wp-content/uploads/parametry-trubek1.pdf>
- Sudershan, B. G. et al. (2017). *Experimental Studies on the Use of Pyrolysis Oil for Diesel Engine Applications and Optimization of Engine Parameters of Injection Timing, Injector Opening Pressure and Injector Nozzle Geometry*. [online]. [cit. 20. 3. 2024]. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s13369-017-2921-4>
- Tn.nova.cz (2018). *Přísnější měření emisí: Stačí jedna zdánlivá drobnost a neprojdete!* [online]. [cit. 12. 6. 2023]. Dostupné z: <https://tn.nova.cz/auto/clanek/378705-prisnejsi-mereni-emisi-staci-jedna-zdanлива-drobnost-a-neprojdete>
- Vyhláška č. 155/2023 Sb., *Vyhláška, kterou se mění vyhláška č. 211/2018 Sb., o technických prohlídkách vozidel, ve znění pozdějších předpisů*. In: Sbíрка zákonů, 1. 1. 2024. [online] [cit. 25.3.2024]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2023-155/zneni-20240101>
- Zetor (1980). *Návod k obsluze 5011-7045*. Zetor, Brno. ISBN – není uvedeno
- Zetor (1986). *Dílenská příručka 5211-7245*. Zetor, Brno. ISBN – není uvedeno
- Zetor (1990). *Návod k obsluze 5211-7745*. Zetor, Brno. ISBN – není uvedeno
- Zetor a. s. (1996). *Návod k obsluze a údržbě motorů*. WCK, Brno. ISBN – není uvedeno
- Zetor a. s. (2000). *Návod k obsluze a údržbě Zetor 3320-7340 Turbo*. Zetor a. s., Brno. ISBN – není uvedeno

Seznam obrázků

Obrázek 1.1: Palivová soustava motorů Zetor UŘ I (Zetor a. s., 1996).....	12
Obrázek 1.2: Umístění podávacího čerpadla (Sbazar.cz, 2023)	13
Obrázek 1.3: Výtlačný ventil s odlehčovacím nákrůžkem P (Klůna et al., 1993)	15
Obrázek 1.4: Umístění rysek na vstřikovači (Lupoměch, 2010)	18
Obrázek 1.5: Mobilní dynamometr (Katedry.czu.cz, 2023)	22
Obrázek 3.1: Kontrola předvstříku pomocí kapiláry.....	27
Obrázek 3.2: Mapa trasy (Mapy.cz, 2023).....	29
Obrázek 3.3: Bosch BEA 070 a BEA 030 (Boschaftermarket.com, 2023)	31
Obrázek 4.1: Jízdní souprava	38
Obrázek 4.2: Graf měrné spotřeby paliva	41
Obrázek 4.3: Graf průměrné spotřeby paliva na motohodinu.....	41
Obrázek 4.4: Příprava traktoru na měření kouřivosti.....	42
Obrázek 5.1: Graf počtu registrovaných zvláštních vozidel v ČR kategorie T (Mdcz.cz, 2024).....	44

Seznam tabulek

Tabulka 3.1: Technické parametry motoru 7201 (Zetor a. s., 2000)	25
Tabulka 3.2: Základní údaje o přípojném vozidlu (Brandýské strojírny, 1955).....	30
Tabulka 4.1: Množství spotřebovaného paliva a ujetá dráha v průběhu měření.....	34
Tabulka 4.2: Naměřená spotřeba paliva při výchozím nastavení pal. soustavy.....	35
Tabulka 4.3: Naměřená spotřeba paliva při zvýšené dávce	35
Tabulka 4.4: Naměřená spotřeba paliva při snížené dávce	36
Tabulka 4.5: Naměřená spotřeba paliva při předvstříku 20 stupňů před horní úvratí	36
Tabulka 4.6: Naměřená spotřeba paliva při zvýšeném otevíracím tlaku vstřikovačů.	37
Tabulka 4.7: Měrná spotřeba u samotného traktoru.....	37
Tabulka 4.8: Naměřená spotřeba paliva při výchozím nastavení pal. soustavy.....	38
Tabulka 4.9: Naměřená spotřeba paliva při zvýšené dávce	39
Tabulka 4.10: Naměřená spotřeba paliva při snížené dávce	39
Tabulka 4.11: Naměřená spotřeba paliva při předvstříku 20 stupňů před horní úvratí	40
Tabulka 4.12: Naměřená spotřeba paliva při zvýšeném otevíracím tlaku vstřikovačů	40
Tabulka 4.13: Měrná spotřeba u jízdní soupravy	40
Tabulka 4.14: Naměřené hodnoty kouřivosti.....	42