

**Česká zemědělská univerzita v Praze**

**Technická fakulta**

**Katedra jakosti a spolehlivosti strojů**



## **Diplomová práce**

**Vliv technického stavu vznětového motoru traktoru na  
jeho provozní parametry**

**Bc. Petr Musil**

**© 2023 ČZU v Praze**

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Petr Musil

Zemědělská technika

Název práce

**Vliv technického stavu vznětového motoru traktoru na jeho provozní parametry**

Název anglicky

**Effect of technical condition of tractor engine on its operational parameters**

---

## Cíle práce

Cílem diplomové práce je na základě studia odborné literatury shrnout informace týkající se problematiky konstrukce vznětového spalovacího motoru a jeho vybraných provozních parametrů. Cílem praktické části práce je experimentálně ověřit vliv technického stavu vybraných součástí traktorového motoru na jeho vybrané provozní parametry.

## Metodika

Rozbor literatury bude řešen formou rešerše dostupných studijních materiálů v oblasti spalovacích motorů a údržby. Praktická část bude řešena formou simulace poruch motoru a následného měření jeho vybraných provozních parametrů.

Osnova:

- 1) Úvod
- 2) Rozbor současného stavu (popis vznětového spalovacího motoru a jeho diagnostického systému, popis a měření vybraných provozních parametrů a možnost jejich ovlivnění se zaměřením na technický stav)
- 3) Cíl práce
- 4) Metodika
- 5) Výsledky (Experimentálně ověřit vliv technického stavu vybraných součástí motoru, ovlivňující především účinnost motoru na výsledné provozní parametry traktoru)
- 6) Závěr

## Doporučený rozsah práce

50-60 stran

## Klíčová slova

Spalovací motor, účinnost motoru, technický stav, spotřeba paliva, provozní parametry

---

## Doporučené zdroje informací

BAUER, František. *Traktory*. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.

ČÚPERA, Jiří; ŠTĚRBA, Pavel. *Automobily. (7), Diagnostika motorových vozidel I*. Brno: Avid, s.r.o., 2013. ISBN 978-80-87143-28-5.

HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York ; Chicago ; San Francisco ; Athens ; London ; Madrid ; Mexico City ; Milan ; New Delhi ; Singapore ; Sydney ; Toronto: McGraw-Hill Education, 2018. ISBN 978-1-260-11610-6.

Odborná periodika (databáze Scopus, Web of Science, ScienceDirect apod..)

POŠTA, Josef; DVOŘÁK, Milan; VESELÝ, Petr. *Degradace strojních součástí : monografie*. Praha: Česká zemědělská univerzita, Technická fakulta, 2002. ISBN 80-213-0967-9.

Předpisy, normy, firemní literatura

ŠTĚRBA, Pavel; ČÚPERA, Jiří; POLCAR, Adam. *Automobily. (8), Diagnostika motorových vozidel II*. Brno: Avid, s.r.o., 2011. ISBN 978-80-87143-19-3.

VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel : výkon vozidla, brzděné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.

---

## Předběžný termín obhajoby

2023/2024 LS – TF

## Vedoucí práce

Ing. Jakub Čedík, Ph.D.

## Garantující pracoviště

Katedra jakosti a spolehlivosti strojů

---

Elektronicky schváleno dne 28. 1. 2022

**doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.**

Vedoucí katedry

---

Elektronicky schváleno dne 23. 2. 2022

**doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.**

Děkan

V Praze dne 31. 03. 2024

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že svou diplomovou práci "Vliv technického stavu vznětového motoru traktoru na jeho provozní parametry" jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 31.3.2024

---

## **Poděkování**

Rád bych tímto prostřednictvím poděkoval panu Ing. Jakobovi Čedíkovi, Ph.D. za odborné vedení práce, cenné rady a pomoc při zpracování této diplomové práce. Dále bych rád zmínil poděkování svojí rodině za umožnění a podporu při studiu.

# **Vliv technického stavu vznětového motoru traktoru na jeho provozní parametry**

## **Abstrakt**

Cílem diplomové práce je na základě studia odborné literatury shrnout informace týkající se problematiky konstrukce vznětového spalovacího motoru a jeho vybraných provozních parametrů. Rozbor literatury bude řešen formou rešerše dostupných studijních materiálů v oblasti spalovacích motorů a údržby. Praktická část bude řešena formou simulace poruch motoru a následného měření jeho vybraných provozních parametrů. Cílem praktické části práce je experimentálně ověřit vliv technického stavu vybraných součástí traktorového motoru na jeho vybrané provozní parametry.

**Klíčová slova:** spalovací motor, účinnost motoru, technický stav, spotřeba paliva, provozní parametry

# **Effect of technical condition of tractor engine on its operational parameters**

## **Abstract**

The aim of the thesis is to summarize information concerning the design of a diesel internal combustion engine and its selected operating parameters based on the study of the literature. The literature analysis will be carried out in the form of a search of available study materials in the field of internal combustion engines and maintenance. The practical part will be solved in the form of simulation of engine failures and subsequent measurement of its selected operating parameters. The aim of the practical part of the thesis is to experimentally verify the influence of the technical condition of selected tractor engine components on its selected operating parameters.

**Keywords:** Internal combustion engine, engine efficiency, technical condition, fuel consumption, operating parameters

# Obsah

<b>1 Úvod.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Rozbor současného stavu.....</b>	<b>2</b>
2.1 Historie, definice a popis vznětového spalovacího motoru .....	2
2.2 Popis fází čtyřdobého vznětového motoru .....	3
2.3 Základní požadavky, výhody a nevýhody vznětových motorů.....	4
2.3.1 Výhody vznětových motorů.....	4
2.3.2 Nevýhody vznětových motorů.....	5
2.4 Tepelná bilance a účinnosti vznětového motoru .....	6
2.4.1 Tepelná bilance .....	6
2.4.2 Účinnosti .....	7
2.5 Tvorba směsi .....	10
2.6 Palivové ústrojí vznětového motoru.....	11
2.6.1 Řadová vstříkovací čerpadla .....	12
2.6.2 Rotační čerpadla .....	15
2.6.3 Samostatná jednoválcová vstříkovací čerpadla .....	16
2.6.4 Vstříkovací systém s tlakovým zásobníkem Common Rail .....	17
2.6.5 Vstříkovače .....	20
2.6.6 Trysky .....	24
2.6.7 Porovnání vstříkování .....	25
2.7 Nasávání vzduchu .....	26
2.7.1 Čištění vzduchu.....	26
2.8 Přepřehování .....	27
2.9 Chladicí soustava .....	28
2.10 Emise vznětových motorů.....	28
2.10.1 Technické řešení ke snížení emisí pro vznětové motory .....	31
2.10.1.1 Recirkulace výfukových plynů.....	31
2.10.1.2 Filtr pevných částic.....	32
2.10.1.3 Oxidační katalyzátor.....	32
2.10.1.4 Selektivní katalýza SCR.....	33
2.11 Popis diagnostického systému traktoru .....	33
<b>3 Cíl práce .....</b>	<b>35</b>
<b>4 Metodika .....</b>	<b>36</b>
4.1 Popis simulace poruch motoru .....	36
4.2 Popis měřeného traktoru .....	37
4.3 Popis měření točivého momentu a výkonu motoru.....	38

4.3.1	Popis dynamometru.....	39
4.3.2	Popis charakteristik spalovacích motorů.....	40
4.4	Popis měření kouřivosti motoru .....	42
4.5	Popis měření emisí motoru.....	44
4.6	Popis vážení paliva .....	45
<b>5</b>	<b>Výsledky .....</b>	<b>47</b>
5.1	Výsledky výkonových parametrů.....	47
5.2	Výsledky produkci emisí.....	52
5.3	Výsledky kouřivosti .....	54
5.4	Výsledky spotřeby paliva .....	55
<b>6</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>58</b>
<b>7</b>	<b>Seznam použitých zdrojů.....</b>	<b>59</b>
<b>8</b>	<b>Seznam použitých obrázků.....</b>	<b>63</b>
<b>9</b>	<b>Seznam použitých tabulek .....</b>	<b>64</b>
<b>10</b>	<b>Seznam použitých grafů.....</b>	<b>65</b>



## Nomenklatura

### Veličiny

$\eta_{ch}$	chemická účinnost, (-)
$Q_{ps}$	teplo, přivedené do oběhu, ( $J \cdot kg^{-1}$ )
$Q_p$	energie, přivedená v palivu, ( $J \cdot kg^{-1}$ )
$\eta_t$	tepelná účinnost, (-)
$Q_t$	teplo, spotřebované na práci, ( $J \cdot kg^{-1}$ )
$\eta_p$	stupeň plnosti diagramu, (-)
$Q_i$	teplo, spotřebované na indukovanou práci, ( $J \cdot kg^{-1}$ )
$Q_t$	teplo, spotřebované k teoretické práci, ( $J \cdot kg^{-1}$ )
$\eta_i$	indukovaná účinnost, (-)
$\eta_{ch}$	chemická účinnost, (-)
$\eta_t$	tepelná účinnost, (-)
$P_i$	indukovaný výkon, (W)
$A_i$	indukovaná práce, (J)
$t$	čas, (s)
$V_z$	zdvihový objem, ( $cm^3$ )
$p_{stř}$	tlak ve válci, (kPa)
$d$	průměr válce, (kPa)
$z$	zdvih pístu, (m)
$i_v$	počet válců
$P_e$	efektivní výkon, (W)
$M_t$	točivý moment, (Nm)
$\omega$	úhlová rychlost, ( $ot \cdot min^{-1}$ )
$n$	počet otáček
$m_{pe}$	měrná spotřeba paliva, ( $g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$ )
$m_{ph}$	hodinová spotřeba paliva, ( $kg \cdot h^{-1}$ )
$\eta_m$	mechanická účinnost, (-)
$\eta_e$	celková účinnost, (-)

$V_s$	objem reálného nasátého vzduchu, (cm <sup>3</sup> )
$V_t$	objem teoreticky nasátého vzduchu, (cm <sup>3</sup> )
$\eta_o$	objemová a plnicí účinnost, (-)
$\rho$	hustota, (kg)
$T$	teplota, (°C)
$m$	hmotnost, (kg)

# 1 Úvod

V posledních desetiletích se technický vývoj v oblasti zemědělství neustále ubírá směrem k vyšší efektivitě, spolehlivosti a udržitelnosti. Jedním z klíčových prvků, který má zásadní vliv na dosažení těchto cílů, je vznětový motor traktoru. Tento motor, často považovaný za srdce traktoru, hraje zásadní roli v celkové provozní efektivitě stroje. Jeho technický stav je proto předmětem neustálého zájmu vědců, inženýrů a uživatelů v zemědělském sektoru. Cílem této práce je prozkoumat, jak technický stav vznětového motoru ovlivňuje provozní parametry traktoru, jako jsou spotřeba paliva, výkon, emise a celková spolehlivost.

Ve světle současného tlaku na zemědělské výrobce, aby snižovali emise a zvyšovali produktivitu, se znalost vlivu technického stavu motoru na provozní parametry jeví jako klíčová pro informované rozhodování ohledně údržby, oprav a obměny strojů. Tato práce začne přehledem současných vznětových motorů v traktorech, včetně jejich výhod a nevýhod. Následně se zaměří na metodologie měření a hodnocení technického stavu těchto motorů a jak tento stav ovlivňuje klíčové provozní parametry.

Praktická část bude zahrnovat analýzu dat získaných z laboratorních testů, kde byl sledován traktor s různým technickým stavem motorů. Tato data poskytnou důležitý přehled o tom, jak údržba, stáří a případné opotřebení motoru ovlivňují efektivitu traktoru v reálných pracovních podmínkách.

Práce také zahrne polemiku o možných strategiích pro zlepšení a optimalizaci provozních parametrů traktorů prostřednictvím lepší údržby motorů, použití moderních technologií a také prostřednictvím inteligentních systémů řízení motoru.

Závěr práce shrne klíčové nálezy a doporučení pro zemědělce a servisní techniky, jak zlepšit a udržovat optimální provozní parametry traktorů, což přispěje k vyšší efektivitě, nižším provozním nákladům a lepší udržitelnosti zemědělské výroby v budoucnu.

## 2 Rozbor současného stavu

Vznětové spalovací motory za posledních sto let prodělaly mnoho úprav, zlepšení a jiných konstrukčních zásahů za účelem přizpůsobení se novým nárokům kladených společností. Současné standardy kladou vysoký důraz na omezení škodlivých dopadů, které má fungování motorů na přírodu. Inovace motorů pro traktory jsou v mnoha případech inspirovány pokroky, které byly dosaženy v oblasti automobilových motorů. Různá vývojová řešení konstrukce traktorových motorů, jsou z velké části odvozena od vývoje motorů automobilových. Výrobci vznětových motorů konstruují motory robustní a vysoce výkonné, které často bývají unifikovány pro celé modelové řady. Trendy v oblasti konstrukce jsou zaměřeny na co největší využití potenciálu účinnosti motoru s ohledem na co nejmenší spotřebu paliva a tím i menší produkci oxidu uhličitého. To se týká především vstříkovacího systému a snížením odporu ostatních komponent vč. oleje. Cílem těchto vývojových trendů je snížení spotřeby paliva, ztrátových výkonů, tepelných namáhání, opotřebení, emisí, údržeb atd (HROMÁDKO, a další, 2011).

### 2.1 Historie, definice a popis vznětového spalovacího motoru

V této kapitole bude rozebrán pouze čtyřdobý vznětový motor, vzhledem k jeho výhradnímu zastoupení u traktorů. Definice ho charakterizuje jako tepelný stroj, jehož mechanická energie je získána termochemickými procesy při spalování paliva. Následkem toho se zvýší tlak ve válci, který dále působí na píst a při expanzi vykonává užitečnou práci. Jedná se o pístové motory s vnitřním spalováním, u nichž je energie přenášena přes píst na ojnici a na klikovou hřídel.

Jeho historie spadá na konec devatenáctého století, kdy byl svým vynálezcem, Rudolfem Dieselem uveden do sériové výroby. Netrvalo dlouho a dieselový motor se stal konkurencí parním strojům. Zprvu měly tyto motory velmi robustní konstrukci a nebyly vhodné do dopravních prostředků, využívaly se především jako motory do lodí. Až do roku 1920 nebyly dieselové motory prakticky využívány jinak než na pohon lodní a vlakové dopravy. Největším konstrukčním problémem bylo vstříkování, které do této doby bylo řešeno pomocí zásobníku natlakovaného vzduchu. Prosper L'Orange, který se od roku 1908 věnoval výzkumu a vývoji, hrál klíčovou roli v adaptaci dieselového motoru pro použití v automobilovém sektoru, zejména ve vývoji jeho vstříkovacího systému. L'Orange stál za

vývojem kompaktního dieselového motoru s vysokými otáčkami, který se stal ideální pohonnou jednotkou pro vozidla. Jeho inovace zahrnovaly vývoj palivového systému s předkomůrkou, trychtýřové předkomůrky a variabilního vstřikovacího čerpadla, což byly zásadní kroky ve vývoji dieselových motorů pro jejich aplikaci v automobilovém průmyslu. Tyto průlomové vynálezy přispěly k rozvoji spalovacích motorů, což mělo za následek průmyslovou revoluci a období ekonomické expanze (HROMÁDKO, a další, 2011), (MACEK, 2007).

## 2.2 Popis fází čtyřdobého vznětového motoru

Pracovní cyklus (viz. obr. 1) čtyřdobého motoru se dělí dle (BAUER, a další, 2013) na čtyři části:

- Sání,
- komprese,
- expanze,
- výfuk.

Pracovní fáze cyklu probíhá nad pístem ve válci a k jeho dopravě se využívá sací a výfukový ventil.

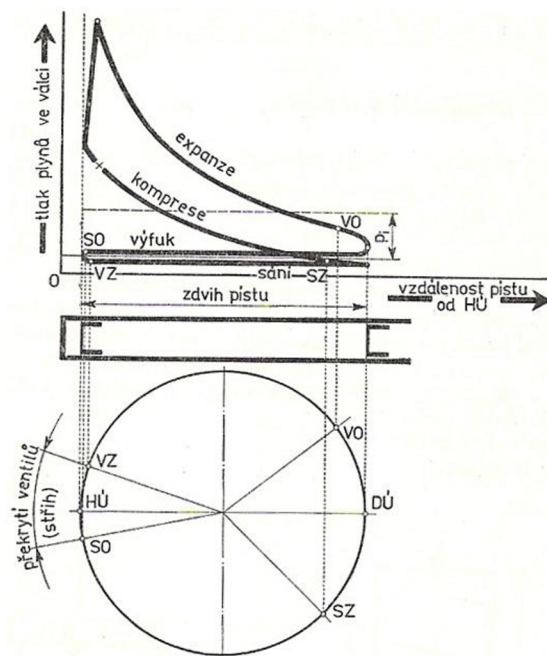
**Sání** je první doba, kde se píst posouvá směrem do dolní úvrati. Díky tomu vzniká nad pístem podtlak, který umožní nasátí vzduchu do prostoru nad pístem. Při začátku druhé doby je sací ventil uzavřen a píst je v dolní úvrati. Pro dokonalejší naplnění válce se ventily časují tak, aby se uzavírali těsně po pohybu z dolní úvrati a dojde tak k většímu naplnění válce.

**Komprese** představuje pohyb pístu z dolní do horní úvrati. Díky tomu se vzduch stlačuje a krátce před dosažením horní úvrati se začne vstřikovat palivo. Tento děj se nazývá předvstřík a umožňuje, aby palivo mělo čas se rozhořet a průběh tlaku byl efektivněji rozložen.

**Expanze** nastává, když píst dosáhne horní úvrati a vlivem kompresního tepla nastane samovznícení směsi. Zvýší se tlak i teplota a těsně za horní úvrati, kdy je tlak největší, dochází k přesouvání pístu do dolní úvrati, přeměně translačního pohybu na rotační – roztáčení klikové hřídele a konání užitečné práce.

**Výfuk** je poslední čtvrtá doba, ve které píst směřuje opět k horní úvrati. Otevření výfukového ventilu je ještě před dosažením dolní úvrati, aby došlo k rychlejšímu rozprouzení spalin a tím i dokonalejšímu vyprázdnění pracovního prostoru. Uzavření

výfukového ventilu je opět těsně za překročením horní úvratě z důvodu lepšího využití energie proudících spalin ve výfuku a tím lepšího vyčištění prostoru (JOHNSON, a další, 2022).



Obr. č. 1: Pracovní cyklus čtyřdobého motoru (HROMÁDKO, a další, 2011)

## 2.3 Základní požadavky, výhody a nevýhody vznětových motorů

Legislativními požadavky na traktorový motor v dnešní době jsou především nízké emise, hluk a bezpečnost. Požadavky výrobců zohledňují nenáročnost výroby, výrobní náklady, zisk, kvalitu atd. Zákaznické požadavky jsou: nízká spotřeba paliva, cena, dlouhá životnost, vysoký výkon, spolehlivost a nízké náklady na údržbu (BAUER, a další, 2013).

### 2.3.1 Výhody vznětových motorů

- **Vyšší účinnost v porovnání se zážehovými motory**

Vysoká účinnost je důsledkem vysoké účinnosti jednotlivých pracovních oběhů, vysoké účinnosti chemické a mechanické. Oproti zážehovým motorům má vznětový vyšší kompresní poměr. Čtyřdobé motory vznětové dosahují celkové účinnosti v rozmezí 35-45 %. Přepřňované motory mají lepší účinnost (HROMÁDKO, a další, 2011).

- **Rozměry a hmotnosti**

Pístové spalovací motory jsou poměrně jednoduché s malými rozměry a hmotnostmi. Za dobu jejich vývoje se jejich rozměry i hmotnosti zmenšují. Je nutno brát v potaz také rozměry a konstrukční náročnost zásobníků energie (HROMÁDKO, a další, 2011).

- **Používání paliva s velkým energetickým obsahem**

Nafta používaná jako palivo má malý objem a hmotnost při velkém energetickém obsahu. To umožňuje velký jízdní dosah a menší rozměry zásobníků energie (HROMÁDKO, a další, 2011).

- **Variabilita motorů pro různá paliva**

Většinu pístových vznětových motorů lze upravit tak, aby je bylo možno využít na více druhů paliva. Např.: MEŘO, zemní plyn nebo vodík (HROMÁDKO, a další, 2011).

### 2.3.2 Nevýhody vznětových motorů

- **Spouštění motorů jiným zdrojem energie**

Vzhledem k fázím čtyřdobého motoru je nutné ho spouštět pomocí startérů. Mimo to musí být také plně nezatížen, a tak je zde nutnost obsahu dalších převodových prvků (HROMÁDKO, a další, 2011).

- **Průběh točivého momentu a malá přetížitelnost**

Při růstu zatížení dochází k poklesu otáčet a k nárůstu přiváděného paliva. Následný nárůst točivého momentu u klesajících otáček je malý a je nutné zvolit jiný převod. U soudobých přeplňovaných vznětových motorů dosahuje hodnota převýšení točivého momentu okolo 50 % (HROMÁDKO, a další, 2011).

- **Negativní vlivy na životní prostředí**

Hluk, který je způsoben spalováním, sáním a výfukem. Dále je ovlivněn mechanickými pohyby součástí.

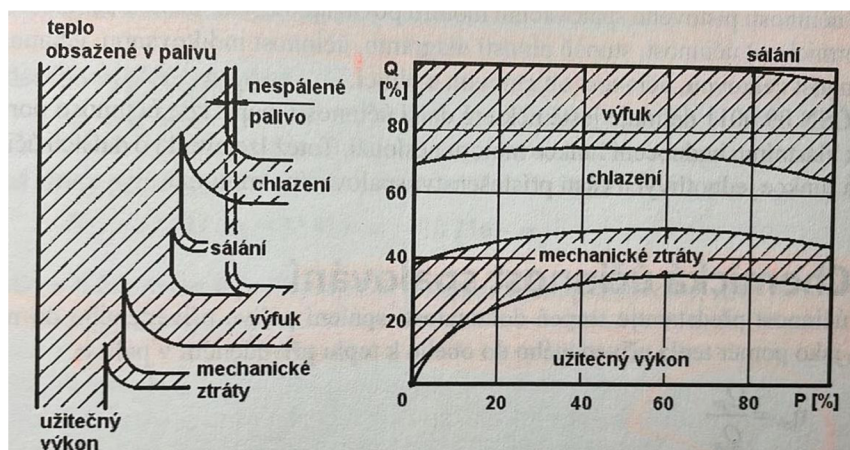
Vibrace, které jsou způsobeny v důsledku obtížného vyvažování posuvného pohybu pístu.

Exhalace, především: CO<sub>2</sub>, CO, HC, NO<sub>x</sub>, PM (BAUER, a další, 2013), (HEYWOOD, 2018).

## 2.4 Tepelná bilance a účinnosti vznětového motoru

### 2.4.1 Tepelná bilance

Spalovací motory v traktorech pracují na principu zákona zachování energie, tedy že energii nelze vyrobit, pouze přeměnit z jedné formy na jinou. Konkrétně přeměnou tepelné energie termochemickými procesy na energii mechanickou. Při spalování paliva v motoru vzniká 100 % energie, kterou je možno využívat ve formě výkonu. Avšak zdaleka ne s takovou účinností. Část energie je odvedeno chlazením, část výfukem. Ve zjednodušené formě lze konstatovat, že přibližně 30 % odchází ve výfuku, 30 % v chlazení a 10 % mechanické ztráty a 30 % zůstává pro praktické využití (Crolla, 2009), viz. obr. 2.



Obr. 2 – Schéma tepelné bilance u spalovacího motoru (HROMÁDKO, a další, 2011)

Účinnost diesellových motorů se obvykle pohybuje mezi 34 % a 44 %. Avšak praktická hodnota účinnosti, která se používá například při výběru příslušenství, je podstatně nižší. Energie generovaná v motoru je přeměňována na mechanickou práci pomocí různých mechanismů, přičemž dojde ke ztrátě části této energie (MOITZI, a další, 2013). Místo pojmu "energie" se tak častěji používá termín "práce" nebo "výkon", což odkazuje na proces přeměny nebo přenosu energie (JANDORA, 2000). Aktuální trendy v zemědělské technice zdůrazňují snahu o snižování celkové spotřeby energie s důrazem na ekologii a ekonomický dopad (SUNUSI, a další, 2020). Většina traktorů, které jsou hlavním zdrojem energie při obdělávání půdy, jsou vybaveny pneumatikami a jsou primárně určeny pro kombinaci s taženými, nosnými nebo nesenými stroji pro výkonové činnosti, ať už se jedná o tahový výkon nebo výkon na vývodovém hřídeli. Pro určení ztrát ve převodovém ústrojí nebo u jiných stálých spotřebičů se využívají měření na hlavním vývodovém hřídeli. Rozdíl mezi



efektivním výkonem a výkonem změřeným na vývodovém hřídeli nám dává požadovanou hodnotu ztrát. Do ztrát výkonu traktoru, kromě ztrát v motoru, patří výkon potřebný pro pohon elektrických, hydraulických a pneumatických spotřebičů, ztracený výkon v převodovém ústrojí, ztráty mezi hnacími koly traktoru a podložkou, a vnitřní výkonové ztráty kol (GREČENKO, 1994), (MUSIL, 2021).

## 2.4.2 Účinnosti

### Chemická účinnost

Tato účinnost představuje stupeň dokonalosti spáleného paliva přivedeného do motoru. Definována je jako poměr tepla přivedeného do oběhu k teple přivedenému v palivu.

$$\eta_{ch} = \frac{q_{ps}}{q_p} \quad (1)$$

, kde:  $q_{ps}$  – teplo, přivedené do oběhu;  $q_p$  – energie, přivedená v palivu

Na jeho velikost mají vliv: velikost součinitele přebytku vzduchu, tvar kompresního prostoru, teplota spalování, rozprášení paliva atd (HROMÁDKO, a další, 2011).

### Tepelná účinnost

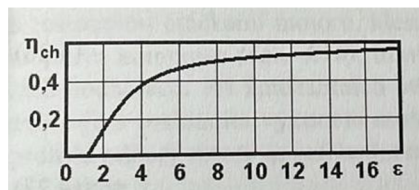
Tepelnou účinnost zobrazuje obr. 3. Je určena jako poměr tepla spotřebovaného na práci teoretického oběhu k teple přivedenému do oběhu. Jeho vztah je dán tvarem:

$$\eta_t = \frac{q_t}{q_p} \quad (2)$$

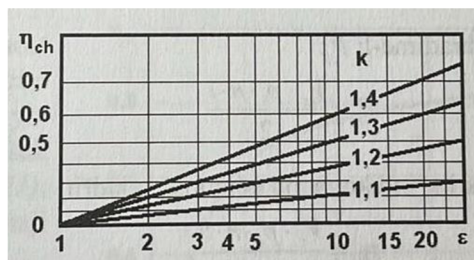
, kde  $q_t$  – teplo, spotřebované na práci;  $q_p$  – energie, přivedená v palivu

Na základě Obr. 2 a 3 lze určit, že:

1. Tepelná účinnost roste s rostoucím stupněm komprese.
2. Tepelná účinnost roste s rostoucím poměrem měrných tepel (HROMÁDKO, a další, 2011).



Obr. 3 – Závislost účinnosti tepelné na stupni komprese (HROMÁDKO, a další, 2011)



Obr. 4 – Závislost účinnosti tepelné na poměru měrných tepel a kompresním stupni  
(HROMÁDKO, a další, 2011)

Vznětové motory pracují ve skutečnosti podle smíšeného pracovního oběhu s dvojnásobnou hodnotou kompresního poměru oproti motorům zážehovým. A díky tomu je tepelná účinnost vznětových motorů vyšší (VLK, 2003).

### Stupeň plnosti diagramu

Je vyjádřen jako poměr tepla spotřebovaného na indikovanou práci k teple spotřebovanému na práci teoretického oběhu.

$$\eta_p = \frac{q_i}{q_t} \quad (3)$$

, kde  $q_i$  – teplo, spotřebované na indikovanou práci;  $q_t$  – teplo, spotřebované k teoretické práci

### Indikovaná účinnost, výkon

Indikovaná účinnost představuje součin výše uvedených účinností: chemické, tepelné, a stupně plnosti diagramu.

$$\eta_i = \eta_{ch} * \eta_t * \eta_p \quad (4)$$

, kde  $\eta_{ch}$  - chemická účinnost;  $\eta_t$  – tepelná účinnost;  $\eta_p$  – stupeň plnosti diagramu

Podobně můžeme vyjádřit indikovaný výkon motoru:

$$P_i = \frac{A_i}{t} = \frac{V_z * p_{stř}}{t} = \frac{\pi * d^2}{4} * z * i_v * p_{stř} \quad (5)$$

, kde  $P_i$  - indikovaný výkon je teoretické bezztrátová veličina získaná pracovním oběhem spalovacího motoru uvnitř válce. Lze ji vyjádřit pomocí práce -  $A_i$  vykonané za čas -  $t$ ; součinem zdvihového objemu -  $V_z$  a rozdílu tlaku ve válci -  $p_{stř}$ .

### **Efektivní výkon, měrná spotřeba paliva**

Efektivní výkon motoru  $P_e$  se spočítá jako součin točivého momentu a úhlové rychlosti klikového hřídele:

$$P_e = \frac{M_t * \omega}{1000} = \frac{M_t * 2\pi n}{1000} = \frac{M_t * n}{9550} \quad (6)$$

, kde točivý moment -  $M_t$  se změří na motorových brzdách;  $\omega$  – úhlová rychlost;  $n$  – počet otáček (MUSIL, 2021). Z těchto údajů se pomocí hodinové spotřeby paliva vypočítá měrná spotřeba paliva:

$$m_{pe} = 1000 * \frac{M_{ph}}{P_e} \quad (7)$$

Průběh těchto veličin v závislosti na otáčkách při plné dodávce paliva znázorňuje vnější otáčková charakteristika (Grečenko, 1994).

### **Mechanická účinnost**

Hodnotu mechanické účinnosti udává poměr efektivního a indikovaného výkonu motoru:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (8)$$

, kde  $P_e$  – efektivní výkon;  $P_i$  – indikovaný výkon;  $\eta_m$  - hodnota ztrátového výkonu – pohybuje se v rozmezí 10-30 %  $P_i$ . Řadí se mezi ně ztráty vzniklé třecími odpory, prací k pohonu pomocných mechanismů (rozvody, čerpadla, chladicí a mazací soustava atd.).

### **Celková účinnost**

Celková (efektivní) účinnost motoru zahrnuje všechny ztráty. Určí se jako součin indikované a mechanické účinnosti.

$$\eta_e = \eta_i * \eta_m \quad (9)$$

, kde se tato hodnota efektivní účinnosti -  $\eta_e$  pohybuje od 0,25 u motorů zážehových do 0,4 u motorů vznětových. Je-li motor přeplňován, dosahuje hodnoty až 0,47.

### **Objemová a plnicí účinnost**

Tato účinnost není přímo zahrnuta v účinnosti celkové. Určuje reálné objemové množství nasátého vzduchu ku teoretickému nasátí, které je charakterizováno zdvihovým objemem válce.

$$\eta_o = \frac{V_s}{V_t} \quad (10)$$

, kde  $V_s$  – objem reálného nasátého vzduchu;  $V_t$  – objem teoreticky nasátého vzduchu (HROMÁDKO, a další, 2011)

## 2.5 Tvorba směsi

Tvorba směsi hraje důležitou roli pro každý spalovací motor. Ideálním stavem je, když se do spalovacího prostoru přivede ve správný okamžik, v požadovaném množství a formě, palivo společně se vzduchem, umožňujícím samovznícení a uvolnění potřebné energie. Množství směsi také slouží ke kvalitativní regulaci motoru. Dochází ke změně obsahu paliva ve směsi se vzduchem, jehož množství se nemění. Při kompresi se teplota v prostoru zvyšuje na (800–900 °C), palivo se odpaří a následně vytvořená směs stlačeného vzduchu se samovznítí. Palivo je vstřikováno ve formě mikro kapiček, tak aby došlo k co nejefektivnějšímu spálení. Směs ve válci není homogenní, protože se tvoří až ve válci, a proto nedochází k ideálnímu spálení. V části prostoru je nedostatek vzduchu a v části nedostatek paliva. Vnější vrstva směsi se spálí nejdříve, protože palivo může ihned reagovat s kyslíkem. Poté musí v prostoru zůstat další kyslík pro spálení i vnitřní vrstvy. Je-li toto uspořádání opačné, může docházet k nedokonalému hoření, detonacím, vyšším emisím a snižováním účinnosti. K dokonalému spálení 1 kg nafty je teoreticky nutné 14,3 – 14,5 kg vzduchu. Prodleva mezi vstříknutím a vznícením paliva je v rozmezí 0,002-0,005 s. Tato hodnota by měla být co nejnižší, aby nedocházelo k dynamickému namáhání klikové hřídele díky velkému přírůstku tlaku. Vyšší prodleva se projeví nižší indikovanou účinností. Jelikož okamžik vstříknutí paliva má nastávat těsně před horní úvratí pístu, je nutné zvýšit vstříkovací tlak, zařadit chladič a čistič paliva a vzduchu. Směs paliva má zásadní vliv na efektivní výkon motoru, spotřebu paliva, emise a hluk (BAUER, a další, 2013) (VLK, 2003). Průběh spalování ovlivňují dle Hromádka (2011) tyto činitele:

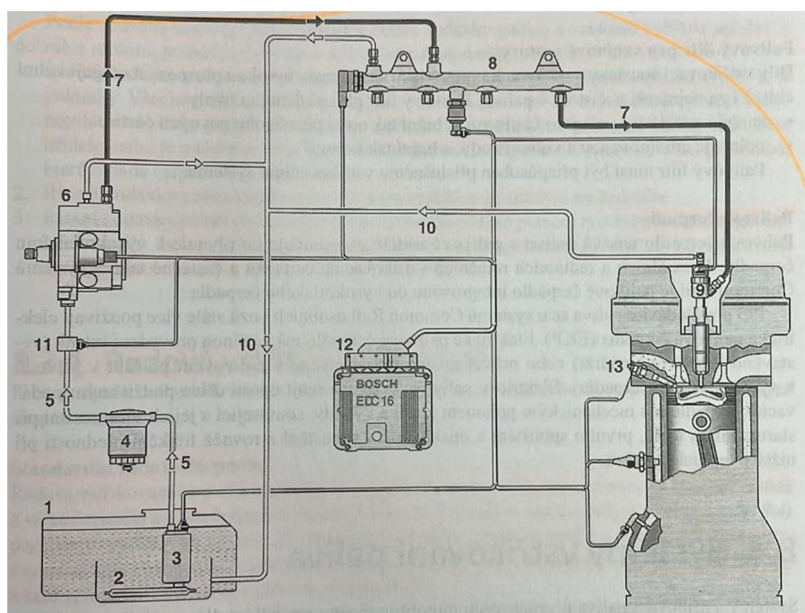
1. Doba vstříku a jeho průběh
2. Vstříkovací tlaky
3. Směr vstříku a počet paprsků
4. Přebytek vzduchu
5. Víření vzduchu

Současné vznětové motory u traktorů pracují výhradně s přímým vstříkem. Hlavním důvodem jsou nižší tepelné ztráty, celkově nižší spotřeba paliva a jednodušší konstrukce a následná demontáž/oprava hlavy motoru. Oproti tomu přímý vstřík klade důraz na

vstřikovací zařízení a kvalitu paliva. Kvůli rychlému nárůstu tlaku má také vyšší vibrace a hlučnost. Pro co nejdokonalejší směs paliva je důležité, aby palivo bylo vstřikováno při co největším tlaku a aby bylo rozprašeno více otvorovými tryskami na co nejmenší kapénkové spektrum (JOHNSON, a další, 2022).

## 2.6 Palivové ústrojí vznětového motoru

Palivová soustava na obr.5 zajišťuje dodávku přesného množství paliva k jednotlivým válcům v daném časovém sledu. Je stěžejní pro chod motoru a samotnou ekonomiku a kvalitu práce traktoru.



Obr. 5 – palivová soustava systému Common Rail (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – palivová nádrž, 2 – filtr, 3 – podávací čerpadlo, 4 – palivový filtr, 5 – nízkotlaká část palivového potrubí, 6 – čerpadlo, 7 – vysokotlaká část palivového potrubí, 8 – vysokotlaký zásobník „Rail“, 9 – vstřikovač, 10 – zpětné potrubí paliva, 11 – teplotní snímač, 12 – řídicí jednotka, 13 – žhavicí svíčka

**Palivová nádrž** slouží jako zásobník paliva. Jsou na ní kladeny nároky vůči korozi, těsnosti vůči přetlaku min. 0,03 MPa. Musí obsahovat pojistné ventily proti přetlaku. Není přípustné unikání paliva víkem nádrže a její tvar by měl být ve spodní části kónický, aby nedocházelo k nasávání vzduchu při jízdě v náklonu a malém objemu paliva v nádrži. Kvůli bezpečnosti musí být umístěna odděleně od motoru.

**Palivové potrubí** musí být chráněno proti teplu a proti dynamickým pohybům stroje. Musí být provedeno tak, aby v případě poruchy se nemohlo palivo shromažďovat a vznítit se. V dnešní době se již nemůže používat pro nízkotlakou dopravu paliva samospád.

**Palivové filtry** jsou důležitou částí soustavy, protože je kladen čím dál větší důraz na kvalitu paliva a jeho absolutní čistotu. Slouží především k filtraci od pevných částic a odlučování emulze a vody – brání tak korozi.

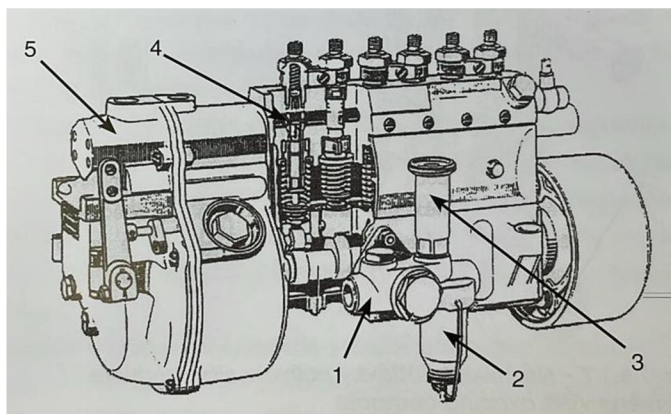
**Palivové čerpadla** nasávají palivo z nádrže a dopravují ho k vysokotlakému čerpadlu. U některých čerpadel je integrováno do vysokotlaké části čerpadla. Dělí se na mechanická podávací čerpadla a elektrická. Elektrická mají výhodu v tom, že se traktor lépe startuje za tepla i za studena a při opakovaném spouštění (BAUER, a další, 2013), (MACEK, 2007).

### **2.6.1 Řadová vstřikovací čerpadla**

Řadová vstřikovací čerpadla představují nejstarší model vstřikovacích čerpadel, které se používají u vznětových motorů (HROMÁDKO, a další, 2011).

#### **Standardní vstřikovací čerpadlo**

Z obr. 6 je evidentní, že řadová vstřikovací čerpadla mají pro každý jednotlivý válec motoru jeden element čerpadla, který je složen z pístu a válce. Pomocí vačkového hřídele se píst čerpadla pohybuje směrem nahoru a do původní polohy zpět se vrací působením pružiny. Elementy čerpadla jsou umístěné v řadě. Hodnota zdvihu pístu je konstantní. Řízení objemu dávky probíhá na základě regulační hřebenové tyče jejím pootočením. Je ovládána pomocí mechanického odstředivého regulátoru nebo elektromagneticky. Vstřikovací tlaky u řadových čerpadel dosahují až 135 MPa a dělí se na standardní a se zdvihovým šoupátkem (HROMÁDKO, a další, 2011).



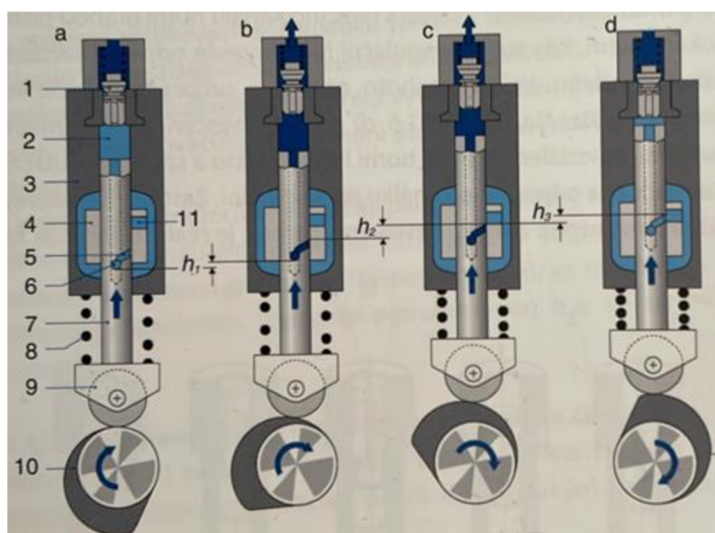
Obr. 6 – Řadové vstřikovací čerpadlo (BAUER, a další, 2013)

1 – dopravní čerpadlo, 2 – hrubý čistič, 3 – ruční čerpadlo, 4 – element vstřikovacího čerpadla, 5 – skříň regulátoru

### Vstřikovací čerpadlo se zdvihovými šoupátky

Liší se od standardního řadového vstřikovacího čerpadla zdvihovým šoupátkem, který je kluzně umístěný na pístu čerpadla a lze jím měnit úvodní zdvih (dráhu pístu) až k uzavření sacího otvoru (obr. 7). Počátek dodávky se mění pomocí ovládacího hřídele. Zdvih pístu se mění pootočením pístu stejně jako u standardních řadových čerpadel.

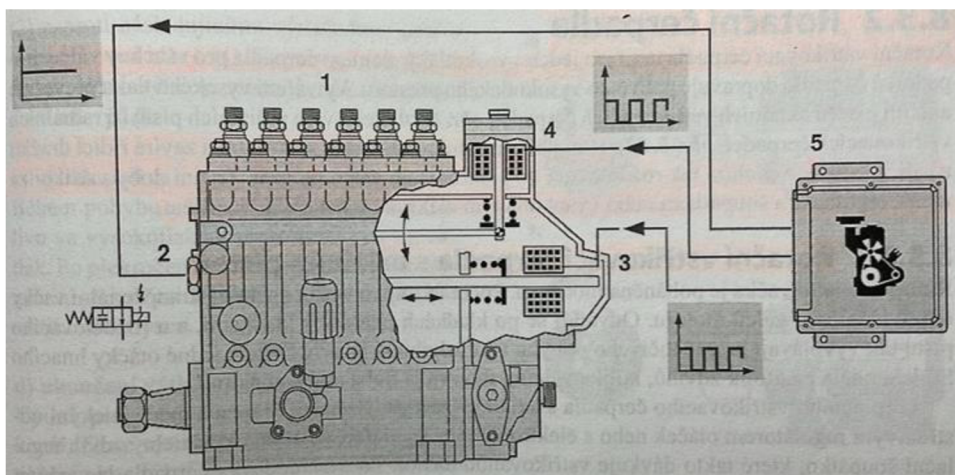
V porovnání s řadovými vstřikovacími čerpadly mají čerpadla se zdvihovými šoupátky další stupeň volnosti, tj. počátek vstřiku nezávislý na otáčkách motoru (BAUER, a další, 2013), (HROMÁDKO, a další, 2011).



Obr. 7 – Řadové vstřikovací čerpadlo se zdvihacími šoupátky (BAUER, a další, 2013)

1 – zpětný ventil, 2 – prostor nad pístem, 3 – válec, 4 – zdvihové šoupátko, 5 – řídicí hrana pístu, 6 – počátek dodávky, 7 – píst, 8 – pružina, 9 – kladička, 10 – vačka, 11 – sací kanál

Regulace řadových vstřikovacích čerpadel může být prováděna elektronicky pomocí elektromagnetu (obr. 8). Vstřikované množství paliva je stejně jako u čerpadel s mechanickým regulátorem dáno polohou regulační tyče a otáčkami. Elektromagnet představuje regulační tyč. U řadových čerpadel s se zdvihovými šoupátky lze taktéž měnit počátek dodávky paliva. Je-li elektromagnet bez proudu, tlačí pružina regulační tyč do polohy s nulovou dodávkou paliva, proto při vypnutí zapalování je přerušeno proudění k vypínacímu ventilu a k elektromagnetu regulační tyče, a uzavírá tak dodávku paliva. Při navýšení proudu se elektromagnet přesune do polohy, kde se proti působení tlaku pružiny posune o zvětšující se dráhu, odpovídající vyššímu množství vstřikovaného paliva. Daná charakteristika čerpadla je naprogramována v jednotce motoru na základě, které je řízeno předepsané množství pro předepsanou hodnotu regulační dráhy v závislosti na otáčkách motoru. Pro daný případ může být zadána charakteristika známá z mechanických regulátorů (MACEK, 2007).



Obr. 8 – Schéma elektronické regulace řadového čerpadla se zdvihovými šoupátky (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – čerpadlo, 2 – elektromagnet pro uzavírání ventilu, 3 – elektromagnet s regulační tyčí, 4 – elektromagnet regulace počátku dodávky, 5 – řídicí jednotka

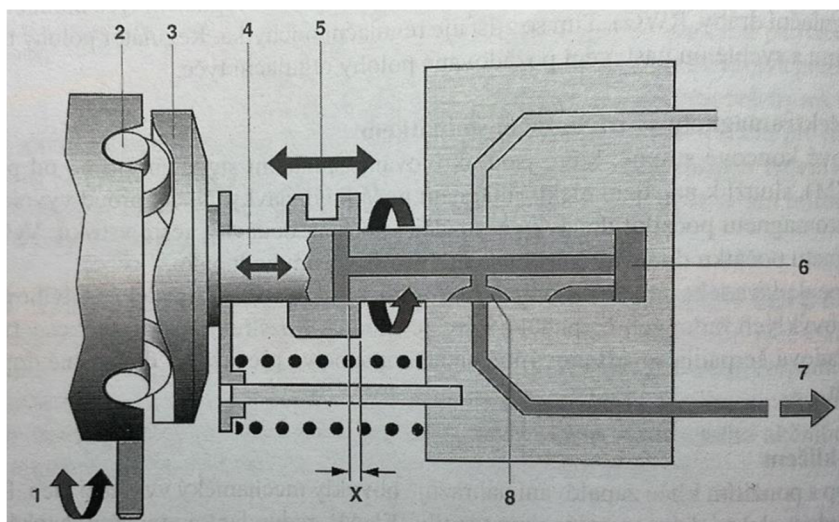


## 2.6.2 Rotační čerpadla

Rotační vstřikovací čerpadla mají pro všechny válce pouze jeden vysokotlaký element. Do vysokotlakého prostoru je palivo dodáváno pomocí lopatkového čerpadla. Vysokotlaká větev je tvořena pomocí axiálního pístu nebo více radiálních pístů. Centrální rozdělovací píst rotuje a otvírá a zavírá řídicí drážku a kanály. Dále přebírá rozdělování do jednotlivých válců v motoru. Doba trvání vstřiku lze měnit pomocí regulačního šoupátka nebo elektromagneticky (BAUER, a další, 2013).

### Rotační vstřikovací čerpadlo s axiálním pístem

Otáčející se axiální vačka je poháněna motorem (obr. 9). Kromě rotačního pohybu vytvářejí také zdvihový pohyb kvůli odvalování se po kladkách unašeče s kladkami. Během jedné otáčky počet zdvihů vačky odpovídá počtu válců motoru, kterým dodává palivo. U obou variant regulace (mechanické, elektromagnetické), určuje využitelný zdvih regulační šoupátko, které dává vstřikovanou dávku. Regulace počátku dodávky paliva se provádí pootočením unašeče s kladkami (MACEK, 2007).



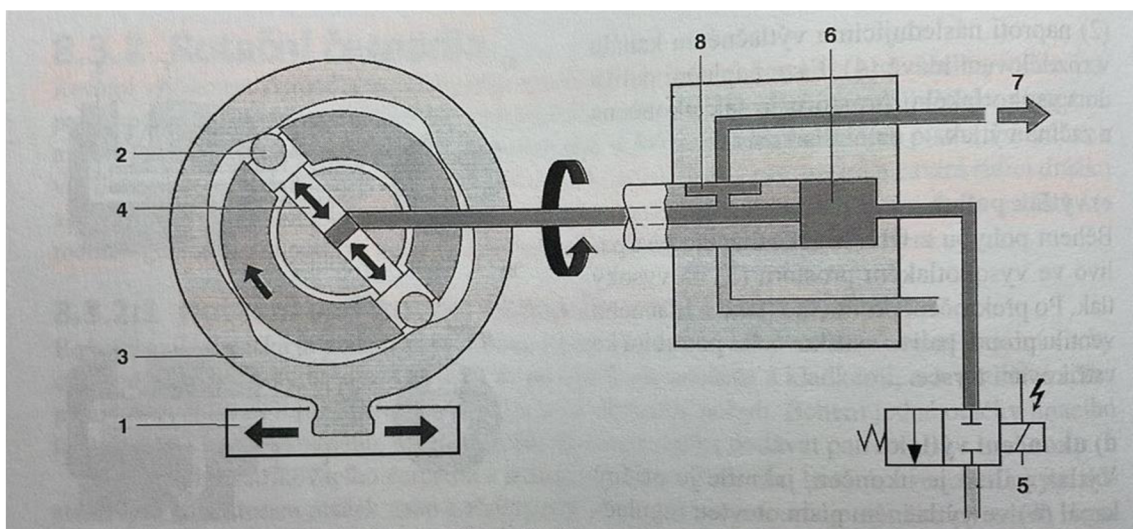
Obr. 9 – Princip činnosti čerpadla s axiálním pístem (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – přesuvník vstřiku, 2 – kladka, 3 – vačka, 4 – píst, 5 – šoupátko regulace, 6 – vysokotlaký prostor, 7 – přívod paliva k vstřikovací trysce, 8 – kanálek, x – využitelný zdvih

### Rotační vstřikovací čerpadla s radiálními písty

Namísto axiální vačky u čerpadla přebírá vytváření vysokého tlaku čerpadlo s radiálními písty a vačkovým prstencem (obr. 10). Čerpadlo tvoří vačkový prstenec, a dva

až čtyři radiální písty. Dosahují tlaků až 180 MPa a musí tak mít vyšší pevnost. Při otáčení rotoru s písty v prstenci, posouvají vačky písty proti sobě. Palivo je vytlačováno přes rozvaděč a dále přes vysokotlaké potrubí k jednotlivým vstřikovačům. Počátek vstřiku a doba trvání vstřiku je řízeno výhradně elektromagneticky. Při dávkování vstřikovaného množství elektromagnet přestaví počátek dávky pootočením vačkového kroužku pomocí přesuvníku. Řídící a regulační signály pro množství paliva ovládá řídicí jednotka motoru a čerpadla (BAUER, a další, 2013).



*Obr. 10 – Princip činnosti vstřikovacího rotačního čerpadla s radiálními písty  
(HROMÁDKO, a další, 2011)*

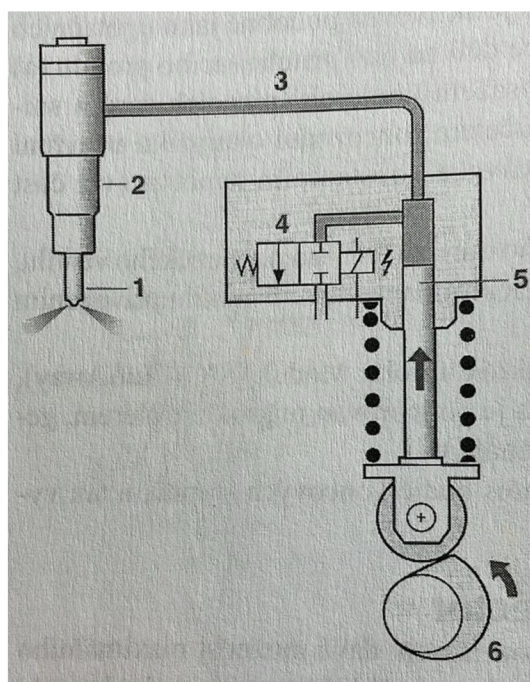
1 – dráha přesuvníku na unašeči, 2 – váleček, 3 – prstenec, 4 – píst, 5 – vysokotlaký elektromagnet, 6 – vysokotlaký prostor, 7 – přítok paliva k vstřikovačům, 8 - drážka

### 2.6.3 Samostatná jednoválcová vstřikovací čerpadla

Tzn. jednotka čerpadlo-tryska nebo Pumpedüse (systém PD). Tento systém je tvořen čerpadlem a tryskou, které tvoří jednu jednotku, umístěnou v hlavě motoru pro každý válec. Jednotka je řízena přes zdvihátko nebo přes vahadlo nepřímo od vačkového hřídele motoru (obr. 11). Tyto čerpadla dosahují vysokých vstřikovacích tlaků v porovnání s řadovými (až 220 MPa). Dávka je řízena pomocí elektromagnetického ventilu a vypočtena pomocí řídicí jednotky. Díky vysokým tlakům a elektronické regulaci s širokým polem charakteristik lze dosáhnout podstatného snížení škodlivých emisí vznětového motoru (BAUER, a další, 2013).

Sdružený vstřikovací systém, tzn. systém čerpadlo-vedení-tryska pracuje na identickém systému jako systém čerpadlo-tryska, tj. má jednu vstřikovací jednotku pro

každý válec motoru. Rozdíl spočívá v propojení jednotky vstřikovacího čerpadla s vysokotlakým potrubím. Vstřikovací čerpadlo je montováno na bloku motoru a poháněno vačkovou hřídelí rozvodu. Ovládání a regulace probíhá identicky, tj. pomocí elektromagnetického ventilu. Rovnoměrnost dávkování paliva se měří nepřímo teplotou spalin ve výfukových kanálech válců (MACEK, 2007).

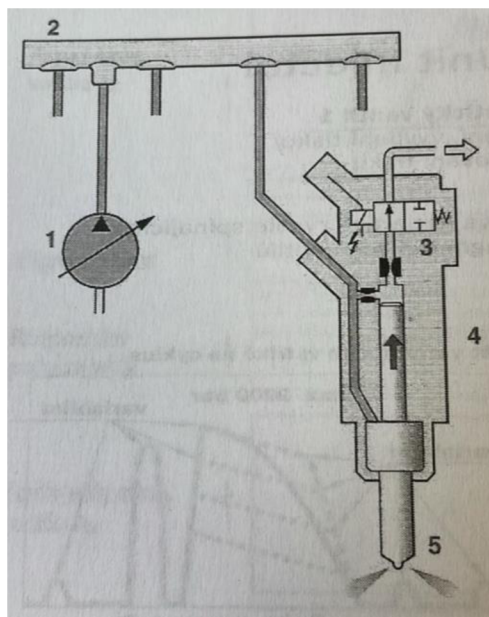


Obr. 11 – Princip vstřikovací jednotky čerpadlo-vedení-tryska (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – tryska, 2 – tělo vstřikovače, 3 – vysokotlaké vedení, 4 – elektromagnetický ventil, 5 – píst, 6 – vačka

#### 2.6.4 Vstřikovací systém s tlakovým zásobníkem Common Rail

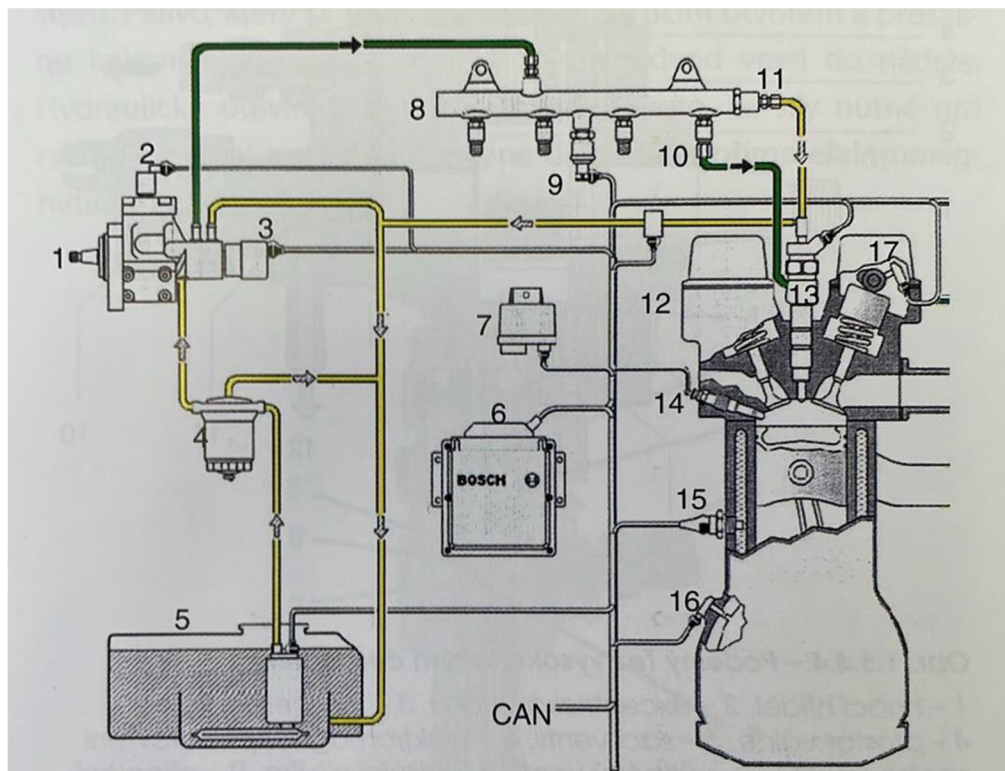
System Common Rail odděluje proces vstřikování paliva od generování tlaku, kde tlak vytváří vysokotlaké čerpadlo nezávislé na otáčkách motoru. Tlak potřebný pro vstřikování je udržován ve vysokotlakém zásobníku, známém jako rail (obr. 12). Množství vstřikovaného paliva je řízeno podle polohy potenciometru na pedálu plynu, zatímco vstřikovací tlak a čas jsou určeny řídicí jednotkou. Elektromagneticky ovládaný vstřikovač je přiřazen k jednotlivým válcům motoru, což umožňuje přesné dávkování paliva (BAUER, a další, 2013).



Obr. 12 – Princip vstřikovacího systému Common Rail (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – vysokotlaké čerpadlo, 2 – tlakový zásobník čerpadla Rail, 3 – elektromagnetický ventil, 4 – vstřikovač, 5 – tryska

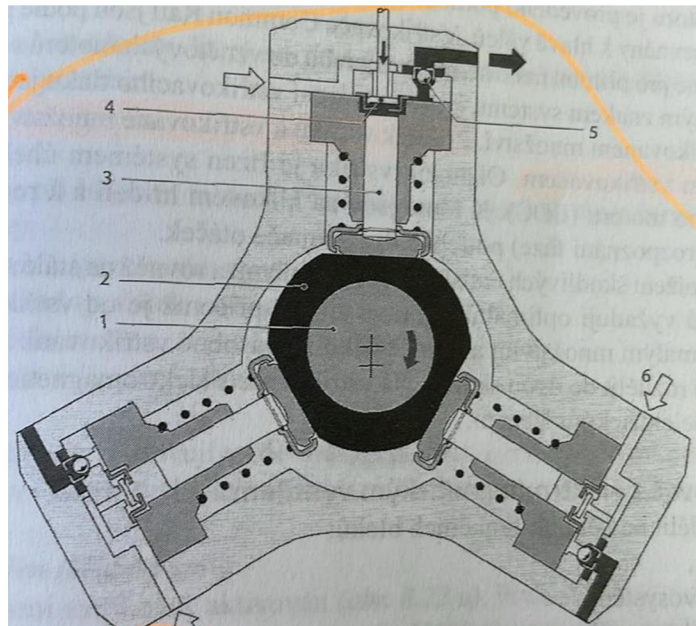
Common Rail nabízí větší flexibilitu pro vstřikování než vačkou poháněné systémy vstřikování. Lze je agregovat s traktory různých výkonových tříd. Dosahují vstřikovacích tlaků až 140 MPa. Velkou výhodou Common Railů je možnost variabilního přizpůsobení vstřikovacích tlaků, např: technickému stavu motoru. Dále možnost dělení dávky. Palivový systém se skládá z čerpadla (podávacího), palivového filtru, čerpadla (vysokotlakého), potrubí, tlakového akumulátoru, vstřikovačů a řídicí jednotky (MACEK, 2007).



Obr. 13 – Schéma činnosti vstříkovacího systému Common Rail (BAUER, a další, 2013)

1 – vysokotlaké čerpadlo, 2 – odpojovací ventil, 3 – regulační tlakový ventil, 4 – filtr paliva, 5 – nádrž, 6 – řídicí jednotka, 7 – napájení svíčky žhavení, 8 – Rail, 9 – snímač tlaku, 10 – omezovač průtoku, 11 – pojistný tlakový ventil, 12 – snímač teploty v palivu, 13 – vstříkovač, 14 – žhavicí svíčka, 15 – snímač teploty pro chladicí kapalinu, 16 – snímač otáček motoru, 17 – snímač otáček vačkového hřídele

Palivo je přiváděno do systému pomocí podávacího čerpadla a prochází filtrem, než vstoupí do vysokotlaké sekce. Toto čerpadlo, které je hnáno motorovým rozvodem, dopravuje palivo přes kuličkový ventil k regulátoru tlaku a od něj dále k tlakovým akumulátorům, ale nikoli přímo ke vstříkovačům. V tlakových akumulátorech se udržuje konstantní tlak paliva, což vyžaduje, aby čerpadlo bylo v nepřetržitém provozu. Nejběžnější typ čerpadla je radiální čerpadlo se třemi písty, které provádí stejný pohyb a je mazané přímo palivem. Čerpadlo obsahuje centrálně umístěnou hřídel a pohyb pístů je zajištěn vačkou umístěnou excentricky (obr. 14). Každý píst čerpadla je vybaven sacím ventilkem, který se otevírá v závislosti na rozdílu tlaku paliva nad a pod ventilkem (HROMÁDKO, a další, 2011).



Obr. 14 – Vysokotlaké radiální čerpadlo (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – centrální hřídel, 2 – výstředník, 3 – element čerpadla s pístem, 4 – sací ventil, 5 – výstupní ventil, 6 – přívod paliva

Když motor pracuje v režimu nízkých otáček a spotřeba paliva je malá, systém může snížit výkon radiálního čerpadla deaktivací jedné nebo dvou jeho částí. To se děje otevřením sacího ventilu za pomoci elektromagnetu, který poté zůstane otevřen i během fáze výtlaku, což vede k nižší energetické náročnosti čerpadla a k menšímu ohřevu paliva při jeho průchodu přes přepouštěcí ventil. Tlak paliva v Rail systému se upravuje a stabilizuje podle aktuální potřeby motoru pomocí regulačního ventilu. Rail slouží jako zásobník paliva přivedeného z vysokotlakého čerpadla a pomáhá vyrovnávat pulsace způsobené transportem a vstřikováním paliva. Pro vzájemnou komunikaci mezi řídicí jednotkou Common Rail a dalšími systémy vozidla se využívá digitální sběrnice CAN-Bus, která je také klíčovým faktorem pro provedení technických diagnostik (ČUPERA, a další, 2013), (BAUER, a další, 2013).

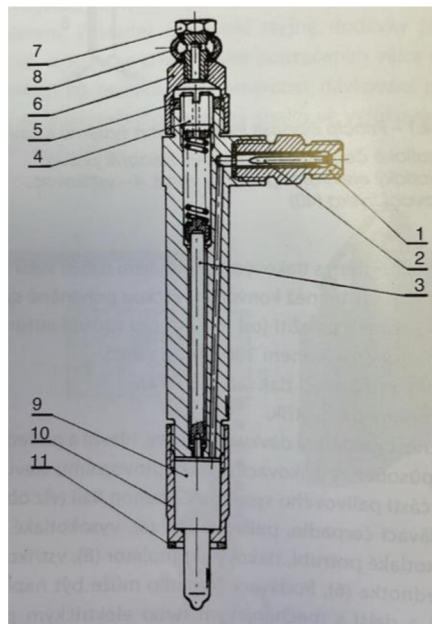
### 2.6.5 Vstřikovače

Vstřikovače představují poslední část palivové soustavy traktoru. Palivo je vedeno vysokotlakou větví čerpadlem do tělesa vstřikovače. Aby se zajistili stejné podmínky pro dopravu paliva k vstřikovačům, je žádoucí, aby délka vysokotlakých potrubí byla stejná.

Vstřikovače jsou umístěné v hlavě motoru a vstřikovací tryska ústí ze vstřikovače do spalovacího prostoru. Standardní vstřikovač je tvořen (obr. 15):

- Tělesem
- Pružinou
- Tlačným čepem
- Tryskou
- Přívodním kanálem
- Odpadem

Tryska slouží k rozprašování paliva ve spalovacím prostoru a je součástí vstřikovače. Vstřikovací tlak se nastavuje pomocí seřizovací šroubu (nebo pomocí výměnných podložek), který mění předpětí pružiny. Pružina je umístěná v tělese vstřikovače a přes čep tlačí jehlu trysky do sedla. Zpětná větev odvodu paliva proniká netěsností uložení trysky do prostoru pružiny. Těsnění vstřikovače v hlavě motoru zajišťuje podložka, která zajišťuje také tepelnou ochranu (BAUER, a další, 2013).



Obr. 15 – Vstřikovač (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – přípoj na vysokotlaké potrubí, 2 – čistič, 3 – tlačný čep, 4 – seřizovací šroub, 5 – pojistná matice, 6 – krycí matice, 7 – šroub, 8 – zpětné vedení, 9 – tryska, 10 – matice, 11 – těsnění

U vstřikovacího systému Common Rail se používají vstřikovače s elektromagnetickým ventilem a vstřikovače s piezoelektrickým členem. Okamžik vstřiku je řízen pomocí systému úhel a čas. K tomu slouží na klikovém a vačkovém hřídeli

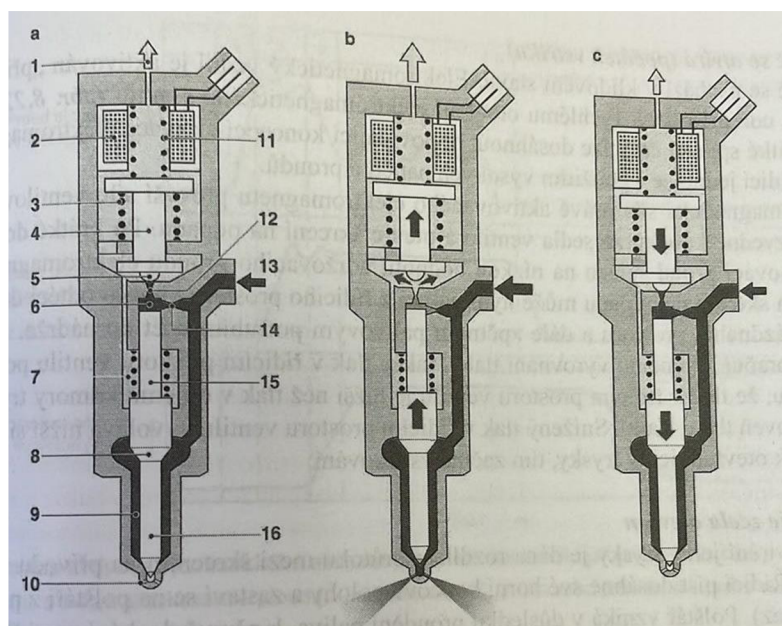
k rozpoznání válců dvě čidla otáček. Pro emisní požadavky na vznětové motory je od vstříkovačů vyžadován předvstřík a rovněž několikanásobné vstříkování s velmi malým množstvím a malým kapičkovým spektrem (PENG, a další, 2008).

### Vstříkovač s elektromagnetickým ventilem

Vstříkovač je tvořen otvorovou tryskou, hydraulickým servosystémem a elektromagnetickým ventilem. Způsob činnosti vstříkovače lze popsat čtyřmi fázemi:

1. Vstříkovač je uzavřen díky působení vysokého tlaku
2. Počátek vstříku – vstříkovač se otevírá
3. Vstříkovač je plně otevřen
4. Konec vstříku – vstříkovač se uzavírá

Provozní fáze vstříkovače se nastavují rozdělováním paliva do jednotlivých částí vstříkovače. Je-li motor traktoru v klidu a chybí tlak v Railu, pružina uzavře trysky vstříkovače.



Obr. 16 – Vstříkovač pro Common Rail s elektromagnetickým ventilem

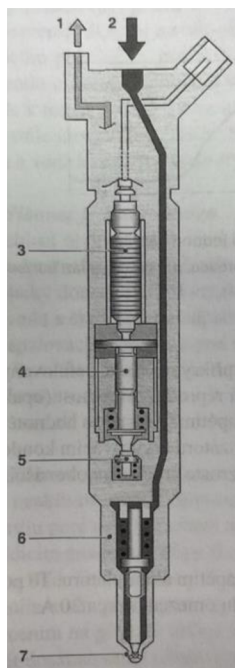
(HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – zpětné potrubí, 2 – elektromagnet, 3 – pružina, 4 – kotva, 5 – kulička ventilu, 6 – řídicí prostor ventilu, 7 – pružina trysky, 8 – tlačné mezikruží trysky, 9 – komora, 10 – vstříkovací prostor, 11 – pružina elektromagnetického ventilu, 12 – škrcení odpadu, 13 – vysokotlaká přípojka, 14 – škrcení na přívodu, 15 – řídicí píst, 16 – tryska



## Piezelektrický vstřikovač

Vstřikovače řízené piezelektrickými prvky reagují na elektrický proud změnou své velikosti, což umožňuje rychlejší otevření než u tradičních elektromagnetických vstřikovačů. Tyto vstřikovače se skládají (obr. 17) z několika komponent: akčního členu, převodníku, servoventilu a tryskového modulu, přičemž jsou navrženy pro maximální pevnost systému. Odlišují se od elektromagnetických vstřikovačů tím, že eliminují mechanické síly působící na trysku způsobené tlačnou tyčí, což vede k odstranění setrvačných hmot a tření a zvyšují stabilitu systému. Těsné propojení mezi servoventilem a tryskou zaručuje krátkou dobu mezi jednotlivými vstřiky a umožňuje dávkování až pěti vstřiků během jednoho pracovního cyklu. Reakční doba mezi aktivací akčního prvku a reakcí trysky je zhruba 150 mikrosekund, což zajišťuje rychlou reakci trysky i při minimálních dávkách vstřikovaného paliva. Díky této konstrukci vstřikovače nedochází k ztrátám energie mezi nízkotlakými a vysokotlakými oblastmi, což přispívá k vyšší efektivitě a účinnosti celého systému. (BAUER, a další, 2013), (HROMÁDKO, a další, 2011).



Obr. 17 – Piezelektrický vstřikovač (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – zpětné vedení paliva, 2 – vysokotlaké vedení, 3 – regulační ventil, 4 – převodník, 5 – servoventil, 6 – tryska, 7 – vstřikovací otvor

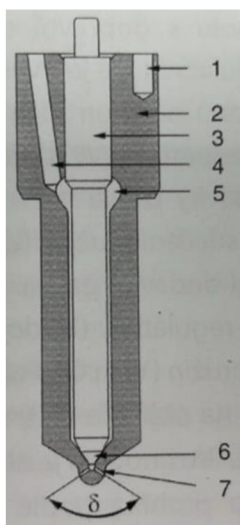
Výhody piezoelektrických vstřikovačů jsou dle HROMÁDKA (2011):

1. Vícenásobný vstřik s pružným počátkem a jednotlivými prodlevami mezi vstřiky
2. Malé množství paliva při předvstřiku
3. Kompaktní rozměry a malá hmotnost
4. Menší hlučnost
5. Nižší spotřeba paliva
6. Nižší emise
7. Zvýšení výkonu

### 2.6.6 Trysky

U traktorových vznětových motorů s přímým vstřikem paliva se používají trysky otvorové (obr. 18). Díky těmto tryskám se dosahuje malého kapičkového spektra rozprášeného paliva. Jsou dobře utěsněné, protože mají zbroušený tvar do kuželové plochy, obdobně jako držák trysky. Dle počtu otvorů se dělí na jedno a víceotvorové. Většina soudobých zemědělských traktorů využívá trysky víceotvorové (HROMÁDKO, a další, 2011).

Víceotvorové trysky mají 3 až 8 otvorů symetricky uspořádáno šikmo k ose trysky. Tvar a let vstřikovaného paliva ovlivňuje průměr otvoru (0,15-0,4 mm). U přeplňovaných motorů je vyšší riziko tepelného namáhání na špičce víceotvorových trysek vlivem vyšších spalovacích teplot. To má za následek kratší životnost trysky, nicméně k tepelnému odvodu napomáhají vložky z nerezové oceli (BAUER, a další, 2013).



Obr. 18 – Vstřikovací tryska otvorová (HROMÁDKO, a další, 2011)

1 – otvor pro polohování, 2 – tryska, 3 – jehla, 4 – přívod paliva, 5 – tlaková komora, 6 – těsnící kužel, 7 – výstřikový otvor,  $\delta$  – úhel výstřiku

K průniku paliva tryskou slouží tlak paliva. Vysokotlaké palivo, přiváděné od čerpadla, protéká přívodem paliva k trysce. Jehla se přizvedne a pomocí hydraulického tlaku otevře přítok paliva k trysce. Tlak paliva působí proti předpětí pružiny na kuželovou plochu. Dále palivo proudí kolem kužele jehly, opouští prostor trysky a putuje do válce. Při poklesu tlaku paliva pružina tlačí jehlu do sedla a následkem toho ji utěsní. Přebytečné palivo je odváděno zpětným potrubím (přepadem) do nádrže (BAUER, a další, 2013).

### **2.6.7 Porovnání vstřikování**

V případě "tradičního" mechanicky ovládaného vstřikování, jakým jsou řadová a rotační vstřikovací čerpadla, dochází k vstřikování paliva přímo, bez předběžné či dodatečné dávky, řízené vačkovým mechanismem a pístem. To vede k tomu, že s nárůstem otáček motoru se zvyšuje jak tlak, tak množství vstřikovaného paliva. Tlak se během vstřikování zvyšuje a na jeho konci opět snižuje. Maximální ("špičkový") tlak přesahuje průměrný tlak vstřikování. Tento "špičkový" tlak je klíčový pro kvalitu vzniku palivové směsi a zatížení součástí.

Při vstřikování s použitím tlakového akumulátoru se klade důraz na nezávislé nastavení tlaku a množství paliva pro každou fázi vstřikování. Co se týče počáteční dávky paliva, tak by měla být co nejmenší. Tlak v akumulátoru se generuje nezávisle na proměnlivých otáčkách motoru. Množství vstřikovaného paliva je určeno elektromagnetem, nikoli otáčkami motoru nebo čerpadla. V počáteční fázi vstřikování se uvolňuje malé množství paliva, což vede k nárůstu tlaku a teploty ve spalovacím prostoru, což má za následek snížení hluku a redukci spotřeby a emisí. Během hlavního vstřiku se pak dodává palivo pro produkci užitečné práce motoru, což odpovídá požadovanému výkonu. V systému Common Rail je tlak během celého vstřiku konstantní (HIREN, a další, 2024), (MACEK, 2007).

### **Perspektivy vstřikování**

Díky tlaku na ekologičnost veškerých vznětových motorů lze očekávat trend nárůstu maximálních vstřikovacích tlaků. Díky piezoelektrickým vstřikovačům lze aplikovat více dávek v jedné fázi vstřiku. Vstřik malých dávek před hlavním vstřikem zamezuje tvorbě

kouře po startu studeného motoru a hluku, protože dochází k tepelnému ohřátí válce. Vstřík po hlavním vstříku napomáhá k omezení obsahu pevných částic a oxidů dusíku ve výfuku. Větší prodleva mezi hlavním vstříkem a vstříkem následným napomáhá k rychlejšímu vypalování filtru pevných částic a ohřevu katalyzátoru kvůli vyšším vzniklým teplotám. Směs paliva hraje zásadní roli při provozu traktoru v dnešní perspektivě světa a požadavcích na spalovací motory. Do budoucna lze očekávat požadavky na co nejdokonalejší směs paliva a možnost jejího variabilního seřizování během provozu. Pro uvedené požadavky jsou konstrukčně vhodné systémy s tlakovým zásobníkem paliva a piezoelektrické vstříkovače (HIREN, a další, 2024).

## **2.7 Nasávání vzduchu**

Vzduch a jeho čistota představuje pro motor zásadní prvek, který určuje jeho výkonové parametry, kvalitu chodu a v neposlední řadě emise. Existují dva druhy plnění vzduchu: přirozené nasávání a přetlakové nasávání. Přirozené nasávání probíhá pomocí podtlaku vytvořeném chodem motoru vůči atmosférickému tlaku. Přetlakové nasávání probíhá pomocí přetlaku vytvořeného pomocí turbodmychadla nebo kompresoru.

Hlavní funkcí nasátého vzduchu je vytvoření směsi s palivem, tj. oxidací hořlavých látek. Vedlejší funkcí vzduchu je odvod zbytků spalin a tzn. vypláchnutí spalovacího prostoru válce. Na vedení sacího potrubí bývá napojeno také odvětrání klikové skříně.

U motorů bez přeplňování se objemová účinnost pohybuje mezi 75 a 90 procenty. Systém sání takových motorů zahrnuje potrubí, vzduchový filtr, a u motorů s přeplňováním navíc obsahuje kompresor a mezichladič (BAUER, a další, 2013), (MACEK, 2007).

### **2.7.1 Čištění vzduchu**

Přítomnost nečistot ve vzduchu může, pokud se dostanou do spalovací komory motoru, vést k jeho opotřebení nebo dokonce k trvalému poškození. Nejvíce ohrožené části zahrnují válce, pístní kroužky a samotný píst. Nelze vyloučit ani jejich vniknutí do mazací soustavy motoru, kde vlivem abraze způsobují opotřebování dalších mechanismů motoru. Zhoršují také kvalitu oleje a jeho rychlejší degradaci. Vzhledem ke skutečnosti, že na kvalitu nasávaného vzduchu jsou kladeny velké požadavky a prostředí, ve kterém traktor pracuje, bývá velmi znečištěné, používají se zpravidla dva stupně čištění. První stupeň filtrace slouží k zachycení pevných nečistot, které se dostanou přes zásobník filtrů. Nejčastěji se používají

odstředivé filtry vzduchu. Odstředivá síla uvede vzduch do rotace a oddělí těžší částice od vzduchu, které dopadnou na požadovanou plochu. Vzduch oddělený od nejtěžších nečistot putuje do následujícího filtru, který je tvořen nejčastěji papírovou vložkou. Intervaly výměny se stanovují buď dle počtu motohodin nebo na základě tlakového čidla, které indikuje zanesený filtr na základě vyššího podtlaku. Zpravidla se filtr pro první stupeň filtrace mění na „malé údržbě“ – cca 500 mth a filtr pro druhý stupeň filtrace na „velké údržbe“ – cca 1500 mth. Následkem zaneseného filtru je nižší objemová účinnost. To může způsobit snížení výkonu, zvýšení měrné spotřeby paliva a větší kouřivost. Mimo jiné jsou filtry konstruovány pro snížení hluku sání.

## 2.8 Přepřňování

Přepřňování vznětových motorů sloužilo a slouží jako jedna z nejčastějších metod ke zvýšení výkonu. Jeho pomocí lze zvýšit střední efektivní tlak, který působí na píst. Mimo tuto metodu zvyšování tlaku lze použít už jen zvětšení objemu motoru nebo zvýšení otáček motoru. Obě varianty jsou neefektivní z pohledu konstrukčního zásadu (objem) a snížení životnosti motoru (otáčky). Historicky bylo přepřňování vyvinuto pro vojenské letecké motory pracující ve vysokých nadmořských výškách, kde je nízký tlak vzduchu. Turbodmychadla byly zařízení, které dokázaly kompenzovat ztráty výkonu v souvislosti s vyšší nadmořskou výškou (KANGBO, a další, 2023). Prvopočátky nasazení těchto komponent v letectví bylo v třicátých letech a masová výroba začala až v průběhu druhé světové války u bombardéru B29 a následně se rozšířila do dalších modelů. Po skončení války byly turbodmychadla prvně nasazeny do sériové výroby civilních vozidel až v šedesátých letech. V současné době se trendy přepřňování orientují především na snížení spotřeby paliva a produkce oxidu uhličitého. Jejich využití se nachází také ve zmenšování objemu motoru při zachování stejných výkonových parametrů (downsizing).

Turbodmychadla se skládají z turbíny a dmychadla. Tyto části jsou spojeny průběžným hřídelem uloženým v ložiscích. Proudící spaliny tvoří kinetickou energii, která ji mění podle zákona zachování energie na mechanickou a roztáčí turbínu. Tepelná účinnost motoru se zvyšuje, protože toto řešení pracuje s jinak nevyužitou energií spalin. Dmychadlo zajišťuje plnění válců motoru vzduchem (BAUER, a další, 2013).

### **Výhody přepřňování:**

- Zvyšuje kompresní poměr

- Lepší průběh točivého momentu
- Zlepšuje parametry emisí
- V sání působí jako tlumič hluku
- Hospodárnější provoz traktoru
- Při stejném výkonu snižuje odpor vlivem tření větších komponent u atmosférického motoru (BAUER, a další, 2013).

## 2.9 Chladicí soustava

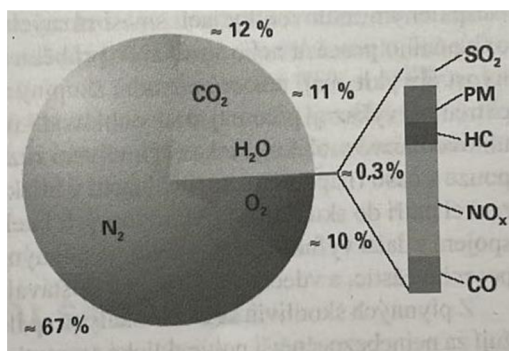
Chladicí systém zajišťuje požadovanou provozní teplotu, aby jednotlivé díly a mechanismy plnily správnou funkci. Odchytky od provozních teplot jsou vždy nežádoucí, protože způsobují výrazný nárůst opotřebení a snížení výkonu. Přebytečné teplo je odváděno především z pracovního prostoru motoru, provozních kapalin a vzduchu.

Vedení tepla probíhá přímo a nepřímě. Přímé vedení tepla zajišťují vhodně zvolené a uzpůsobené materiály. Nepřímé vedení tepla zajišťuje chladicí kapalina a vzduch a musí být regulovatelné (termostat, ventilátor geometrie/otáčky atd.), aby vhodně reagovalo na změny teplot v prostředí, zatížení tažného prostředku atd. Podle *Obr. 1* teplo představuje cca 30 % energie, která se zmaří a je nutno ji efektivně a bezpečně odvést či zpětně využít (HROMÁDKO, a další, 2011).

## 2.10 Emise vznětových motorů

Ve válci motoru vzniká za rychle se měnících teplot a tlaků mnoho fyzikálně-chemických procesů v podobě oxidačních a redukčních reakcí. Následkem těchto procesů vzniká produkce látek ve všech podobách skupenství. Vliv na produkci emisí mají vlastnosti spalovacího prostoru a vstřikování paliva. Emise lze členit na chemické (výfukové plyny), mechanické (vibrace, hluk) a tepelné.

Uhlovodíková paliva při ideálním spalování vznětového motoru produkují oxid uhličitý, vodu a kyslík. Při nedokonalém spalování vzniká ještě oxid uhelnatý a vodík. *Obr. 19* zobrazuje koncentraci plynů vznětového motoru.



Obr. 19 – Koncentrace plynů ve výfuku vznětového motoru (HROMÁDKO, a další, 2011)

**Oxid uhelnatý** je plyn tvořený nedokonalým spalováním v motoru vlivem absence kyslíku. Při práci s velkými přebytky vzduchu, oxid uhelnatý oxiduje na oxid uhličitý. K nárůstu koncentrace může docházet v oblastech vysokého zatížení (disociace spalin) a naopak běhu na prázdko, kdy je činnost nepříznivě ovlivněna nízkou teplotou stěny válce a přebytkem vzduchu, způsobujícím zpomalení oxidační reakce. Oxid uhelnatý je pro lidský organismus vysoce jedovatý, jelikož způsobuje omezení přenosu kyslíku z plic do krve, aniž by člověk cokoliv pocítil na dechu (BAUER, a další, 2013), (HROMÁDKO, a další, 2011).

**Oxid uhličitý** je skleníkový plyn, vznikající po ideální oxidaci spalovacího procesu. Jeho koncentrace v ovzduší je centrem společenského zájmu kvůli způsobujícímu skleníkovému efektu v podobě globálního oteplování, tání ledovců a zvyšování hladin oceánů. Vznik antropogenních emisí oxidu uhličitého vlivem provozu spalovacích motorů je cca 10 % (HROMÁDKO, a další, 2011).

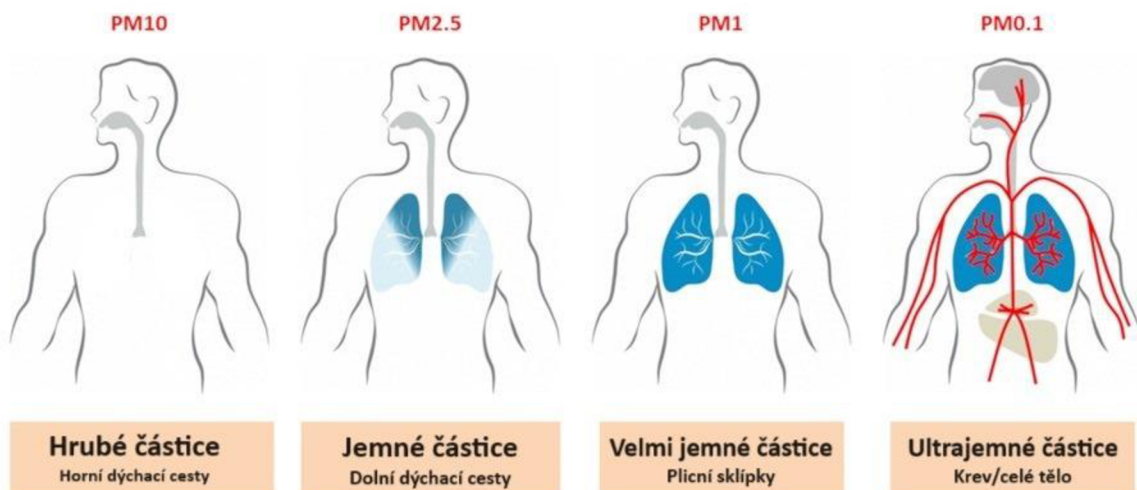
**Oxidy dusíku** vznikají v závislosti na vysoké teplotě, tlaku a obsahu dusíku a kyslíku ve vzduchu dopravovaném do spalovacího prostoru. Jejich hodnota se zvyšujícím přebytkem vzduchu klesá, tudíž jejich obsah je menší než u zážehových motorů. Škodlivost oxidu dusnatého na lidský organismus je malá, nicméně při jeho delším výskytu v atmosféře oxiduje na oxid dusičitý, který je rizikovější. Při vdechnutí se v těle vytvoří kyselina dusičná, obdobně jako při vdechnutí kouře z ohně. Z evolučního hlediska se lidský organismus brání a omezuje přísun vzduchu do plic, což způsobí kašel a pocity dušení (KANNAN, a další, 2022), (HROMÁDKO, a další, 2011).

**Nespálené uhlovodíky** vznikají buď z paliva vlivem předčasně ukončených reakcí (vynecháním spalování atd.) nebo jako produkt jiných chemických reakcí. Na produkci nespálených uhlovodíků má vliv konstrukce spalovacího prostoru, technický stav, teplota

motoru a přebytek vzduchu v prostoru válce. Optimální směšovací poměr je v rozmezí 1,1 – 1,2. Odchylka od těchto hodnot vede ke zvyšování rizika koncentrace nespálených uhlovodíků ve spalínách. Nejškodlivější (rakovinotvorné) jsou polycyklické aromatické uhlovodíky, jejichž původní uhlíková molekula na sebe váže dva či více atomů uhlíku. Pro tyto případy je vznik polycyklických aromatických uhlovodíků (např. naftalen, antracen atd.) způsoben reakcí acetylénu s etylénem jako meziproduct krakovací reakce (BAUER, a další, 2013), (HROMÁDKO, a další, 2011).

**Pevné částice**, vznikající výhradně u vznětových motorů se vyskytují ve formě pevných nebo kapalných látek (saze, karbon, popel, olej atd.). Saze (pevný uhlík) tvoří hlavní složku pevné částice (cca 75 %) a jsou způsobeny spalováním bez přístupu vzduchu za vysokých teplot. Tvorba pevných částic je ovlivněna také homogenitou směsí. Souvisí tedy s kvalitou vstříknutí paliva. Dále je pevná částice tvořena organickým uhlíkem, dusíkem, vodou a jinými špatně identifikovatelnými látkami. Organický uhlík je tvořen z nespáleného paliva, oleje, produktů částečného spalování a jejich tepelného rozkladu vlivem pyrolýzy. Prakticky tyto částice vznikají, vyskytuje-li se nespálené palivo a vniklý olej ve štěrbinách válce nebo jiných chladnějších bodech bez možnosti spálení nebo oxidace. Toxicita pevných částic je krátkodobá a dlouhodobá. Mezi krátkodobou se řadí pálení očí, podráždění průdušek, zvracení atd. Dlouhodobá toxicita způsobuje záněty a trvalé změny v plicích. Pevné částice jsou v závislosti na konstrukci motoru, dopravě paliva, vzduchu a prvků snižujících jejich koncentraci přítomné v několika velikostech (obr 20). Největší pevné částice jsou zachytávány sliznicí dýchacích cest. Menší částice, zvláště pod 0,1  $\mu\text{m}$ , mohou putovat do plic a v nejhorším případě do krevního oběhu. Povrch pevných částic je velký a schopný vázat jiné směsi, které mohou být mutagenní a karcinogenní, například polycyklické aromatické uhlovodíky. Velikost pevných částic, způsoby jejich redukce a působení na lidský organismus, je zájmem odborných i společenských debat (DANEL, 2019), (HROMÁDKO, a další, 2011).





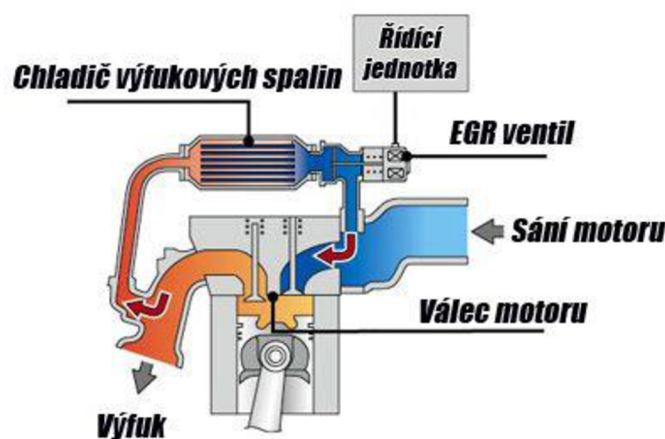
Obr. 20 – Pevné látky v lidském těle (DANEL, 2019) - upraveno

### 2.10.1 Technické řešení ke snížení emisí pro vznětové motory

Mezi obecné tendence ke snižování produkci emisí se řadí především nárůst vstřikovacích tlaků, předstřík, vícenásobný vstřík, nasávání vzduchu atd. Mezi další konstrukční opatření se řadí recirkulace výfukových plynů (EGR ventil), filtry pevných částic a oxidační katalyzátor (PENG, a další, 2008), (KANNAN, a další, 2022).

#### 2.10.1.1 Recirkulace výfukových plynů

Recirkulace výfukových plynů spojuje výfukové a sací vedení pomocí EGR ventilu. Princip je založen na navracení části spalin zpět do spalovacího prostoru. Tím se omezí množství přivedeného vzduchu (kyslíku), avšak musí být splněna podmínka dokonalé oxidace paliva. Recirkulace výfukových plynů umožní snížení oxidů dusíku, jelikož reaguje především s volně vázaným vzdušným kyslíkem. Dalším pozitivním faktorem tohoto systému je skutečnost, že spaliny mají větší tepelnou kapacitu než vzduch a jsou schopny absorbovat a snížit teplotu ve spalovacím prostoru, která taktéž přispívá k tvorbě oxidů dusíku. Vnější cirkulace výfukových plynů může být doplněna o mezichladič, který zlepší vlastnosti cirkulovaných plynů ve spalovacím prostoru. Nevýhodou výměníku tepla představuje kondenzování vody, a tak se používají tzn. částečné výměníky, zamezující tvorbě kondenzované vody (KANNAN, a další, 2022), (PENG, a další, 2008), (WEB, 2016). Schéma recirkulace výfukových plynů je na obr. 21.



Obr. 21 – Schéma recirkulace výfukových plynů (WEB, 2016)

### 2.10.1.2 Filtr pevných částic

Filtr pevných částic je zařízení, které odstraňuje až velmi jemné prachové částice, které mohou mít karcinogenní charakter. Jedná se o systém zachytávání částic na porézním poloprůchodném materiálu. Systém se v určitých intervalech regeneruje, pasivně nebo aktivně. Saze, které jsou obsaženy v kanálcích filtru se za vysokých teplot a vzduchu spalují. Pro aktivní vypalování filtru se využívá dodatečně přidaný komponent, zvyšující teplotu nad mez zápalnosti sazí (600 °C). Pasivními způsoby regenerace se rozumí např.: přidání aditiv do paliva snižující mez zápalnosti sazí, předřazený oxidační katalyzátor atd. Účinnost filtrů pevných částic se pohybuje okolo 99 % (BAUER, a další, 2013).

### 2.10.1.3 Oxidační katalyzátor

Oxidační katalyzátory slouží pro kontinuální regeneraci při nižších teplotách, než je mez zápalnosti sazí. K tomu slouží vyšší obsah oxidu dusičitého, který působí jako oxidační činitel. Při dostatku vzduchu ve výfukových plynech, dokáže oxidační katalyzátor snižovat plynné emise nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého až o 90 %. Jádro filtru tvoří axiálně řazené kanálky, který mají čtvercový nebo obdélníkový tvar. Povrch materiálu je potažen vrstvou oxidu hlinitého, zvyšující účinnou plochu. Na ni je dále nanесena katalytická vrstva z ušlechtilých kovů.

#### **2.10.1.4 Selektivní katalýza SCR**

Selektivní katalyzátor je zařízení pro eliminaci produkce oxidů dusíku. Standardně by bylo možné omezení oxidů dusíku vlivem nižší teploty spalování, nicméně klesala by tepelná účinnost motoru. Možností je opožděné vstřikování paliva, nicméně to má za následek vyšší produkci nespálených uhlovodíků a pevných částic. Proto se jeví výhodnější používat řešení tzn. za motorem, tedy SCR katalyzátor. Jeho umístění je nejčastěji ve výfukovém potrubí nebo v tlumiči výfuku. Funkce katalyzátoru spočívá v přidávání amoniaku a následnou reakcí s oxidy dusíku. Výsledkem reakce je přeměna na dusík a vodu (páru). Jelikož je amoniak toxická látka, získává se postupně výsledkem chemické reakce po vstříknutí močoviny. Složení močoviny (AdBlue) je cca 33 % močovina a zbytek tvoří voda, která se po aplikaci odpaří a následně využije při chemických reakcích. Amoniak musí být přesně dávkován a využit, vzhledem k jeho toxicitě. Z toho důvodu se využívá tzn. oxidační zóna, ve které se zbytkový amoniak rozloží při reakci s kyslíkem na dusík a vodu. Je evidentní, že selektivní katalyzátor musí být dobře řízen. Obsahem katalyzátoru je pro správnou funkci množství senzorů, dávající informace řídicí jednotce. Dávka močoviny se stanovuje dle otáček a zatížení motoru. Kromě toho probíhá také korekce vlivem čidel v systému indikující obsah oxidů dusíku, teploty spalin atd. Aby byly splněny nejpřísnější emisní normy, je často selektivní katalyzátor zařazen ve spojení s recirkulací spalin či filtrem pevných částic (MACEK, 2007), (HEYWOOD, 2018).

### **2.11 Popis diagnostického systému traktoru**

Soudobé zemědělské traktory vyšších výkonnostních tříd obvykle používají pro řízení motoru a jeho diagnostiku elektronické prvky. Dealerské servisní zastoupení dané značky má zakoupenou od výrobce licenci softwaru, která po připojení do zásuvky traktoru umožňuje číst a nastavovat celou řadu veličin a parametrů motoru. Umožní tak servisnímu mechanikovi rychlé a efektivní posouzení technického stavu motoru či jiných mechanismů traktoru. Obsluha traktoru mívá omezenou přístupnost k těmto datům, zpravidla je umožněno číst chybové kódy, anebo základní nastavení. Elektronická diagnostika dokáže pracovat s daty u všech mechanismů, které obsahují měřící prvek. I přes četné trendy v oblasti umělé inteligence, v současné době objektivní technické posouzení stavu však stále zůstává na člověku. Pro práci s daty je určena řídicí jednotka traktoru s vlastní pamětí, která

neustále zaznamenává veličiny motoru pro jejich další využití. Některé diagnostiky umožňují tvořit charakteristiky motoru v čase. To mimo jiné umožňuje snadnou optimalizaci stroje. Charakteristika zobrazuje čas práce motoru v různých oblastech točivého momentu a otáček. Tyto charakteristiky umožní obsluze získat data o nevyužitém času při nastartovaném motoru, efektivitě práce, transportním režimu atd. Z hlediska technického stavu motoru řídicí jednotka eviduje hraniční hodnoty, jejich dobu trvání a opakovatelnost. Možností využití těchto dat je mnoho, např. zapříčinění při dopravních nehodách pro pojišťovny, při reklamách komponent atd.

### 3 Cíl práce

Diplomová práce si klade za úkol souhrnně zpracovat poznatky z odborných zdrojů ohledně designu a provozních aspektů diesellových motorů. Praktická část se zaměřuje na experimentální testování, jak stav specifických komponent traktorového motoru ovlivňuje jeho klíčové provozní charakteristiky.

Dílčím záměrem této diplomové práce je přispět k ochraně ekosystému tím, že se zaměří na snížení negativních dopadů způsobených emisemi z diesellových motorů, které představují hrozbu pro naše životní prostředí.

Cílem praktické části je pomocí experimentů ověřit, jak technická kondice motoru traktoru Zetor Forterra ovlivňuje jeho výkonnost, točivý moment a emise škodlivin, a tím i jeho dopad na životní prostředí a zdraví lidí.

Cíle práce je dosaženo v následujících dílčích bodech:

- Měření točivého momentu, výkonu, kouřivosti a emisí motoru v bezporuchovém technickém stavu
- Měření točivého momentu, výkonu, kouřivosti a emisí motoru při znečištěném/ucpaném vzduchovém filtru
- Měření točivého momentu, výkonu, kouřivosti a emisí motoru při poruše vstřikovacího systému motoru
- Porovnání výše uvedených aspektů s ohledem na účinnost motoru a spotřebu paliva

## 4 Metodika

V této diplomové práci je detailně popsán postup, kterým bylo možné splnit jednotlivé cíle práce. Obsahuje návod na měření úrovně škodlivých emisí, točivého momentu, celkového výkonu motoru a seznam všech přístrojů, jež byly použity.

Analýza odborné literatury proběhne pomocí přehledu dostupných zdrojů zaměřených na spalovací motory a jejich údržbu. Praktická část se bude věnovat simulaci různých poruch motoru a následnému zjišťování vlivu těchto poruch na vybrané provozní parametry motoru.

Experiment se uskutečnil na traktoru značky Zetor, konkrétně modelu Forterra 8641, který je vybaven přeplňovaným dieselovým motorem typu 1204. Před měřením byl traktor zajištěn proti pohybu a bylo zajištěno odsávání spalin. Motor traktoru byl zahřát na provozní teplotu a byly zkontrolovány všechny měřicí prvky. Čerpáno bylo pouze aktuální palivo, aby se eliminovalo riziko znehodnocení výsledků. Měření parametrů motoru traktoru probíhalo v laboratořích Katedry jakosti a spolehlivosti strojů na České zemědělské univerzitě v Praze.

Informace získané z měřicích přístrojů byly přeneseny do aplikace MS Excel, kde proběhlo jejich další analyzování a vizualizace pomocí grafů za účelem jejich hodnocení.

Měření bylo prováděno pro: jmenovité otáčky motoru  $2200 \text{ min}^{-1}$ ,  $2000 \text{ min}^{-1}$  a  $1800 \text{ min}^{-1}$ .

### 4.1 Popis simulace poruch motoru

Pro simulování poruch motoru byla zvolena sací a palivová soustava traktoru. Pro sání vzduchu do motoru sloužilo upravené sací potrubí, aby bylo dosaženo laminárního proudění, viz. obr. 22.



Obr. 22 – Upravené sání vzduchu do motoru

## 4.2 Popis měřeného traktoru

Pro experimentální měření byl použit dieselový motor typu 1204 umístěný v traktoru Zetor Forterra 8641. Specifikace tohoto spalovacího motoru je podrobně uvedena v tabulce 1.

Tabulka 1 – Technické údaje testovaného motoru (LECTURA, 2024), (ZETOR, 2004), (ZETOR, 2006)

Technické údaje testovaného motoru	
Parametr	Hodnota
Označení motoru	1204
Druh motoru	Vznětový motor, čtyřdobý
Nasávání vzduchu	Přeplňovaný turbodmychadlem
Provedení motoru	Řadový, vodou chlazený čtyřválec
Typ rozvodu	OHV
Zdvihový objem [cm <sup>3</sup> ]	4156
Jmenovité otáčky [min <sup>-1</sup> ]	2200
Kompresní poměr	17
Max. otáčky [min <sup>-1</sup> ]	2460

Volnoběžné otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	+/- 750
Výkon motoru [kW]	60
Měrná spotřeba paliva při 60 kW [g.kW-1 .h-1 ]	253
Točivý moment [Nm]	351
Převýšení točivého momentu [%]	35
Mazání motoru	Tlakové
Olejevý filtr	Plnopřítokový
Tlak oleje při jmenovitých otáčkách a teplotě oleje 80 °C [MPa]	0,2 – 0,5
Minimální přípustný tlak oleje při volnoběžných a teplotě oleje 80 °C [MPa]	0,05
Maximální teplota chladicí kapaliny [°C]	106
Palivový filtr	Jednostupňový s výměnnou vložkou

### 4.3 Popis měření točivého momentu a výkonu motoru

Výkon spalovacího motoru a točivý moment jsou důležitými diagnostickými signály, které se využívají k souhrnné diagnostice pístní skupiny, rozvodového ústrojí a palivové soustavy, avšak hodnoty samotné pro posouzení diagnózy nestačí (PEJŠA, 1975).

Pro měření výkonu a točivého momentu traktoru Zetor Forterra 8641 byl použit dynamometr. Tato měřicí metoda zatěžuje motor pouze jeho vlastními inerciálními silami bez působení vnějších sil. Proto se jedná o metodiku, která je z hlediska provedení jednoduchá a rychlá, a je ideální pro srovnání výkonnostních charakteristik stejného motoru před a po provedení úprav. Avšak pro získání přesných hodnot točivého momentu a výkonu motoru by bylo nezbytné velmi přesně stanovit jeho moment setrvačnosti (DLG-Prüfbericht, 2009).

Výsledky měření byly v podobě vnějších otáčkových charakteristik. Se zvyšujícím se zatěžovacím momentem dynamometru docházelo k poklesu otáček motoru traktoru při maximální dodávce paliva.



### 4.3.1 Popis dynamometru

Traktorový motor byl propojen s tenzometrickým dynamometrem MAHA ZW 500 (viz. obr. 23) prostřednictvím jeho zadního vývodového hřídele, což umožňovalo zatěžování motoru.

Vířivý dynamometr představuje elektrický rotační stroj, který pro generování brzdného účinku využívá vířivých proudů, krátkodobě uzavřených v magnetickém obvodu stroje. Jeho rotor je tvořen ozubeným kolem, zatímco na statoru je umístěna budící cívka. Tato cívka, buzená stejnosměrným proudem, vytváří v magnetickém obvodu magnetický tok. Díky ozubené konstrukci rotoru dochází při jeho otáčení k alternaci zubů a mezizubních prostorů, což vede ke změně magnetického toku. Tato změna indukuje napětí v obvodu a vyvolává vířivé proudy, které generují brzdný moment. Tento moment je přenášen přes rameno statoru na tenzometrický snímač, jenž určuje velikost točivého momentu na základě vyslaného signálu. Energie vířivých proudů, určená zkoušenou pohonnou jednotkou, se v obvodu přeměňuje na teplo, což vyžaduje, aby byl dynamometr vybaven efektivním chladičím systémem. Dynamometr je vybaven dvěma brzdami a jeho měření se vyznačuje odchylkou menší než 1 % (DLG-Prüfbericht, 2009), (HAVLÍČEK, a další, 1989).



*Obr. 23 – Dynamometr MAHA ZW 500*

Měření točivého momentu je provedeno prostřednictvím vývodového hřídele traktoru. Softwarové vybavení dynamometru umožňuje zaznamenávat výkonové charakteristiky za podmínek stálých otáček díky automatizované regulaci otáček nebo za situace konstantního točivého momentu skrze jeho regulaci. Kromě toho, dynamometr je vybaven funkcemi pro

detekci otáček motoru a propojení kardanového hřídele dynamometru s vývodovým hřídelem traktoru. Zařízení rovněž nabízí kompenzaci výkonových ztrát v závislosti na otáčkách a obsahuje rádiofrekvenční jednotku pro dálkové ovládání a přenos dat (KG).

Poměr mezi vývodovým hřídelem traktoru a klikovým hřídelem motoru činil 3,543, což bylo využito pro přepočítání naměřených hodnot točivého momentu na vývodovém hřídeli na skutečný točivý moment motoru (bez zohlednění ztrát v převodovém systému při srovnávacích měřeních). Obdobný přepočítání lze provést pro otáčky vývodového hřídele a otáček motoru. Vybrané specifikace dynamometru MAHA LPS-ZW 500 jsou uvedeny v příložené tabulce 2.

*Tabulka 2 – Technické údaje dynamometru MAHA ZW 500 (DLG-Prüfbericht, 2009)*

Technické údaje dynamometru MAHA ZW 500	
Parametr	Hodnota
Typ	MAHA ZW 500
Maximální výkon [kW]	500
Maximální točivý moment [Nm]	6600
Maximální otáčky [min <sup>-1</sup> ]	2500
Odchylka točivého momentu [%]	<1 v celém rozsahu otáček <sup>1</sup>
Typ vývodového hřídele	Šesti drážkový
Pojistka [A]	16
Zdroj napájení	400 V, 16 A
Rozměry [mm]	3580 x 2110 x 1420
Hmotnost [kg]	1300

<sup>1</sup> podle DLG testu

#### **4.3.2 Popis charakteristik spalovacích motorů**

Charakteristika motoru je vyjádřena jako grafické zobrazení závislosti vybraných provozních parametrů motoru. Může také ukazovat vztah mezi určitou provozní hodnotou a proměnnou konstrukční hodnotou, jež ovlivňuje nastavení motoru. Data jsou získávána na základě měření. Mezi hlavní typy charakteristik podle zvolené proměnné patří otáčkové charakteristiky, zatěžovací charakteristiky, seřizovací charakteristiky a úplné charakteristiky (BAUER, a další, 2013), (HROMÁDKO, a další, 2011), (MACEK, 2007).

### **Otáčkové charakteristiky**

Zobrazují vztah mezi výkonem motoru, točivém momentu, jeho otáčkami a měrné spotřeby paliva. Místo absolutních hodnot na ose otáček lze použít relativní otáčky, vyjadřující vztah mezi aktuálními a jmenovitými otáčkami. Při měření otáčkové charakteristiky dojde ke změně otáček v důsledku různého zatěžovacího momentu, nikoliv vlivem úprav v dodávce paliva nebo nastavením regulátoru. Otáčkové charakteristiky jsou klíčové pro hodnocení motorů. Pro tyto motory se využívá jmenovitá otáčková charakteristika, zobrazená na grafu č. 1 (BAUER, a další, 2013), (HROMÁDKO, a další, 2011), (MACEK, 2007).

### **Zatěžovací charakteristiky**

Zatěžovací charakteristiky popisují vztah mezi měrnou spotřebou paliva nebo jinými parametry a zatížením motoru, jako je například efektivní výkon nebo točivý moment. Tato charakteristika je obvykle určována za podmínek stálých otáček motoru, přičemž povolená odchylka nastavených otáček činí 1 %. Zatěžovací charakteristika je zásadní pro posuzování výkonnosti motorů provozovaných za stálých otáček (HROMÁDKO, a další, 2011), (MACEK, 2007).

### **Seřizovací charakteristiky**

Seřizovací charakteristiky zobrazují vztah mezi efektivním výkonem a měrnou spotřebou paliva nebo jinými veličinami, které definují nastavení motoru. Mezi tyto veličiny může patřit například úhel předstihu vstřikování nebo tlak otevírání vstřikovacích trysek. Seřizovací charakteristiky nacházejí využití zejména během vývoje motorů nebo při konstruování prototypů, kde cílem je najít optimální nastavení motoru. Jsou rovněž klíčové pro posouzení výkonu motoru v atypických provozních situacích (BAUER, a další, 2013), (HROMÁDKO, a další, 2011), (MACEK, 2007).

### **Úplné charakteristiky**

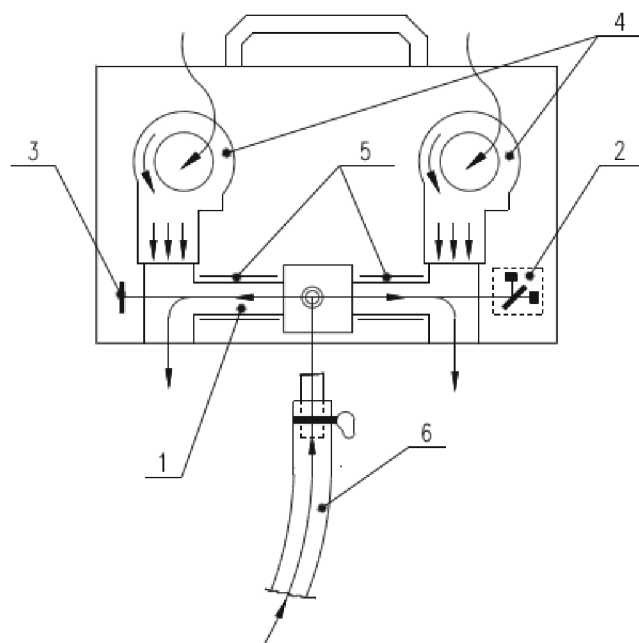
Úplné charakteristiky jsou vhodným nástrojem pro posouzení ekonomické práce traktorového motoru. Zobrazují parametry motoru pomocí diagramů. Běžně je rozšířena o izočary vyjadřující veličiny při konstantní hodnotě (výkon, měrná spotřeba atd.). Pro objektivní zhodnocení motorů se zavádí osy otáček a osy pro střední efektivní tlak motoru. Úplná charakteristika není určena přímo měřením, ale je vytvořena kombinací otáčkových charakteristik, umožňujících získat hodnoty otáček a středního užitečného tlaku pro každý bod s konkrétní hodnotou na sledovaných křivkách. Výsledkem je křivka úplné

charakteristiky, získaná po vyjádření těchto souřadnic (BAUER, a další, 2013), (HROMÁDKO, a další, 2011), (MACEK, 2007).

#### 4.4 Popis měření kouřivosti motoru

Barva kouře představuje diagnostický signál pro vyhodnocení technického stavu motoru. Při poruše sání černý kouř představuje absolutní nedostatek vzduchu. Při poruše palivové soustavy představuje relativní nedostatek (HAVLÍČEK, a další, 1989). Měření kouřivosti předcházelo zahřátí motoru na provozní teplotu oleje alespoň 80 °C. Do výfuku traktoru byl umístěn opacimetr, který vyhodnocoval procentní zastoupení kouře ve vzduchu. Aby byla zajištěna dostatečná objektivita výsledků, probíhalo měření s určitou časovou dotací, z níž byl zapsán rozptyl hodnot a jejich průměr.

Měření kouřivosti motoru probíhalo Opacimetrem OPA-100 značky Brain Bee (viz. obr. 25). Tento kouřoměr slouží pro měření kouřivosti (opacity) pro vznětové motory. Princip činnosti spočívá v měření množství světla procházejícího výfukovými plyny. Procento kouře v měrné kyvetě určuje výslednou optickou hustotu.



Obr. 24 – Schéma pneumatické části opacimetru (ACTIA CZ, 2016)

1 – měrná kyveta, 2 – světelný zdroj a detektor, 3 – zrcátko, 4 – ventilátor, 5 – zahřívací spirála, 6 – sonda pro odběr plynu



Obr. 25 – Opacimetr OPA-100

Pneumatická sekce opacimetru je integrována do vzorkovací jednotky, jak je ilustrováno na obrázku č. 24. Hlavním prvkem vzorkovací jednotky je měrná kyveta (1), doplněná o blok světelného zdroje a detektoru (2), které umožňují provedení měření opacitních hodnot. Zrcátko (3) zajišťuje reflexi světla emitovaného světelným zdrojem. Ventilátory (4) směřují proudění kouře a zabraňují jeho vniknutí do optického systému. Topná spirála (5) je navržena k udržení teploty v kyvetě. Obrázek č. 22 demonstruje, že výfukový kouř je přes odběrovou sondu (6) veden do měrné kyvety (1) o určité délce. Systém pro optické měření sleduje sloupec kouře v kyvetě, přičemž jako zdroj světla slouží LED dioda emitující světlo s určitou vlnovou délkou. Za detektor světla je použita fotodioda, která je pro zajištění přesnosti udržována na teplotě nejméně 30 °C. Měrná kyveta je z důvodu stability a přesnosti měření vyhřívána na teplotu 90 °C (ACTIA CZ, 2016).

Tabulka 3 – Technické údaje Opacimetru OPA-100 (BAYETERO, a další, 2022)

Technické údaje Opacimetru OPA-100	
Parametr	Hodnota
Zdroj světla	Zelená LED dioda
Světelný přijímač	Fotodioda
Stabilizace měřicí komory při 90 °C	Ano
Tachometr [ot.min <sup>-1</sup> ]	300-9990
Opacita [%]	0-99,9
Zahřátí na 20 °C [min]	10

Napájecí zdroj DC [V]	12
Spotřeba el. proudu [A]	1–5
Operativní teplota [°C]	0-40
Přesnost měření [%]	0,1
Rozměry [mm]	200 x 140 x 430
Hmotnost [kg]	5

#### 4.5 Popis měření emisí motoru

Měření emisí motoru probíhalo pomocí analyzátoru výfukových plynů AGS-200 značky Brain Bee (viz. obr. 26). Toto zařízení slouží pro měření emisí motorů, vč. diagnostiky s vyčtením skutečných hodnot a paměti závad. Zařízení využívá funkci infračervené spektroskopie. Jedná se o metodu fyzikální analýzy, měřící interakci infračerveného záření s danou látkou, složenou ze specifických molekul. Při interakci dochází k absorpci fotonu molekulou látky, jež změní její vibrační pohyb. Každá látka vykazuje jedinečný pohyb, který je díky spektroskopii zaznamenatelný (BRAINBEE, 2024).

Zařízení slouží pro měření hodnot vznětového motoru: CO, CO<sub>2</sub>, HC, O<sub>2</sub>, otáček a teploty. Měřicí komora obsahuje ohřev na teplotu 20 °C, dále umožňuje automatickou kontrolu hodnot průtoků výfukových plynů, funkci nulování, odvodu kondenzátu, automatickou korekci tlaku atd (BRAINBEE, 2024).



Obr. 26 – Analyzátor výfukových plynů AGS-200

Měření emisí probíhalo na všech variantách poruch a otáčkách 2200, 2000 a 1800 ot.min<sup>-1</sup>.

Tabulka 4 – Technické údaje analyzátoru výfukových plynů AGS-200 (BRAINBEE, 2024)

Technické údaje analyzátoru výfukových plynů AGS-200	
Parametr	Hodnota
Software	182.60 AGS1Win
Provozní teplota [°C]	5-40
Čas odezvy CO, CO <sub>2</sub> , E, HC [s]	Max. 10
Čas odezvy O <sub>2</sub> [s]	Max. 60
Rozměry [mm]	220 x 140 x 430
Přesnost měření CO [%]	0,03
Přesnost měření CO <sub>2</sub> [%]	0,5
Přesnost měření HC [ppm]	10
Přesnost měření NO <sub>x</sub> [ppm]	10

#### 4.6 Popis vážení paliva

Pro účely měření byla vyřazena palivová nádrž traktoru, kterou nahradil plastový kanistr s přizpůsobeným otvorem pro sací koš, umístěný na laboratorní váze Vibra AJ 6200 (viz. obr. 27). Váha disponuje rozsahem 0–6200 g, přesností 0.1 g a rozlišením 0.01, což umožňovalo přesné sledování spotřeby paliva během měření. Snímač váhy umožňuje měřit hmotnost měřením změn frekvence kmitání při zatížení. Digitální ukazatel umožňuje sledovat a zapisovat zvážené hodnoty (VIBRA, 2016).



Obr. 27 – Váha Vibra AJ 6200

Standardně se hodnoty průměrné a okamžité spotřeby paliva vyjadřují v litrech za hodinu. Spotřeba paliva slouží jako ukazatel efektivity a je důležitým hodnotícím faktorem pro určení technického stavu motoru. Klíčovým parametrem je měrná spotřeba paliva, která ukazuje kolik hmotnostního množství paliva je potřeba pro vykonanou práci pohonnou jednotkou. A přesně tak hodnotí její efektivitu. Měrná spotřeba paliva, která se vyjadřuje v  $\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$  nebo  $\text{kg.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ , je závislá na otáčkách a zatížení motoru. Je-li spotřeba paliva měřena v reálném provozu, tak se obvykle měří průměrná a okamžitá spotřeba. Při měření v laboratorních podmínkách se stanovuje měrná spotřeba, která udává větší přesnost měření.

Tabulka 5 – Technické údaje Váhy Vibra AJ 6200 (VIBRA, 2016)

Technické údaje Váhy Vibra AJ 6200	
Parametr	Hodnota
Kapacita [g]	6200
Odečitatelnost [g]	0,01
Rozměry měřicí plochy [mm]	180 x 160
Celkové rozměry [mm]	265 x 192 x 87
Kalibrace	Externí kalibrační závaží
Hmotnost [kg]	2,8



## 5 Výsledky

Tato kapitola diplomové práce se věnuje prezentaci výsledků měření provedených v praktické části diplomové práce. Získaná data byla shromážděna dle metodiky popsané v textu a analýza výsledků je detailně rozpracována v rámci jednotlivých podkapitol, jež odpovídají specifickým cílům práce. Naměřené údaje jsou vizualizovány pomocí grafů a tabulek.

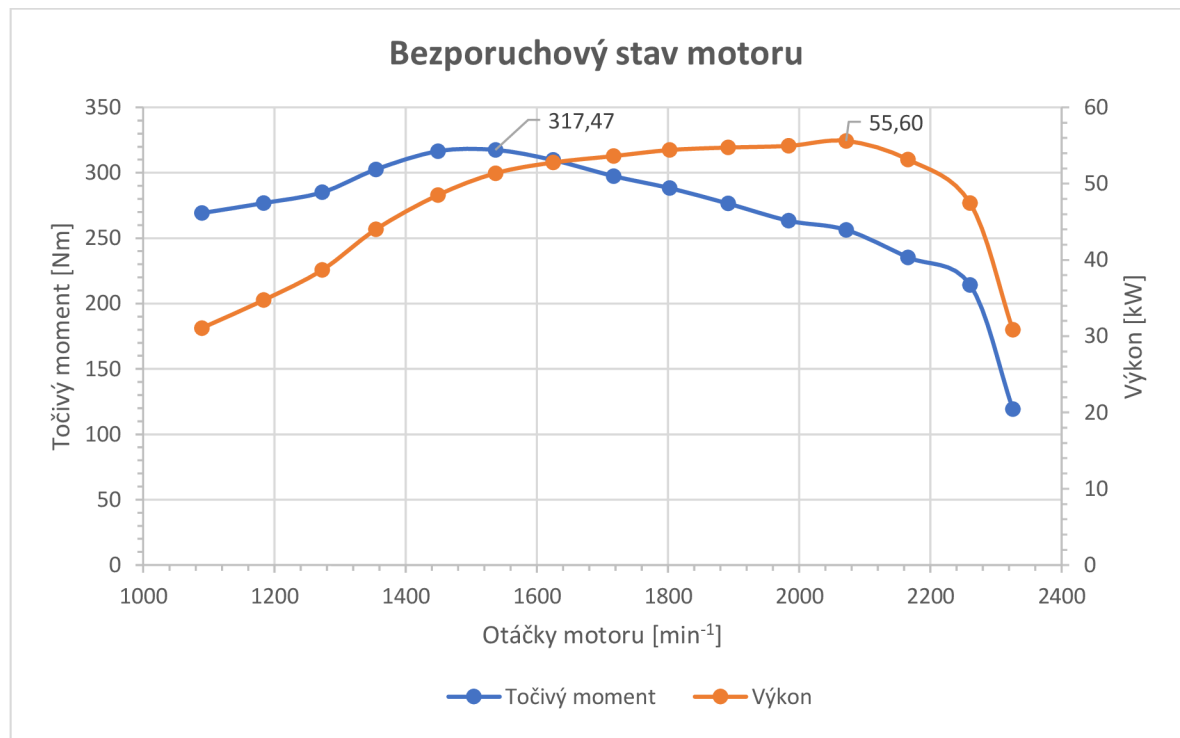
V úvodní podkapitole jsou prezentovány výsledky výkonových parametrů týkající se vnější otáčkové charakteristiky pro motor v bezporuchovém stavu, s poruchou sání, a s poruchou palivového systému.

V druhé podkapitole jsou prezentovány výsledky produkce emisí zkoumaného motoru pro jednotlivé varianty.

Ve třetí kapitole jsou prezentovány výsledky kouřivosti zkoumaného motoru pro jednotlivé varianty.

### 5.1 Výsledky výkonových parametrů

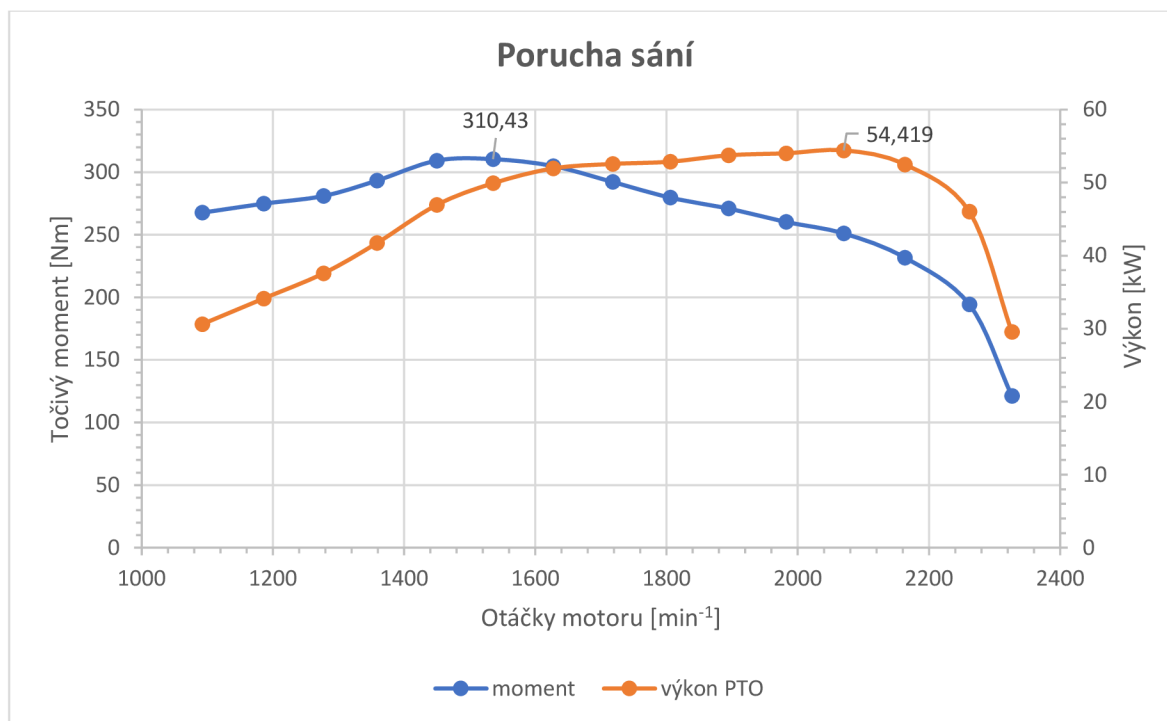
#### Bezporuchový stav motoru



Graf 1 – Vnější otáčková charakteristika motoru v ideálním stavu

Měření bezporuchového stavu bylo zvoleno jako porovnávací. V měření jsme nezohlednili mechanické ztráty způsobené převodovým ústrojím směrem k vývodovému hřídeli. Ztráty se pohybují v rozmezí 7-10 % výkonu (BAUER, a další, 2013). Maximální naměřená hodnota výkonu byla 55,6 kW při 2072 ot.min<sup>-1</sup>. Hodnota naměřeného výkonu pro jmenovité otáčky je 50 kW. Maximální hodnota točivého momentu při 1537 ot.min<sup>-1</sup> činila 317,5 Nm. Hodnota točivého momentu při jmenovitých otáčkách činila 225 Nm. Tabulková hodnota maximálního výkonu a točivého momentu je 60 kW, resp. 351 Nm. Rozmezí ztrát se tedy shoduje s naměřenou hodnotou.

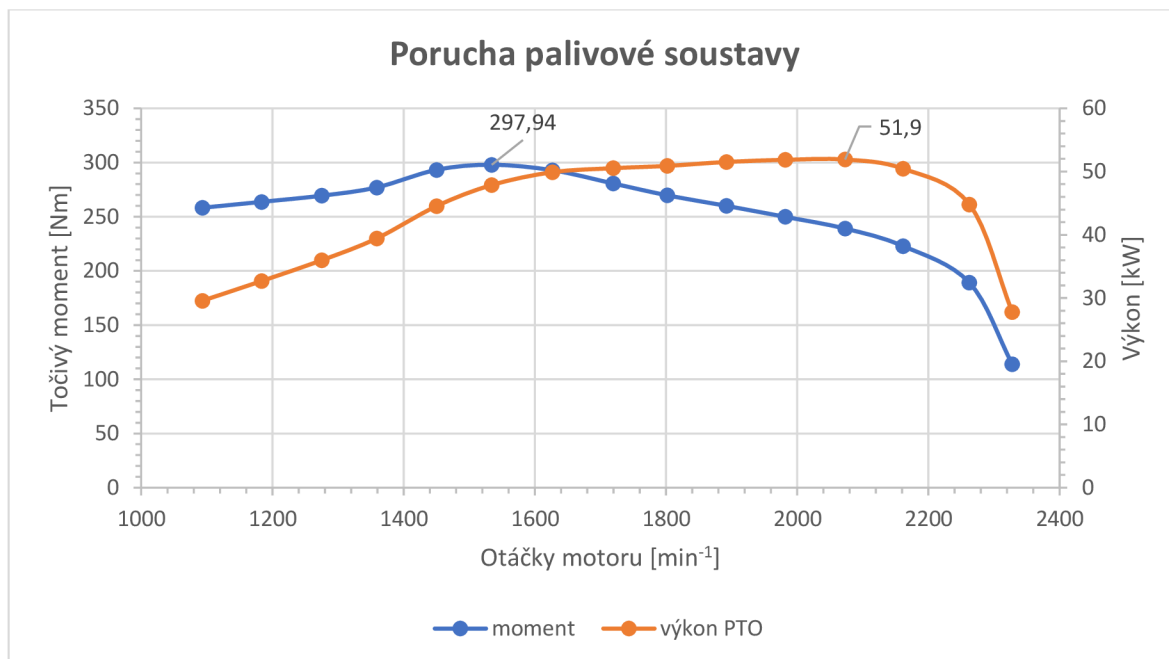
### Porucha sání



Graf 2 – Vnější otáčková charakteristika motoru s poruchou sání

Maximální naměřená hodnota výkonu z grafu 2 je 54,4 kW při 2070 ot.min<sup>-1</sup>. Hodnota naměřeného výkonu pro jmenovité otáčky je 48,9 kW. Maximální hodnota točivého momentu při 1535 ot.min<sup>-1</sup> činila 310,4 Nm. Hodnota točivého momentu při jmenovitých otáčkách činila 210 Nm.

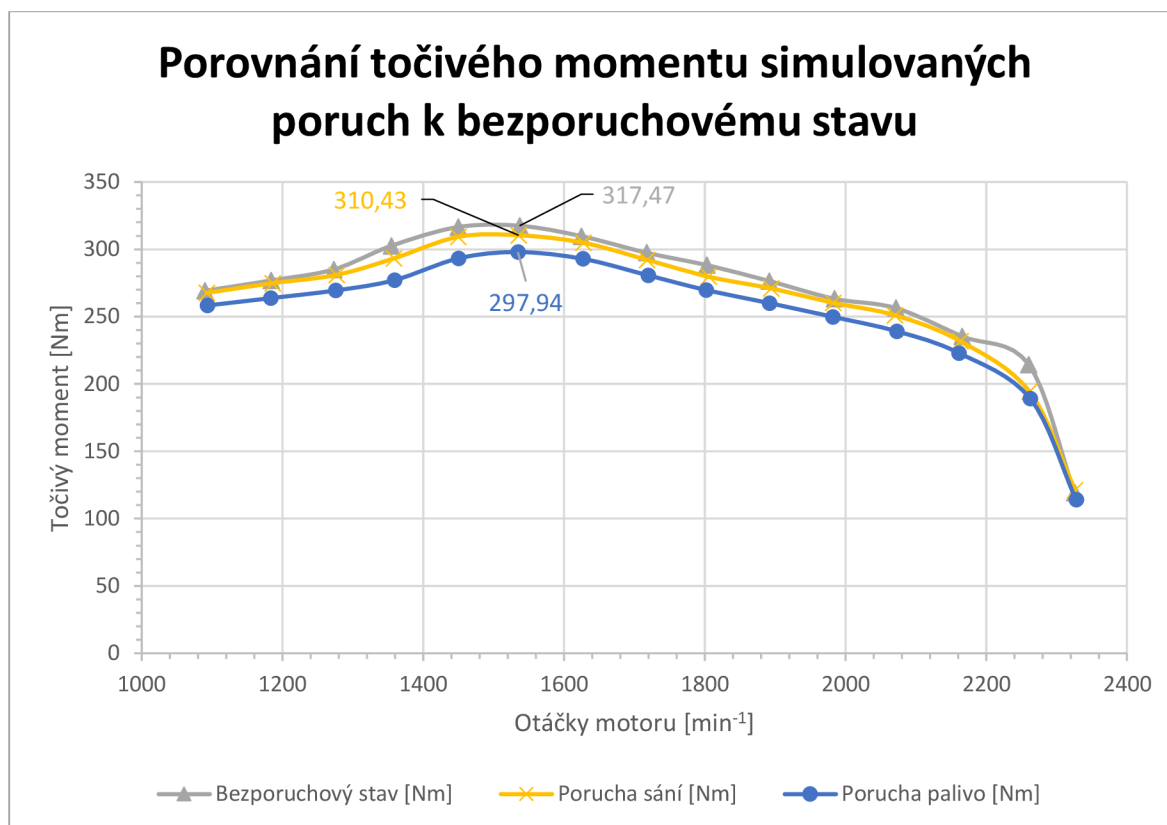
## Porucha palivové soustavy



Graf 3 – Vnější otáčková charakteristika motoru s poruchou palivové soustavy

Maximální naměřená hodnota výkonu z grafu 3 je 51,9 kW při 1882 ot.min<sup>-1</sup>. Hodnota naměřeného výkonu pro jmenovité otáčky je 47,8 kW. Maximální hodnota točivého momentu při 1535 ot.min<sup>-1</sup> činila 297,9 Nm. Hodnota točivého momentu při jmenovitých otáčkách činila 205 Nm.

## Porovnání poruchy sání a palivového systému vzhledem k bezporuchovému stavu

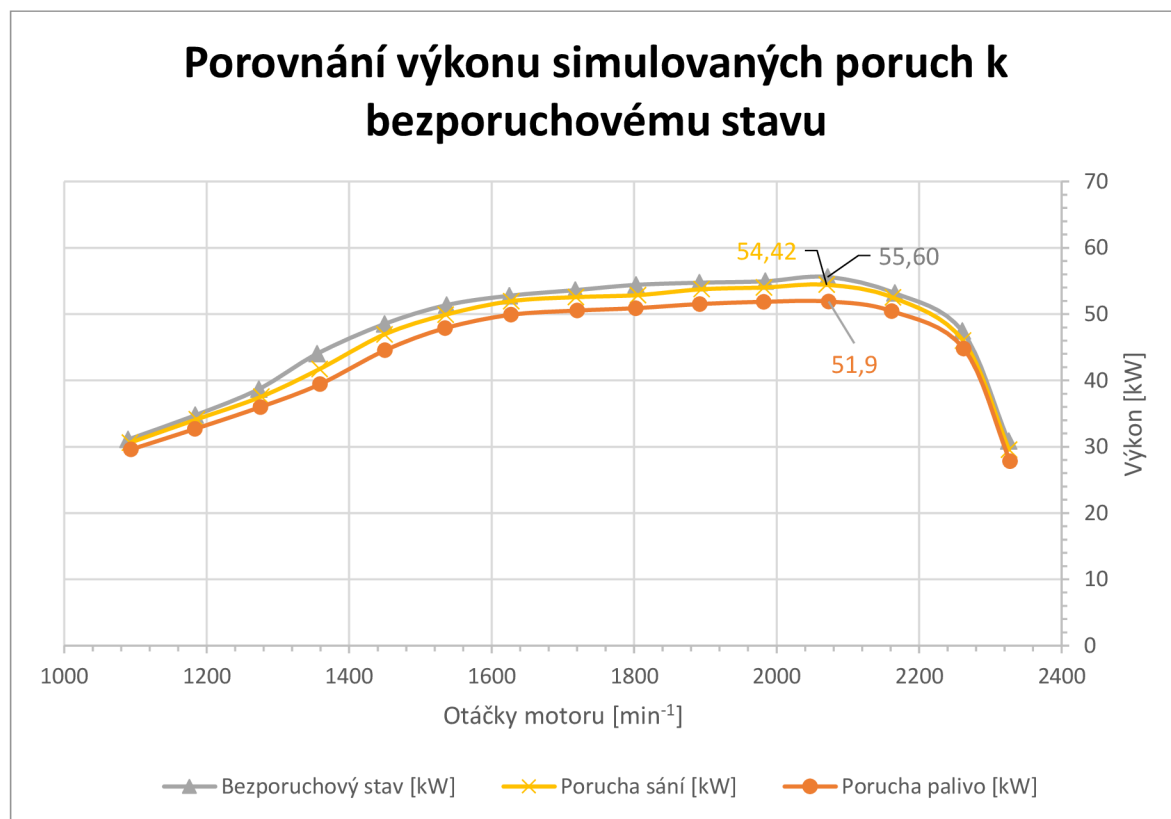


Graf 4 – Vnější otáčková charakteristika motoru – porovnání točivých momentů

Porucha sání vlivem ucpaného filtru způsobuje menší dodávku vzduchu do spalovacího prostoru a tím menší účinnost. V potrubí vzniká větší podtlak, způsobující odpor. Sací otvor byl ucpan přibližně z 80 % jeho velikosti. Tato varianta může být způsobena starým nebo znečištěným filtrem. Při zkoušce 90-95 % ucpání sacího otvoru vznikl extrémní odpor motoru, razantní pokles otáček a kouřivost. Od tohoto stavu bylo neprodleně opuštěno z důvodu bezpečnosti motoru. Z grafu 4 je patrné, že v oblasti nízkých otáček jsou hodnoty točivého momentu poruchy sání a bezporuchového stavu bez větších rozdílů, což může být způsobeno menším odporem proudění vzduchu. Při narůstajících otáčkách odpor vzduchu ovlivní turbodmychadlo a jeho hodnota roste. Hodnota rozdílu maximálního točivého momentu je 7 Nm. Pro oblast přiběhových otáček jsou patrné malé rozdíly mezi točivými momenty, pravděpodobně z důvodu aktivace regulátoru. Porucha palivové soustavy způsobila menší dodávku paliva do spalovacího prostoru. Z grafu 5 je patrné, že největší rozdíl točivého momentu nastal v oblasti těsně před jeho nejvyšší

hodnotou, protože zde má motor největší účinnost. Rozdíl točivých momentů pro nejvyšší naměřený v bezporuchovém stavu činí cca 20,5 Nm.

### Porovnání bezporuchového stavu a poruchy palivové soustavy

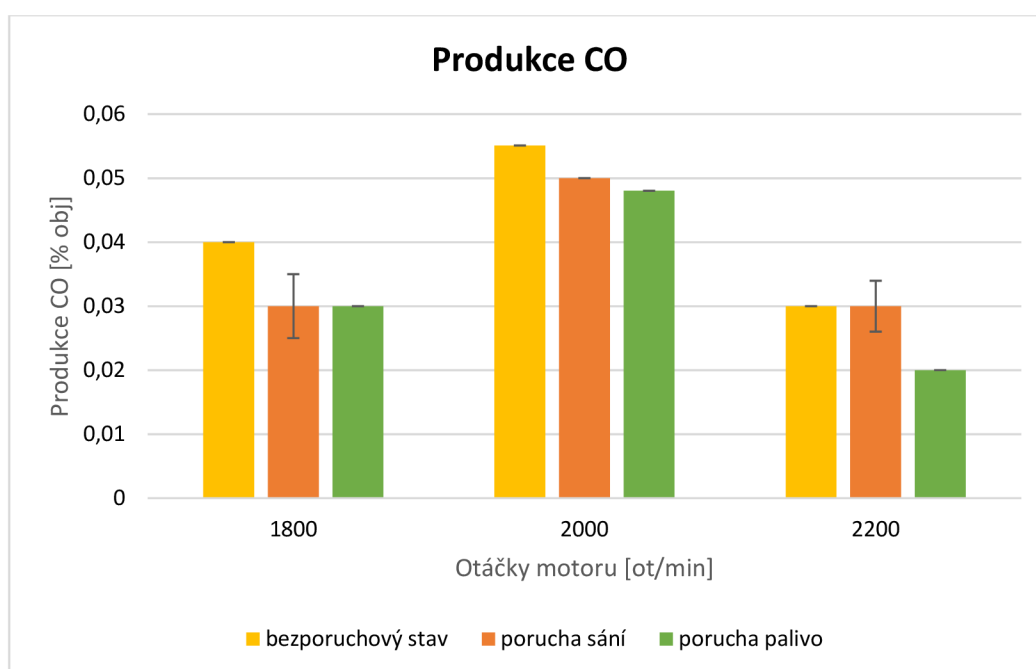


Graf 5 – Vnější otáčková charakteristika motoru – porovnání výkonů

Pro výkon motoru rozdíl v nejvyšší hodnotě dosahoval hodnoty 3,7 kW při 2070 ot.min<sup>-1</sup>. Při nízkých otáčkách rozdíl nebyl tak patrný, pravděpodobně z důvodu nižší účinnosti motoru v oblasti před záběrem turbodmychadla a nižšího celkového průtoku paliva při nižších otáčkách motoru.

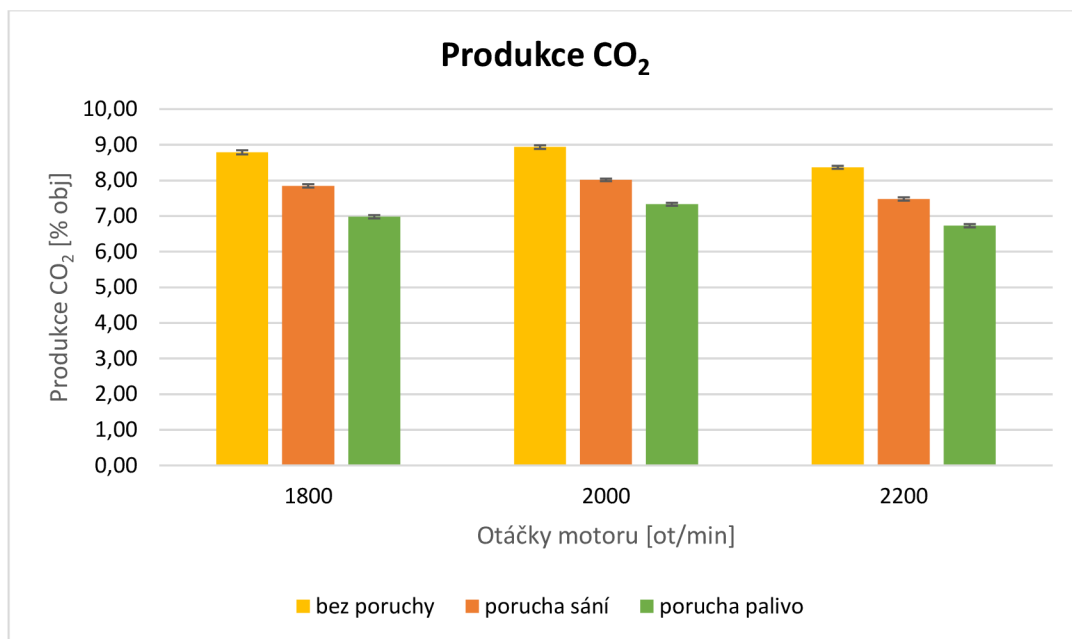
## 5.2 Výsledky produkcí emisí

Množství vyprodukovaných emisí v rámci cyklů měření jsou graficky zpracovány jako porovnání simulovaných závad a produkcí emisí při měnících se otáčkách. Následně jsou uvedeny chybové úsečky zahrnující směrodatné odchylky.



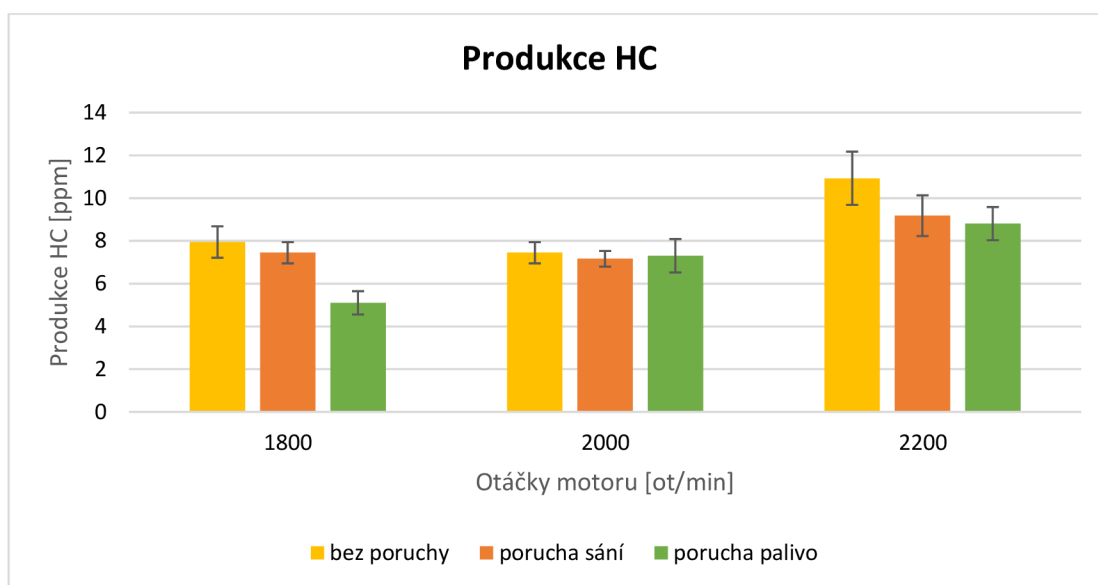
Graf 6 – Celkové množství vyprodukovaného oxidu uhelnatého v průběhu cyklu měření

Graf 6 představuje celkovou produkci oxidu uhelnatého v rámci měřeného cyklu. Z grafu je patrné, že s klesajícími otáčkami docházelo k nárůstu podílu emisí oxidu uhelnatého. Vznikající množství oxidu uhelnatého narůstá při poruše sání. To je dáno tím, že vzduch proudí do motoru s větším odporem, který musí motor překonat, vzduchu je ve spalovacím prostoru méně a směs je více obohacena, což způsobí vyšší produkci emisí. Porucha palivové soustavy motoru představuje nižší zastoupení emisí oxidu uhelnatého z důvodu menší dávky paliva proudícího do motoru. Většina rozdílů je menších než přesnost měřicího přístroje, jehož hodnota činí 0,03 %.



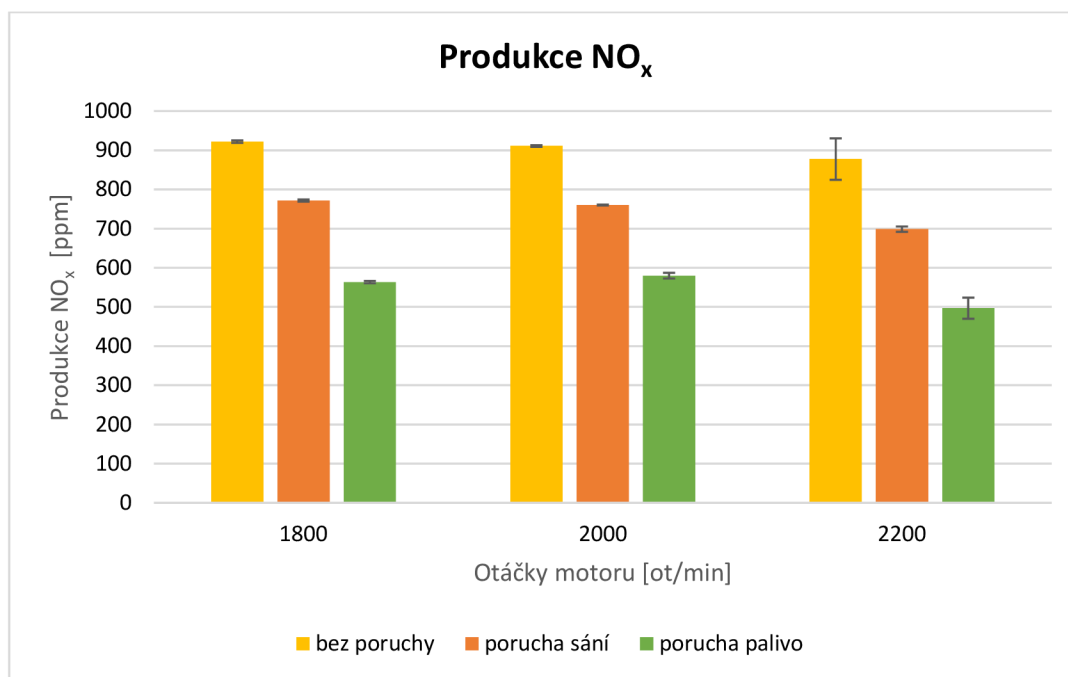
Graf 7 – Celkové množství vyprodukovaného oxidu uhličitého v průběhu cyklu měření

Graf 7 znázorňuje produkci emisí oxidu uhličitého. Z grafu je patrné, že s klesajícími otáčkami docházelo k nárůstu podílu emisí oxidu uhličitého. Nejnižší hodnoty představuje vzniklá porucha palivové soustavy z důvodu nižší dávky paliva do spalovacího prostoru. Nejvyšší hodnoty oxidu uhličitého představuje simulovaná porucha sání. Tato porucha představuje starý nebo znečištěný filtr, který klade proudění vzduchu větší odpor.



Graf 8 – Celkové množství vyprodukovaných nespálených uhlovodíků v průběhu cyklu měření

Produkci emisí nespálených uhlovodíků představuje graf 8. Z grafu je patrné, že vlivem klesajících otáček roste hodnota produkce nespálených uhlovodíků. Avšak pro variantu poruchy sání jsou hodnoty v daném rozsahu otáček prakticky identické. Většina naměřených výsledků je pod přesností měření přístroje.



Graf 9 – Celkové množství vyprodukovaných oxidů dusíku v průběhu cyklu měření

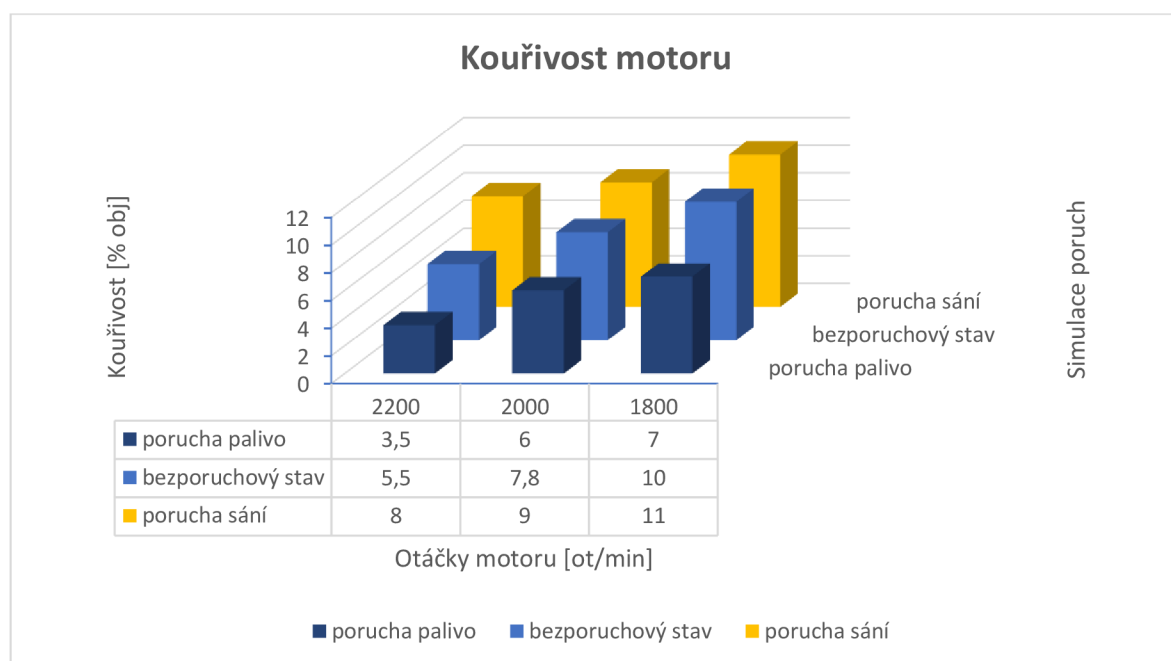
Z grafu 9 je patrné, že se produkce oxidů dusíku poměrně kontinuálně zvyšovaly při nižších otáčkách. Traktor v bezporuchovém stavu (mimo oblast 2200 ot.min<sup>-1</sup> v porovnání s poruchou sání) dosahoval nejvyšších hodnot oxidů dusíku. To je způsobeno vysokými teplotami vlivem dokonalého spalování. Nižší hodnoty emisí pro poruchu sání budou způsobeny vlivem menší dávky paliva vlivem regulátoru čerpadla, což způsobí nižší teploty ve spalovacím prostoru motoru, které ovlivňují produkci emisí dusíku. Traktor s poruchou palivového systému vykazoval také menší průtok paliva a větší přebytky vzduchu, což způsobilo menší produkci emisí oxidů dusíku.

### 5.3 Výsledky kouřivosti

Měření kouřivosti motoru bylo prováděno Opacimetrem vždy pro ustálené otáčky (2200, 2000 a 1800 ot.min<sup>-1</sup>). Z grafu 10 je patrné, že vlivem klesajících otáček roste procentuální zastoupení kouřivosti v měřeném objemu vzduchu. Kouřivost motoru byla



největší při simulaci poruchy sání. Omezením objemu vzduchu přiváděného do motoru vzroste odpor motoru a neúměrně se zvýší bohatost směsi, která způsobí nedokonalé spalování. Při zkoušce ucpání sacího otvoru z 90-95 % došlo k extrémní kouřivosti a namáhání motoru, a proto nebylo možné hodnoty naměřit. Výsledné měření probíhalo s 80% ucpáním otvoru, jehož hodnoty jsou promítnuty do grafu 10. Simulace poruchy palivového systému představuje v našem měření nejmenší hodnoty kouřivosti. Je to z důvodu omezení dodávky paliva do motoru.

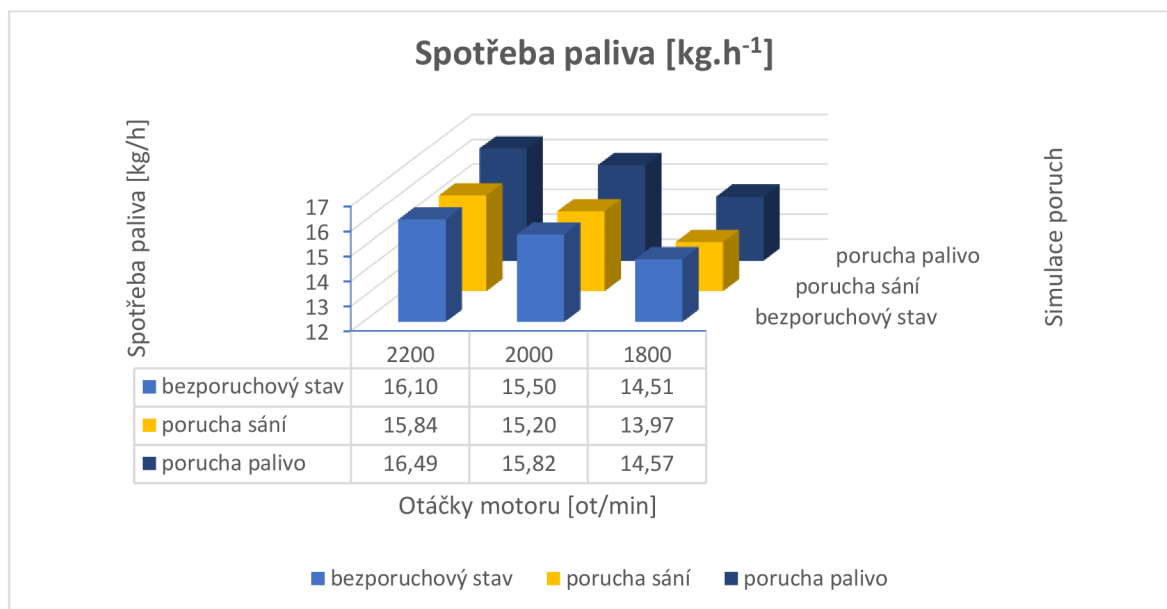


*Graf 10 – Procentuální zastoupení kouřivosti motoru při ustálených otáčkách*

## 5.4 Výsledky spotřeby paliva

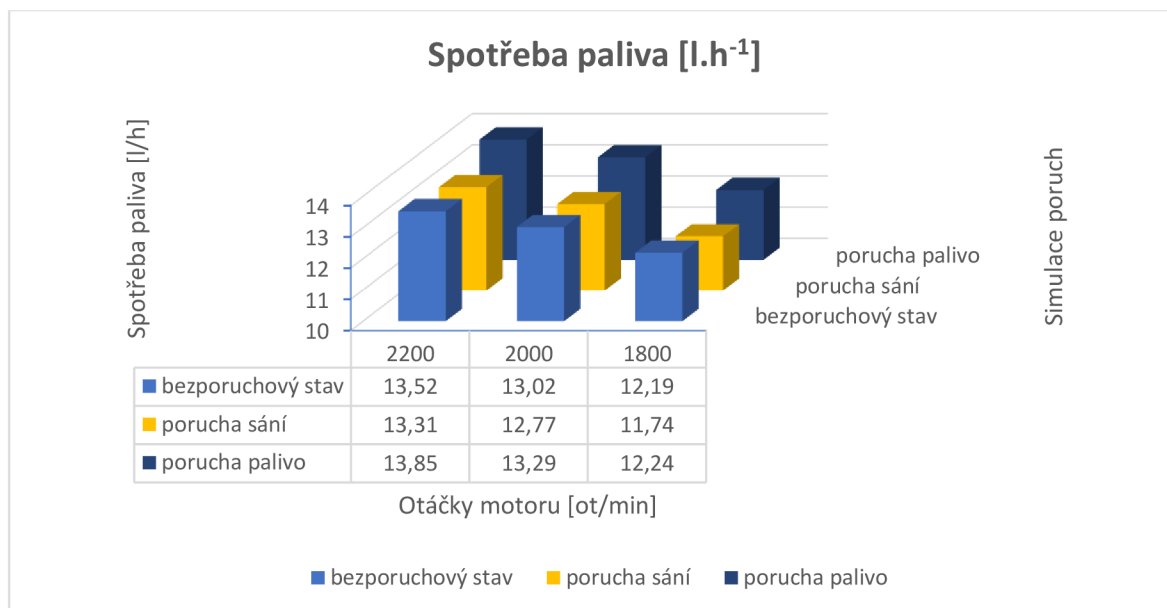
Měření spotřeby paliva probíhalo jeho vážením v čase pomocí Váhy Vibra a následným výpočtem. Z času a rozdílu hmotností paliva se stanovila spotřeba v  $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ , viz. graf 11. Tato metoda měření zahrnuje také ztráty paliva před motorem. Z grafu je patrné, že nejvyšší spotřebu paliva představovala porucha palivové soustavy motoru. Při netěsnosti paliva v potrubí dochází ke ztrátám a vyšší spotřebě paliva. Porucha sání v měření představuje vyšší produkci některých emisí, vyšší kouřivost, ale nikoliv vyšší spotřebu. Spotřeba paliva by se měla shodovat s bezporuchovým stavem motoru nebo být nižší v závislosti na palivovém čerpadle. Do motoru s řadovým mechanickým čerpadlem se dopravuje stále stejné množství paliva, pouze se mění kvalita spalování. U traktorů

s palivovými čerpadly s regulací, by se dalo očekávat, že řídicí jednotka sníží dodávku paliva vzhledem k nižšímu množství nasávaného vzduchu. Tento stav odpovídá grafu 11, který představuje drobné snížení spotřeby paliva u poruchy sání motoru.



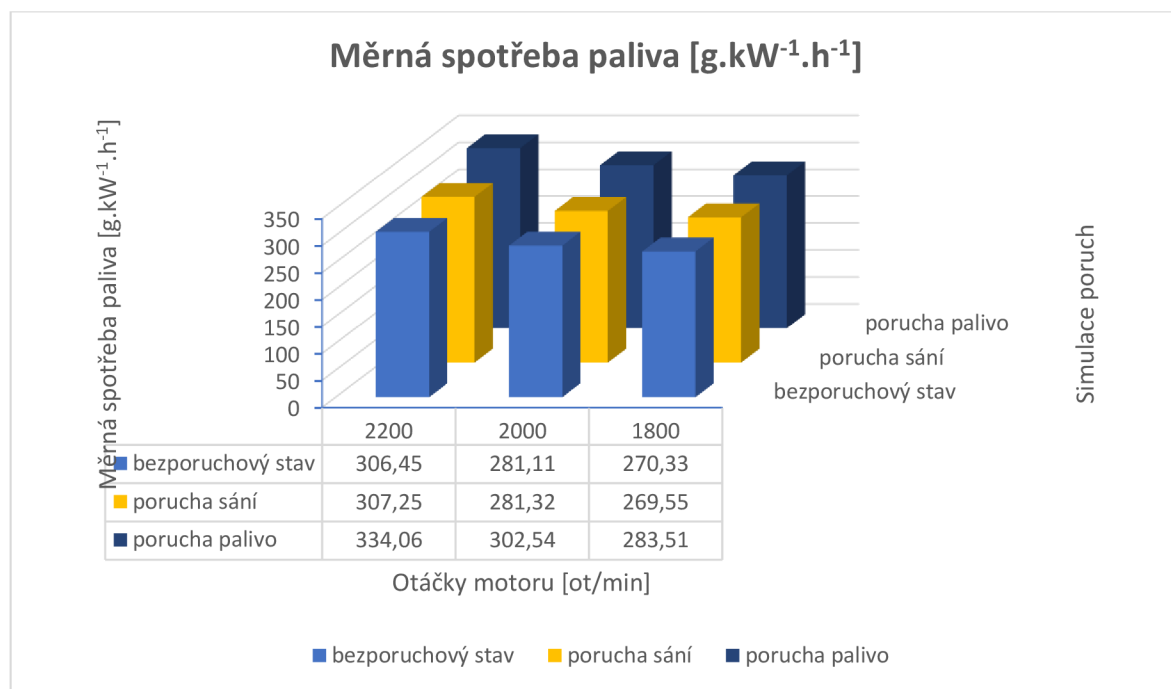
*Graf 11 – Výsledky spotřeby paliva v [kg.h<sup>-1</sup>]*

Hustota nafty se pohybuje v rozmezí 800-880 kg.m<sup>-3</sup> (MIKULČÁK , a další, 1995). Pro přepočítání hodnot na jednotky l.h<sup>-1</sup> byl zvolen koeficient 0,84, představující střední hodnotu.



*Graf 12 – Výsledky spotřeby paliva v [l.h<sup>-1</sup>]*

Pro zjištění měrné spotřeby paliva byl stanoven průměr hodnot točivého momentu v čase při ustálených otáčkách motoru 2200, 2000 a 1800 ot.min<sup>-1</sup>. Následovalo přepočítání na efektivní výkon motoru a dosazení do vzorce pro výpočet měrné spotřeby paliva. Zatížení motoru bylo stoprocentní.



*Graf 13 – Výsledky měrné spotřeby paliva v [g.kW<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>]*

Z grafu 13 je patrné, že hodnoty pro měřené simulace poruch korelují s hodnotami spotřeby paliva vyjádřené v kg.h<sup>-1</sup>, příp. l.h<sup>-1</sup>. Při zohlednění zvyšujících se otáček lze pozorovat menší nárůst spotřeby motoru než u spotřeby paliva vyjádřené v kg.h<sup>-1</sup>. Zatížení motoru bylo konstantní, ale měnily se otáčky. Snižování otáček pomocí dynamometru se projeví vlivem měnících se hodnot měrné spotřeby paliva. Vlivem snižujících se otáček a stejné mechanické práci motoru (100% zatížení), se měrná spotřeba paliva zvyšuje. Tento stav odpovídá grafu 13.

## 6 Závěr

Předmětem této diplomové práce bylo posouzení vlivu technického stavu vznětového motoru traktoru na jeho provozní parametry. Praktická realizace posouzení byla provedena na traktoru Zetor Forterra 8641.

Úvodní část diplomové práce popisuje vznětový spalovací motor a jeho komponenty. Následuje popis emisí motoru a konstrukční prvky pro jejich snížení.

Praktická část diplomové práce popisuje měření a následné vyhodnocení výkonových parametrů motoru traktoru se zaměřením na technický stav vybraných součástí.

Z diplomové práce je patrné, že traktor s poruchou palivového systému v závislosti na podmínkách dosahuje až 7% ztrátu výkonu a 6,2% ztrátu točivého momentu. Traktor s poruchou sání vzduchu dosáhl ztráty výkonu o 1,2 % a točivého momentu o 2,4 %.

Produkce emisí oxidu uhelnatého byla nejvíce ovlivněna poruchou sání a dosahovala navýšení až o 70 %. Produkce emisí oxidu uhličitého byla také nejvíce ovlivněna poruchou sání a nejvyšší nárůst dosahovala 5 % oproti bezporuchovému stavu. Porucha palivového systému představovala pro produkci oxidu uhelnatého a uhličitého vždy menší nebo obdobné hodnoty. Hodnoty produkce nespálených uhlovodíků byly nejvyšší u poruchy palivového systému. Nejvyšší odchylka od bezporuchového stavu byla přibližně 42 %. Porucha sání představovala nižší hodnoty nespálených uhlovodíků než bezporuchový stav (mimo oblast maximálních otáček). Hodnoty emisí oxidů dusíku rostly se snižujícími se otáčkami motoru a největší hodnoty se vyskytovaly u motoru bez závad (mimo oblast maximálních otáček – porucha sání).

Kouřivost motoru byla zásadně ovlivněna poruchou sání a její největší hodnota činila 11 % objemu vzduchu. Porucha palivového systému představovala nižší dodávku paliva a logicky menší kouřivost než bezporuchový stav motoru.

Spotřeba paliva pro poruchu sání nepředstavovala výraznější odchylky. Nejvyšší odchylky dosahovala u poruchy palivového systému, kde byla zvýšena o  $0,33 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ .

Pro zefektivnění práce motoru, prodloužení jeho provozuschopnosti a snížení produkci emisí je tedy důležité věnovat náležitou pozornost palivovému a vzduchovému systému traktoru (kontrola oleje v čerpadle, spotřeby paliva, kouřivosti, pravidelná výměna/čištění filtru atd.).

## 7 Seznam použitých zdrojů

- [1] **ACTIA CZ, s.r.o. 2016.** *NÁVOD NA OBSLUHU Opacimeter AT 605*. Tábor : autor neznámý, 2016.
- [2] **BAUER, František; SEDLÁK, Pavel; ČUPERA, Jiří; POLCAR, Adam; FAJMAN, Martin; ŠMERDA, Tomáš; KATREŇČÍK, Jakub. 2013.** *Traktory a jejich využití*. Praha : Profi Press s.r.o., 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [3] **BAYETERO, César Morales; YEPÉS, Carlos Mafla; CEVALLOS, Ignacio Benavides; RUEDA, Eric Hernández. 2022.** Effect of the use of additives in biodiesel blends on the performance and opacity of a diesel engine. *Materials Today: Proceedings*. 2022, Sv. 1, 49, stránky 93-99.
- [4] **BRAINBEE. 2024.** Brain Bee: Exhaust gas analyser. *brainbee.mahle*. [Online] 2024. [Citace: 5. leden 2024.] <https://www.brainbee.mahle.com/brainbee/en/product-lines/emission/ags-200/index-2.jsp>.
- [5] **ČUPERA, Jiří; ŠTĚRBA, Pavel. 2013.** *Automobily, Diagnostika motorových vozidel 1*. Brno : autor neznámý, 2013. ISBN 978-80-87143-28-5.
- [6] **DANEL, Vincent. 2019.** Airborne particulate matter and their health effects. [Online] 2019. [Citace: 6. leden 2024.] <https://www.encyclopedie-environnement.org/en/health/airborne-particulate-health-effects/>.
- [7] **DLG-Prüfbericht. 2009.** *Leistungsprüfstand ZW-500/W 500*. Groß-Umstadt : DLG e.V, 2009. 09.557.43.01.
- [8] **GREČENKO, Alexandr. 1994.** *Vlastnosti terénních vozidel*. Praha : Česká zemědělská univerzita, 1994. ISBN 80-213-0190-2.

- [9] **HAVLÍČEK, Jaroslav; LEGÁT, Václav; MARKO, Michal; PANEŠ, Vladimír; PEJŠA, Ladislav. 1989.** *Provozní spolehlivost strojů.* Praha : Státní zemědělské nakladatelství, 1989. ISBN 80-209-0029-2.
- [10] **HEYWOOD, John. 2018.** *Internal combustion engine fundamentals.* New York. New York ; Chicago ; San Francisco ; Athens ; London ; Madrid ; Mexico City ; Milan ; New Delhi ; Singapore ; Sydney ; Toronto : McGraw-Hill Education, 2018. ISBN 978-1-260-11610-6.
- [11] **HIREN, Dave, DIVYA, Solanki; PARTH, Naik. 2024.** *Effect of pilot fuel quantity and fuel injection pressure on combustion, performance and emission characteristics of an automotive diesel engine.* Gujarat : Mechanical Engineering Department, School of Technology, Pandit Deendayal Energy University, 2024. Sv. 21. ISSN 2666-2027.
- [12] **HROMÁDKO, Jan; HROMÁDKO, Jiří; HÖNIG, Vladimír; MILER, Petr. 2011.** *Spalovací motory.* Praha : Grada Publishing, a.s., 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [13] **JANDORA, Radek. 2000.** Maturitní otázky do fyziky. [Online] 2000. <http://radek.jandora.sweb.cz/fyzika.htm>.
- [14] **JOHNSON, E a NABER, D. 2022.** Internal combustion engine cycles and concepts. *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance.* Houghton : autor neznámý, 2022, stránky 233-261.
- [15] **KANGBO, Lu; HONGJIAN, Qiu; ZIQIANG, Chen; LEI, Shi; KANGYAO, Deng. 2023.** *Environmental adaptability method for improving the cold start performance of the diesel engine based on pilot injection strategy.* Shanghai : School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 2023. ISSN 0360-5442.
- [16] **KANNAN, C; VIAYAKUMAR, T. 2022.** Application of exhaust gas recirculation for NOx reduction in CI engines. *NOx Emission Control Technologies in Stationary and Automotive Internal Combustion Engines.* Vellore, Tamil Nadu : Department of

Automotive Engineering, School of Mechanical Engineering, Vellore Institute of Technology, 2022, stránky 189-222.

- [17] **KG, MAHA Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co.** Emission, Function and Performance. *The line of MAHA performance dynamometers*. [Online] [Citace: 2. únor 2024.] [https://maha.hu/wp-content/uploads/2015/08/BRO\\_MAHA\\_alle\\_LPS\\_EN.pdf](https://maha.hu/wp-content/uploads/2015/08/BRO_MAHA_alle_LPS_EN.pdf).
- [18] **LECTURA. 2024.** *lectura-specs*. [Online] LECTURA GmbH, 2024. [Citace: 1. únor 2024.] <https://www.lectura-specs.cz/cz/model/zemedelska-technika/traktory-4wd-zetor/forterra-8641-1-l-1015615>.
- [19] **MACEK, Jan. 2007.** *Spalovací motory 1*. Praha : ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [20] **MIKULČÁK, Jiří; KLIMEŠ, Bohdan; ŠŮLA, Václav; ZEMÁNEK, František; ŠIROKÝ, Jaromír. 1995.** *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*. místo neznámé : Prometheus, 1995. str. 206. ISBN: 80-85849-84-4.
- [21] **MOITZI, G; HAAS, M; WAGENTRISTL, H; BOXBERGER, H; GRONAUER, A. 2013.** *Energy consumption in cultivating and plowing with traction improvement system and consideration of the rear furrow wheel-load in ploughing*. místo neznámé : Soil and Tillage Research, 2013. stránky 55-60. Sv. 134. ISSN: 0167-1987.
- [22] **MUSIL, Petr. 2021.** *Trakční vlastnosti kolových zemědělských traktorů*. ČZU Praha : Diplomová práce.
- [23] **PEJŠA, Ladislav. 1975.** *Technická diagnostika, Technologie a organizace oprav strojů*. Praha : Státní pedagogické nakladatelství, 1975.
- [24] **PENG, Haiyong, CUI, Yi; SHI, Lei. 2008.** *Effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions during cold start of direct injection (DI) diesel engine*. 2008. stránky 471-479. Sv. 3. ISSN 0360-5442.

- [25] **POŠTA, Josef, DVOŘÁK, Milan; VESELÝ, Petr. 2002.** *Degradace strojních součástí : monografie.* Praha: Česká zemědělská univerzita, Technická fakulta : autor neznámý, 2002. ISBN 80-213-0967-9.
- [26] **SUNUSI, I; ZHOU, J; WANG, Z; SUN, Ch; IBRAHIM, E; OPIYO, S; KOHOUHOU, T; SOOMRO, S.A; SALE, N.A. 2020.** *Intelligent tractors: Review of online traction control process.* místo neznámé : Computers and Electronics in Agriculture, 2020. ISSN: 0168-1699.
- [27] **ŠTĚRBA, Pavel, ČUPERA, Jiří; POLCAR, Adam. 2011.** *Automobily, Diagnostika motorových vozidel 2.* Brno : Avid, s.r.o., 2011. ISBN 978-80-87143-19-3.
- [28] **VIBRA. 2016.** [Online] SHINKO DENSHI CO., LTD., 2016. [Citace: 9. leden 2024.] <https://www.vibra.co.jp/global/>.
- [29] **VLK, František. 2003.** *Vozidlové spalovací motory.* 1. Brno : autor neznámý, 2003. str. 580. ISBN 80-238-8756-4.
- [30] **VLK, František. 2001.** *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel : výkon vozidla, brzděné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, říditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy.* Brno : autor neznámý, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [31] **WEB. 2016.** EGR ventil – jeho funkce a působení na motor. [Online] 2016. [Citace: 8. únor 2024.] <https://blogauto.cz/egr-ventil/>.
- [32] **ZETOR. 2006.** *Dílenská příručka pro čtyřválcové motory Zetor 1204, 1004, 1304, 1404, 1504, 7204, 1104, 1204.* Brno : 1. vydání Zetor, 2006. 22.22.12.428.
- [33] **ZETOR. 2004.** *Návod k obsluze Zetor Forterra Turbo 8641, 9641, 10641, 11441, 11741.* Brno : 2. vydání Zetor, 2004.



## 8 Seznam použitých obrázků

- Obr. 1: Pracovní cyklus čtyřdobého motoru (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 2 – Schéma tepelné bilance u spalovacího motoru (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 3 – Závislost účinnosti tepelné na stupni komprese (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 4 – Závislost účinnosti tepelné na poměru měrných tepel a kompresním stupni (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 5 – palivová soustava systému Common Rail (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 6 – Řadové vstříkovací čerpadlo (BAUER, a další, 2013)*
- Obr. 7 – Řadové vstříkovací čerpadlo se zdvihacími šoupátky (BAUER, a další, 2013)*
- Obr. 8 – Schéma elektronické regulace řadového čerpadla se zdvihovými šoupátky (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 9 – Princip činnosti čerpadla s axiálním pístem (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 10 – Princip činnosti vstříkovacího rotačního čerpadla s radiálními písty (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 11 – Princip jednotky čerpadlo-vedení-tryska (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 12 – Princip vstříkovacího systému Common Rail (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 13 – Schéma činnosti vstříkovacího systému Common Rail (BAUER, a další, 2013)*
- Obr. 14 – Vysokotlaké radiální čerpadlo (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 15 – Vstříkovač (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 16 – Vstříkovač pro Common Rail s elektromagnetickým ventilem (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 17 – Piezoelektrický vstříkovač (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 18 – Vstříkovací tryska otvorová (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 19 – Koncentrace plynů ve výfuku vznětového motoru (HROMÁDKO, a další, 2011)*
- Obr. 20 – Pevné látky v lidském těle (DANEL, 2019) - upraveno*
- Obr. 21 – Schéma recirkulace výfukových plynů (WEB, 2016)*
- Obr. 22 – Upravené sání vzduchu do motoru*
- Obr. 23 – Dynamometr MAHA ZW 500*
- Obr. 24 – Schéma pneumatické části opacimetru (ACTIA CZ, 2016)*
- Obr. 25 – Opacimetr OPA-100*
- Obr. 26 – Analyzátor výfukových plynů AGS-200*
- Obr. 27 – Váha Vibra AJ 6200*

## **9 Seznam použitých tabulek**

*Tabulka 1 – Technické údaje testovaného motoru (LECTURA, 2024)*

*Tabulka 2 – Technické údaje dynamometru MAHA ZW 500 (DLG-Prüfbericht, 2009)*

*Tabulka 3 – Technické údaje Opacimetru OPA-100 (BAYETERO, a další, 2022)*

*Tabulka 4 – Technické údaje analyzátoru výfukových plynů AGS-200 (BRAINBEE, 2024)*

*Tabulka 5 – Technické údaje Váhy Vibra AJ 6200 (VIBRA, 2016)*

## 10 Seznam použitých grafů

*Graf 1 – Vnější otáčková charakteristika motoru v ideálním stavu*

*Graf 2 – Vnější otáčková charakteristika motoru s poruchou sání*

*Graf 3 – Vnější otáčková charakteristika motoru s poruchou palivové soustavy*

*Graf 4 – Vnější otáčková charakteristika motoru – porovnání točivých momentů*

*Graf 5 – Vnější otáčková charakteristika motoru – porovnání výkonů*

*Graf 6 – Celkové množství vyprodukovaného oxidu uhelnatého v průběhu cyklu měření*

*Graf 7 – Celkové množství vyprodukovaného oxidu uhličitého v průběhu cyklu měření*

*Graf 8 – Celkové množství vyprodukovaných nespálených uhlovodíků v průběhu cyklu měření*

*Graf 9 – Celkové množství vyprodukovaných oxidů dusíku v průběhu cyklu měření*

*Graf 10 – Procentuální zastoupení kouřivosti motoru při ustálených otáčkách*

*Graf 11 – Výsledky spotřeby paliva v [kg.h<sup>-1</sup>]*

*Graf 12 – Výsledky spotřeby paliva v [l.h<sup>-1</sup>]*

*Graf 13 – Výsledky měrné spotřeby paliva v [g.kW<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>]*