

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra jakosti a spolehlivosti strojů



Bakalářská práce

Emise motorů malé mechanizace

Autor práce: David Dupal

© 2017 ČZU v Praze

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

David Dupal

Obchod a podnikání s technikou

Název práce

Emise motorů malé mechanizace

Název anglicky

Small Engines Emissions

Cíle práce

Cílem práce je formou literární rešerše zmapovat současný stav v oblasti emisí pohonných jednotek pro malou mechanizaci a mobilní stroje. Pozornost bude zaměřena zejména na emise plynů, emisní limity, používaná paliva a souvislosti s konstrukcí a provozními podmínkami různých typů motorů.

Metodika

- 1) Úvod
- 2) Rozbor současného stavu
- 3) Cíl práce a metodika
- 4) Vlastní práce
- 5) Zhodnocení výsledků a doporučení
- 6) Závěr

Doporučený rozsah práce

35-50

Klíčová slova

spalovací motory, emise, emisní limity, palivo, biopaliva

Doporučené zdroje informací

- ADAM, Polcar, Jíří ČUPERA a Pavel SEDLÁK. Emise zážehového motoru při spalování paliva E85. Listy cukrovarnické a řepařské. VUC Praha a.s, 2014, 130(4): 149-153. ISSN 1210-3306.
- FERENC, B. *Spalovací motory : karburátory, vstřikování paliva a optimalizace parametrů motoru*. Brno: Computer Press, 2009. ISBN 978-80-251-2545-8.
- HROMÁDKO, J. *Spalovací motory : komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- REMEK, B. – ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE. STROJNÍ FAKULTA. *Provozní údržba a diagnostika vozidel*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02615-9.
- TAKÁTS, Michal. Měření emisí spalovacích motorů. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1997, 111 s. ISBN 80-01-01632-3.
- VLK, F. *Automobilová elektronika 3, Systémy řízení motoru a převodů : [benzinové motory, dieselové motory, výkon vozidla, vstřikovací systémy, zapalování, snímání dat]*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-7063-1.
- VLK, F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel : výkon vozidla, brzdě vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, říditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
-

Předběžný termín obhajoby

2016/17 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Bohuslav Peterka, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra jakosti a spolehlivosti strojů

Konzultant

Doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Elektronicky schváleno dne 4. 4. 2017

doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 4. 4. 2017

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 04. 04. 2017

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci „Emise motorů malé mechanizace“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce. Jako autor uvedené bakalářské práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 31.3.2017

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu mé práce panu Ing. Bohuslavu Peterkovi, Ph.D. za konzultace a pomoc při psaní této práce. Dále děkuji panu Jiřímu Zelenkovi z firmy Briggs & Straton za poskytnuté materiály, které byly mou velkou pomocí při psaní této práce. Samozřejmě bych také rád poděkoval své rodině, která měla se mnou při psaní práce trpělivost a podporovala mě.

Emise motorů malé mechanizace

Small Engines Emissions

Souhrn

Tato práce řeší problematiku emisí motorů malé mechanizace. Cílem je seznámit čtenáře se složkami výfukových plynů, aktuální normou EU a metodami umožňující snížení emisí spolu s jednotlivými druhy paliv. Na vybraném pozemku bylo vypočítáno teoretické množství CO_2 a SO_2 při použití benzínu a LPG. Výpočty byly prováděny na základě spotřeby paliva a hmotnostního podílu jednotlivých složek v něm obsažených. Hlavním zjištěním je poměrně vysoký objem síry v palivu LPG. Přínosem práce je demonstrace vzniku spalin na konkrétním pozemku při posečení trávy.

Summary

This bachelor's thesis is aimed on small engines emissions. The purpose is to familiarize the reader with exhaust gas components, current European standards and methods of lowering emissions along with different types of fuel. Theoretic amount of produced CO_2 and SO_2 by using both petrol and LPG was determined on a specific area. Calculations were based on fuel consumption and mass fraction of elements contained in fuel. The result is surprisingly high volume of sulphur in LPG. The contribution of this study is a demonstration of exhaust gas emissions from lawn mowing the selected area.

Klíčová slova: emise, malá mechanizace, oxidy dusíku, oxid uhelnatý, oxid uhličitý, oxid sířičitý, spalovací motor, benzin, LPG, CNG, ethanol, biobuthanol, biopalivo

Keywords: emissions, small engines, carbon dioxide, carbon monoxide, sulphur dioxide, combustion engine, petrol, LPG, CNG, ethanol, biobutanol, biofuel

Obsah

1.	ÚVOD	1
1.1.	Oxid uhelnatý CO	1
1.2.	Oxid uhličitý CO ₂	1
1.3.	Uhlovodíky HC	2
1.4.	Oxidy dusíku NO _x	2
1.5.	Oxidy síry SO _x	3
1.6.	Sirovodíky H ₂ S	4
1.7.	Čpavek NH ₃ (amoniak)	4
1.8.	Pevné částice	4
1.9.	Konstrukce motoru malé mechanizace	5
1.9.1.	Čtyřdobé spalování	6
1.9.2.	Dvoudobé spalování	8
2.	ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU	10
2.1.	Normy Evropské unie	11
2.1.1.	Bývalé normy (Etapa I/II)	12
2.1.2.	Současná norma (Etapa V)	12
2.2.	Emise při spalování paliva E85	14
2.2.1.	Výhody a nevýhody E85	17
2.3.	Biobutanol	18
2.4.	LPG a CNG	19
2.5.	Vodík	23

2.6.	Opatření pro snížení emisí	23
2.6.1.	Katalyzátor	24
2.6.2.	Kompresní poměr	28
2.6.3.	Recirkulace výfukových plynů	29
2.6.4.	Předstih zážehu a energie zážehu	30
2.6.5.	Volba směšovacího poměru	31
3.	CÍL PRÁCE A METODIKA	32
4.	VLASTNÍ PRÁCE	33
4.1.	Výpočet CO ₂	33
4.1.1.	Benzin	33
4.1.2.	LPG	34
4.2.	Výpočet SO ₂	35
4.2.1.	Benzin	35
4.2.2.	LPG	35
4.3.	Přepočítání emisí na vybranou plochu	36
5.	ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ A DOPORUČENÍ	38
6.	ZÁVĚR	39
7.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	40
8.	SEZNAM OBRÁZKŮ	43
9.	SEZNAM TABULEK	45

1. Úvod

Problematika emisí spalovacích motorů je v dnešní době velmi diskutované téma. Dříve byla pozornost směřována k nákladní a osobní dopravě, dnes se normy vztahují i na běžně provozovanou malou mechanizaci. První norma týkající se nesilničních strojů na území EU nabyla účinnosti roku 1997 (97/68/ES), později ji v několika etapách doplňovala směrnice 2002/88/EC a dnes je od 1. ledna 2017 účinná norma EU 2016/1628.

Cílem je seznámit čtenáře s problematikou vzniku emisí, současnými normami a možnými metodami snížení škodlivých látek (v souvislosti s použitým palivem) obsažených ve výfukových plynech. Kladen je také důraz na škodlivost těchto složek na lidský organismus a přírodu. Práce je orientována na malou mechanizaci, tedy výhradně na zážehové motory.

1.1. Oxid uhelnatý CO

Neviditelný plyn bez zápachu. Vdechování oxidu uhelnatého ovlivňuje funkci centrálního nervového a srdečního systému. V závislosti na době vdechování a intenzitě bývá důsledkem vázání na červené krvinky, čímž je způsoben nedostatek kyslíku pro lidský organismus a může dojít až ke smrti udušením. Odbourávání obsahu CO z těla je možné jen v prostředí CO neobsahující. [1]

Hlavní příčinou vzniku oxidu uhelnatého je nedostatek kyslíku při spalování. Taková situace nastává, pokud je součinitel přebytku vzduchu $\lambda < 1$, jedná se tedy o bohatou směs (u vznětových motorů za přebytku vzduchu oxiduje CO na CO₂). K nejvyššímu poměru koncentrace CO ve výfukových plynech dochází při nízkém zatížení (volnoběh). Tato koncentrace se také mění v závislosti na teplotě stěny válce, za nízké teploty je obsah CO vyšší. [2]

1.2. Oxid uhličitý CO₂

Velmi stabilní a málo reaktivní plyn bez zápachu a barvy, který je těžší než vzduch (zhruba 1,5x). Pro lidský organismus škodlivý tehdy, kdy je jeho koncentrace příliš vysoká a vytěsňuje kyslík. Řadí se mezi tzv. skleníkové plyny omezující sdílení tepla s okolím Země,

mezi největší rizika působení těchto plynů se uvádí tání ledovců a zvýšení hladiny oceánů. V souvislosti s průmyslovou revolucí byla zvýšena koncentrace až o 25 %. Z celkového podílu oxidu uhličitého na Zemi je zhruba 10 % vlivem spalovacích motorů. [2]

Oxid uhličitý je neodstranitelnou součástí spalování. Za dokonalého spalování je jeho objem ve výfukových plynech maximálně 14,7 %. Snížení této složky je možné jen snížením spotřeby paliva. [3]

1.3. Uhlovodíky HC

„Důvodem vzniku HC je vždy nedokonalé spalování, nedostatek kyslíku při spalování a v případě velmi chudých směsí pomalý a málo aktivní průběh spalování.“ [1]

Nespálené části paliva, jejich sloučeniny se mohou vyskytovat jako aromáty, olefiny, parafiny, aldehydy (hlavně formaldehydy) a popř. v polycyklických sloučeninách. U více než dvaceti druhů polycyklických sloučenin byly prokázány karcinogenní a mutagenní účinky. Mezi nejnebezpečnější sloučeniny patří toluol, xylozy a benzol, který je jednou z příčin změn krevního obrazu a leukemie. [1]

Ideální směšovací poměr pro co nejnižší obsah nespálených uhlovodíků je při chudé směsi $\lambda = 1,1 - 1,2$. Velký vliv na obsah HC má i teplota motoru (za nízké teploty jsou emise u nespálených uhlovodíků vyšší), jeho konstrukce (ideální je malý poměr povrchu k objemu) a i samotný píst, kde je určujícím činitelem výška uložení prvního pístního kroužku. V souvislosti s těmito emisemi je důležité uvést i údržbu motoru, tedy jeho technický stav a správné seřízení.

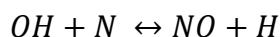
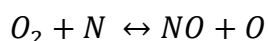
Nebezpečné polycyklické sloučeniny (PAH) vznikají převážně tehdy, kdy původní uhlovodíková molekula obsahuje více než jeden atom uhlíku. [2]

1.4. Oxidy dusíku NO_x

„Nejpříznivějšími podmínkami pro vznik oxidů dusíku jsou vysoké teploty spalování v oblasti chudých směsí. Využitím systémů recirkulace výfukových plynů je možné podíl oxidů dusíku ve výfukových plynech snížit (snížení intenzity spalování, a tedy i teplot spalování).“ [1]

V dnešní době se o oxidech dusíku mluví nejvíce ve spojení se vznětovými motory a aférou „Dieselgate“, ale jsou obsaženy i ve výfukových plynech zážehových motorů, jen v menším množství. Mezi NO_x patří NO (oxid dusnatý), NO_2 (dusitan neboli oxid dusičitý), N_2O (oxid dusný) a N_2O_5 (oxid dusičný). V kombinaci s vodou vzniká kyselina dusičná (HNO_3) a kyselina dusitá (HNO_2). NO_2 (oxid dusičitý) je nejproblematictější sloučenina dusíku s kyslíkem, jedná se o zápachající červenohnědý jedovatý plyn slučující se s hemoglobinem v krvi a dráždivý dýchací orgány. Pomalu reagující dusík ve vzduchu bývá aktivován v teplotách nad $1100\text{ }^\circ\text{C}$ a slučován s kyslíkem v prostoru spalování. Zapříčiňuje kyselé deště, smog, poškození lesů, ale napomáhá tvorbě ozonu. Oxidy dusíku působí jako krevní jed a vyvolávají rakovinu. [1]

Tvorba oxidu dusného je popsána tzv. Zeldvičovou řetězovou reakcí:



Tyto reakce mohou probíhat i obráceně, záleží na koncentraci dusíku, kyslíku, vodíku a teplotě. K uskutečnění těchto reakcí musí být teplota ($1900\text{--}2000\text{ }^\circ\text{C}$) spolu s dostatkem času a kyslíku. Množství vyprodukovaného NO_x je úměrné s přebytkem vzduchu, tím je k dispozici více kyslíku. Nejvyšší koncentrace je při $\lambda = 1,05\text{--}1,1$. [2]

1.5. Oxidy síry SO_x

Vznik oxidů síry souvisí s obsahem síry v palivu. Při spalování se složky síry slučují s vodou a kyslíkem, čímž vznikají oxidy síry, tedy i kyselina sírová (H_2SO_4) a kyselina siřičitá (H_2SO_3). Jsou hlavním činitelem kyselých dešťů spolu s poškozováním lesů. Oxid siřičitý (SO_2) je dráždivý plyn rozpustný ve vodě. Mezi příznaky při kontaktu patří zčervenání, otok a zesílená sekrece z vlhké sliznice očí a dýchacích cest. Může se ale také dostat hluboko do dýchacích cest pomocí jemného prachu ve formě aerosolů, rizikové převážně pro děti a astmatiky. Vysoký obsah síry v palivu způsobuje i vyšší emise pevných částic. [1]

Síra bývá emitována většinou v podobě SO₂, jen zhruba 2-3 % jsou ve formě SO₃ (oxid sírový). I proto se dnes používá oxidační katalyzátor, který přeměňuje cca 70 % SO₂ na SO₃. [2]

1.6. Sirovodíky H₂S

Množství sirovodíku je přímo úměrné množství síry obsaženém v pohonných hmotách. Mezi příznaky při kontaktu se řadí podráždění sliznice očí a dýchacích cest, otrava se projevuje zadušením, ztrátou vědomí, popř. ochrnutím dýchacího systému. Prahová hodnota je 0,0025ml·m⁻³. [1]

1.7. Čpavek NH₃ (amoniak)

Dýchání čpavku vede k drážděním dýchacích cest, důsledkem je kašel a dýchavičnost. Po přímém intenzivním vdechnutí velkého množství čpavku dochází k narušení funkce plic, jejichž plné obnovení může trvat až několik let. Při přímém kontaktu jsou ve velkém ohrožení i oči, může dojít k zákalu nebo i oslepnutí. Nicméně k přímé otravě většinou nedochází, protože čpavek se rychle přeměňuje na močovinu. Čpavek může vznikat i v katalyzátorech, nicméně v systému SCR má příznivé účinky. [1]

1.8. Pevné částice

Pevné částice sice mezi malou mechanizaci moc nepatří, nicméně jsou nedílnou součástí dnešních výfukových plynů (převážně vznětových) motorů, proto jsem se rozhodl je taktéž uvést. Složkami pevných částic jsou primární uhlíky, organické uhlíky, sulfáty, dusík, voda a další neidentifikovatelné látky. Krátkodobým vystavením pevných částic se vystavujeme riziku podráždění očí, jícnu, průdušek a může také zapříčinit nucení ke zvracení a potíže s dýcháním. Opakované vystavení v některých případech způsobuje zánět a histopatologické změny v plicích. Po delší dobu vystavení s koncentrací od 5 μg·m⁻³ vzniká rakovinotvorný efekt. Z tohoto důvodu je dnes v EU brán velký zřetel na filtry pevných částic u vozidel s vznětovými motory. Velké částice bývají zachyceny v horních dýchacích cestách, ale menší

částice mohou proniknout až do plic. Tyto emise vysoce souvisí s kvalitou paliva za vstřikování do válce. [2]

Do budoucna se plánuje i zavedení filtru pevných částic pro přeplňované zážehové motory, z důvodu zjištění měření, kde bylo prokázáno, že přeplňované zážehové motory s přímým vstřikováním produkují více pevných částic než vznětové motory s filtrem pevných částic. [4]

1.9. Konstrukce motoru malé mechanizace

Motory malé mechanizace na rozdíl od například motorů v automobilech jsou snadno přístupné, protože nejsou navrhovány tak, aby se vešly pod kapotu automobilu spolu s dalšími prvky. Jsou po nich většinou požadovány snadné operace jako sekání trávy nebo obracení zeminy, po většinu času tedy běží za konstantních otáček, ty se mohou měnit v závislosti na zátěži, například v případě sekaček u husté trávy, krtince apod. Viz obrázek 1.

Obrázek 1: Příklady motorů malé mechanizace a jejich využití



Zdroj: *Small Engine and Equipment Maintenance*

1.9.1. Čtyřdobé spalování

Čtyřdobý motor (také znám pod názvem „čtyřtakt“) je dnes u malé mechanizace nejběžnější, zejména u zahradní techniky. Má velmi široké využití, mezi nejčastější patří například sekačky na trávu, zahradní traktory, mulčovače, sněhové frézy aj. Oproti dvoudobému spalování mají nižší emise. Pro tyto motory s vnitřním spalováním jsou specifické čtyři pracovní fáze: sání, komprese, expanze a výfuk. [5]

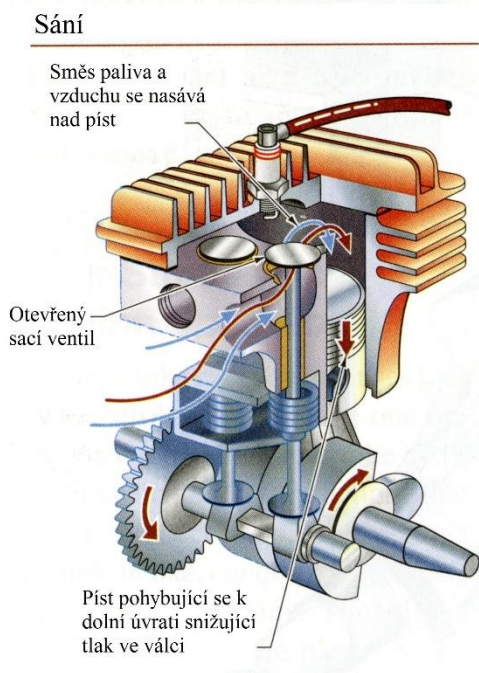
Při sání se píst pohybuje z úvratě horní do úvratě dolní a při otevřeném sacím ventilu je nad píst nasávána směs paliva se vzduchem (popř. čistý vzduch, pokud jde o zážehový motor s přímým vstřikem nebo vznětový motor). Viz obrázek 2.

Při kompresi se píst pohybuje směrem od dolní úvratě k horní, zatímco jsou oba ventily uzavřeny, tímto se směs (popř. vzduch) stlačuje, vzniká tedy komprese. Viz obrázek 3.

Při expanzi dochází k zážehu směsi před horní úvratí (nebo vstřiku paliva), tím vzniká hoření, vlivem tohoto výbuchu se píst pohybuje od horní úvratě do dolní úvratě a provádí tak užitečnou práci. Viz obrázek 4.

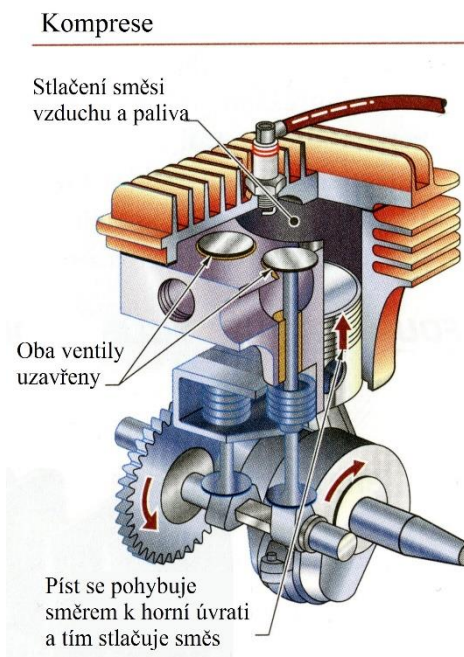
Při výfuku se píst pohybuje zpět k horní úvratě a vytlačuje zplodiny hoření otevřeným výfukovým ventilem. Následně se celý proces opakuje. Viz obrázek 5. [2]

Obrázek 2: Sání



Zdroj: *Small Engine and Equipment Maintenance*,
překlad autor

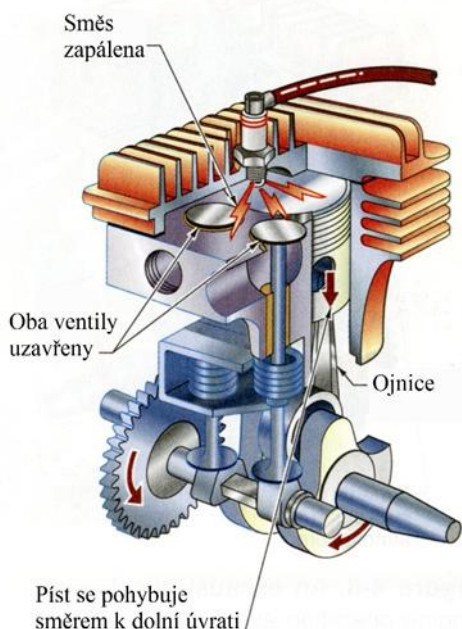
Obrázek 3: Komprese



Zdroj: *Small Engine and Equipment Maintenance*,
překlad autor

Obrázek 4: Expanze

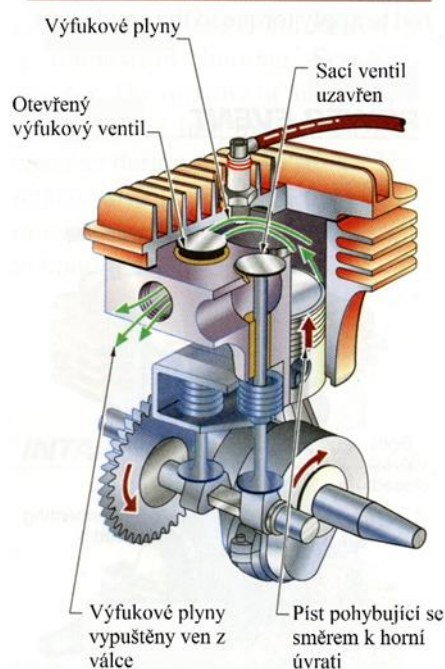
Expanze



Zdroj: *Small Engine and Equipment Maintenance*,
překlad autor

Obrázek 5: Výfuk

Výfuk



Zdroj: *Small Engine and Equipment Maintenance*,
překlad autor

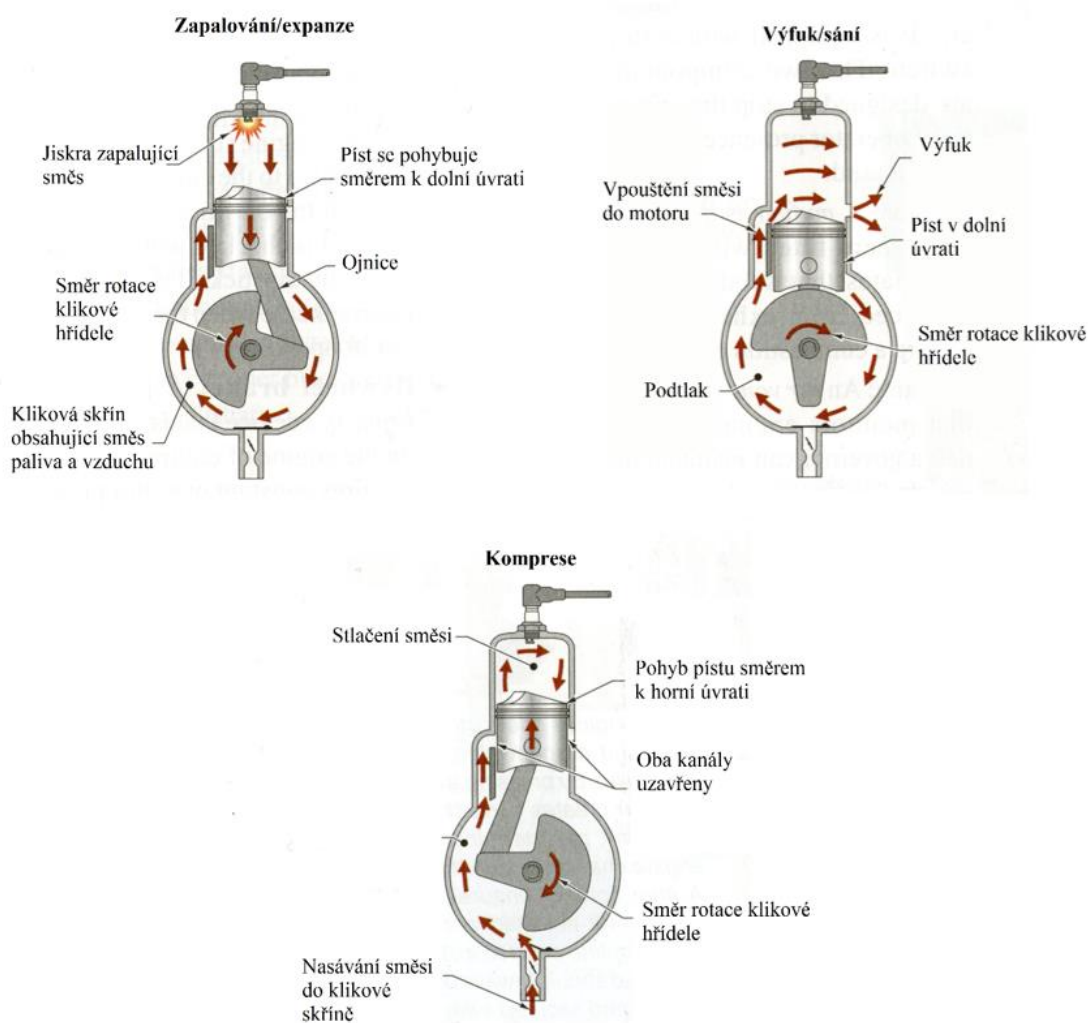
1.9.2. Dvoudobé spalování

Dvoudobé motory jsou v malé mechanizaci používány převážně pro motorové pily, vysavače listů a jiné ručně držené vybavení. Dříve byly běžné i jako motory do motocyklů, dnes už se nepoužívají z důvodu vyšších emisí. [5]

Dvě doby (neboli takty) mají dvě pracovní fáze: sání a komprese, expanze a výfuk. Píst se pohybuje od dolní úvrati, kdy jeho horní hrana odkrývá přepouštěcí kanál, čímž vpouští směs paliva a vzduchu do motoru, následným pohybem směrem k horní úvrati se zakrývá přepouštěcí i výfukový kanál a dochází ke stlačování směsi, tímto dojde v klikové skříně k podtlaku, po odkrytí sacího kanálu dolní hranou pístu je do prostoru klikové skříně nasávána směs. Následně se směs zapaluje jiskrou před horní úvrati, tím vzniká tlak a píst je tlačěn směrem k dolní úvrati, dolní hrana pístu překrývá sací kanál a stlačuje tak směs v klikové skříně, následným pohybem se odkrývá výfukový kanál a zplodiny opouštějí prostor válce, poté se odkryje přepouštěcí kanál a směs vstupuje nad píst a vytlačuje zbytky hoření do výfukového

kanálu, píst poté svým pohybem překryje výfukový kanál a celý proces se opakuje. Viz obrázek 6. [2]

Obrázek 6: Dvoudobý motor



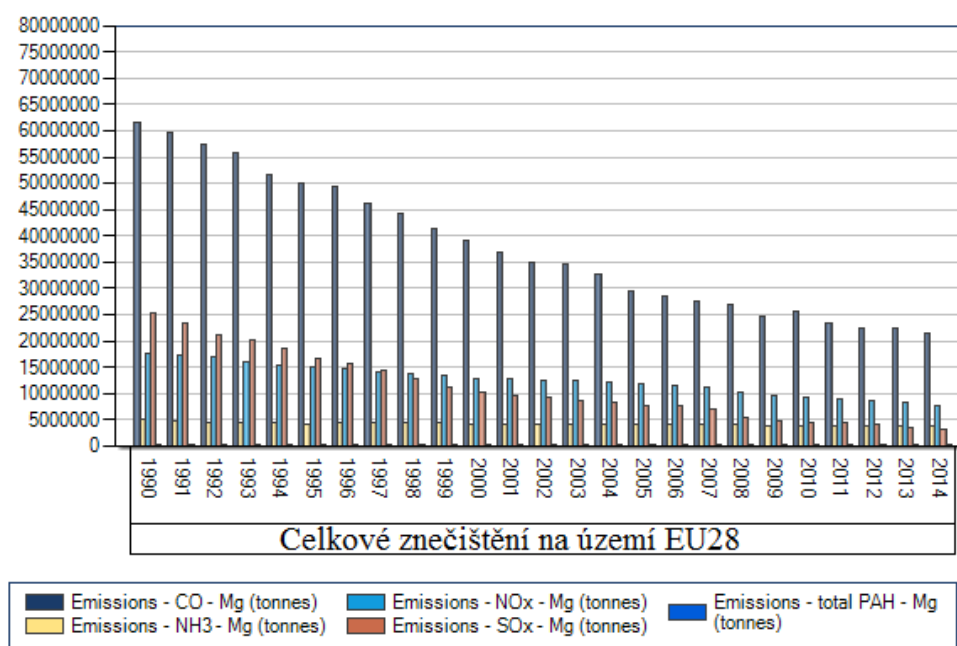
Zdroj: *Small Engine and Equipment Maintenance*, překlad autor

2. Rozbor současného stavu

Emise plyných znečišťujících látek a znečišťujících částic se u typů motorů či rodin motorů jsou během jejich provozu monitorovány prováděním zkoušky motorů instalovaných v nesilničních pojízdných strojích provozovaných v rámci jejich běžných pracovních cyklů. Tyto zkoušky jsou prováděny na motorech, které prošly řádnou údržbou a jsou v souladu s ustanoveními, vztahujícími se na výběr motorů, zkušební postupy a vykazování výsledků u jednotlivých kategorií motorů. [6]

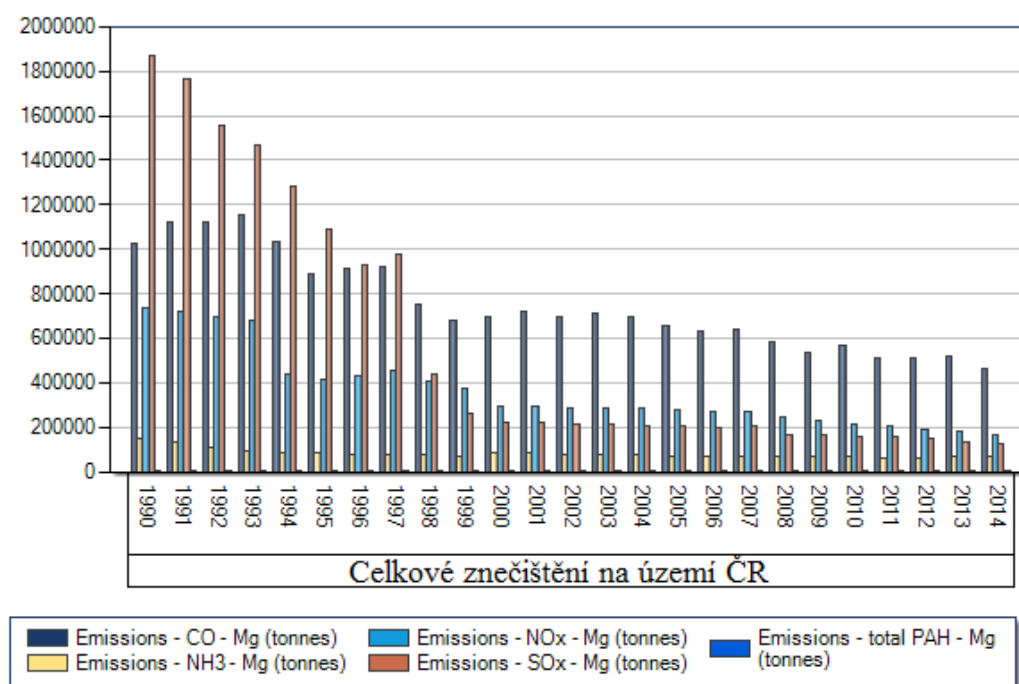
Vývoj znečištění ovzduší od roku 1990 je vyobrazen na obrázek 7 (EU) a obrázek 8 (ČR). Za povšimnutí určitě stojí vysoký obsah síry na území ČR oproti EU v 90. letech a celkově velký pokles CO.

Obrázek 7: Celkové znečištění na území EU28



Zdroj: <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/data-viewers/air-emissions-viewer-lrtap>

Obrázek 8: Celkové znečištění na území ČR



Zdroj: <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/data-viewers/air-emissions-viewer-lrtap>

2.1. Normy Evropské unie

Po vzoru USA se i Evropská unie začala zabývat emisemi motorů malé mechanizace. Jako první evropskou normou byla 97/68/ES týkající se opatření proti emisím plyných znečišťujících látek a znečišťujících částic ze spalovacích motorů určených pro nesilniční pojízdné stroje. Později tato norma byla doplněna a upravena směrnicí 2002/88/EC. A to ve dvou etapách, EURO 1 (platná od 11.8.2004) a EURO 2 (platná od 1.8.2008). Tato norma také stanovuje množství odpracovaných motohodin, za kterých musí být dodrženy emisní limity. V současnosti je účinná směrnice EU 2016/1628 pro nesilniční mobilní stroje. [7]

2.1.1. Bývalé normy (Etapa I/II)

Tabulka 1: Etapa 1

Etapa I					
Třída	Objem [V]	Platnost	CO	HC	NOx
	cm ³		g·kWh ⁻¹		
Ručně držené zážehové motory					
SH:1	V < 20	2004.08.11	805	295	5.36
SH:2	20 ≤ D < 50	2004.08.11	805	241	5.36
SH:3	V ≥ 50	2004.08.11	603	161	5.36

Zdroj: https://www.dieselnet.com/standards/eu/nonroad_si.php

Tabulka 2: Etapa 2

Etapa II				
Třída	Objem [V]	Platnost	CO	HC + NOx*
	cm ³		g·kWh ⁻¹	
Ručně držené zážehové motory				
SH:1	V < 20	2007.08	805	50
SH:2	20 ≤ D < 50	2007.08	805	50
SH:3	V ≥ 50	2008.08	603	72
*NOx u všech motorů nesmí převýšit hodnotu 10 g·kWh ⁻¹				

Zdroj: https://www.dieselnet.com/standards/eu/nonroad_si.php

2.1.2. Současná norma (Etapa V)

Od 1. ledna 2017 je účinná norma EU 2016/1628 pro nesilniční mobilní stroje, s výjimkou článku 61 nahrazující starou směrnici 97/68/ES, která je použita od 6. října 2016. Kategorie malé mechanizace je specifikována jako ručně držené zážehové motory s referenčním výkonem nižším než 19 kW používané výlučně v ručně držených strojích. [8]

Tabulka 3: Etapa 5 - Podkategorie kategorie motorů NRSh definované v čl. 4 odst. 1 bodě 3

Kategorie	Druh zapalování	Rychlostní režim	Rozsah výkonu (kW)	Zdvihový objem (cm ³)	Podkategorie	Referenční výkon
NRSh	ZM (zážehový motor)	proměnný nebo konstantní	0 < P < 19	SV < 50	NRSh-v-1a	maximální netto výkon
				SV ≥ 50	NRSh-v-1b	

Zdroj: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:32016R1628&qid=1488206935062>

Tabulka 4: Etapa 5 - Mezní hodnoty emisí etapy V u kategorie motorů NRSh definované v čl. 4 odst. 1 bodě 3

Etapa mezních hodnot emisí	Podkategorie motoru	Rozsah výkonu	Druh zapalování	CO	HC + NOx
		kW		g·kWh ⁻¹	g·kWh ⁻¹
V	NRSh-v-1a	0 < P < 19	ZM	805	50
V	NRSh-v-1b			603	72

Zdroj: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:32016R1628&qid=1488206935062>

Tabulka 5: Etapa 5 - Data použitelnosti tohoto nařízení pro kategorii motorů NRSh

Kategorie	Druh zapalování	Rozsah výkonu (kW)	Podkategorie	Povinné datum použitelnosti tohoto nařízení	
				EU schválení typu motorů	uvádění motorů na trh
NRSh	ZM	0 < P < 19	NRSh-v-1a NRSh-v-1b	1. ledna 2018	1. ledna 2019

Zdroj: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:32016R1628&qid=1488206935062>

Tabulka 6: Etapa 5 - Nesilniční zkušební cykly v ustáleném stavu pro motory kategorie NRSh

Kategorie	Rychlostní režim	Účel	Podkategorie	Nesilniční zkušební cyklus v ustáleném stavu
NRSh	proměnný nebo konstantní	motor s referenčním výkonem nejvýše 19 kW, pro použití v ručně držených strojích	NRSh-v-1a NRSh-v-1b	G3

Zdroj: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:32016R1628&qid=1488206935062>

Tabulka 7: Etapa 5 - Doba životnosti emisních vlastností pro kategorii motorů NRSh

Kategorie	Druh zapalování	Rychlostní režim	Rozsah výkonu (kW)	Zdvihový objem (cm ³)	Podkategorie	Doba životnosti emisních vlastností (hodiny)
NRSh	ZM	proměnný nebo konstantní	0 < P < 19	SV < 50	NRSh-v-1a	50/125/300
				SV ≥ 50	NRSh-v-1b	

Zdroj: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:32016R1628&qid=1488206935062>

2.2. Emise při spalování paliva E85

První využití ethanolu jako paliva se datuje koncem 19. století za nedostatku benzínu a přebytku lihu. Později v Československu (1926–1936) byla zákonem stanovena hranice, kde složka ethanolu ve směsi benzínu musela mít 20% podíl. Za války se obsah ethanolu v palivu zvyšoval až na 50 %. Později se tato složka redukovala z důvodu zvýšení efektivity těžby ropy, a tedy i nižší cenou benzínu.

V současné době je ethanol běžně přimícháván do benzínu. V České Republice je dle zákona č. 172/2010 Sb. od 1. června 2010 povinnost přidávat do benzínu 4,1 % bioetanolu. [9]

Od roku 2019 se plánuje nahradit Natural 95 palivem E10, jenž obsahuje 10 % bioetanolu. [10]

Zavedením vyššího podílu bioetanolu v palivu je sledována nižší závislost na ropném průmyslu, ale také snížení obsahu škodlivých látek ve výfukových plynech. Mezi hlavní příčiny snížení škodliviny je kyslík, který je v biopalivech obsažen a podporuje lepší hoření paliva. Dnes je k dispozici palivo E85, které obsahuje 85 % bioetanolu a 15 % benzínu. [9]

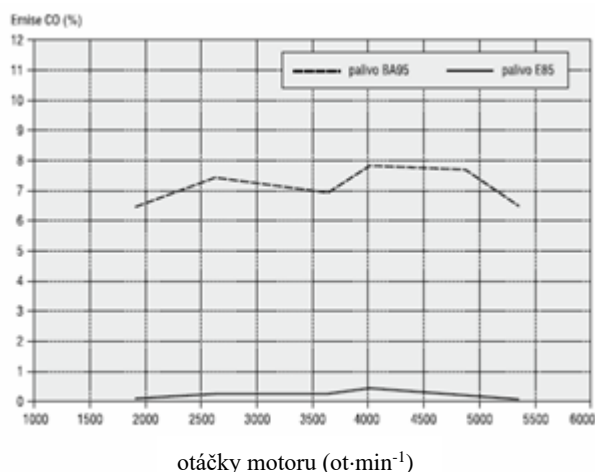
V této kapitole se zaměříme na to, zda skutečně dojde ke snížení škodlivin při použití paliva E85. Mezi sledované emise patří nespálené uhlovodíky C_xH_y, oxidy dusíku NO_x, a oxid uhelnatý CO. Testy byly provedeny na osobních automobilech Volkswagen Golf o obsahu 1390 a 1598 cm³ v laboratoři na Mendelově univerzitě v Brně.

Pro umožnění spalování vysoce objemové směsi ethanolu s benzinem (Natural 95) byla nutná úprava směšovacího poměru paliva se vzduchem, protože ethanol v sobě již kyslík

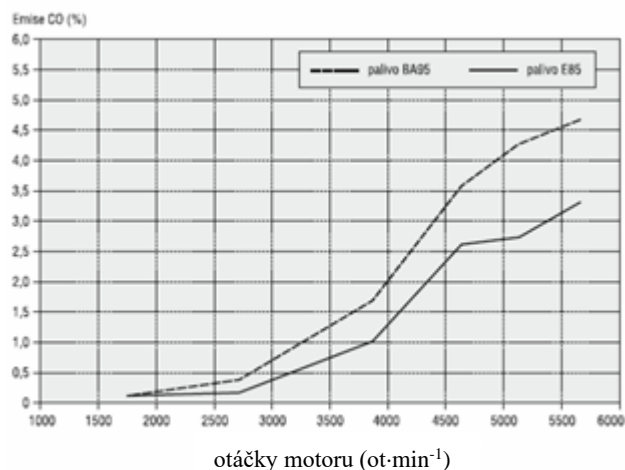
obsahuje a má nižší výhřevnost než benzin (při 25 °C je výhřevnost E85 28,94 MJ·kg⁻¹ a u benzínu 42-45 MJ·kg⁻¹). Z důvodu nižší výhřevnosti by bez úpravy dávky paliva hrozil pokles výkonu i nedostatečné chlazení spalovacího prostoru. Při $\lambda > 1$ roste riziko zvýšení teploty, jejímž důsledkem může být mj. i tepelně-mechanické poškození. Změna směšovacího poměru se vyřešila pomocí prodloužené doby otevření vstřikovacího ventilu pomocí kontrolérů doinstalovaného ve vozidle.

Pro přesné měření byly zvoleny 2 metody měření, Bosch ESA u motoru 1.4 a MRU Vario Plus u objemu 1.6 za plného otevření škrtící klapky. Pro změření parametrů motoru byl použit válcový dynamometr a ostatní provozní parametry byly měřeny pomocí sítě CAN-Bus (tester TS Pro) nebo pomocí analýzy Bosch. Měření probíhalo dle normy ISO 1585. [9]

Obrázek 9: Emise CO VW Golf 1.4i



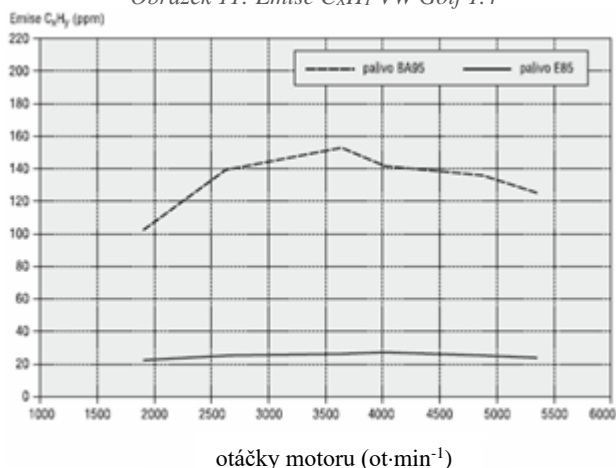
Obrázek 10: Emise CO VW Golf 1.6



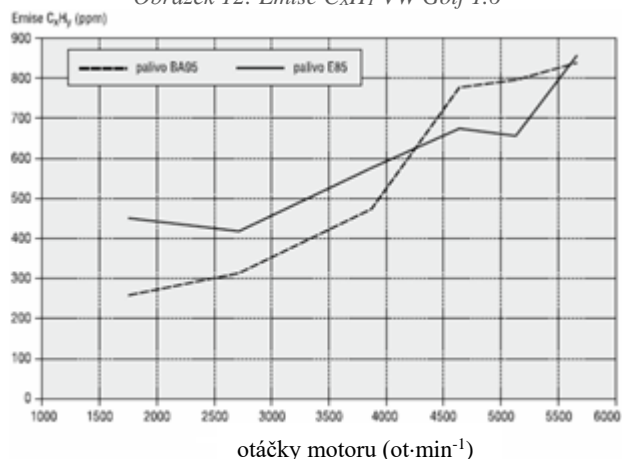
Zdroj: Polcar, Čupera, Sedlák. Emise zážehového motoru při spalování paliva E85. LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ. 2014, Sv. 130, 4.

Zdroj: Polcar, Čupera, Sedlák. Emise zážehového motoru při spalování paliva E85. LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ. 2014, Sv. 130, 4.

Obrázek 11: Emise C_xH_y VW Golf 1.4



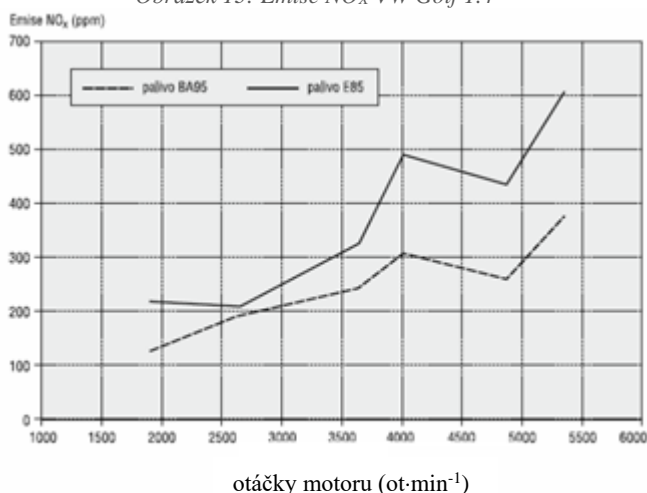
Obrázek 12: Emise C_xH_y VW Golf 1.6



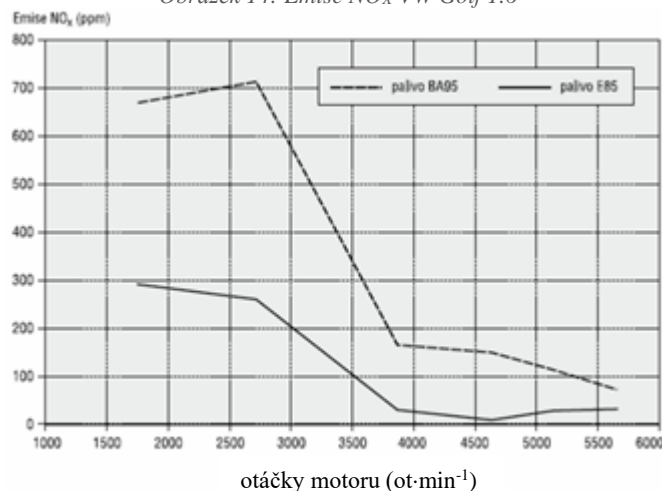
Zdroj: Polcar, Čupera, Sedlák. Emise zážehového motoru při spalování paliva E85. LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ. 2014, Sv. 130, 4.

Zdroj: Polcar, Čupera, Sedlák. Emise zážehového motoru při spalování paliva E85. LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ. 2014, Sv. 130, 4.

Obrázek 13: Emise NO_x VW Golf 1.4



Obrázek 14: Emise NO_x VW Golf 1.6



Zdroj: Polcar, Čupera, Sedlák. Emise zážehového motoru při spalování paliva E85. LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ. 2014, Sv. 130, 4.

Zdroj: Polcar, Čupera, Sedlák. Emise zážehového motoru při spalování paliva E85. LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ. 2014, Sv. 130, 4.

Z obrázků 9 a 10 je patrné snížení emisí CO u obou vozidel, zejména u motoru s objemem 1.4 litrů je snížení až o 97 %. Nicméně u nespálených uhlovodíků už není jednoznačné zlepšení, zejména u motoru o objemu 1.6 litrů, kde se průměrné emise C_xH_y zvýšily o 3,6 % (obrázek 12) naopak u menšího motoru byl průměrný pokles o 81 % (obrázek

11). Na druhou stranu emise NO_x u VW Golf 1.4 stouply o 34,4 % (obrázek 13) a u 1.6 se snížily o 34,6 % (obrázek 14) při použití paliva E85.

Pro porovnání výsledků můžeme použít další studii provedenou v České zemědělské univerzitě v Praze, měřenou na voze Škoda Felicia 1.3 MPI, ve které se prokázalo snížení všech sledovaných složek emisí při použití paliva E85. Spotřeba paliva se samozřejmě zvýšila, z důvodu úpravy dávky paliva při spalování kvůli nižší výhřevnosti (popsáno výše). Detailní naměřené hodnoty ve třech různých cyklech (virtuální městská simulace UCD a mimoměstská EUDC části evropského homologačního cyklu NEDC) naleznete v tabulce 8. [11]

Tabulka 8: Výsledné měrné produkce jednotlivých složek emisí

Měrné emise	Městská část cyklu	Mimoměstská část cyklu	Kombinovaný provoz
Spotřeba paliva E85 (g . km ⁻¹)	92,25	52,62	67,20
Spotřeba paliva Natural 95 (g . km ⁻¹)	63,56	35,62	45,90
CO ₂ na palivo E85 (g . km ⁻¹)	218,6	122,8	158,05
CO ₂ na palivo Natural 95 (g . km ⁻¹)	225,5	126,7	163,06
CO na palivo E85 (g . km ⁻¹)	0,27	0,26	0,26
CO na palivo Natural 95 (g . km ⁻¹)	0,43	0,33	0,37
HC na palivo E85 (mg . km ⁻¹)	2,59	1,49	1,89
HC na palivo Natural (mg . km ⁻¹)	3,2	1,86	2,35
NO _x na palivo E85 (mg . km ⁻¹)	17,25	17,42	17,36
NO _x na palivo Natural (mg . km ⁻¹)	24,39	25,46	25,07

Zdroj: *Miler, Petr, a další. Zhodnocení ekologického potenciálu paliva E85. LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ. LCaŘ, 2009, Sv. 125, 5-6.*

2.2.1. Výhody a nevýhody E85

Před zhodnocením ethanolu jako paliva, je třeba uvést na pravou míru, jak je to vlastně s tankováním E85. Toto palivo musí odpovídat normě ASTM D 5798, pro dodržení této normy se v ČR používá zimní i letní směs. Letní směs obsahuje daných 85 % ethanolu, ale zimní směs většinou zhruba 75 % (nejnižší povolený obsah dle této normy je 70 %). Mezi hlavní důvody

patří nízký tlak par snižující se s teplotou, a tedy i vyšší tepelný bod vzplanutí. Z tohoto důvodu jsou v automobilovém průmyslu přimontovány systémy vyhřívání bloku motoru.

Výhodou oproti běžnému benzínu (Natural 95) je vyšší oktanové číslo (104) a čistý ethanol neobsahuje síru, takže při spalování je snížen obsah oxidů síry, sirovodíku a popř. i škodlivé sloučeniny benzol. Tyto látky z emisí však nejsou úplně eliminovány, protože součástí paliva E85 je podíl benzínu. [12]

Asi největší výhodou ethanolu je domácí výroba z obnovitelných zdrojů z biomasy, odpadů a zbytků ze zemědělské výroby rostlinného nebo živočišného původu, ale také odpady z dřevozpracujícího průmyslu a průmyslových či komunálních odpadů, pod podmínkou, že jsou biodegradabilní (kompletní biologická rozložitelnost). [9]

Mezi největší nevýhody ethanolu i bioethanolu je vázání se na vodu, tímto se voda dostává do motoru a napomáhá korozi kovových částí (problém zejména u karburátorů, které jsou v malé mechanizaci běžně používány). Korozi se dá zabránit užitím antikoročních. Z důvodu přítomnosti vody může také docházet k separaci vrstev pohonných hmot, proto jsou do paliva přidávány tzv. kosolventy (butanol, metylester, dioxan, tetrahydrofuran). Další nevýhodou paliva s vysokým podílem ethanolu (E85) je vyšší opotřebení ventilů, nutnost zvýšit kompresní poměr až na 15 a někdy i využití alkoholuvzdorného těsnění pro palivový systém (většina firem zabývajících se přestavbou na E85 však upravuje jen řídicí jednotku a spolehlivost takového systému není jistá), výrobci tzv. FFV automobilů (tedy vozů s úpravou pro palivo E85 přímo z výroby) tyto požadavky splňují. [13]

2.3. Biobutanol

Alkohol vyráběný kvašením biomasy nebo hydratací butanu. Má zhruba o 30 % lepší výhřevnost než ethanol a zhruba o 5 % méně než klasický benzin, i proto má velmi dobré vlastnosti pro spalování. Lepší je také energetická hustota. Hlavním důvodem je dvojnásobný počet molekul uhlíku oproti ethanolu, tedy 4 (C_4H_9OH).

Mezi jednoznačné výhody spalování butanolu je, že neprodukuje SO_x , NO_x ani CO , produkuje jen CO_2 a H_2O . Také není korozivní, takže není problém s kovovými součástmi motoru, popř. palivového systému a ani s dopravou např. v cisternách. Oproti benzínu

i ethanolu má podstatně nižší hodnotu odpařování, konkrétně 0,33 ψ (ethanol 2 ψ a benzin 4,5 ψ). ψ je značkou pro fluidní odpařování dle Reida. Může být do benzínu buď přimícháván nebo i používán jako samostatné palivo. Srovnání vlastností alkoholů jako paliva pro zážehové motory viz tabulka 9. [14]

Tabulka 9: Porovnání vlastností alkoholů jako motorové pohonné hmoty

Alkohol	Chemická značka	Výhřevnost BTU/galon	Oktanové číslo	Vzduch/palivo při hoření	Fluidní hodnota ψ
Methanol	CH ₂ OH	63	91	6,6	4,6
Etanol	C ₂ H ₂ OH	84	92	9	2
Butanol	C ₄ H ₉ OH	110	94	11-12	0,33
Benzín	směs	115	96	12-15	4,5

Zdroj: <http://biom.cz/cz-kapalna-biopaliva/odborne-clanky/biobutanol-jako-kvalitni-nahrada-benzinu>

Emise a spotřeba při použití butanolu jako paliva byla otestována již roku 2005 v USA (několik tisíc kilometrů jízdy). Emise výfukových plynů se oproti běžnému benzínu (pozn. v Americe je běžný benzin s oktanovým číslem 87) snížily, konkrétně HC o 96 %, CO o 97 % a NO_x o 27 %. [14]

2.4. LPG a CNG

LPG jsou zkapalněné uhlovodíkové plyny. Zejména směs propanu a butanu s velmi nízkým podílem síry bez olova a benzenových uhlovodíků. Ve zkapalněném stavu je těkává, zapáchající a bezbarvá. Obsah propanu a butanu ve směsi LPG se může lišit dle výrobce a státu. [15]

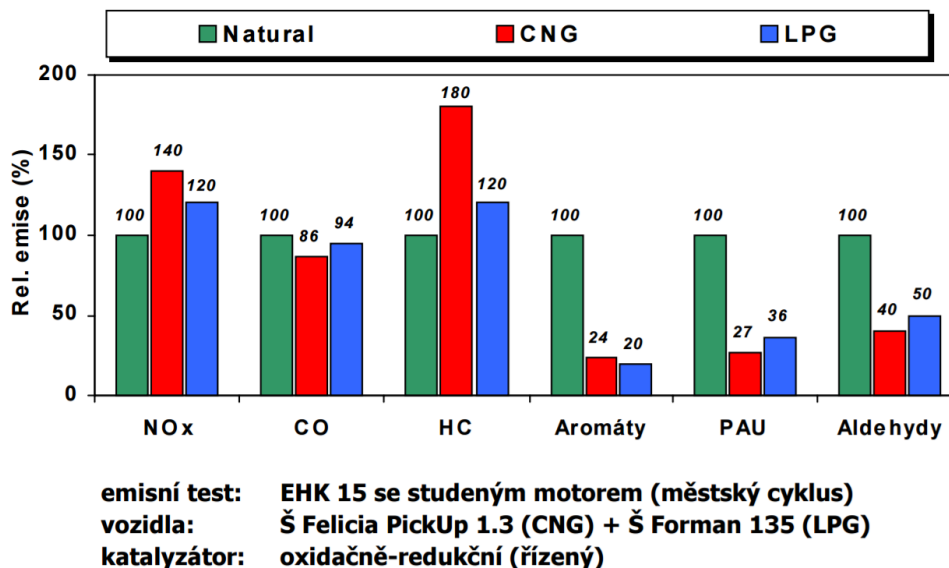
Propan – butan je vedlejším produktem při zpracování ropy. Montáž LPG do motorových vozidel (včetně malé mechanizace) je poměrně bezproblémová i dodatečně, samozřejmě u zážehových motorů. Při využívání LPG klesá výkon motoru zhruba o 5 % a spotřeba stoupá cca o 10 %. Využití LPG jako paliva však není definitivní řešení, protože se nejedná o obnovitelný zdroj energie a ve výfukových plynech najdeme škodlivé látky stejně jako při spalování benzínu a nafty, ačkoliv s nižším podílem.

CNG (zemní plyn) má velké zásoby, nicméně pro efektivní využití je nutné stlačení v nádrži alespoň na 200 barů, je tedy nutná speciální tlaková nádrž zvyšující hmotnost spolu

s náklady na přestavbu z běžného benzínu. [16] Je složen zhruba z 85 % metanu, 10 % dusíku s oxidem uhličitým a 5 % je tvořeno uhlovodíky. Těžba probíhá z ložisek na zemi i pod mořským dnem. Pro převedení plynného skupenství CNG na kapalné LNG je zapotřebí teplota kolem $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$, tímto se zmenší objem plynu až na šestinu objemu v plynném skupenství. [15]

V současnosti je CNG používáno převážně u městské hromadné dopravy v oblastech s vyšší koncentrací výfukových plynů. Jedná se o poměrně bezpečnou variantu náhrady běžného kapalného paliva, asi jediný problém zaznamenal Volkswagen, kdy staré nekontrolované tlakové nádoby vybuchovaly při doplňování plynu, důvodem byla koroze těchto nádob. Porovnání emisí LPG a CNG s benzinem viz obrázek 15.

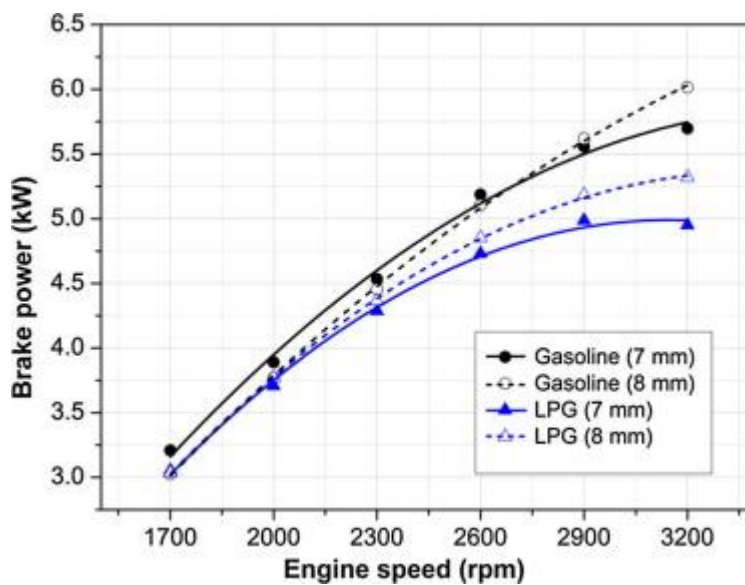
Obrázek 15: Porovnání emisí CNG, LPG a benzínu



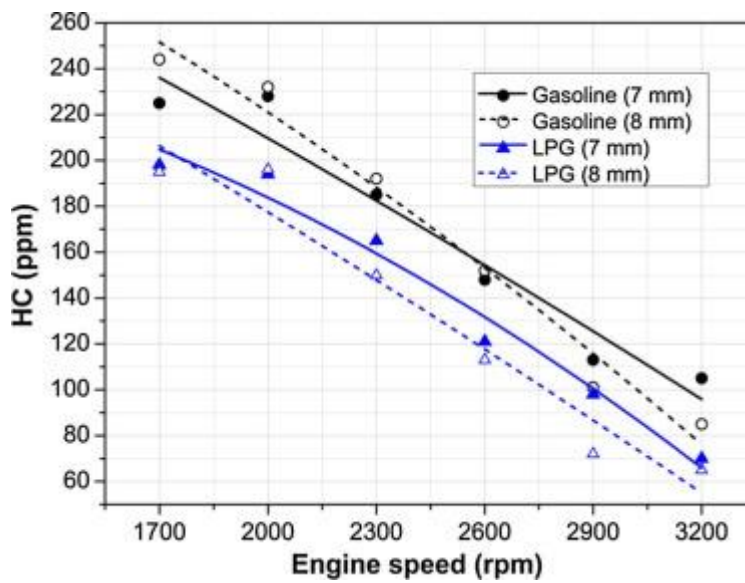
Zdroj: http://envis.praha-mesto.cz/rocenky/DZ_OO/pril_reserde/04_Lin_Zdroje.pdf

Pro detailnější porovnání emisí i výkonu motorů malé mechanizace byla zvolena studie ze tří různých univerzit v Turecku (Gazi University, Pamukkale University, Mehmet Akif Ersoy University). Testy byly prováděny na jednoválcovém čtyřdobém OHC motoru o výkonu 8,1 kW o objemu 338 cm³. Testy byly prováděny na přehřátém motoru ve dvou režimech, kdy se používá zdvih ventilu 8 nebo 7 mm. [17]

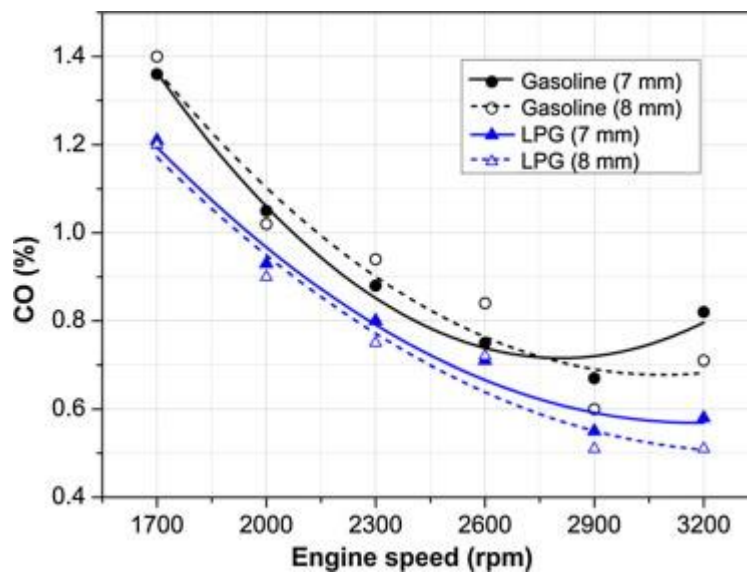
Obrázek 16: Výkon v závislosti na použitém palivu



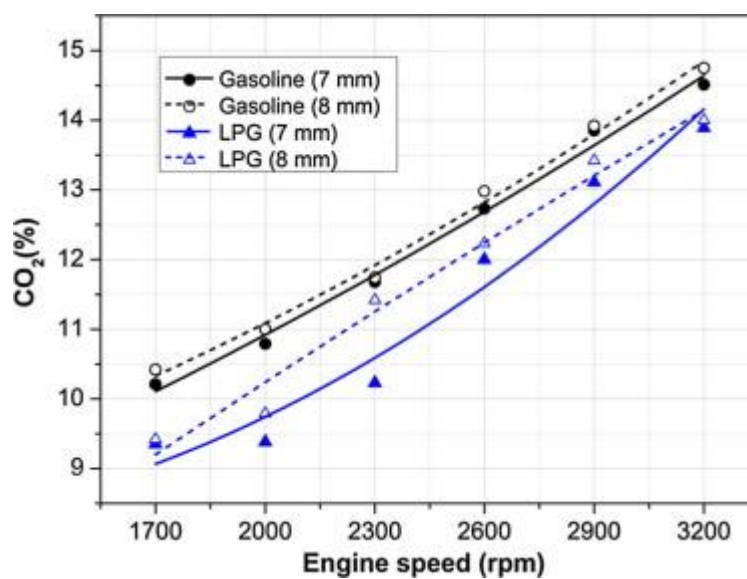
Obrázek 17: Emise uhlovodíků v závislosti na použitém palivu



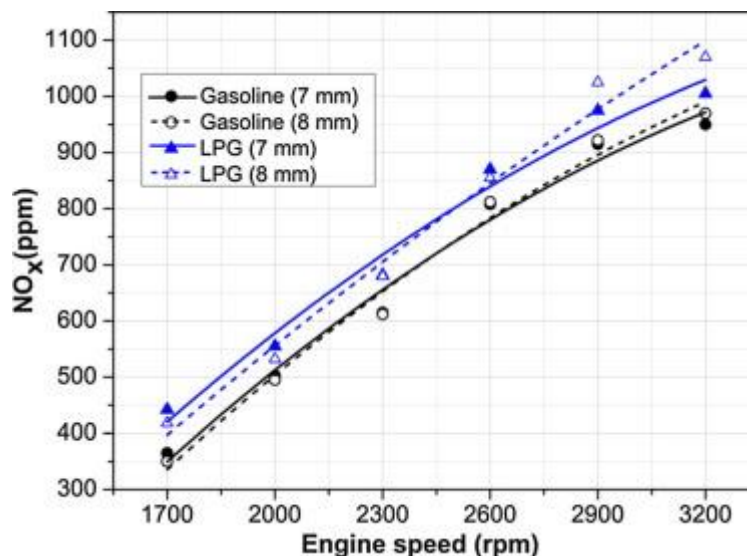
Obrázek 18: Emise oxidu uhelnatého v závislosti na použitém palivu



Obrázek 19: Emise oxidu uhličitého v závislosti na použitém palivu



Obrázek 20: Emise oxidů dusíku v závislosti na použitém palivu



Zdroj k obrázkům 16–20: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.031>

Z obrázků je patrné snížení výkonu a emisí CO, CO₂, HC, ale zároveň zvýšení NO_x.

2.5. Vodík

Vodík jako pohon motoru může mít 2 typy: může být spalován přímo v motoru nebo může být jako zdroj elektrické energie v palivovém článku. Dá se vyrobit pomocí elektrolýzy vody. Je-li na tuto operaci použita energie z obnovitelných zdrojů, jedná se potom o nejkologičtější palivo vůbec. To je rozdíl například od elektřinou poháněných motorů, které sice svým výkonem nevydávají žádné výfukové plyny, ale otázkou zůstává, jak byla tato elektřina vyrobena a často se jedná o spalování fosilních paliv, tedy mimo jiné i vzniku CO₂. Nicméně bezpečnost spalování vodíku spolu s extrémní cenou takových motorů činí využívání vodíku ve spalování v dnešní době nevyhovující, obzvláště v levné malé mechanizaci. [16]

2.6. Opatření pro snížení emisí

Tato podkapitola je zaměřena na metody snížení emisí výfukových plynů ze zážehového motoru. Problematika snížení emisí by se dala rozdělit do tří kategorií: opatření před motorem (volba směšovacího poměru), u motoru (kompresní poměr, předstih a energie zážehu a recirkulace výfukových plynů) a za motorem (katalyzátor). [2]

2.6.1. Katalyzátor

V dnešní době se jedná o nejčastější prvek pro snížení emisí výfukových plynů, nicméně v malé mechanizaci se prakticky nepoužívá (až na pár drahých výjimek), a právě cena je rozhodující.

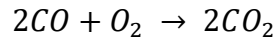
Z chemického hlediska, je katalyzátor látka ovlivňující průběh reakce (nikoliv filtr). Jedná se o tenkou vrstvu drahých kovů (platina, paladium, rhodium, ruthenium, osmium), která vyvolává reakci produktů nedokonalého spalování s oxidy dusíku a zbytkovým kyslíkem za nižších teplot než u termických reaktorů. Katalyzátor je tvořený aktivní katalytickou hmotou a obalem. Snahou je vytvoření co největší plochy, proto se aktivní hmota nanáší na tzv. nosiče, tedy na povrch chemicky inertních materiálů. Podle tohoto nosiče můžeme katalyzátory rozdělit také na keramické a kovové. Dle provedení je dělíme na oxidační (snížení CO a C_mH_n [uhlovodíky]), redukční (snížení NO_x) a oxidačně-redukční. Při studeném motoru je katalyzátor neúčinný (cca do 250 °C uvnitř katalyzátoru). Důležité je používat bezolovnatý benzin (dnes již běžné, ačkoliv dle legislativy je tolerance olova v bezolovnatém benzínu do 0,0132 g·l⁻¹) jinak dochází k zanášení aktivní hmoty (tzv. otrávení) přísadami z olovnatého benzínu. Při vyšších teplotách (okolo 1000 °C, ideální je 250-800 °C) může také docházet k tepelnému stárnutí, důsledkem může být i propálení katalyzátoru. [18]

V automobilovém průmyslu katalyzátor bývá umístěn dále od motoru, aby nedocházelo k přehřívání, tím se ale déle zahřívá na pracovní teplotu, bývá tedy ještě vyhříván dalším, např. elektrický zdrojem. [2]

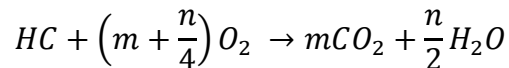
A právě z tohoto důvodu je přidání katalyzátoru k malé mechanizaci problematické. Pokud je katalyzátor připojen příliš blízko motoru, může se při delším používání i přehřát, budeme-li ale mít např. malý zásobník na posečenou trávu v sekačce, a proto budeme sekačku často vypínat (start-stop), potom je katalyzátor málo účinný. Z hlediska efektivity a ceny se dle mého názoru nevyplatí přidávat jej na v domácnostech běžně používanou malou mechanizaci.

Oxidační reakce:

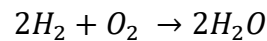
Oxid uhelnatý je oxidován na oxid uhličitý:



Nespálené uhlovodíky jsou změněny na oxid uhličitý a vodní páru:

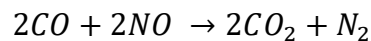


Vodík je přeměněn na páru:

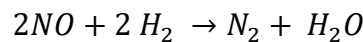


Redukční reakce

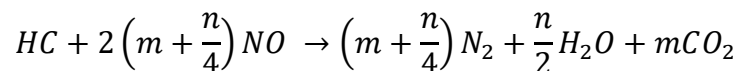
Oxid dusnatý je redukován na dusík a oxid uhelnatý je oxidován na oxid uhličitý:



Oxid dusnatý je redukován na dusík a vodík je oxidován na vodní páru:



Oxid dusnatý se redukuje na dusík a nespálené uhlovodíky oxidují na oxid uhličitý a vodu:



Snahou je provádění reakcí bez dalšího přídavného média, nutností pro provedení oxidace je přítomnost kyslíku, u redukce jsou to nespálené uhlovodíky a oxid uhelnatý, které musí být přivedeny do katalyzátoru spolu s nežádoucími zplodinami ze spalování. Pokud spalujeme chudou směs, zůstává po spalování přebytek kyslíku, který může být využit pro oxidaci v katalyzátoru. Spalujeme-li bohatou směs, je vytvořeno více oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků, které jsou zapotřebí pro redukci. [2]

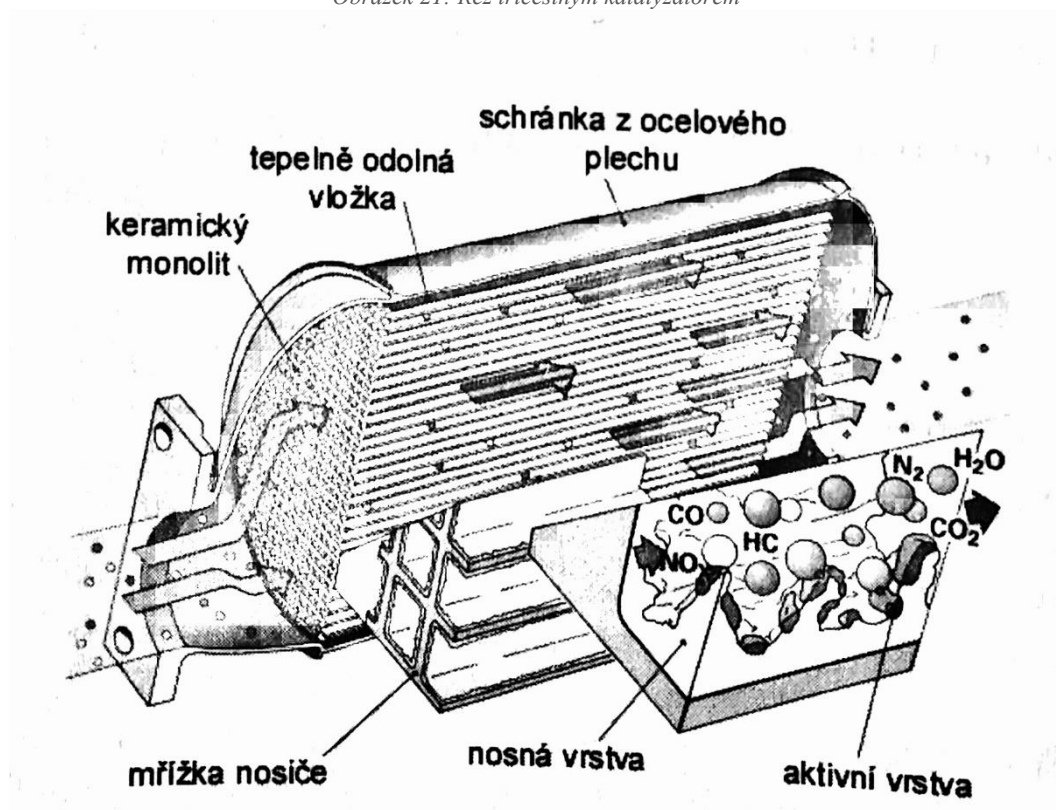
Pokud ale chceme eliminovat všechny tři hlavní skupiny škodlivin, můžeme využít oxidačně-redukční tzv. třícestný katalyzátor (TWC – Three Way Catalyst), ačkoliv tento název není úplně vhodný, protože se nejedná o tři oddělené cesty, ale o reakce tří plynných škodlivin. Viz obrázek 21. [18]

Podmínkou pro neutralizaci škodlivin v TWC katalyzátoru, tedy oxidace i redukce je, aby směs nebyla příliš bohatá ani chudá, takového stavu dosáhneme, je-li složení směsi nejbližší stechiometrické hodnotě, to je v případě, kdy je součinitel přebytku vzduchu $\lambda = 1$, pokud je tato podmínka splněna, přichází do katalyzátoru spolu s výfukovými plyny dostatek kyslíku, oxidu uhelnatého i nespálených uhlovodíků pro správnou funkci. Viz obrázek 22.

Pro zachování ideálního poměru bývá před katalyzátor použita lambda sonda, která měří obsah kyslíku ve výfukových plynech.

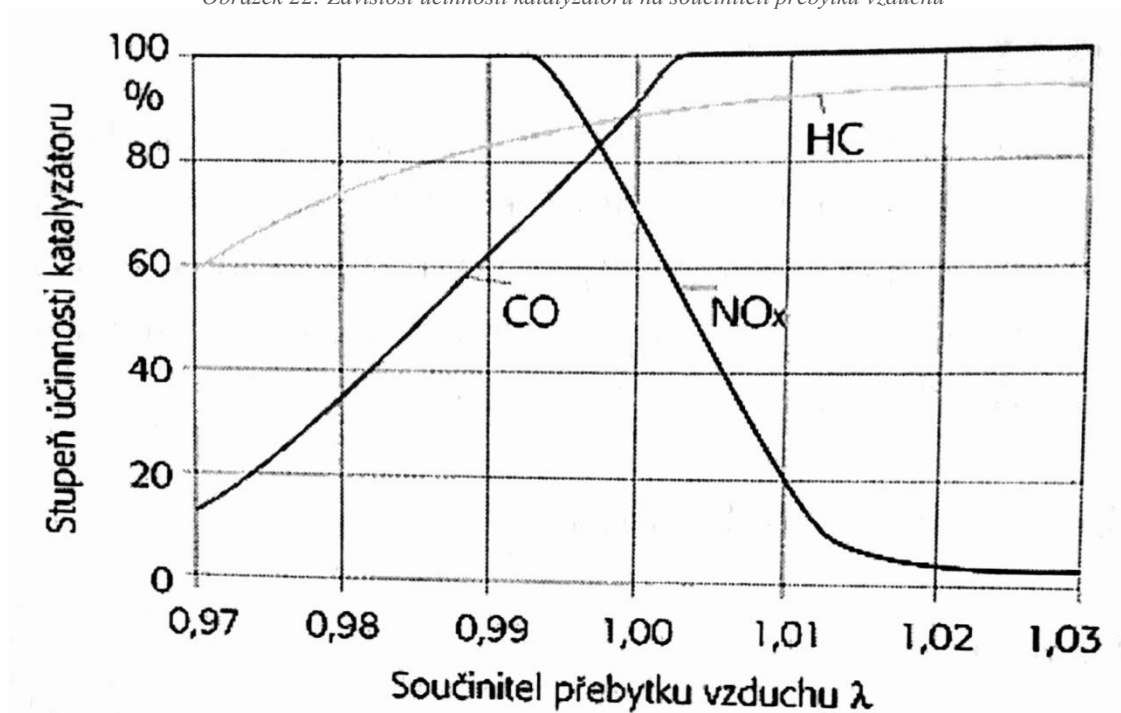
U přímého vstřikování vznikají vysoké emise NO_x , které běžný katalyzátor není schopen eliminovat, proto se v takovém případě používá tzv. sběrný (neboli zásobníkový) katalyzátor, který je napojen za třícestný katalyzátor pracující při $\lambda = 1$. Oxidy dusíku jsou uloženy ve formě bariumnitrátů za pomoci oxidů barya při přebytku vzduchu. Tento katalyzátor má však omezenou kapacitu a musí se regenerovat každých 30-60 sekund, to je prováděno změnou součinitele přebytku na $\lambda = 0,8$ (tedy provoz s bohatou směsí). Tímto je zvýšen obsah CO a spuštěna reakce s oxidy dusíku vázanými v bariumnitrátech. [2]

Obrázek 21: Řez třícestným katalyzátorem



Zdroj: Hromádko, Jan, a další. Spalovací motory.

Obrázek 22: Závislost účinnosti katalyzátoru na součiniteli přebytku vzduchu

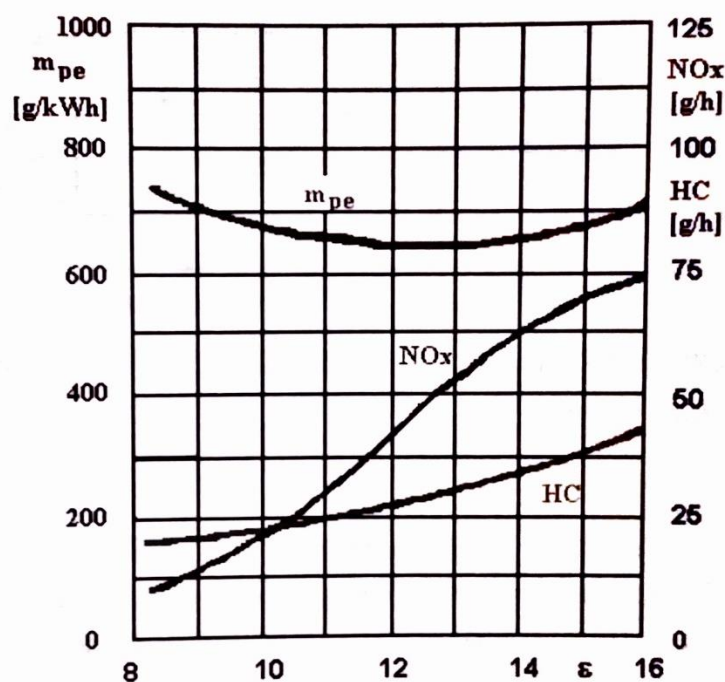


Zdroj: Hromádko, Jan, a další. Spalovací motory.

2.6.2. Kompresní poměr

Snížením kompresního poměru je snížena i nejvyšší teplota spalování, důsledkem je snížení emisí NO_x a za použití směsi se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = 1$ jsou sníženy i emise uhlovodíků. S nižším kompresním poměrem se ale zhorší výkon s tepelnou účinností a zvyšuje se měrná spotřeba paliva (m_{pe}) spolu s ostatními složkami emisí. Výrobci motorů se tedy naopak snaží kompresní poměr zvyšovat. Viz obrázek 23. [2]

Obrázek 23: Závislost m_{pe} , HC a NO_x na volbě kompresního poměru



Zdroj: Hromádko, Jan, a další. Spalovací motory.

2.6.3. Recirkulace výfukových plynů

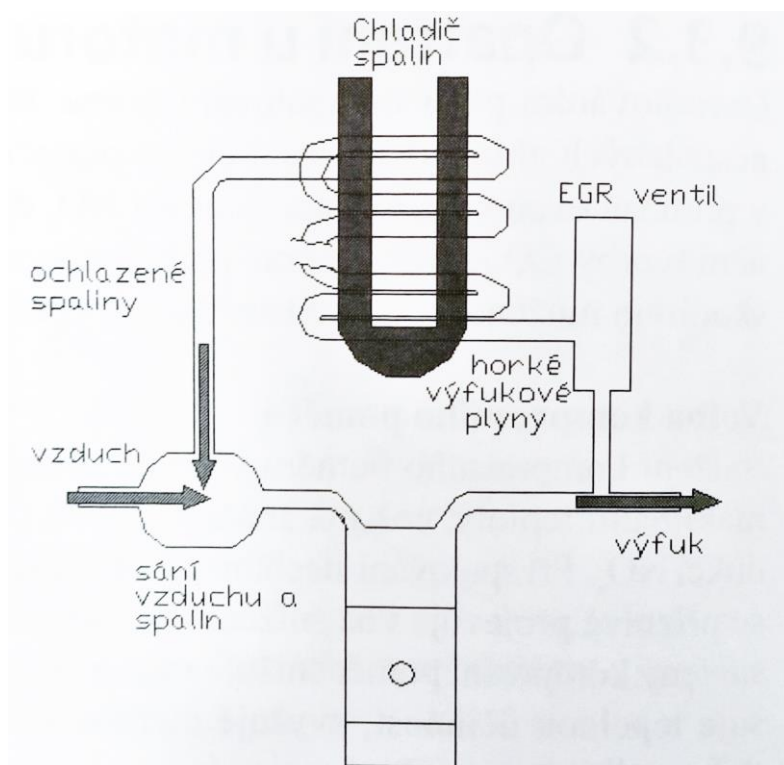
I tato metoda se týká hlavně snížení emisí NO_x. Může být rozdělena na dvě odvětví: vnější a vnitřní recirkulace.

Vnitřní recirkulace je závislá na překrývání otevřeného sacího i výfukového ventilu ve chvíli, kdy dochází k výměně náplně válce. Vlivem otevřeného sacího ventilu (při pohybu směrem k horní úvrati) proudí část výfukových plynů do sání. Pohybem pístu směrem k dolní úvrati (při ještě otevřeném výfukovém ventilu) dochází k nasátí části spálených plynů z výfukového potrubí, tímto se zvyšuje množství spálených plynů ve válci. Z důvodu stability chodu motoru a tím i možné zvýšení emisí HC nemůžeme libovolně zvyšovat dobu překrývání ventilů. Tato recirkulace se nepříznivě podepíše zejména při volnoběhu, proto se v praxi využívá tzv. dvoustavová regulace časování, kdy při zátěži dosahuje překrytí optimální hodnoty pro konkrétní motor a na volnoběh je překrytí blízko nule.

V případě, že vnitřní recirkulace nestačí ke splnění mezní hodnoty NO_x, bývá užívána **vnější recirkulace**. Jejím principem je přepouštění výfukových plynů do sání pomocí EGR

(Ehaust Gas Recirculation) ventilu, který bývá ovládán elektronicky nebo pomocí podtlaku sání. Touto recirkulací se dají snížit emise NO_x až o 50-60 % (závislé na podílu recirkulovaných výfukových plynů), zároveň jsou ale zvyšovány emise HC. Budeme-li recirkulovat do 10–15 % výfukových plynů nedochází ke zvýšení spotřeby paliva. Viz obrázek 24. [2]

Obrázek 24: Schéma vnější recirkulace

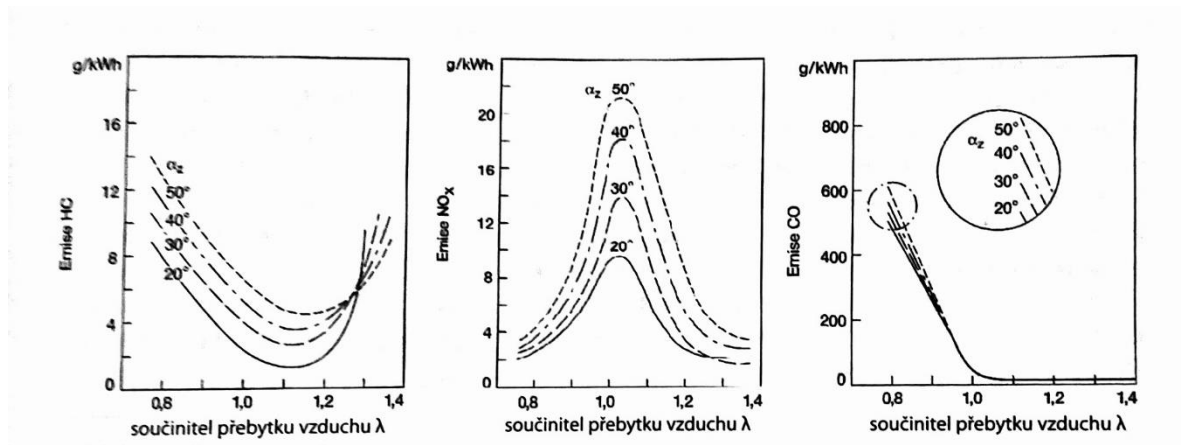


Zdroj: Hromádko, Jan, a další. Spalovací motory.

2.6.4. Předstih zážehu a energie zážehu

Snížení teploty spalování může být docíleno i zmenšením úhlu předstihu zapalování, opět se ale snižuje tepelná účinnost, nicméně se zvýší měrná spotřeba paliva a také teplota výfukových plynů, tím se sníží emise NO_x a HC. Zvýšením energie zážehu zvyšujeme jistotu zapálení směsi, ale také potlačujeme vznik HC. Ideální bod zážehu by byl takový, kdy je maximální moment motoru, nízká spotřeba a emise spolu s vyloučeným klepáním motoru. Tyto vlastnosti se ale nedají splnit zároveň, obecně ale platí, že zmenšením předstihu snížíme spotřebu paliva, ale zvýšíme emise a zvýšením předstihu zvětšíme točivý moment, ale i riziko klepání. V praxi je tedy volen kompromis mezi těmito extrémami. Viz obrázek 25. [2]

Obrázek 25: Vliv součinitele přebytku vzduchu a předstihu na emise škodlivin.



Zdroj: Hromádko, Jan, a další. Spalovací motory.

2.6.5. Volba směšovacího poměru

Změnou směšovacího poměru nemohou být vyloučeny všechny důležité škodlivé složky výfukových plynů, při minimalizaci CO a HC je např. maximální koncentrace NO_x. Snížením emisí CO docílíme, pokud je $\lambda > 1$, směs ale nesmí být příliš chudá, jinak dochází k vynechávání zápalu a tím zvýšení emisí HC. Pro co možná nejlepší výsledky je důležité dokonalé rozprášení a promíchání ideálního množství paliva se vzduchem spolu s dodržováním stanoveného součinitele λ . [2]

3. Cíl práce a metodika

Cílem této práce bylo demonstrovat, kolik je teoreticky emitováno emisí CO₂ a SO₂ na konkrétním pozemku za jedno posečení a porovnat výsledky při spalování benzínu a LPG. Metoda výpočtu spočívá v hmotnosti uhlíku a síry v použitém palivu, kde vyjde určitý počet g.l⁻¹ výfukových plynů. Dále se pomocí chemických rovnic spočítá, kolik vznikne výsledné složky spálením x gramů uhlíku, popř. síry. Následně se hodnoty přepočítají na plochu pozemku, podle spotřeby. Spotřeba LPG je počítána dle výhřevnosti paliva oproti Naturalu 95. Jedná se pouze o teoretické výpočty a skutečnost se může lišit, zejména o další (v tomto objemu zanedbatelné) složky výfukových plynů, jež jsou popsány v úvodu. Pro výpočty jsou také předpokládány ideální podmínky včetně ideálního spalování a složení směsi rovné stechiometrické hodnotě. Obsah síry v palivu je počítán dle nejvyšší možné hodnoty, kterou umožňuje současná norma. Pro zajímavost je přidán i výpočet, kdy byl obsah síry v LPG několikanásobně navýšen oproti hodnotě, kterou norma 2003/17/EC povoluje (u LPG je maximum 60 mg·kg⁻¹ a u benzínu 10 mg·kg⁻¹).

4. Vlastní práce

Pro vlastní práci byl zvolen teoretický výpočet emisí CO₂ a SO₂ při spalování běžného benzínu a LPG. Výpočty předpokládají ideální podmínky a ideální spalování, tedy i složení směsi rovné stechiometrické hodnotě. Pro lepší představu byla vybrána konkrétní chatová oblast, která nabízí rovinný terén bez překážek.

Obrázek 26: Modelová situace pro výpočet emisí

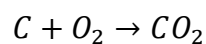


Zdroj: <https://www.google.cz/maps/@49.7845205,13.1846468,381m/data=!3m1!1e3>

Z obrázku 26 můžeme vyčíst přibližnou velikost plochy, tedy 28546,59 m².

4.1. Výpočet CO₂

Následující rovnice spalování byla použita pro výpočet:



4.1.1. Benzin

Benzin je z 87 % složen uhlíkem. [19] Pro výpočet byl nutný převod na hmotnostní jednotky, hustota benzínu se většinou pohybuje mezi 700–750 kg·m⁻³, v mých výpočtech bylo

počítáno s průměrnou hodnotou, tedy $725 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, převedením této hodnoty na 1 litr vychází hmotnost 725 g, takže 87 % je 630,75 g uhlíku v jednom litru benzínu.

$$M(\text{C}) = 12 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

$$M(\text{O}_2) = 2 \times 16 = 32 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

$$M(\text{CO}_2) = \text{C} + 2 \times \text{O} = 12 + 2 \times 16 = 44 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

Když je spáleno 12 g uhlíku, vznikne 44 g oxidu uhličitého. Po dosazení hodnot (na 1 litr) do trojčlenky je získán následující vztah $\frac{630,75}{12} = 44x$. Vyjádřením $x = 2313,667 \text{ g}\cdot\text{l}^{-1}$. Nicméně dle agentury EPA (U.S. Environmental Protection Agency) nedochází v motoru ke spálení celého objemu směsi, ale zhruba k 99 %. Upravením vyjde výsledek $x = 2290,530 \text{ g}\cdot\text{l}^{-1}$.

4.1.2. LPG

1 litr LPG má hmotnost 550 g a z 82,5 % je tvořen uhlíkem. [19] Na 1 litr LPG tedy vychází 453,75 g uhlíku. Postup výpočtu je stejný jako u benzínu:

$$M(\text{C}) = 12 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

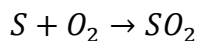
$$M(\text{O}_2) = 2 \times 16 = 32 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

$$M(\text{CO}_2) = \text{C} + 2 \times \text{O} = 12 + 2 \times 16 = 44 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

Po dosazení hodnot (na 1 litr) do trojčlenky je dosažen vztah $\frac{453,75}{12} = 44x$. Po vyjádření vyjde $x = 1663,75 \text{ g}\cdot\text{l}^{-1}$.

4.2. Výpočet SO₂

Následující rovnice spalování byla použita pro výpočet:



4.2.1. Benzin

Maximální podíl síry v benzínu je tolerován normou 10 mg·kg⁻¹. K výpočtu je tato hodnota převedena na (za hustoty 725 kg·m⁻³) 0,00725g·l⁻¹.

$$M(S) = 32,1 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

$$M(O_2) = 2 \times 16 = 32 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

$$M(SO_2) = S + 2 \times O = 32,1 + 2 \times 16 = 64,1 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

Když je spáleno 32,1 g síry, vznikne 64,1 g oxidu siřičitého. Po dosazení hodnot (na 1 litr) do trojčlenky je získán vztah $\frac{0,00725}{32,1} = 64,1x$. Vyjádřením vyjde $x = 0,01448 \text{ g}\cdot\text{l}^{-1}$. Protože nedochází ke spálení 100 % směsi, ale jen 99 %, musí být výsledek upraven na $x = 0,01433 \text{ g}\cdot\text{l}^{-1}$.

4.2.2. LPG

Podíl síry v LPG je limitován normou na maximálně 60 mg·kg⁻¹, po převodu k výpočtu vychází 0,033 g·l⁻¹.

$$M(S) = 32,1 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

$$M(O_2) = 2 \times 16 = 32 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

$$M(SO_2) = S + 2 \times O = 32,1 + 2 \times 16 = 64,1 \text{ g}\cdot\text{mol}^{-1}$$

Dosazením hodnot (na 1 litr) do trojčlenky je získán vztah $\frac{0,033}{32,1} = 64,1x$. Vyjádřením vyjde $x = 0,06590 \text{ g}\cdot\text{l}^{-1}$. Hodnota emisí LPG již není násobena 0,99 jako u benzínu, protože dochází ke spálení téměř 100% směsi.

Pro představu je uveden i výpočet pro LPG s dosud nejvyšším podílem síry, které bylo prodáváno v ČR a odhaleno pomocí ČOI. Obsah síry byl naměřen na $201,7 \text{ mg}\cdot\text{kg}^{-1}$, po převodu $0,11094 \text{ g}\cdot\text{l}^{-1}$. Dosazením vychází vztah $\frac{0,11094}{32,1} = 64,1x$, vyjádřením vyjde $x = 0,22153 \text{ g}\cdot\text{l}^{-1}$, tedy více než trojnásobná hodnota oproti dodržení nejvyšší hodnoty normy.

4.3. Přepočítání emisí na vybranou plochu

Z časopisu dTest byla zjištěna spotřeba benzinových sekaček na rovinné ploše při sekání trávy, takže musela být spočítána teoretická spotřeba LPG, nabízel se tedy výpočet koeficientu výhřevnosti, kterým byla již zmíněná spotřeba násobena pro výpočet teoretické spotřeby LPG.

Směsi propan – butan odpovídá výhřevnost $46,40 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$. [20]

Běžnému benzínu odpovídá výhřevnost $43,59 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$. [20]

Většina lidí by se asi divila, proč má benzin nižší výhřevnost, než propan – butan, když ve skutečnosti se spotřeba při použití LPG zvýší. Důvodem je rozdílná hustota (tedy hmotnost) a spotřeba se měří v litrech, tedy jednotce objemu. Zatímco litr benzínu má hmotnost 700–750 g, LPG zhruba jen 550 g, logicky tedy vyplývá, že na tento 1 litr musí mít celkově větší výhřevnost benzin. Důkazem je následující převod z $\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ na $\text{MJ}\cdot\text{l}^{-1}$ (vynásobeno hustotou).

$46,40 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ LPG odpovídá $25,52 \text{ MJ}\cdot\text{l}^{-1}$.

$43,59 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ benzínu odpovídá $31,60 \text{ MJ}\cdot\text{l}^{-1}$.

U benzínu tedy byla vypočítána **1,23825x větší výhřevnost na 1 litr než LPG** a přesně touto hodnotou byla násobena spotřeba benzínu pro teoretickou spotřebu LPG.

Pro údaje o spotřebě byl použit test sekaček z časopisu dTest [21], kde byla změřena spotřeba u 13 sekaček, z těchto hodnot byl vypočítán průměr, tj. $0,131 \text{ l}\cdot 60\text{m}^{-2}$.

Po přepočtu na celou vybranou plochu ($28546,59 \text{ m}^2$) vychází celková spotřeba benzínu na **62,33 l benzínu**. Tento výsledek odpovídá teoreticky **142768,74 g CO₂** a **0,0893 g SO₂**.

Pro výpočet spotřeby LPG byla hodnota spotřeby benzínu vynásobena koeficientem výhřevnosti, takže celková teoretická spotřeba činí **77,18 l LPG**. Tato spotřeba teoreticky odpovídá **128408,23 g CO₂** a **5,086 g SO₂**. Pokud by ale bylo použito již zmíněné LPG s převyšujícím obsahem síry, teoretická hodnota SO₂ by byla 17,098g.

5. Zhodnocení výsledků a doporučení

Z výsledků výpočtů vyplývá, že zejména z důvodu vysokého obsahu SO_2 (5,086 g u LPG oproti 0,0893 g u benzínu na počítanou plochu pozemku) se z ekologického hlediska LPG nevyplatí, alespoň do té doby, než se podaří snížit objem síry v palivu. Emise CO_2 byly dle předpokladů nižší (128408,23 g u LPG oproti 142768,74 g u benzínu). LPG jako palivo pro malou mechanizaci se teoreticky může vyplatit jen z ekonomického hlediska, ale to platí jen za předpokladu častého a dlouhodobého využívání, což je u většiny soukromníků nemyslitelné. Úprava na LPG není levná a z automobilového průmyslu víme, že revize by se měla provádět zhruba jednou za rok (záleží také na počtu najetých kilometrů). Počet najetých kilometrů je u malé mechanizace patrně nesmysl a nejpřesnější výpočet, kdy provést revizi, by se ideálně počítal z celkové spotřeby paliva, nicméně malá mechanizace takové údaje obvykle nezaznamenává. Mezi další náklady k LPG patří také omezená životnost nádrže.

6. Závěr

Hlavním záměrem této práce bylo rozdělení a vysvětlení jednotlivých složek výfukových plynů, kde byl kladen důraz na zážehové motory. Byly uvedeny možnosti, jak emise snížit spolu s popisem a ilustrací jednotlivých metod. Pro uvedení čtenáře do problematiky ohledně opatření proti emisím byl sepsán a vyobrazen princip dvoudobých a čtyřdobých spalovacích motorů. Také nebyl opomenut současný stav a vývoj znečištění ovzduší na území Evropské unie a České Republiky zvlášť. Dále bylo objasněno shrnutí vývoje emisí malé mechanizace po legislativní stránce s rozdělením na jednotlivé etapy až po aktuální normu účinnou od 1. ledna 2017. Jednotlivé etapy byly znázorněny tabulkami. Po nařízeních Evropské unie následoval rozbor použitelných druhů paliv s důrazem na efektivitu a ekologičnost. Jako nejvýhodnější použitelné palivo vyšel biobuthanol, který disponuje vysokou výhřevností, nižší mírou odpařování než benzin a hlavně eliminací emisí SO_x, NO_x a CO. Ideální by mohl být vodík, který je však v dnešní době extrémně nákladný zejména na spalovací systém a není ani zaručena bezpečnost při tomto spalování, v malé mechanizaci tedy zatím nepřipadá v úvahu. Jedním z nejpoužívanějších druhů energie k pohonu malé mechanizace je dnes používána elektrická energie, která ale není všude dostupná a pokud jsou použity akumulátory, zvyšují hmotnost i cenu takového zařízení spolu s omezenou životností a krátkou dobou provozu, nehledě na emise vyprodukované při výrobě elektřiny. Pro paliva dnes běžně prodávaná byl také kladen důraz na znázornění již provedených testů na různých univerzitách se zaměřením na emise, převážně tedy E85 a LPG s CNG. Výsledky studií se konkrétně u E85 lišily, nicméně testy prokázaly, že E85 je rozhodně přínosné zejména pro menší motory. Byl také brán zřetel na možné důsledky používání těchto paliv vzhledem k životnosti a výkonnosti motoru.

Následovala vlastní práce, kde byl zvolen rovinný travnatý pozemek a pomocí chemických výpočtů byla spočítána teoretická produkce CO₂ a SO₂ na základě spotřeby paliva Naturalu 95 a LPG. I z těchto výpočtů je vidět, že emise malé mechanizace nejsou zanedbatelné, nicméně oproti např. těžké lodní dopravě, které v současné době není věnována taková pozornost, jsou tyto emise téměř mizivé i z globálního hlediska.

7. Seznam použitých zdrojů

1. **Brož, Jiří a Trnka, Luboš.** Praktická dílna. *AutoExpert*. 2009, 9 a 10.
2. **Hromádko, Jan, a další.** *Spalovací motory*. Praha : Grada Publishing a.s., 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
3. **Boščík, Eduard.** Téma 5 - Emise výfukových plynů motorových vozidel. *Autonet*. [Online] 7. duben 2011. [Citace: 28. leden 2017.] <http://net-auto.cz/moodle/course/view.php?id=6>.
4. **ÚAMK, REDAKCE.** Filtry pevných částic i pro benzin. *UAMK*. [Online] ÚAMK, 15. srpen 2016. [Citace: 13. březen 2017.] <http://www.uamk.cz/garaz/1443-filtry-pevnych-castic-i-pro-benzin>.
5. **Koloski, Donald R. a Radcliff, R. Bruce.** *Small Engine and Equipment Maintenance*. Orland Park : American Technical Publishers, Inc., 2012. ISBN 978-0-8269-0048-7.
6. **Evropská komise.** Návrh NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY o požadavcích vztahujících se na mezní hodnoty emisí a schválení typu spalovacích motorů v nesilničních pojízdných strojích. *EUR-Lex*. [Online] 25. září 2014. [Citace: 27. leden 2017.] <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:52014PC0581>.
7. **DieselNet.** EU: Nonroad SI Engines. *Emission Standards*. [Online] listopad 2016. [Cited: 1. březen 2017.] https://www.dieselnets.com/standards/eu/nonroad_si.php.
8. **Úřední věstník Evropské unie.** NAŘÍZENÍ EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) 2016/1628. *EUR-Lex - 32016R1628 - EN*. [Online] 14. září 2016. [Citace: 27. února 2017.] <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:32016R1628&qid=1488206935062>.
9. **Polcar, Čupera, Sedlák.** Emise zážehového motoru při spalování paliva E85. *LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ*. 2014, Sv. 130, 4.

10. **Mička, Jan.** Do Česka zamíří benzin E10. Starším vozům může poškodit motor. *auto.cz*. [Online] CZECH NEWS CENTER a.s., 29. červenec 2016. [Citace: 12. březen 2017.] <http://www.auto.cz/do-ceska-zamiri-benzin-e10-starsim-vozum-muze-poskodit-motor-96951>.
11. **Miler, Petr, a další.** Zhodnocení ekologického potenciálu paliva E85. *LISTY CUKROVARNICKÉ a ŘEPAŘSKÉ*. LCaŘ, 2009, Sv. 125, 5-6.
12. **Dusil, Tomáš.** Palivo E85: Šetření na správném místě? Na zimu se nehodí a pozor na ventily! *auto.cz*. [Online] CZECH NEWS CENTER a.s, 2. březen 2017. [Citace: 18. březen 2017.] <http://www.auto.cz/palivo-e85-setreni-na-spravnem-miste-na-zimu-se-nehodi-a-pozor-na-ventily-103995>. ISSN 1213-8991.
13. **Kizlink, Juraj.** Vliv biopaliv na motory. *Biom.cz*. [Online] CZ Biom - České sdružení pro biomasu, 20. duben 2010. [Citace: 18. březen 2017.] <http://biom.cz/cz-kapalna-biopaliva/odborne-clanky/vliv-biopaliv-na-motory>. ISSN: 1801-2655.
14. **Sladký, Václav.** Biobutanol jako kvalitní náhrada benzínu. *Biom.cz*. [Online] CZ Biom, 19. květen 2010. [Citace: 20. březen 2017.] <http://biom.cz/cz-kapalna-biopaliva/odborne-clanky/biobutanol-jako-kvalitni-nahrada-benzinu>. ISSN: 1801-2655.
15. **Hrazdira, Petr.** *Porovnání parametrů motorů na kapalná a plynná paliva*. [Diplomová práce] Brno : Mendelova univerzita v Brně, 2011.
16. **Cholava, Rudolf, Dufek, Jiří a Merl, Alexanr.** *DRUHÝ POHONNÝCH HMOT Z HLEDISKA PERSPEKTIVY A PRODUKCE (EMISE) ZNEČIŠŤUJÍCÍCH LÁTEK*. [Dokument] Brno : Centrum dopravního výzkumu, v. v. i., 2002.
17. **Çınara, Can, a další.** *A comparison of performance and exhaust emissions with different valve lift profiles between gasoline and LPG fuels in a SI engine*. [Dokument] Ankara, Kinikli, Burdur : Elsevier Ltd., 2016. DOI 10.1016/j.applthermaleng.2016.07.031.
18. **Remek, Branko.** *Provozní údržba a diagnostika vozidel*. Praha : ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02615-9.

19. **ecoscore.be**. How to calculate the CO2 emission level from the fuel consumption?

Ecoscore. [Online] 16. březen 2017. [Citace: 26. březen 2017.]

<http://www.ecoscore.be/en/info/ecoscore/co2>.

20. **Novák, Jan**. Výhřevnosti paliv. *tzb info*. [Online] Topinfo s.r.o. [Citace: 28. březen 2017.]

<http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/11-vyhrevnosti-paliv>. ISSN 1801-4399.

21. **dTest**. Sekačky. *dTest*. Testy, 31. březen 2016, 4, stránky 36-41.

8. Seznam obrázků

Obrázek 1: Příklady motorů malé mechanizace a jejich využití	6
Obrázek 2: Sání	7
Obrázek 3: Komprese	7
Obrázek 4: Expanze.....	8
Obrázek 5: Výfuk	8
Obrázek 6: Dvoudobý motor	9
Obrázek 7: Celkové znečištění na území EU28	10
Obrázek 8: Celkové znečištění na území ČR	11
Obrázek 9: Emise CO VW Golf 1.4.....	15
Obrázek 10: Emise CO VW Golf 1.6.....	15
Obrázek 11: Emise C_xH_y VW Golf 1.4.....	16
Obrázek 12: Emise C_xH_y VW Golf 1.6.....	16
Obrázek 13: Emise NO_x VW Golf 1.4.....	16
Obrázek 14: Emise NO_x VW Golf 1.6.....	16
Obrázek 15: Porovnání emisí CNG, LPG a benzínu.....	20
Obrázek 16: Výkon v závislosti na použitém palivu.....	21
Obrázek 17: Emise uhlovodíků v závislosti na použitém palivu.....	21
Obrázek 18: Emise oxidu uhelnatého v závislosti na použitém palivu	22
Obrázek 19: Emise oxidu uhličitého v závislosti na použitém palivu.....	22

Obrázek 20: Emise oxidů dusíku v závislosti na použitém palivu	23
Obrázek 21: Řez třicestným katalyzátorem.....	27
Obrázek 22: Závislost účinnosti katalyzátoru na součiniteli přebytku vzduchu	28
Obrázek 23: Závislost m_{pe} , HC a NOX na volbě kompresního poměru	29
Obrázek 24: Schéma vnější recirkulace	30
Obrázek 25: Vliv součinitele přebytku vzduchu a předstihu na emise škodlivin.....	31
Obrázek 26: Modelová situace pro výpočet emisí.....	33

9. Seznam tabulek

Tabulka 1: Etapa 1	12
Tabulka 2: Etapa 2	12
Tabulka 3: Etapa 5 - Podkategorie kategorie motorů NRSh definované v čl. 4 odst. 1 bodě 3	13
Tabulka 4: Etapa 5 - Mezní hodnoty emisí etapy V u kategorie motorů NRSh definované v čl. 4 odst. 1 bodě 3.....	13
Tabulka 5: Etapa 5 - Data použitelnosti tohoto nařízení pro kategorii motorů NRSh	13
Tabulka 6: Etapa 5 - Nesilniční zkušební cykly v ustáleném stavu pro motory kategorie NRSh	13
Tabulka 7: Etapa 5 - Doba životnosti emisních vlastností pro kategorii motorů NRSh	14
Tabulka 8: Výsledné měrné produkce jednotlivých složek emisí	17
Tabulka 9: Porovnání vlastností alkoholů jako motorové pohonné hmoty	19