



Analýza podmínek vzniku emisí a možnosti jejich snížení u stacionárních spalovacích motorů

Disertační práce

Studijní program: P2302 – Stroje a zařízení
Studijní obor: 2302V010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Ing. Luboš Dittrich**
Vedoucí práce: doc. Ing. Lubomír Moc, CSc.



Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Disertační práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS STAG se shodují.

27. 5. 2020

Ing. Luboš Dittrich

Analýza podmínek vzniku emisí a možnosti jejich snížení u stacionárních spalovacích motorů

Abstrakt

Práce je zaměřena na experimentální výzkum a analýzu pracovního oběhu a výfukových emisí pístového spalovacího motoru v režimech nízkého zatížení, které představují výzvu pro ve vyšších zatíženích vysoce účinná zařízení pro úpravu výfukových plynů. Pro měření bylo sestaveno laboratorní stanoviště se zkušebním jednoválcovým motorem. Během stavby zařízení bylo testováno několik variant řízení motoru. Dokončené stanoviště sloužilo pro měření emisí a významných provozních veličin. Měření bylo provedeno ve třech variantách. Výchozím bylo měření neupraveného motoru v klasickém zážehovém režimu. Následovalo doplnění spalovacího prostoru o komůrku a jako poslední byl měřen režim nízkoteplotního spalování. Tato měření byla následně vyhodnocena a popsána. Vlastní přínosy práce zahrnují kromě konstrukčních řešení a zvládnutí experimentálně náročného provozu motoru v režimu řízené detonace také několik unikátních řešení částí experimentální aparatury, která našla praktické využití v dalších projektech výzkumu a vývoje.

Klíčová slova: Nízkoteplotní spalování, řízené detonační spalování, HCCI, CAI, komůrka, zážehový motor, pracovní oběh, emise, přenosné zařízení pro měření emisí.

Analysis of Formation and Reduction of Emissions from Stationary Combustion Engines

Abstract

The operation of an internal combustion engine at low load is being addressed in this work, focusing on experimental investigation of working cycle and emissions during low temperature combustion. Low loads present a challenge to exhaust aftertreatment systems operating at very high conversion efficiencies at moderate to higher loads. A test rig was built around a single cylinder spark ignition research engine. Multiple engine control systems were designed and investigated. Baseline experiments were conducted on unmodified engine in a conventional premixed charge spark ignition mode, which was later fitted with a pre-chamber around the spark plug electrodes, and operated in both spark ignition and spark assisted compression ignition modes. Experimental results including in-cylinder pressure measurement, combustion timing, mass fraction burned, fuel consumption and emissions are presented and discussed. The main contribution of the thesis, in addition to mastering the challenging experimental conditions of advanced combustion modes, lies in design of several parts and subsystems of the engine and the test rig, including novel portable emissions monitoring and sampling systems for small engines, which have been used in other projects and laboratories.

Keywords: Low Temperature Combustion, Spark Assisted Compression Ignition, HCCI, Controlled Auto-Ignition, Prechamber, Combustion Analysis, Exhaust Emissions, Portable Emissions Monitoring Systems.

Poděkování

Za podmětne připomínky bych chtěl touto cestou poděkovat svému školiteli panu doc. Ing. Lubomíru Mocovi, CSc.

Za pomoc při výrobě zařízení a týmové spolupráci patří poděkování Ing. Martinu Mazačovi, Ph.D., Ing. Františku Mejdrovi, Ing. Davidu Lindrovi, Ph.D. a Ing. Martinu Pechoutovi, Ph.D.

Za pomoc při měření bych rád touto cestou poděkoval Ing. Aleši Dittrichovi, Ing.Paed.IGIP, Ph.D. a kolegům na Katedře vozidel a motorů.

Zvláštní poděkování patří doc. Michalu Vojtíškoví, Ph.D., MSc., Ing. Michaeli Fenklovi, Ph.D. a Ing. Pavlu Jandurovi, Ph.D.

To vše by nebylo možné bez podpory rodiny a manželky Marie.

Obsah

Seznam použitých veličin a jednotek	7
Seznam zkratek	8
1 Úvod	10
2 Typy spalování	12
2.1 Režim zážehový	12
2.2 Režim vznětový	13
2.3 Režim klepání	13
2.4 HCCI a CAI	14
3 Téma disertační práce	16
3.1 Cíle disertační práce	16
4 Emise spalovacích motorů	17
4.1 Emise	18
4.1.1 Oxid uhličitý	19
4.1.2 Oxid uhelnatý	19
4.1.3 Uhlovodíky	19
4.1.4 Částice	20
4.1.5 Oxidy dusíků	21
4.2 Redukce emisí	22
4.2.1 Oxidační katalyzátor	22
4.2.2 Třísloužkový katalyzátor	23
4.2.3 Selektivní katalytická redukce	24
4.2.4 Zásobníkový katalyzátor	25
4.2.5 Filtr pevných částic	25
4.3 Zjišťování koncentrací emisí	28
4.3.1 Měření emisí oxidů uhlíku	28
4.3.2 Měření emisí uhlovodíků	28
4.3.3 Měření emisí oxidů dusíku	29
4.3.4 Měření emisí pevných částic	30
5 Přehled detonačních způsobů spalování	33
5.1 Úvod	33
5.2 Historie a současnost	33
5.3 AR (Activated Radical)	36

5.4	PCCI (Premixed-Charge Compression Ignition)	37
5.5	PREDIC (PREmixed lean Diesel Combustion)	38
5.6	MULDIC (MUL-tiple stage Diesel Combustion)	39
5.7	MK (Modulated Kinetics)	39
5.7.1	I. generace	39
5.7.2	II. generace	40
5.8	OKP (Optimized Kinetic Process)	41
5.9	NADI (Narrow Angle Direct Injection)	44
5.10	AVL-CSI (Compression and Spark Ignition)	45
5.11	SACI (Spark-Assisted Compression Ignition)	46
5.12	UNIBUS (UNIform BULky combustion System)	49
6	Návrh a provedení experimentálního zařízení	51
6.1	Popis stanoviště	51
6.2	Propojení spalovacího motoru s elektrickým motorem/brzdou	53
6.3	Sací potrubí	53
6.4	Výfukové potrubí	54
6.5	Popis zkušebního jednoválce	55
6.5.1	Kompresní poměr	57
6.5.2	Zdvih ventilu a časování	57
6.5.3	Rozdělení spalovacího prostoru komůrkou	58
6.5.4	Poloha zapalovacích svíček v hlavě válce	59
6.6	Popis regulace elektromotoru	60
6.7	Použité snímače a zařízení	60
6.8	Použité systémy řízení spalovacího motoru	61
6.8.1	Řídicí jednotka I. Gen – mikrokontrolér ATmega16	61
6.8.2	Řídicí jednotka II. Gen – Discovery Kit	62
6.8.3	Řídicí jednotka III. Gen – PLC	66
6.8.4	Ovládací prostředí	67
6.8.5	Řídicí jednotka IV. Gen – EFI	68
6.9	PEMS	69
6.10	Mini-PEMS	70
6.11	Mini-CVS	72
7	Zařízení použitá k experimentům	75
7.1	Finální konfigurace	75
7.2	Vysokotlaká indikace	75
7.3	Emisní aparatura	76
7.4	Měření spotřeby paliva	76
7.4.1	Spotřeboměr PLU 401–108	77
7.4.2	Zobrazovací jednotka VAZ–2E	77

8	Experimentální část	78
8.1	Režim zážehový	79
8.1.1	Spotřeba paliva a účinnost	80
8.1.2	Vysokotlaká indikace	82
8.1.3	Průběh vyhořívání paliva	83
8.1.4	Emise	84
8.2	Režim zážehový – s komůrkou	87
8.2.1	Spotřeba paliva a účinnost	88
8.2.2	Vysokotlaká indikace	89
8.2.3	Průběh vyhořívání náplně	90
8.2.4	Emise	92
8.3	Režim asistované detonace	94
8.3.1	Spotřeba paliva a účinnost	95
8.3.2	Vysokotlaká indikace	96
8.3.3	Průběh vyhořívání paliva	97
8.3.4	Emise	97
8.3.5	Režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi . . .	100
8.4	Variabilita cyklu	102
8.4.1	Naměřená variabilita	102
9	Zhodnocení výsledků	105
10	Závěr	109
	Literatura	112
	Seznam publikací autora	120
	Seznam ostatních publikací autora	122
11	Přílohy	124
11.1	Průběh měření emisí HC – zážehový režim	125
11.2	Průběh měření emisí CO – zážehový režim	126
11.3	Průběh měření emisí NO _x – zážehový režim	127
11.4	Příklad průběhu vysokotlaké indikace – zážehový režim	128
11.5	Průběh měření emisí HC – zážehový režim s komůrkou	129
11.6	Průběh měření emisí CO – zážehový režim s komůrkou	130
11.7	Průběh měření emisí NO _x – zážehový režim s komůrkou	131
11.8	Příklad průběhu vysokotlaké indikace – zážehový režim s komůrkou .	132
11.9	Průběh měření emisí HC – režim asistované detonace	133
11.10	Průběh měření emisí CO – režim asistované detonace	134
11.11	Průběh měření emisí NO _x – režim asistované detonace	135
11.12	Příklad průběhu vysokotlaké indikace – režim asistované detonace . .	136
11.13	Průběh měření emisí HC – režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi	137

11.14	Průběh měření emisí CO – režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi	138
11.15	Průběh měření emisí NO _x – režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi	139
11.16	Příklad průběhu vysokotlaké indikace – režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi	140
11.17	Mini-PEMS	142

Seznam použitých veličin a jednotek

α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
α_{sk}	[°]	úhel natočení škrticí klapky
α_{zaz}	[°]	Předstih zážehu
ϵ	[-]	kompresní poměr
η_c	[-]	celková účinnost
η_i	[-]	indikovaná účinnost
κ	[-]	polytropický exponent
λ_{KH}	[-]	klikový poměr
λ_s	[-]	bohatost směsi
σ_{pi}	[-]	směrodatná odchylka středního indikovaného tlaku
c_p	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
c_v	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
H_u	[MJ/kg]	výhřevnost paliva
L_{vt}	[kg/kg]	teoretické množství vzduchu na oxidaci 1 kg paliva
M_p	[kg/hod]	spotřeba paliva
M_p	[kg/hod]	hodinová spotřeba paliva
m_p	[kg]	hmotnost paliva
m_v	[kg]	hmotnost vzduchu
p	[Pa]	tlak
P_e	[kW]	efektivní výkon motoru
p_i	[bar]	střední indikovaný tlak
t_{sani}	[K]	teplota nasávaného vzduchu
VAR_{pi}	[%]	variabilita středního indikovaného tlaku
BMEP	[bar]	Break Mean Effective Pressure, střední efektivní tlak
BMIP	[bar]	Break Mean Indicated Pressure, střední indikovaný tlak
BSFC	[g/kWh]	Break Specific Fuel Consumption, měrná spotřeba paliva
CA50	[°]	natočení klikového hřídele po vyhoření 50% směsi
IMEP	[bar]	Indicated Mean Effective Pressure, indikovaný střední efektivní tlak
mpe	[g/kWh]	měrná efektivní spotřeba paliva
mpi	[g/kWh]	měrná indikovaná spotřeba paliva
n	[1/min]	otáčky motoru
NMEP	[bar]	Net Mean Effective Pressure, střední efektivní tlak
NSFC	[g/kWh]	Net Specific Fuel Consumption, specifická spotřeba paliva
PM	[g/kWh]	Particulate Matter, pevné částice
R	[J/mol·K]	molární plynová konstanta
x	[-]	molární zlomek

Seznam zkratek

<i>CO</i>	oxid uhelnatý
<i>CO₂</i>	oxid uhličitý
<i>HC</i>	Hydrocarbons, uhlovodíky
<i>N₂O</i>	oxid dusný
<i>NO</i>	oxid dusnatý
<i>NO₂</i>	oxid dusičitý
<i>NO_x</i>	oxidy dusíků
<i>Pd</i>	palladium
<i>Pt</i>	platina
2T	dvoudobý, počet zdvihů na výměnu náplně válce
4T	čtyřdobý, počet zdvihů na výměnu náplně válce
AR	Activated Radical, název režimu hoření
ATAC	Active Thermo-Atmosphere Combustion, název režimu hoření
AVL CSI	AVL – Compression and Spark Ignition, název režimu hoření
BAR	Bureau of Automotive Repair, Úřad státu Kalifornie pro kontrolu technického stavu vozidel
CAI	Controlled Auto-Ignition, autozážeh pomocí komprese
CFD	Computational Fluid Dynamics, Počítačová simulace mechaniky tekutin
COM	Communication port, komunikační port
CPC	Condensation Particle Counters, kondenzační čítač částic
CR	Compression Ratio, kompresní poměr nebo Common Rail, systém vstřikování paliva
DeNO _x	Selective Non-Catalytic Reduction, selektivní redukce
DMA	Direct Memory Access, přímý přístup do paměti
DOHC	Double Over Head Camshaft, ventilový rozvod s dvěma vačkovými hřídeli v hlavě válce motoru
DPF, (PDF)	Diesel Particulate Filter, filtr pevných částic
EFI	výrobce řídicí jednotky, jiný význam: Electronic Fuel Injection, elektronické vstřikování paliva
EGR	Exhaust Gas Recirculation, recirkulace výfukových plynů
GPS	Global Positioning System, globální polohový systém
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition, vznět homogenní směsi pomocí komprese směsi
HEPA	High-Efficiency Particulate Air (arrestance), filtr s vysokou účinností
I ² C	Inter-Integrated Circuit, počítačová sběrnice
ISHR	Initial Slow Heat Release, počátek pomalého uvolňování tepla
KH	klikový hřídel
LCD	Liquid Crystal Display, display z tekutých krystalů
MK	Modulated Kinetics, název režimu hoření
MULDIC	MULTiple Stage Diesel Combustion, název režimu hoření

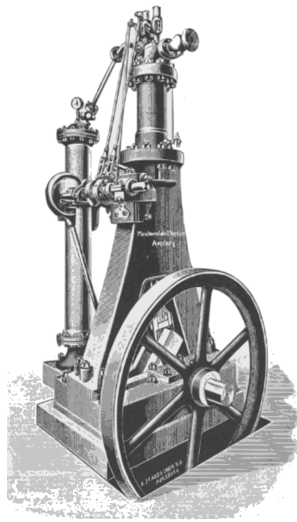
NADI	Narrow Angle Direct Injection, název režimu
NDIR(A)	Non Dispersive InfraRed (Analyser), bezdisperzní infraanalýzátor
NiCE	Nippon Clean Engine, název režimu hoření
OHC	Over Head Camschaft, ventilový rozvod s vačkovým hřídelem v hlavě válce motoru
OHV	Over Head Valve, ventilový rozvod s vačkovým hřídelem v bloku motoru
ON	Octane Number, oktanové číslo
PAH	Polycyclic Aromatic Hydrocarbons, polycyklické aromatické uhlovodíky
PEMS	Portable Emissions Monitoring System, přenosný emisní analyzátor
PFI	Port Fuel Injection, vstřikování paliva do sání
PID	spojitý regulátor složený z Proporcionální, Integrační a Derivační části
PLC	Programmable Logic Controller, programovatelný logický automat
PREDIC	PREmixed Diesel Combustion, název režimu hoření
PSM	pístový spalovací motor
PWM	Pulse Width Modulation, pulzně šířková modulace
R1	jednoválcový motor
R4	čtyřválcový řadový motor
R5	pětiválcový řadový motor
SACI	Spark-Assisted Compression Ignition, název režimu hoření
SOF	Soluble Organic Fraction, rozpustná organická frakce
SPI	Serial Peripheral Interface, počítačová sběrnice
TS	Toyota-Soken, název režimu hoření
UART	Universal Asynchronous Receiver-Transmitter, zařízení sloužící k přenosu dat
USART	Universal Synchronous / Asynchronous Receiver and Transmitter, sériové rozhraní
VM	vznětový motor
ZM	zážehový motor

1 Úvod

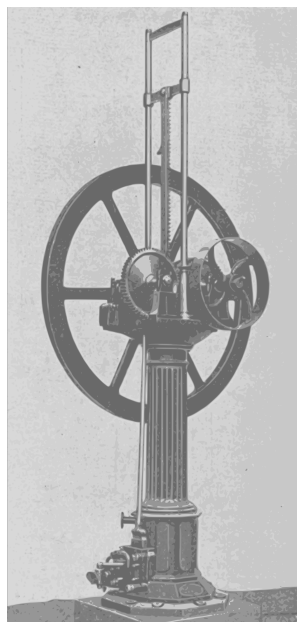
Pístový spalovací motor se jako pohon využívá více jak jedno století. Za tuto dobu se rozšířil do mnoha odvětví lidské činnosti. Narůstající počet aplikací a požadavky na lepší parametry, jako je výkon a spotřeba paliva, byly řešeny konstrukčními úpravami a neustále se zlepšujícím řízením. První sledování vypouštěných emisí bylo na přelomu 50. a 60. let. V této době byly také stanoveny první emisní limity. Přísnější požadavky v 70. letech emise vedli ke snížení výkonů motorů za účelem splnění emisí a spotřeby paliva. V 80. letech dochází k rozšíření nově vyvinutého systému elektronického řízení a přípravy směsi. Výsledkem je dosažení požadovaných emisních limitů a snížení spotřeby paliva. V současnosti se elektronické řízení začíná prosazovat i v aplikacích, kde se doposud ještě významně využívá karburátorů např. ručně držené stroje (motorové pily, křovinořezy) a nebo motocykly malých objemů.

Jednou z dalších metod zlepšování parametrů je využití různých způsobů hoření. Jedním z nich je i režim HCCI, který byl poprvé popsán ve 40. letech [2]. Při tomto režimu se zpravidla vně připravená směs při kompresním zdvihu stlačí a následně vznítí. Síla detonace musí být na takové úrovni, aby nedošlo k poškození motoru. Z toho vyplývá, že motor nemůže dosáhnout takových výkonů jako motor v normálním režimu, tedy tento režim je vhodný pro režimy volnoběhu a nízkého zatížení. Pokud se odstraní škrticí klapka, je možno dosáhnout nízkoteplotním spalováním srovnatelné účinnosti jako u vznětových motorů. Emise produkované během tohoto spalování se vyznačují nízkým množstvím vypouštěných oxidů dusíku a pevných částic [3]. Emise uhlovodíků a oxidu uhelnatého narostou z důvodu zvětšení chladnějších prostor u stěn spalovacího prostoru ve kterých, vlivem nízkých teplot, nedojde k dokončení hoření. Tyto emise lze však velmi dobře redukovat pomocí oxidačního katalyzátoru. Emise pevných částic a NO_x jsou na velmi nízké úrovni. Tyto vlastnosti vedou k tomu, že tento typ hoření nevyžaduje složité systémy pro redukcí oxidů dusíků, popřípadě pevných částic. Nevýhodou provozu motoru je obtížnost jeho přímého řízení, jako je tomu v případě zážehového režimu, kdy k iniciaci hoření slouží zapalovací svíčka. V případě provozu HCCI směs detonuje sama. Je tedy potřeba zajistit řízení na počátku kompresního zdvihu, popřípadě na základě předchozího pracovního cyklu provést další regulaci. Jistým řešením je využití režimu asistované detonace. Tento režim využívá zapalovací svíčky k rozeběhnutí kinetických reakcí, které vedou k detonačnímu spalování. Předmětem disertační práce je porovnání parametrů motoru, běžícího v režimu zážehovém a nízkoteplotním spalování. Nedílnou součástí je možnost prozkoumat možnosti plynulé změny mezi různými režimy spalování. Jak již bylo výše uvedeno, vzhledem k povaze detonace je použití takového typu hoření využitelné pouze v určitých režimech. Cílem této práce je zjistit výhody

a nevýhody včetně měření emisí v různých provozních režimech. ¹



Obrázek 1.1: První Dieselův výzkumný motor 1894 [1]



Obrázek 1.2: První Otto-Langenův motor [1]

¹Obrázky, grafy a schémata v disertační práci bez uvedeného odkazu jsou vlastní prací autora disertace.

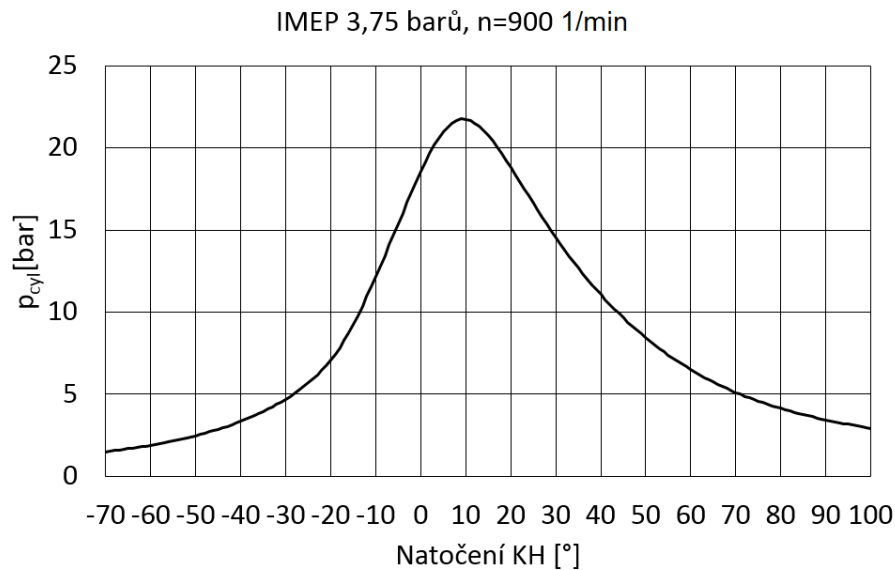
2 Typy spalování

Mezi klasické způsoby spalování paliva v pístových spalovacích motorech patří základní dva typy. Hoření v zážehovém motoru, kde se připravená směs spalovacího vzduchu a paliva zapaluje energetickým výbojem, zpravidla jiskrou zapalovací svíčky a nebo se do silně stlačeného vzduchu vstříkne palivo, jak je tomu u vznětového motoru. CAI (Controlled Auto Ignition) nebo HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) je třetím typem spalování, které je možné využít v pístových spalovacích motorech. Počátek hoření nebo vznětu paliva není řízen přímo, jako v předchozích případech jiskrou či vstřikem paliva, ale pouze nepřímo na základě vnějších podmínek, které byly zajištěny na začátku cyklu. Mezi základní parametry, které mají vliv na počátek samovolného vznícení paliva je vhodné uvést teplotu vzduchu, směsi na počátku cyklu, tlak nasávaného vzduchu, bohatost směsi a případně typ použitého paliva. Úpravou hodnot těchto parametrů je možné dosáhnout požadovaných pracovních podmínek. Pokud chceme dosáhnout nízkoteplotního spalování, musí být minimálně dosažena teplota pro samovznícení připravené směsi. Tato teplota je primárně dosažena kompresí ve válci. Pro autozážeh benzínových směsí se jedná o teplotu cca 1050 K a pro směs s motorovou naftou se uvádí přibližně 800 K [4]. Mezi další parametry zaručující, že uvolnění tepla ze směsi neproběhne v nadlimitní hodnotě 5 MW/m^2 [5], je např. ředění směsi výfukovými spalinami (EGR). Recirkulace spalin může být vnější nebo vnitřní. Pro vnitřní recirkulaci se využívá negativního překrytí výfukového ventilu, který se zavře před dosažení horní úvrati pístem. Další možností je použití škrticí klapky ve výfukovém potrubí, která zajistí požadované tlakové poměry. Vnější recirkulace přináší možnost regulace množství a teploty inertního plynu a tím pomoci k zajištění požadovaných podmínek. Na rychlost a šíření plamene má hlavní vliv chemická kinetika než turbulence náplně ve spalovacím prostoru [6], [7].

2.1 Režim zážehový

Tento režim je zpravidla charakterizován tak, že směs vzduchu a paliva je zažehnuta jiskrou zapalovací svíčky. Směs vzduchu a paliva se připravuje přímým vstřikem paliva do válce motoru a nebo nepřímo, tedy vstřikem paliva do sacího potrubí motoru. Literatura [3], [8] popisuje vznik tohoto typu hoření ve čtyřech krocích: (1) výboj vysokonapětového zdroje, (2) předplamenné reakce, (3) šíření plamene, (4) zhasnutí plamene. Při vysokonapětovém výboji, který je časovám přibližně 30° před horní úvrati, dojde k lokálnímu navýšení teploty nad mez zápalnosti směsia z ohniska

výboje se začne šířit plamen do spalovacího prostoru. Šíření plamene nenastane ihned po výboji, ale se zpožděním. To je dáno velikostí počátečního ohniska a vlastnostmi směsi v místě vzniku ohniska jako např. bohatost směsi, množství zbytkových plynů, rychlost směsi a teplota směsi v okamžiku zážehu. Maximálního spalovacího tlaku je dosaženo několik stupňů za horní úvratí. Hořící směs následně prohořívá zvětšujícím se objemem spalovacího prostoru v důsledku pohybu pístu do dolní úvratí. V této fázi dochází k poklesu teploty vyhořívající směsi a při přiblížení se k chladným stěnám spalovacího prostoru nebo k celkovému poklesu teploty směsi dojde k zastavení převážné části reakcí. Průběh tohoto typu hoření je vidět na obr. 2.1.



Obrázek 2.1: Průběh tlaku v závislosti na otočení klikového hřídele

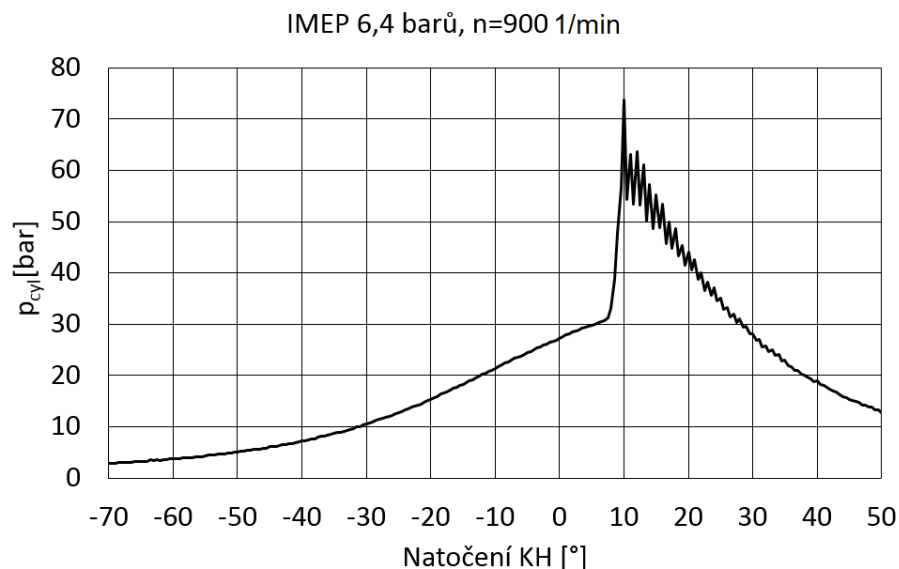
2.2 Režim vznětový

Principem je vznícení paliva vlivem vysoké teploty, které se dosáhne vysokou kompresí nasátého vzduchu. Palivo je vstříknuto do spalovacího prostoru, pomocí vstříkovače, ve kterém se nachází silně stlačený vzduch, kompresí zahřátý na vysokou teplotu. Vstříkovaný paprsek paliva se v těchto podmínkách začne rychle rozpadat na kapky. Teplo vyvinuté stlačením vzduchu na počátku oběhu způsobí vznik par paliva na povrchu kapek a díky promísení se vzduchem vytvoří směs, která hoří v rozmezí zápalnosti dané směsi paliva se vzduchem. Teplo vyvinuté hořením se dále využívá k odpaření zbylého paliva, které bylo do oběhu dodáno.

2.3 Režim klepání

Klepání je režim hoření při kterém dojde k náhlému vznícení nespáleného objemu palivovzdušné směsi. Tento jev zpravidla nastává při podmínkách snažících se dosáhnout co nejlepších parametrů, ať už se jedná např. o hodnoty maximálního výkonu

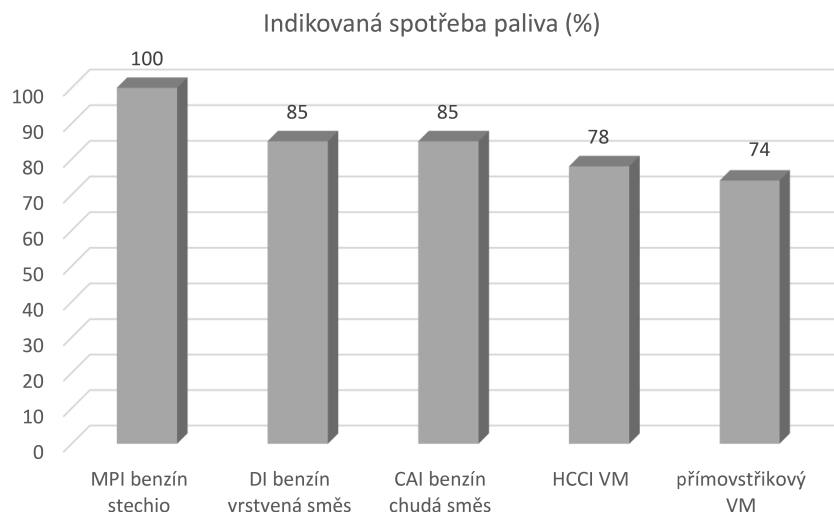
nebo celkové účinnosti. V těchto režimech je klepání destruktivní a jeho vznik je nežádoucí. Z tohoto důvodu se moderní motory vybavují snímači klepání, které zajišťují bezpečný chod motoru v různých režimech při použití paliva rozdílné kvality. Snímač nebo snímače se umísťují na blok motoru a snímají vibrace. Snímané signály jsou zpracovávány v řídicí jednotce motoru. V případě, že vibrace začnou vykazovat vlastnosti klepání, dojde ke snížení např. předstihu o předem definovanou hodnotu na základě velikosti vibrace. Průběh tlaku v závoslosti na úhlu pootočení klikového hřídele je zaznamenán na obr. 2.2.



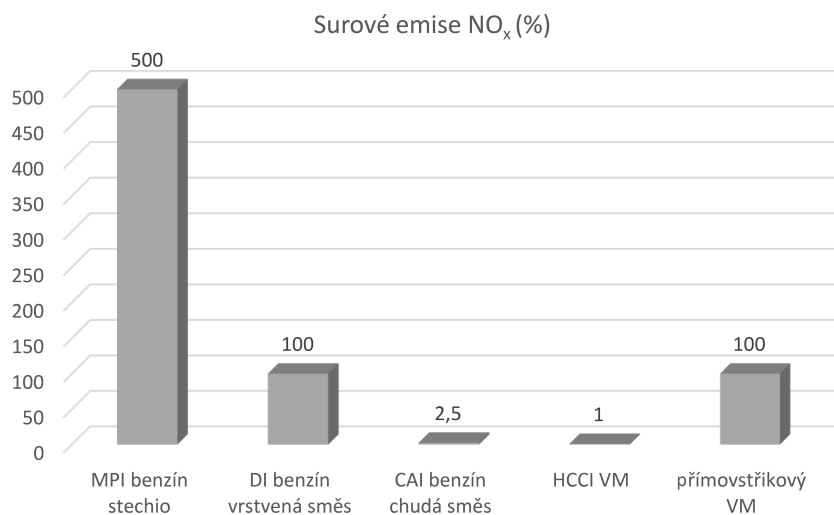
Obrázek 2.2: Průběh tlaku v závislosti na otočení klikového hřídele

2.4 HCCI a CAI

Zážeh (vznět) homogenní směsi kompresí je další možností hoření ve spalovacím motoru. V původních experimentech probíhala příprava směsi stejně jako u zážehového motoru, tedy nepřímý vstřík paliva do sacího potrubí. Následný zážeh směsi neprobíhal svíčkou, jak je obvyklé, ale vznětem směsi díky dosažení kritické teploty a tlaku během kompresního zdvihu. Zde je vidět jistá analogie se vznětovým motorem, kdy se do silně zahřátého vzduchu vstříkne palivo a to se díky okolním podmínkám vznítí. V literatuře [4] se uvádí rozdělení podle režimu hoření a to na již zmíněné HCCI nebo CAI. Obecně lze tyto režimy nazvat režimy nízkoteplotními. Režim HCCI je uvažován pro vznětový motor a režim CAI provozovaný na zážehovém motoru [10]. Hlavními výhodami těchto režimů jsou vyšší účinnost a snížení některých emisí. Na obr. 2.3 a 2.4 je zobrazeno porovnání spotřeby paliva a produkovaných emisí NO_x . Díky slibným výsledkům z experimentů se toto téma čas od času vrací do popředí vyššího zájmu a vývoj v tomto směru pomalu postupuje.



Obrázek 2.3: Porovnání spotřeby paliva s různých typů motorů [10]



Obrázek 2.4: Porovnání surových emisí NO_x u různých typů motorů [10]

Pro řešení složitostí s řízením režimů HCCI a CAI je třeba využití různých prostředků jak zajistit požadovaný režim. Ať už se jedná o teoretický popis hoření nebo jeho simulace, vše vyžaduje nové a nové znalosti, které se s průběhem času dají využít pro řešení dílčích problémů nízkoteplotního spalování.

3 Téma disertační práce

Téma nízkoteplotního spalování bylo již v minulosti teoreticky i experimentálně zdokumentováno. Postupným vývojem a především využitím současných technických možností se však objevují nová řešení, která některé problémy řeší zcela nebo částečně. Vzhledem k rozsahu problematiky je tato práce zaměřena na přímé porovnání hlavních parametrů motoru pracujícího v režimu nízkoteplotního spalování a v režimu zážehovém.

3.1 Cíle disertační práce

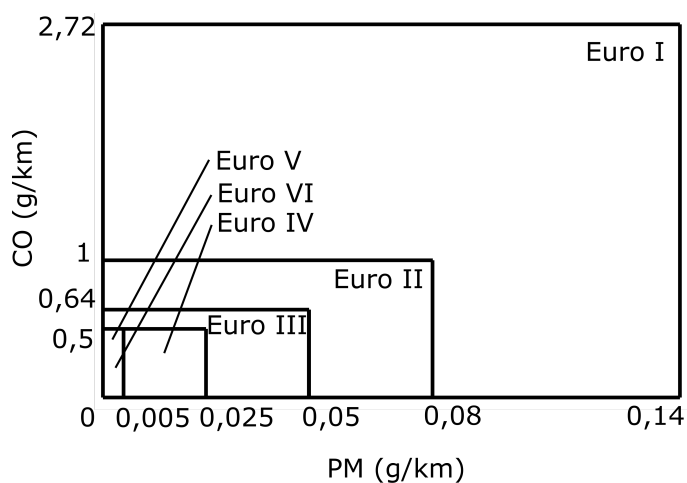
Na základě současného stavu poznání byla navržena témata a cíle disertační práce. Dílčí cíle disertační práce jsou následující:

- Zkoumání a analýza nízkoteplotního spalování v PSM. Dle současných výsledků, tento režim vykazuje dobré emisní parametry a účinnost v režimech blízkých nízkému zatížení,
- shrnutí poznatků a možností pro zlepšení průběhu nízkoteplotního hoření palivovzdušné směsi ve válci motoru,
- návrh a realizace experimentálního zkušebního stanoviště pro provoz motoru v režimu nízkoteplotního spalování,
- návrh nového systému řízení motoru, které bude zajišťovat chod motoru v požadovaných režimech,
- ověřování vlivu různých veličin na pracovní oběh zkušebního motoru. Mezi zkoumané veličiny patří teplota a tlak nasávané směsi, kompresní poměr a bohatost směsi a provozních vlastností motoru s nízkoteplotním spalováním,
- ověření parametrů motoru spalujícího palivo v režimu nízkoteplotního spalování.

4 Emise spalovacích motorů

Spalováním uhlovodíkového paliva se vzduchem vzniká mnoho produktů, z nichž některé jsou škodlivé lidskému zdraví. Mezi neškodlivé produkty spalování můžeme uvést vodu a oxid uhličitý. Oxid uhličitý, který pochází se spalování fosilních paliv, a není součástí přirozeného koloběhu uhlíku v biosféře a atmosféře, je považován za součást emisí skleníkových plynů, spojených s globálními klimatickými změnami.

Vzduch, kterým je obklopena Země, je však směs mnoha plynů s převážným obsahem dusíku. Z tohoto důvodu se tedy dusík musí účastnit oxidačních reakcí uvnitř spalovacího prostoru. Výsledné produkty oxidačních reakcí, probíhajících za vysokých teplot mezi dusíkem a kyslíkem, jsou souhrnně nazývány oxidy dusíků. Produkty nedokonalého spalování nebo neúplných reakcí jsou emise uhlovodíků, oxidu uhelnatého a pevných částic. Všechny produkty nedokonalého spalování jsou zpravidla zdraví škodlivé a je tedy nezbytně nutné zajistit jejich co možná nejnižší produkci. První emisní limity byly uvedeny v platnost v 50. a 60. letech 20. století. V 90. letech začala platit první emisní etapa známá pod zkratkou Euro. V současné době platí Euro VI z roku 2014. Detailnější pohled na vývoj emisí CO a NO_x je uveden na obr. 4.1 a 4.2.

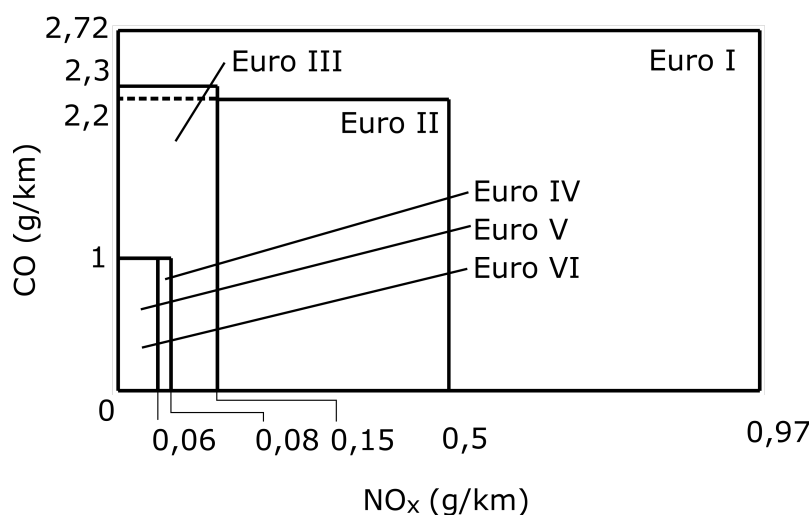


Obrázek 4.1: Emisní normy Euro pro vznětové motory osobních automobilů (kategorie M1) [11]

Na obr. 4.1 je zobrazen vývoj regulace emisí PM a CO u vznětových motorů. Zde jsou přehledně vidět poměrně přísné požadavky legislativy a její vývoj od roku 1992.

Například požadavek normy na množství emisí produkovaných částic byl snížen 28×. Současně s tím bylo u normy Euro VI zavedeno měření počtu částic, což u předchozí normy nebylo.

Na obr. 4.2 jsou zobrazeny emise CO a NO_x u zážehových motorů. V emisní normě Euro I až Euro II se emise NO_x a HC braly jako součet. Od normy Euro III byly již hodnoceny samostatně. Emise částic nebyly u zážehových motorů uvažovány do emisní normy Euro V, díky které došlo k nárůstu využívání přímého vstřiku paliva, který má vliv na výslednou ekonomičnost provozu. Tento typ přípravy směsi však přináší jednu nevýhodu v podobě nehomogenity směsi po vstřiku paliva. Malé kapičky paliva, které se nestačily odpařit, jsou základem pro vznik částic. Z toho vyplývá nárůst emitovaných emisí pevných částic, které začaly být z tohoto důvodu sledovány. Poslední úprava normy Euro VIc, jež začala platit v roce 2017, rozšířila jejich limit také o maximální počet emitovaných částic.



Obrázek 4.2: Emisní normy Euro pro zážehové motory osobních automobilů (kategorie M1) [11]

Z vývoje emisních limitů se dá usuzovat, že k dosažení nových, ještě přísnějších limitů, bude potřeba značného usilí a finančních prostředků. Současné limity lze dosáhnout pouze složitou úpravou výfukových plynů spojenou s kvalitním řízením motoru. Emisních limitů pro vznětové motory lze dosáhnout kombinací recirkulace spalin, oxidačního katalyzátoru, filtru částic a selektivní katalytické redukce. V případě zážehového motoru je nutné využití třísložkového nebo zásobníkového katalyzátoru a filtru pevných částic.

4.1 Emise

Surové emise, vzniklé při chodu motoru, mohou ukázat, jak kvalitně je sledovaný motor navržen co do konstrukce nebo jeho seřízení. Pomocí emisí je také možné sledovat

celkový technický stav motoru. Hodnoty emisí taktéž ukazují v jakém režimu motor pracuje a zda se již nenachází v oblasti svých limitů. Výsledné produkované emise mohou ověřit dobrou funkci katalytického systému a nebo poukázat na jeho poruchu. Sledované složky spalin vznikají v různých fázích pracovního cyklu motoru. Níže jsou uvedeny základní informace o jejich vzniku a vlastnostech.

4.1.1 Oxid uhličitý

Oxid uhličitý vzniká dokonalým spalováním uhlíku. Jedná se o bezbarvý plyn, který je v běžných koncentracích bez zápachu. Při vysoké koncentraci má však výraznou kyselou vůni.

4.1.2 Oxid uhelnatý

Oxid uhelnatý je bezbarvý plyn bez zápachu. Vzniká nedokonalým spalováním za nedostatečného množství kyslíku nebo disociací při teplotách nad 2000 K, nebo v místech, kde dojde ke snížení teploty a následnému zastavení, tzv. „zamrznutí“ reakcí. Místa, kde dochází k zastavení reakcí, se nazývají zhašecí zóny a bývají zpravidla u stěn spalovacího prostoru nebo v místech, kde dochází k velkému přestupu tepla ze spalovacího prostoru do stěn. Na emise CO má jistý vliv i nehomogenita připravené směsi.

Jedná se o toxickou látku, neboť vzhledem ke své vyšší afinitě k hemoglobinu, v porovnání s kyslíkem 200× vyšší [12], vytváří s krevním barvivem kabroxylhemoglobin, který vytěsňuje kyslík, důležitý pro životní funkce.

4.1.3 Uhlovodíky

Uhlovodíková složka spalin obsažená ve výfukových plynech je složena ze stovek různých sloučenin. Souhrnně se tato skupina nazývá uhlovodíky. Vznikají nedokonalou oxidací uhlovodíkových komponent, ať už z paliva, a nebo mazacího oleje. Současně může během spalovacího procesu docházet k tvorbě nových sloučenin. Nejméně toxické komponenty vznikají z paliva, nejvíce pak z mazacího oleje.

Faktory ovlivňující emise uhlovodíků spalovacího motoru jsou uvedeny v následujících odstavcích. Jedním z nich je součinitel přebytku vzduchu.

Součinitel přebytku vzduchu je veličina, která určuje poměr mezi vzduchem a palivem přivedeným do spalovacího procesu. Pokud je množství vzduchu, potřebného na spálení paliva v přesném poměru, označujeme tuto směs stechiometrickou. V případě že je vzduchu přebytek, nazýváme tuto směs chudou. V opačném případě, kdy je ve směsi méně vzduchu, než je potřeba na spálení paliva, je tato směs nazývána bohatou. Bohatost směsi λ_s je bezrozměrná veličina. Součinitel přebytku se vypočítá dle rovnice 4.1.

$$\lambda_s = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_p \cdot L_{vt}} \quad (4.1)$$

Pro co nejnižší množství vypouštěných uhlovodíků je vhodné udržovat vyšší přebytek vzduchu nad stechiometrickým poměrem v hodnotách od $\lambda_s = 1,1-1,2$. Mezi další faktory ovlivňující tvorbu uhlovodíků patří vliv přechodových režimů při kterých, zvláště u starších motorů vybavených karburátorem, nebylo možné zajistit dostatečně přesný poměr paliva se vzduchem. V současnosti jsou řídicí systémy na takové úrovni, že přechodový režim je již zvládnutý. Nicméně je vhodné uvést, že při chodu motoru na vnější otáčkové charakteristice, bývá často strategie bohatosti směsi nastavena do stavu bohatá. Obvykle je to z důvodu snížení maximálních teplot výfukových plynů.

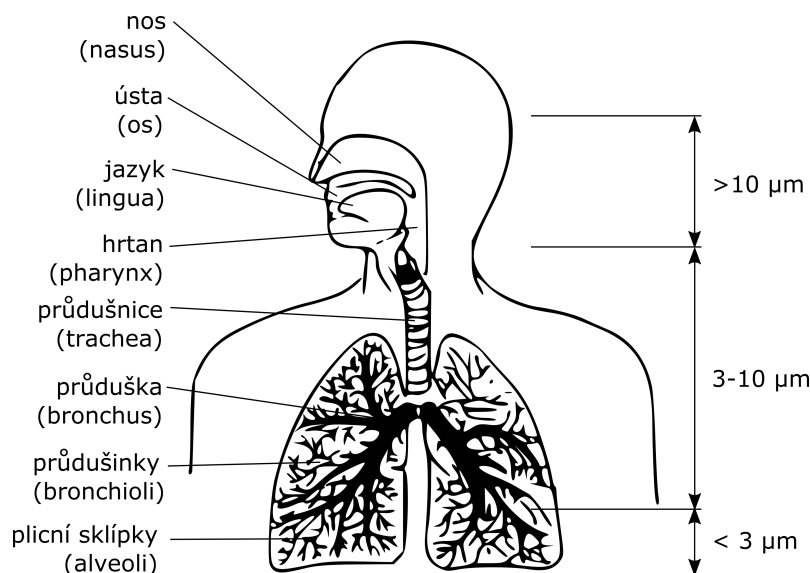
Dalšími vlivy ovlivňující emise uhlovodíků jsou proudění směsi, tvar spalovacího prostoru a vlastnosti paliva. Vznik uhlovodíků je zapříčiněn přítomností zhášecích vrstev. Tyto vrstvy se nacházejí na plochách spalovacího prostoru a šterbinách např. prostor nad prvním pístním kroužkem. V těchto vrstvách dochází k zastavení reakcí, tzv. zamrznutí. Možným řešením je úprava spalovacího prostoru tak, aby měl co nejmenší plochu. Další možností jak snížit emise ze zhášecích vrstev, je použití paliv, které dokáží udržet plamenné reakce i při nižších teplotách.

Významným zdrojem toxických uhlovodíků je mazací olej, který se v nepatrném množství dostává přes pístní skupinu nebo stírátko ventilů do spalovacího prostoru. Mazací olej se může do spalovacího prostoru dostat z odvětrání bloku motoru, který má zpravidla výdech do sání motoru.

Zdravotní závadnost uhlovodíků je značná. Některé typy jsou známy jako karcinogenní látky např. formaldehyd a nebo látky souhrnně nazývané polycyklické aromatické uhlovodíky (PAH). Jejich nebezpečnost se zvyšuje s možností ulpění na pevné částici, která se vdechnutím může dostat do organismu. Některé uhlovodíky přispívají k jevu zvaném letní smog.

4.1.4 Částice

Jednou z komponent výfukových plynů jsou částice. Ty je možné dělit na pevné a kapalné. Pevné částice mají základ tvořen buď z uhlíku nebo ze sloučenin síry, popela a nebo kovových částic. Kapalné, resp. těkavé, jsou založeny na organických sloučeninách. Pevné vznikají v místech bohaté směsi, kde již není dostatek kyslíku pro oxidaci uhlovodíkového paliva. Těkavá, resp. odpařitelná složka částic, má původ z mazacího oleje motoru. Tato složka může obsahovat nespálené uhlovodíky, z nichž nejvíce sledované jsou PAH. Částice představují velké zdravotní riziko díky možnosti ulpívání silně jedovatých aromatických uhlovodíků na jejich povrchu. Na obr. 4.3 je vidět závislost velikosti částic na dosaženém místě uložení částice v plicích. Po nadechnutí nosem se velké částice vlivem rozvíření usadí na stěnách sliznice. Při nádechu ústy je možnost filtrování vzduchu velmi omezena. Částice, ne-usazené na sliznici, pokračují jícnem hlouběji do těla a ulpívají na stěnách průdušek a průdušinek. Nejmenší z nich se pak usazují hluboko v plicních sklípcích, ze kterých se mohou dostat do krevního řečiště.



Obrázek 4.3: Dýchací systém [13]

Pro stanovení celkové hmotnosti částic je uvažováno, že částice je hmota, která se zachytí na definovaném filtru. Pro potřeby měření se spaliny ředí vzduchem. Tím se současně ochlazují na požadovanou teplotu 52 °C, nebo méně. To způsobuje změnu skupenství těkavých látek na kapalné nebo pevné. V této fázi dochází ke vzniku zcela nových částic a nebo ke vzniku větších částic. Během ochlazení spalin může dojít taktéž ke vzniku částic z par. Tento jev se nazývá nukleace.

4.1.5 Oxidy dusíků

Směs, takto nazývaná, obsahuje dvě složky. Jedná se o oxid dusnatý a oxid dusičitý. Oxidy dusíků vznikají oxidací vzdušného kyslíku a dusíku v něm obsaženém. Vznik oxidu dusnatého je popsán pomocí Zeldovičova mechanismu.



Rovnice 4.2 a 4.3 popisují vznik NO při přebytku kyslíku. Poslední rovnice 4.4 platí pro případ přebytku paliva.

Oxid dusnatý

Oxid dusnatý vzniká za vysokých teplot během hoření. Zároveň však může při rovnovážném stavu reakce dusíku s kyslíkem disociovat na dusík N_2 a kyslík O_2 . Tento děj je znatelný při teplotách nad 1200 °C. Vzhledem k potřebě vysokých teplot nad 1200 °C (1500 °C) je disociace při expanzním nebo výfukovém zdvihu zanedbatelná.

Na množství NO mají vliv parametry, které mění teplotu směsi na počátku hoření, resp. rychlost a teplotu plamene. Tento plyn se řadí mezi jedovaté složky výfukových spalin.

Oxid dusný

Oxid dusný vzniká reakcí z vyšších oxidů dusíků. Při teplotách nad $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ se rozkládá na dusík a kyslík. Ten je využit v dalších reakcích. Samotná přítomnost kyslíku, který se uvolnil za vysoké teploty, z něj činí silně oxidačně působící plyn [14]. N_2O je brán spíše jako meziprodukt hoření, a proto nemůže být brán jako hlavní součást výfukových plynů. Při nízkých teplotách plyn nejeví oxidační vlastnosti a nepoškozuje živé tkáně. Jeho vůně je považována za příjemnou a při jeho vdechování dochází ke změně stavu mysli. Ta se zpravidla projevuje stavy veselosti. Pro své účinky je používán v lékařství ke krátkodobým narkózám. Znáám je také pod názvem „rajský plyn“.

Oxid dusičitý

Oxid dusičitý je výsledkem reakcí O_2 s NO . Při teplotách nad $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ se zcela rozpadá. Tedy jeho podíl ve výfukových plynech zážehových motorů je nízký. Podíl emisí NO_2 je u vznětového motoru vyšší z důvodu nižší teploty hoření a přebytku vzduchu. NO_2 je výsledkem oxidace NO v oxidačním katalyzátoru. Tento plyn je toxický.

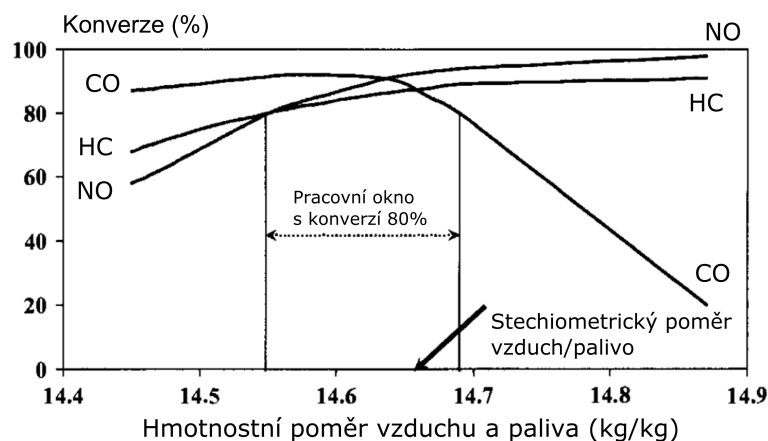
4.2 Redukce emisí

4.2.1 Oxidační katalyzátor

Tento typ katalytického systému byl využit při zavedení zákona o ovzduší v USA (Clean Air Act) v 70. letech 20. století a jeho účelem byla redukce emisí CO a HC . Část emisí HC pochází z nespáleného paliva. Přivedením kyslíku do spalin je možné zajistit dodatečnou oxidaci uhlovodíků. Kyslík, obsažený ve vzduchu, je do výfukového traktu dodávám pomocí elektronicky řízeného vzduchového čerpadla. Tento systém je znám pod názvem systém sekundárního vzduchu. Emise NO_x byly na takové úrovni, že pro dosažení limitů postačovalo využití recirkulace spalin. V současné době se oxidační katalyzátory používají u vznětových agregátů a nebo u zážehových motorů pracujících s chudou směsí. Drahými kovy použitými v tomto systému jsou Pt a Pd a to v poměru 2,5 : 1 až 5 : 1 [15]. Palladium má vyšší účinnost při redukci CO , CH_4 , etylénu a olefinů. Pro redukci parafinových uhlovodíků (molekulová velikost nad C_3) je vhodnější platina. Redukce aromatických složek a olefinu je u obou prvků podobná. Odolnost proti tepelnému stárnutí je vyšší u katalyzátoru s vyšším podílem Pd . To je dáno tím, že Pt se v mnohem větší míře spéká. S rostoucí teplotou je i účinnost katalyzátoru s Pd vyšší [8], [15].

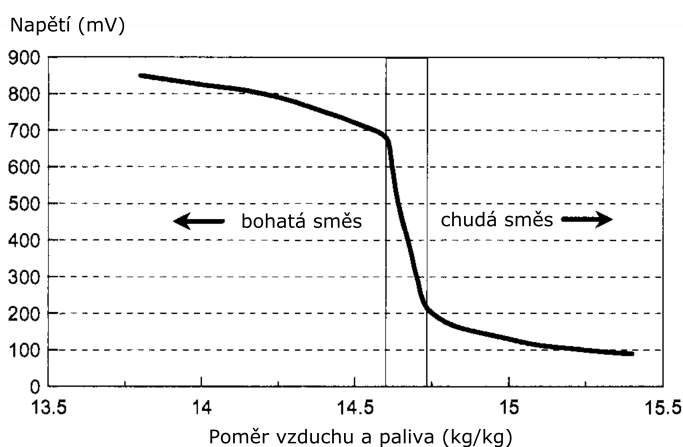
4.2.2 Třísložkový katalyzátor

Tento katalyzátor je schopen redukovat emise CO , HC a NO_x při obvyklé účinnosti téměř 100 % [16] v provozním režimu, kterému odpovídá stechiometrické složení směsi a správná pracovní teplota. Toto se děje pouze v úzkém pásmu v okolí hodnoty $\lambda_s = 1$. V případě, že se změní bohatost směsi směrem k $\lambda_s < 1$, redukce emisí CO a HC strmě klesá. Emise NO_x klesají pozvolna. Při chodu motoru v režimu chudé směsi, tj. $\lambda_s > 1$ se mírně zvyšuje účinnost redukce emisí CO a HC , avšak emise NO_x strmě klesá. Křivky účinnosti konverze jsou zobrazeny na obr. 4.4.



Obrázek 4.4: Redukce emisí v závislosti na poměru vzduchu a paliva [15]

Pro zajištění stechiometrické směsi v různých režimech chodu motoru byla vyvinuta kyslíková nebo-li lambda sonda. Tato sonda porovnává zbytkový kyslík ve spalínách s kyslíkem v okolním prostředí. Rozdíl parciálních tlaků kyslíku ve spalínách a okolním vzduchu vytváří na elektrodě napětí, které je popsáno Nerstovou rovnicí. Nejvyšší rozdíl v napětí nastává při bohatosti směsi od 0,99 do 1,01 [8] viz. obr. 4.5.



Obrázek 4.5: Napětí na elektrodě v závislosti na bohatosti směsi [15]

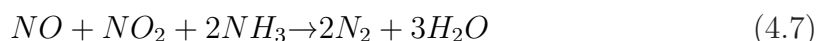
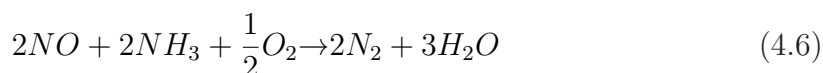
Tato sonda se nazývá též skoková a je vhodná pouze pro motory spalující stechiometrickou směs. Použití této sondy není vhodné pro motory pracující s chudou směsí. Důvodem je malý rozdíl hodnot napětí v jiných rozmezích bohatosti směsi.

4.2.3 Selektivní katalytická redukce

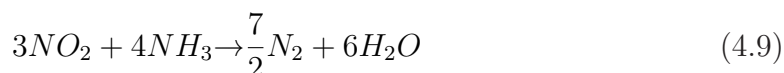
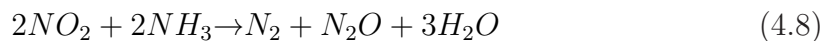
SCR je metoda dodatečného čištění spalin, využívaná v případě přebytku kyslíku ve spalinách. Systém zajišťuje redukci emisí dusíků za pomoci redukčního činidla, kterým je močovina. Redukční činidlo je prodáváno pod obchodním názvem AdBlue (32,5 % močoviny a 67,5 % vody). Roztok je přiváděn do výfukového potrubí ve formě emulze, kde se pomocí hydrolýzy vytvoří amoniak (NH_3) podle rovnice 4.5 [17]. Rovnice 4.6 je nazývána standartní SCR rovnicí. Pokud se ve spalinách objeví NO_2 , pak je reakce 4.7 výrazně rychlejší než 4.6.



Získaný amoniak následně reaguje na katalyzátoru s NO a NO_2 za níže popsanych reakcí 4.6, 4.7 [18]



V případě, že je poměr NO_2/NO větší než 1, probíhají reakce podle následujících rovnic 4.8 a 4.9 [18].



Vzhledem k tomu, že se ve výfukovém potrubí nachází amoniak je důležité zajistit velmi kvalitní dávkování emulze do výfukového potrubí, včetně dobré homogenizace směsi, neboť jinak může nastat situace, kdy dojde k úniku amoniaku do okolního prostředí. Obvykle udávaná hodnota přípustného úniku amoniaku je mezi 5–10 ppm [17], [19]. Tyto hodnoty jsou člověkem nerozeznatelné. Účinnost redukce tohoto systému je závislá na poměru NH_3/NO_x kdy se zvyšujícím se poměrem roste možnost úniku amoniaku. Jev je též znám pod termínem strhávání čpavku. Mezi další situace, při kterých může dojít k úniku amoniaku, patří nižší teplota katalyzátoru nebo snížení nebo snížení účinnosti katalyzátoru v závislosti na jeho životnosti. Pro zamezení tohoto úniku je použit dodatečný katalyzátor, který případný přebytek NH_3 zoxiduje.

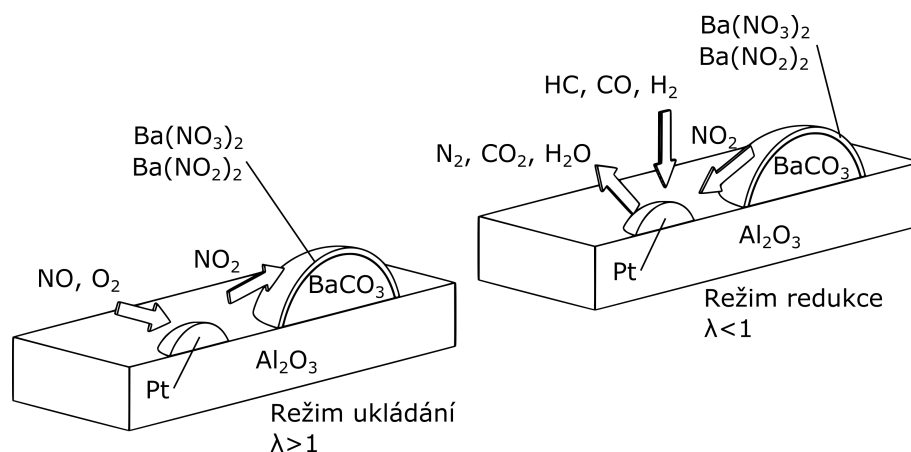
Zástavbově je tento systém poměrně objemný, na rozdíl od např. tříložkového katalyzátoru. Poměr mezi objemem motoru a SCR je 1 : 3. Přičteme-li k tomu nutnost přídatné nádrže na redukční činidlo a potřebné příslušenství jako je např.

čerpadlo, řídicí elektronika a potřebná propojení vyjde nám, že jeho použití v aplikacích, kde jsou vyšší nároky na zástavbovou velikost, přináší mnohá úskalí při návrhu a konstrukci. Vzhledem k tomu, že se v upravovaných spalínách nachází močovina a následně amoniak, je vhodné použít kvalitnější materiály pro výfukové potrubí, např. ocel AISI 304.

Životnost systému je udávána v hodnotách 200 000 km až 500 000 km. Na počátku je účinnost systému 90 % a více. S nárůstem proběhu může klesnout k hodnotám 75–80 % [15], [17].

4.2.4 Zásobníkový katalyzátor

Jedním z dalších systémů redukce emisí NO_x při provozu, v převážně chudém režimu, je systém používající zásobníkový katalyzátor. Funkce je založena na využití HC jako redukčního činidla. Schématické znázornění funkce katalyzátoru je na obr. 4.6.



Obrázek 4.6: Princip funkce zásobníkového katalyzátoru [17], [22], [23]

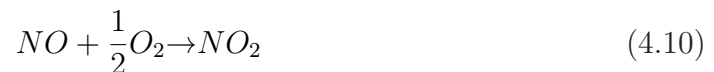
Při normálním provozu dochází k ukládání NO_x v podobě nitrátu na katalyzátor. Komponenta, která zajišťuje ukládání NO_x je baryum – kov alkalických zemin, který se vyznačuje velkou reaktivitou a toxicitou. Po nasycení povrchu katalyzátoru musí nastat fáze redukce, při níž je dosaženo krátkodobého obohacení směsi. Redukce emisí následně probíhá podobně jako v tříložkovém katalyzátoru. Pokud obohacení nenastane z důvodu změny jízdního režimu je nutné jej zajistit pomocí řídicí jednotky motoru. Využití této metody k redukci emisí NO_x vede k mírnému zvýšení spotřeby paliva. Citlivost tohoto katalytického systému na obsah síry v palivu je značná, a proto se tento systém poprvé úspěšně prosadil na japonském trhu, neboť paliva používaná v této oblasti mají nízký obsah síry.

4.2.5 Filtr pevných částic

Emise částic jsou redukovány zachycením a následnou oxidací v zařízení nazývaném filtr pevných částic (obchodně známé např. pod zkratkami DPF, PDF). Účinnost

tohoto zařízení je více než 90 % [19]. Během zachytávání dochází k zaplňování zásobníku a nárůstu protitlaku ve výfukovém potrubí. Aby nedošlo k zneprůchodnění filtru je nutné provádět tzv. regeneraci – proces při kterém dochází k odstranění částic z jeho povrchu.

Regenerace je prováděna tepelnou oxidací částic. Některé filtrační jednotky se mohou regenerovat za obvyklých provozních podmínek. To je zpravidla možné za současného použití katalytického systému, který sníží teplotu oxidace. Toho se dosáhne např. využitím oxidu dusičitého NO_2 , který umožní oxidaci za nižších teplot v porovnání s kyslíkem. Tento proces je možné vyjádřit rovnicemi 4.10 a 4.11 [17]



Tento oxid dusíku je výsledným produktem z oxidačního katalyzátoru. Další možností je využití drahých kovů, jako např. platiny [16], která snižuje oxidační teplotu. Redukce je v takovýchto případech nazývána pasivní regenerace. V případě, že není možné dosáhnout regenerace při provozu, je nutné využít aktivní regeneraci. Ta je založena na zvýšení teploty výfukových plynů. Navýšení je možné několika způsoby jako např. změnou nastavení řízení motoru nebo využití elektrického ohřevu spalin na požadovanou teplotu. Jednou z posledních možností je přidávání aditiva do paliva.

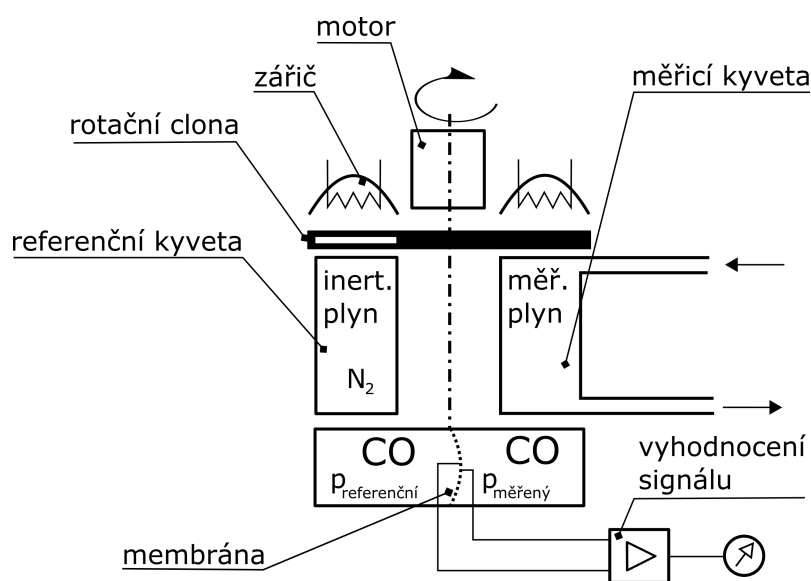
Spotřeba paliva u motorů vybavených tímto systémem může být vyšší z důvodu vyvozeného protitlaku, vytvořeným částicemi a nebo popelem. Navýšení spotřeby je v řádu jednotek procent, cca do 2 % [20].

4.3 Zjišťování koncentrací emisí

Pro měření hlavních složek emisí výfukových spalin motoru se využívá přístrojů, pracujících na základě různých fyzikálních a nebo chemických principů. Volba přístroje je závislá na režimu spalování, použitého paliva a koncentraci měřených emisí. Vyhodnocení měření vyžaduje podrobnou znalost problematiky.

4.3.1 Měření emisí oxidů uhlíku

Tyto emise se obvykle měří bezdisperzním infračerveným analyzátozem (NDIR) [24]. Přístroj funguje na principu pohlcování částí spektra infračerveného záření plynem, kterým záření proniká. Tuto vlastnost popisuje Lambert-Beerův zákon. Schéma přístroje je na obr. 4.8. Elektromotor roztáčí clonu, přes kterou prochází světelné paprsky do kyvety se vzorkem. Osvětlení je díky rotující cloně přerušované a tudíž se i teplota vzorku mění periodicky podle rychlosti rotace. Regulace intenzity osvětlení je vhodná i z toho důvodu, že by mohlo dojít k prohřátí kyvet se vzorkem a tím ke zkreslení výsledků. Rozdíl teplot mezi vzorky stejného objemu způsobí, že se membrána, která odděluje kyvety, prohne. Prohnutí membrány se vyhodnocuje za pomoci elektroniky.

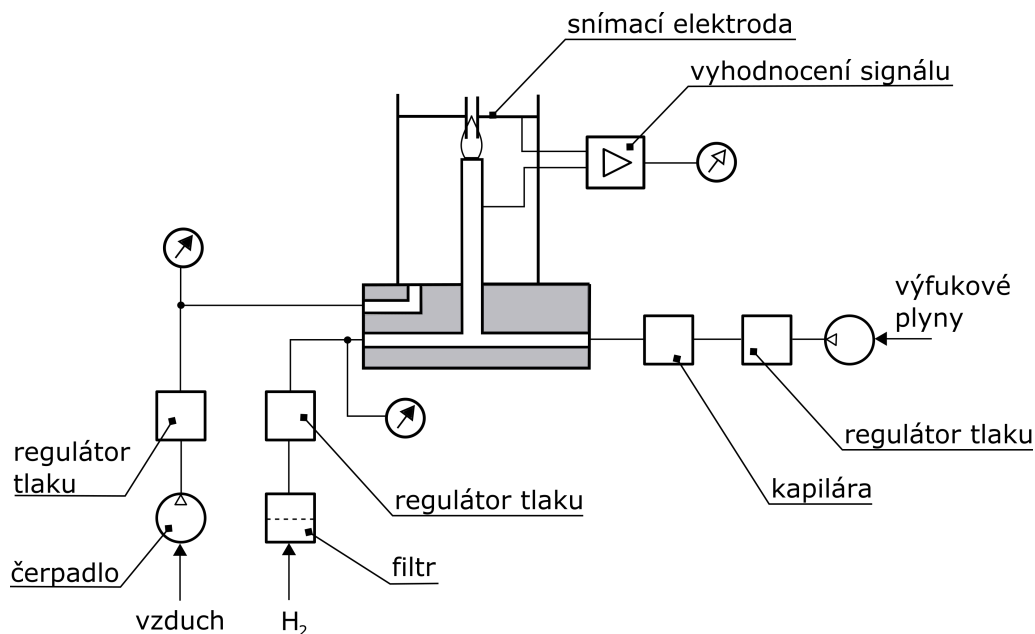


Obrázek 4.8: Schéma infračerveného absorpčního analyzátoru [24]

4.3.2 Měření emisí uhlovodíků

Pro měření emisí uhlovodíků se zpravidla využívá plamenoionizačního analyzátoru (FID). Měření je založeno na principu vzniku proudu iontů při průchodu organických sloučenin vodíkovým plamenem. Jednoduché schéma analyzátoru je vyobrazeno na obr. 4.9. Zde je vidět komora, ve které se nachází hořák, spalující směs vzduchu a vodíku. Vodík je do přístroje přiváděn buď z tlakové láhve a nebo ze zařízení,

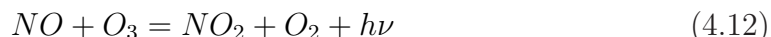
které vyvíjí vodík. Vzduch může být dodáván z tlakové láhve a nebo z jednotky upravující vzduch, který je nasáván z okolí přístroje. Zařízení upravující vzduch musí být vybaveno účinnou filtrací a zároveň katalytickým systémem, který zbaví nasávaný vzduch uhlovodíků v něm obsažených. Změna potenciálu napětí se měří dvěma elektrodami. Jednu elektrodu tvoří samotné těleso hořáku. Druhá elektroda je umístěna v takové oblasti plamene, ve které dochází k emisi iontů. Součástí zařízení je i regulace tvaru plamene.



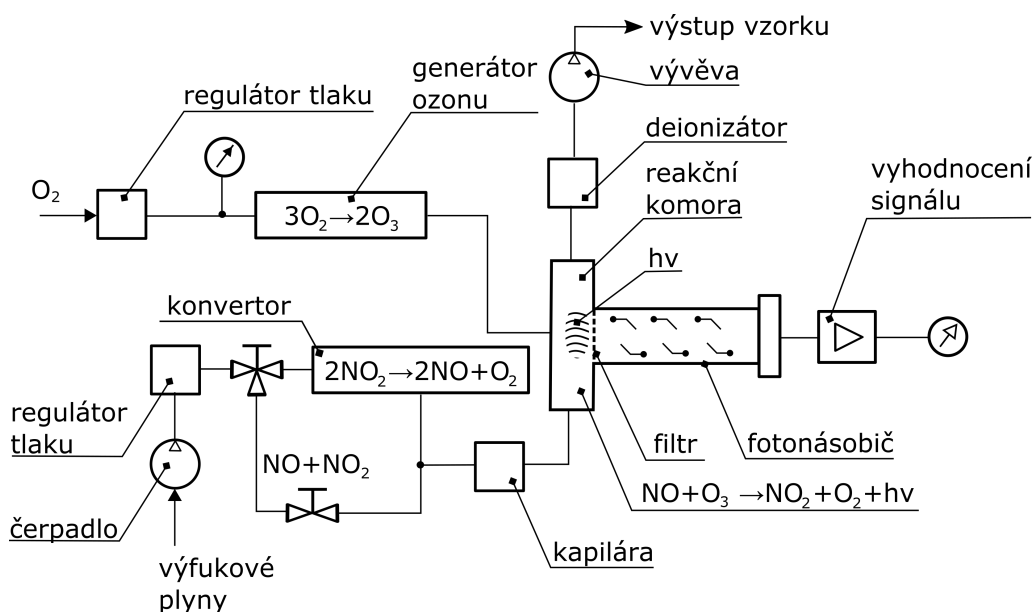
Obrázek 4.9: Schéma plamenoionizačního analyzátoru [24]

4.3.3 Měření emisí oxidů dusíku

Pro měření se obvykle využívá principu chemické luminiscence. Luminiscence je stav kdy se chemickou reakcí dodá atomům nebo molekulám energie, která je uvede do excitovaného stavu a elektrony atomů přeskočí na vyšší valenční dráhy. Přístroj měří koncentrace NO ve vzorku. Pro zjišťování druhé složky emisí NO_x ($NO_x = NO + NO_2$) je třeba spaliny upravit v konvertoru, kde se redukuje oxid dusičitý (NO_2) na oxid dusnatý (NO). Vzorek je následně přiveden do reakční komory, kde se směšuje s ozónem (O_3) za vzniku NO_2 . Část molekul NO_2 je v excitovaném stavu. V tomto stavu elektrony nezůstávají trvale, ale po vyzáření energie ve formě světelných kvant (fotonu) se vrací do svých původních pozic. Tento jev je nazýván chemiluminiscence. Vyzářené fotony následně dopadají na těleso fotokatody. Zde dojde k fotoelektrickému jevu – vyražení elektronu z povrchu. Svazek elektronů následně dopadne na dynodu (elektrodu) a zde je pomocí elektrické energie zesílen. Takto postupuje svazek elektronů kaskádou elektrod a průběžně se zesiluje. Zesílený proud elektronů následně dopadne na anodu. Získaný signál je následně zpracován. Na obr. 4.10 je zobrazeno schéma analyzátoru. Analyzátor ke své funkci vyžaduje přívod kyslíku ze kterého se, pomocí vysokého napětí, vyrábí ozón (O_3).



Zařazení konvertoru je regulováno přepínacím ventilem. Pokud tedy přepnutím toku spalin přemostíme konvertor, pak výstupem měření budou emise NO . Pokud ventil nastavíme tak, že emise NO a NO_2 budou procházet přes konvertor, který redukuje oxid dusičitý na oxid dusnatý, pak výstupem měření budou celkové emise oxidů dusíku (NO_x). Prostým rozdílem emisí (NO_x) a (NO) získáme emise NO_2 .



Obrázek 4.10: Schéma chemiluminiscenčního analyzátoru

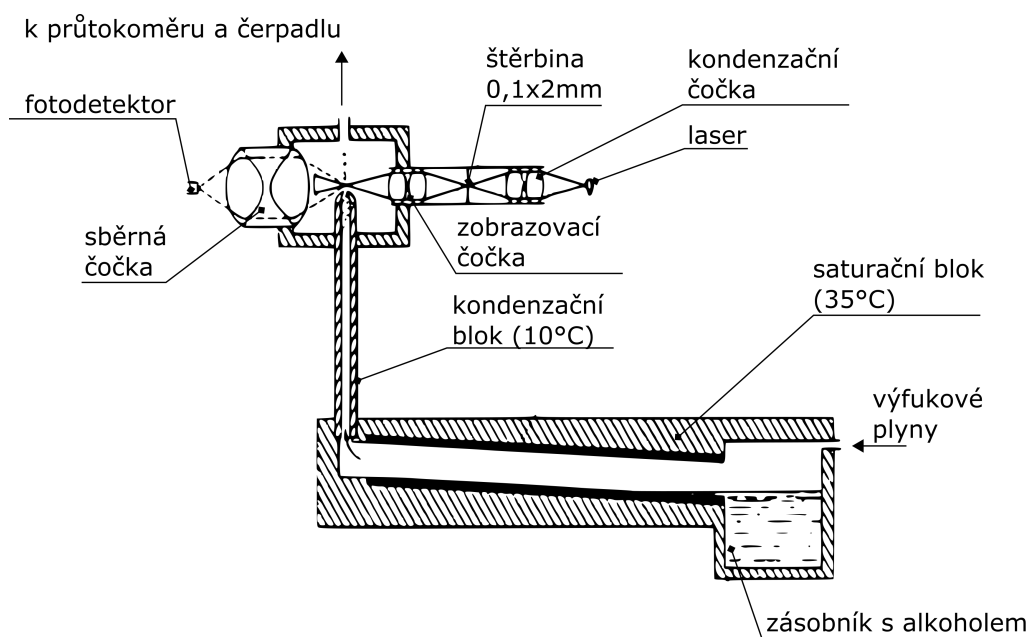
4.3.4 Měření emisí pevných částic

Emise částic je možné měřit několika způsoby a výsledné emise mohou mít i jiné jednotky koncentrací ať už v $[\mu g/cm^3]$ nebo v $[pocet\ castic/cm^3]$. Základní metodou měření částic je metoda gravimetrická, kdy se na filtrační materiál definovaných vlastností zachytí částice, které se následně váží. Další metodou je měření pomocí opacimetru. Tato metoda spočívá ve vyhodnocování průchodu světelných paprsků proudem výfukových spalin. V současné době se využívá nových metod. Jedna z nich je metoda kondenzace par vhodné kapaliny na částicích (CPC) a jejich následné vyhodnocení. Další používaná metoda je měření elektrického náboje částic.

Kondenzační čítač částic

Optické snímače částic jsou schopné rozlišovat částice od velikosti cca 50 nm [25]. V případě, že bychom chtěli opticky měřit částice menší, je potřeba zvětšit jejich velikost. Změna velikosti částic se provádí kondenzací alkoholových par, typicky butanol [25], [26] na částici, která se v tomto případě chová jako jádro nové částice – kapky. Podobný děj se odehrává i v atmosféře při tvorbě oblačnosti. Výfukové spaliny jsou

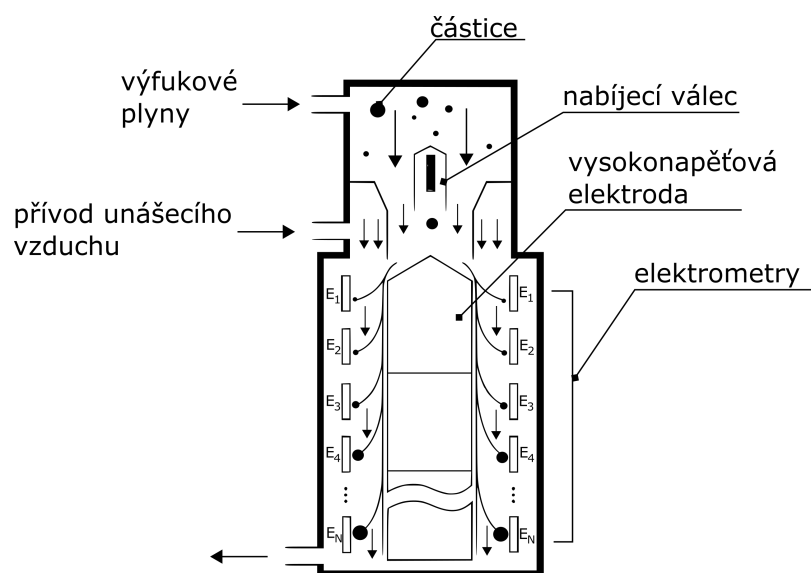
profukovány prostorem s butanolem. V tomto prostoru dojde k nasycení směsi, která dále prochází přes chladnější prostor, ve kterém dochází k tvorbě kapek, jejichž velikost je odvislá od velikosti původní částice – jádra. Takto získané kapky jsou následně pomocí trysky vřáněny do laserového paprsku. Zde se nabízí dvě varianty měření částic. První variantou je měření počtu částic. To se děje na principu rozptylu světla způsobené procházející částicí. Toto měření je přesné, avšak nehodí se pro vyšší koncentrace nad 10^4 částic [26], [27]. Druhou možností je měření celkového rozptylu světla procházejícím kvantem částic. Druhá metoda není, v porovnání s první metodou přesná, neboť předpokládá jistou velikost částic. Rozšířené měření umožňuje měřit částice do počtu $10^6/cm^3$ [27]. Zjednodušené schéma přístroje je na obr. 4.11.



Obrázek 4.11: Schéma kondenzačního čítače částic [26]

Klasifikátor částic

Pro měření počtu a velikosti částic je možné použít klasifikátor částic, pracující na principu měření elektrického náboje přeneseného částicemi. Zařízení je schématicky znázorněno na obr. 4.11. Spaliny jsou přiváděny do horní části přístroje. Zde se nachází vysokonapěťová elektroda, která dodává částicím náboj. Níže pod elektrodou je vstup vzduchu, který je filtrován přes HEPA filtr a odděluje částice od elektrod elektrometrů. Sériově sesazené elektrody, galvanicky od sebe oddělené, vyvíjí elektrické pole, které mění dráhu částic směrem k elektrodám elektrometrů. Částice po dopadu předá svůj náboj měřicí elektrodě. Menší částice, s vyšší elektrickou mobilitou, dopadne na prsteneček v horní části přístroje a větší částice, s nižší elektrickou mobilitou, předá svůj náboj v dolní části přístroje. Velikost náboje získaného z dopadnutých částic na různé elektrody umožňuje dobře rozlišit jejich počet a velikost.



Obrázek 4.12: Schéma klasifikátoru částic [28]

5 Přehled detonačních způsobů spalování

5.1 Úvod

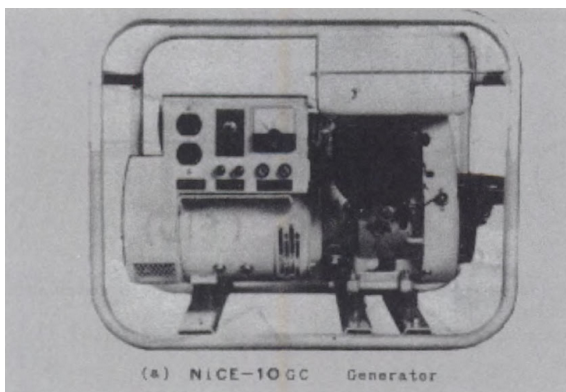
Režim nízkoteplotního spalování lze uskutečnit mnoha způsoby pro dvoudobý nebo čtyřdobý motor. Pro nízkoteplotní spalování lze použít metodu přípravy směsi nepřímým vstřikem nebo přímým vstřikem paliva do válce, při různém skupenství paliva (kapalné nebo plynné), pro různá paliva (benzín, nafta motorová, alkoholová paliva a nebo zemní plyn případně dymetyléter). Pro prvotní regulaci uvedeného typu hoření lze použít zpětné recirkulace výfukových plynů, změny časování ventilů, přeplňování, úpravy kompresního poměru, nebo regulace teploty nasávaného vzduchu nebo směsi. Mnoho autorů se vydalo vlastní cestou a využili kombinaci výše uvedených možností, nebo jiných metod jak dosáhnout požadovaných cílů. Tato skutečnost měla za následek, že za celou dobu výzkumu vzniklo mnoho variant. V této kapitole jsou uvedeny některé varianty a popis jakým bylo dosaženo požadovaných parametrů.

5.2 Historie a současnost

Teoreticko-praktické pokusy s HCCI/CAI zapalováním se objevují ve 30. letech minulého století. Autorem těchto prací byl Nikolaj N. Semenov, který se věnoval teorii hoření. Po zjištění některých souvislostí se pokusil využít chemicko-kinetického hoření i ve spalovacím motoru. Tyto pokusy byly rozvinuty v 70. letech Semenovem [29] a Gussakem [30]. Systém využíval chudou směs pro omezení uvolněného tepla a byl doplněn o komůrku, ve které došlo k zapálení směsi. Směs při prostupu do hlavní spalovací komory pohasla a zároveň se promíchala s chudou směsí. Při tomto procesu však dodala energii pro homogenní hoření.

Z nedávné historie je potřeba uvést dva autory, kteří se věnovali dalším průkopnickým pracím v 70. letech. Byli jimi Shigeru Onishi a Masaaki Noguchi. V literatuře jsou uváděni společně, avšak každý pracoval v jiném týmu. Souk Hong Jo s kolegy z NiCE (Nippon Clean Engine) provedli v osmdesátých letech minulého století rozsáhlý výzkum [31], ve kterém ověřovali parametry dvoudobého motoru, pracujícího v nízkém zatížení při kterém dochází k neúplnému spalování a vede k nadměrným emisím uhlovodíků. Celý výzkum byl zakončen v roce 1979 prací, na které se podílel i Onishi, kterému se podařilo zajistit stabilní hoření u 2T motoru bez použití zapalovací svíčky. Tímto typem hoření se dosáhlo zlepšení hlavních parametrů motoru jako je spotřeba paliva a emise. Typ hoření byl následně pojmenován

zkratkou ATAC (Active Thermo-Atmosphere Combustion). Dvoutaktní motor, pracující v tomto režimu, byl využit v elektrické centrále NiCE-10GC zobrazené na obr. 5.1. Při objemu motoru 98 ccm dodával výkon 1,6 kW při 3600 ot/min.



Obrázek 5.1: generátor NiCE-10GC [4]

Konstrukčně bylo dosaženo bezplamenného hoření za pomoci prodlouženého přepouštěcího kanálu, který je viditelný na obr. 5.2. Přepouštěcí kanál je vyveden ze spodní části klikové skříně a pak je veden blokem po pravé straně do válce motoru. Nevýhodou tohoto řešení byla skutečnost, že motor nedosahoval vysokých výkonových parametrů.

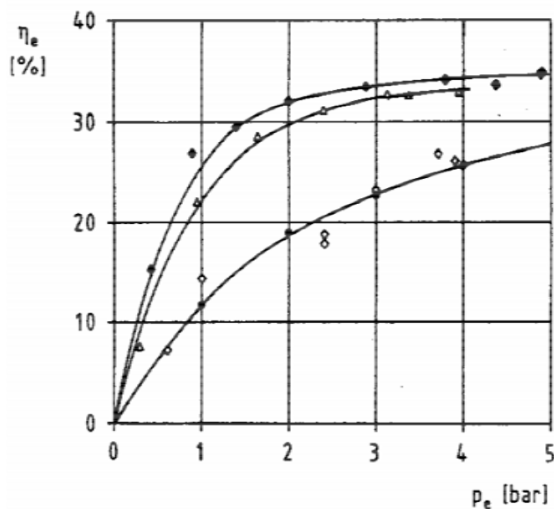


Obrázek 5.2: Řez motorem NiCE 10GC [4]

V témže roce Noguchi, Tanaka, Y., Tanaka, T. a Takeuchi provedli měření na 2T motoru a v publikaci [32] jsou zmíněny výhody hoření, které probíhá za relativně nízkých tlaků a teplot. Mezi uvedenými výhodami je klidný chod v nízkém zatížení. Stejně tak výrazný pokles emisí *HC* společně se spotřebou. Uvedené hoření bylo pojmenováno TS (Toyota-Soken).

V roce 1983 se v práci Najta a Fostera [33] poprvé objevuje čtyřdobý spalovací motor jako zkušební jednoválcový motor. Obsahem práce jsou experimentální měření parametrů motoru v režimu HCCI. Jako palivo bylo v tomto případě použita různá aromatická paliva, které se zkoušela v širokém rozpětí otáček a bohatosti směsi. Výsledkem bylo zjištění, že HCCI hoření je spíše závislé na chemické kinetice než na fyzikálních jevech, jako je např. víření směsi. V průběhu experimentu byl použit zjednodušující model pro výpočet uvolněného tepla jako funkce teploty, tlaku a koncentrace ve spalovacím prostoru. Na základě výsledků experimentu bylo doporučeno rozdělit HCCI hoření do dvou nezávislých procesů a to zážehu a uvolnění energie. Tato práce byla následně v roce 1989 rozšířena R. H. Thringem [34] o vliv vnitřní recirkulace spalin a směšovacího poměru na parametry motoru. V práci se poprvé objevila terminologie kompresního vznícení homogenní směsi HCCI. Měřeními se zjistilo, že režim HCCI je možné využít u zážehového motoru při nízkém zatížení a při dočasném vyřazení škrtící klapky je možné dosáhnout stejné účinnosti jako u vznětového motoru. Zároveň bylo zjištěno, že pro tento režim je nutné zajistit vysoký poměr recirkulovaných plynů od 13 % do 33 % a také vysokou teplotu na straně sání, vyšší než 370 °C.

První měření na víceválcovém produkčním motoru provedl Stockinger a kol. [35] v roce 1992. Na čtyřválcovém motoru VW o objemu 1,6 dm³ dosáhli účinnosti od 14 % do 35 % při 1,5 barech BMEP. Téměř 35 % bylo dosaženo při 5-ti barech BMEP. Graf účinnosti v závislosti na středním efektivním tlaku je na obr. 5.3. Na grafu jsou zobrazeny tři režimy. Horní křivka popisuje režim HCCI s recirkulací spalin. Prostřední zobrazuje charakteristiku v režimu HCCI s chudou směsí. Spodní je referenční zážehový režim při $\lambda_s=1$ a kompresním poměru 9,5 : 1.



Obrázek 5.3: Závislost celkové účinnosti na BMEP [35]

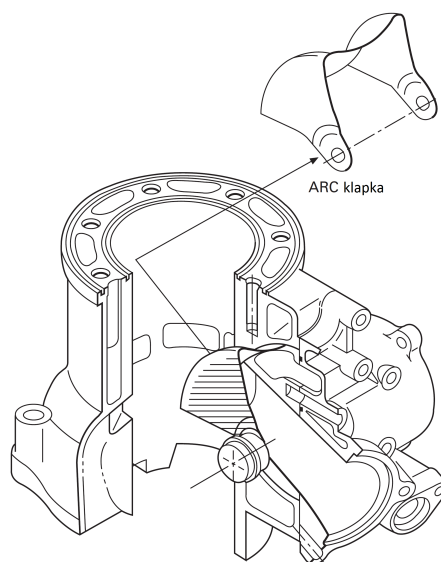
Měřené emise NO_x dosahovaly hodnot přibližně 10 mg/kWh. Autozážeh byl dosažen vysokou teplotou sacího traktu a vysokým kompresním poměrem.

Mezi práce, které vyšetřují přepřínování, je vhodné uvést následující autory. Na konci 90. let 20. století provedl Olsson a kol. [36] měření na motoru o zdvihovém

objemu 12 dm³, který vycházel původně ze vznětového motoru. Jako palivo byl použit isooktan a n-heptan. Střední hodnota indikovaného tlaku dosahovala 16 barů. Christensen a Johansson [37] dosáhli stejné hodnoty indikovaného tlaku za použití zemního plynu. Pro využití třetího způsobu spalování plynu v kogeneračních jednotkách pojednává práce autorů Kobayashiho a Saka [38]. Vzhledem k velkému množství prací, které již byly na toto téma publikovány, je nemožné uvést všechny autory. Nicméně je vhodné ještě uvést další autory, jako jsou John Dec [5], Pierre Duret [10] a George Lavoie [39].

5.3 AR (Activated Radical)

Ishibashi a kolektiv firmy Honda uvedli v roce 1995 praktické provedení nového typu hoření [40] pod názvem AR (Activated Radical). Toho bylo dosaženo zbytkovými plyny ve spalovacím prostoru, které se regulovaly kombinací elektronicky řízeného škrticího elementu, společně se stavitelným časováním na výfukové straně. AR režim bylo možné využívat v rozmezí natočení škrticí klapky od 5 % do 40 %. Schéma regulace na výfukové straně je na obr 5.4. Tyto motory byly využity v motocyklech Honda EXP-2, z nichž dva byly nasazeny do vytrvalostního závodu Rallye Paris–Dakar, kde tento motocykl s motorem o objemu 400 cm³ a výkonu 40 kW získal ve své třídě do 500 cm³ první místo a celkově se umístil na pátém místě [4], [41]. Na základě této práce a výsledků byl na japonském trhu v roce 1996 uveden do prodeje motocykl, který využíval jednodušší verzi motoru, který byl vybaven karburátorem. V roce 1998 se motor dostal i na evropský trh, kde se prodával pod názvem Honda Pantheon AR 125.



Obrázek 5.4: Příklad regulace na výfukové straně [4]

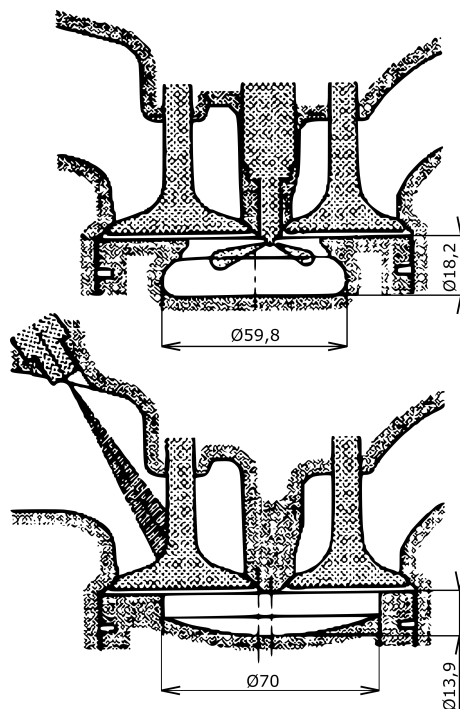
5.4 PCCI (Premixed-Charge Compression Ignition)

Výše uvedený typ hoření je modifikací vznětového motoru. Rozdíl mezi vznětovým motorem s přímým vstřikem paliva a motorem pro režim PCCI spočívá ve tvaru spalovacího prostoru a přípravě směsi, schématicky vyobrazeno na obr. 5.5. Motor pracující v režimu PCCI není vybaven zapalovací svíčkou a škrticí klapkou. Hlavní parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Tabulka 5.1: Technická specifikace a parametry zkušebního motoru [42]

Typ motoru	R1, Common Rail
Vrtání	102 mm
Zdvih	112 mm
Objem motoru	915 cm ³
Hlava válců	1 sací, 1 výfukový
Kompresní poměr	17,4 : 1

Prakticky se tímto zabýval T. Aoyama a kol. Výsledky prací byly zveřejněny v publikaci [42]. Autor práce také potvrdil významný vliv přeplňování a teploty nasávané směsi na chod motoru. Nejnižší dosažené emise uhlovodíků byly 0,3–0,4 %. Autor neupřesňuje jak jsou emise vyjádřeny. Předpokládá se, že je to ppmC. Emise oxidu dusíků byly v řádu jednotek ppm při bohatosti směsi $\lambda_s = 2,7$. S klesající bohatostí směsi rostly emise *HC* na jednotky procent.



Obrázek 5.5: Tvary spalovacích prostorů [42]

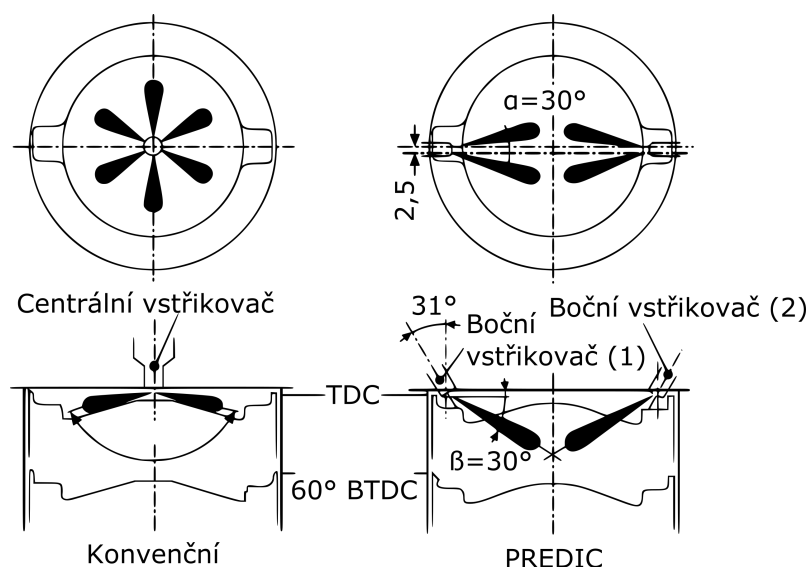
5.5 PREDIC (PREmixed lean Diesel Combustion)

V roce 1996 byl publikován článek Yoshinakou Takedou a kol. [43]. V něm se popisuje výzkumná práce, zabývající se emisními parametry motoru pracujícího v režimu předčasného vstřiku paliva do spalovacího prostoru vznětového motoru. Tato varianta přípravy směsi dostala název PREDIC. Pro měření byl použit zkušební jednoválec s přímým vstřikem paliva. Jeho technické parametry jsou v tabulce 5.2.

Tabulka 5.2: Technická specifikace a parametry zkušebního motoru [43], [44]

Typ motoru	R1, Common Rail
Vrtání	135 mm
Zdvih	140 mm
Objem motoru	2004 cm ³
Hlava válců	2 sací, 2 výfukové
Kompresní poměr	16,5 : 1

Hlava motoru byla vybavena třemi vstřikovači. Jedním centrálním a dvěma umístěnými po stranách spalovacího prostoru. Schématicky vyobrazeno na obr. 5.6. U vstřikovačů bylo možné nastavovat úhel vstřiku paliva, vstřikovací tlak i množství vstřikovaného paliva nezávisle na sobě. Při vstřiku paliva, daleko před horní úvratí, docházelo k ostříku kluzné plochy válce palivem. Z tohoto důvodu jsou na motoru postranní vstřikovače. Jejich nasměrování do středu spalovacího prostoru vedlo k výhodnějšímu vytváření homogenní směsi ve středu spalovacího prostoru. V této práci se uvádí, že koncentrace emisí NO_x se pohybovaly okolo hodnoty 20 ppm při předvstřiku 80° před HÚ a bohatosti směsi $\lambda_s = 2,7$. Emise THC se pohybovaly v hodnotách 2000 ppm, emise CO na 5000 ppm.



Obrázek 5.6: Porovnání umístění vstřikovačů [43]

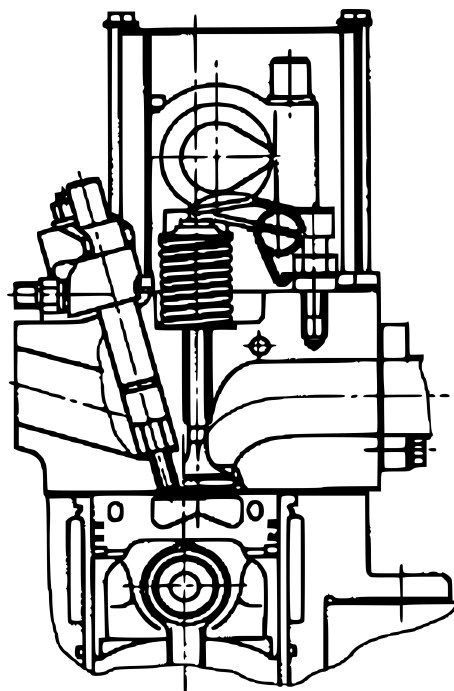
5.6 MULDIC (MUL–tiple stage Diesel Combustion)

Stejně jako režim PREDIC byl i MULDIC vyvinut na ACE institutu v Japonsku. Pro rozšíření pracovního rozpětí, režimu spalování PREDIC, bylo palivo ještě vstříknuto před horní úvrat pomocí dalšího vstřikovače, podobně jako je tomu u konvenčních vznětových motorů. Kombinací dvoustupňového spalování v podobě hoření chudé homogenní směsi a následného hoření obvyklého pro vznětový motor se dosáhlo rozšíření režimu nízkoteplotního spalování i pro režimy ve vysokých zatíženích. Popsaný režim se nazývá MULDIC a byl popsán Hashizumem a kolektivem v [45]. Naměřené emise NO_x a pevných částic byly vyšší, v porovnání s režimem PREDIC, avšak oproti konvenčnímu vznětovému režimu byly emise NO_x poloviční při stejné spotřebě paliva. Vyšší spotřeba paliva, v porovnání se vznětovým motorem, byla vysvětlena kombinací předčasného vznícení směsi v prvním stupni a pozdního vstřiku paliva v druhé části hoření. Optimalizací prvního stupně se dosáhlo snížení emisí NO_x a navýšení účinnosti.

5.7 MK (Modulated Kinetics)

5.7.1 I. generace

Kimura S. a kol. (Nissan Motor Co., Ltd.) v roce 1999 uvedl v článku [46] nový koncept hoření. Nazvali jej MK (Modulated Kinetics Combustion). Experimenty byly provedeny na zkušebním jednoválcovém motoru, jehož schéma je na obr. 5.7. Technické parametry jsou uvedeny v tab. 5.3



Obrázek 5.7: Řez zkušebním motorem [47]

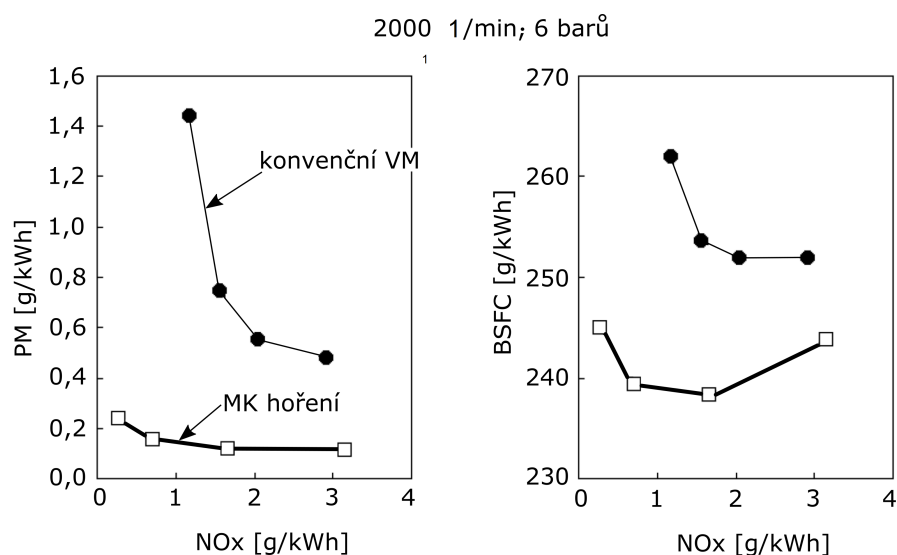
Tabulka 5.3: Technické parametry zkušebního motoru [46]

Typ motoru	R1, OHC
Vrtání	85 mm
Zdvih	86 mm
Objem motoru	488 cm ³
Hlava válců	1 sací, 1 výfukový
Kompresní poměr	18 : 1

Pomocí tohoto systému se redukuje hlavní složky emisí vznikajících u malého vznětového motoru a to jak emise NO_x , tak emise částic. Nízkých emisí NO_x bylo dosaženo snížením kompresního poměru a navýšením množství plynů zpětné recirkulace. Redukce emisí NO_x pomocí EGR vede k navýšení počtu částic, avšak z měření vyplývá, že je možné dosáhnout redukce emisí částic pomocí strategie změny průtahu vznícení a doby vstříknutí paliva. Prodloužení doby, kdy se směs ve válci homogenizuje, vede ke snížení počtu emitovaných částic.

5.7.2 II. generace

Neustálý požadavek na snižování emisí vedl k modifikaci první generace MK hoření, které bylo použito při vývoji nového vznětového motoru, na druhou generaci [48]. Úprava spočívala v navýšení vstřikovacího tlaku, a tím snížení doby vstřikování paliva a dále využitím většího množství EGR plynů, k navýšení hodnoty průtahu vznícení. Porovnání hodnot emisí NO_x a PM mezi konvenčním vznětovým režimem a MK režimem druhé generace je na obr. 5.8. Emise HC byly redukovány změnou tvaru spalovacího prostoru pístu.



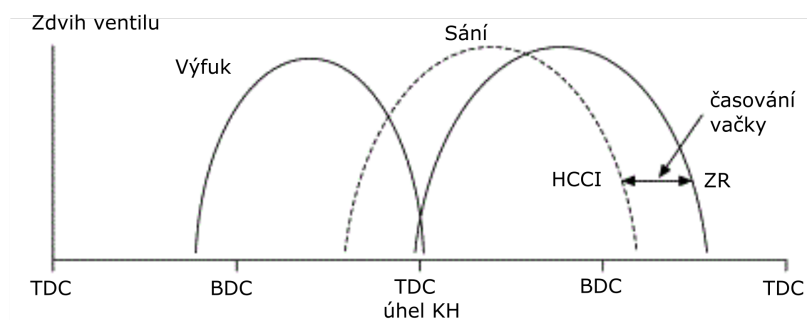
Obrázek 5.8: Závislost emisí pevných částic a spotřeby paliva na emisích NO_x [48]

5.8 OKP (Optimized Kinetic Process)

V roce 2002 Yang a kol. představil systém OKP (Optimized Kinetic Process). Režim byl provozován na čtyřdobém zážehovém motoru, který dokáže pracovat v duálním režimu spalování. Tedy jak obvyklém zážehovém, tak v režimu HCCI. Hlavní konstrukční parametry jsou uvedeny v tab. 5.4. Měření probíhalo v otáčkovém rozpětí od 750–4750 ot/min. Motor byl vybaven proměnným časováním ventilů viz. obr 5.9.

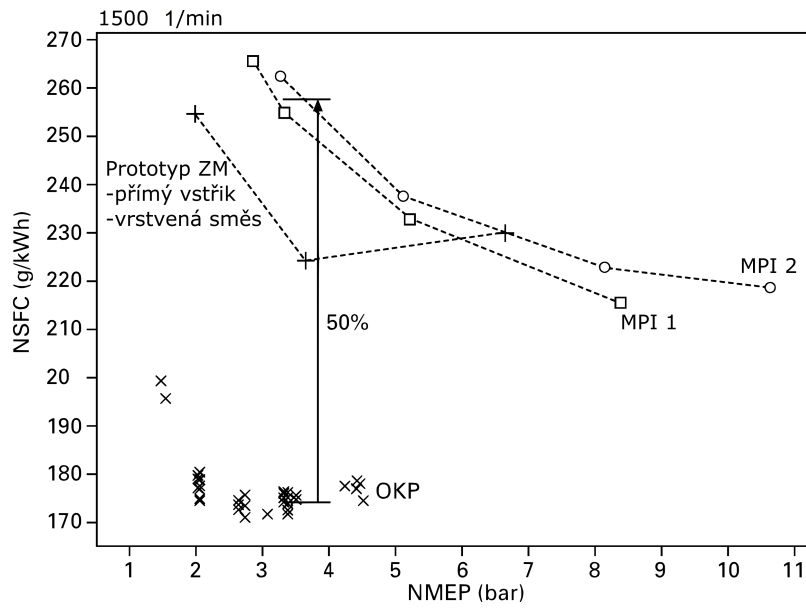
Tabulka 5.4: Technické parametry zkušebního motoru [49]

Typ motoru	R1, OHC
Vrtání	89 mm
Zdvih	105,8 mm
Objem motoru	622 cm ³
Hlava válců	2 sací, 2 výfukové
Kompresní poměr	15,5 : 1



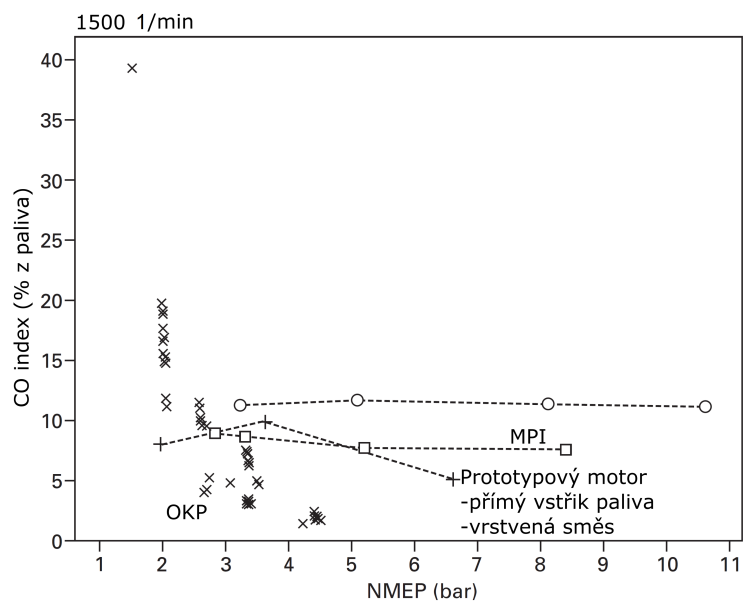
Obrázek 5.9: Diagram časování ventilů [50]

Časováním je možné zajistit provoz motoru v režimu Atkinsonova cyklu, se kterým souvisí i změna kompresního poměru. Při studeném startu a v režimu plného zatížení, motor pracoval s kompresním poměrem 10 : 1, z důvodu zamezení vzniku klepání. V režimu nízkoteplotního spalování byl kompresní poměr 15 : 1. Výsledky tohoto experimentu jsou porovnány v grafu 5.10 s prototypovým motorem s přímým vstřikem paliva a dvěma produkčními motory s nepřímým vstřikem paliva. Zde je patrná vysoká účinnost a dosažený maximální střední efektivní tlak přibližně 5 barů. Dosažené emise NO_x byly o dva řády nižší než u zážehových motorů s nepřímým vstřikem paliva. Tento údaj platí do $BMEP = 4$ bary.

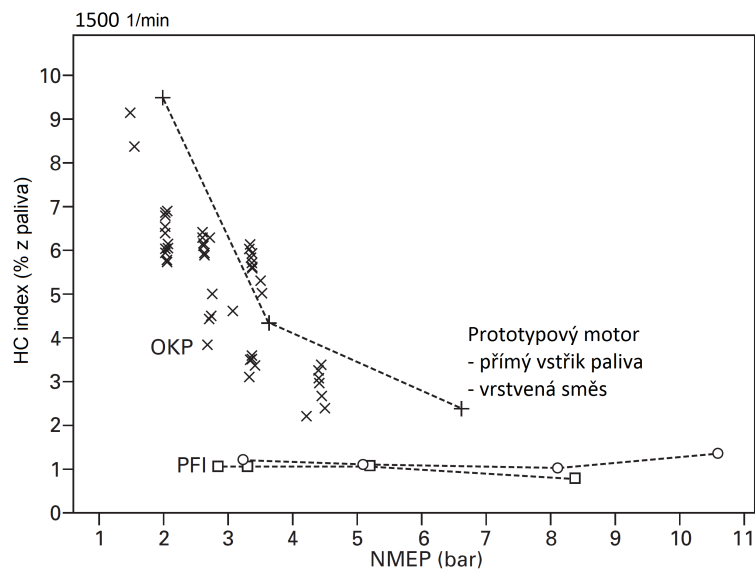


Obrázek 5.10: Porovnání spotřeb paliva [4]

Měření emisí CO na obr. 5.11 ukazuje, že na vznik má vliv velikost zhášecích zón ve spalovacím prostoru ve kterých, dochází k zamrznutí reakcí, které mají za následek poměrně strmý nárůst emisí nejen CO a HC viz. obr. 5.12.

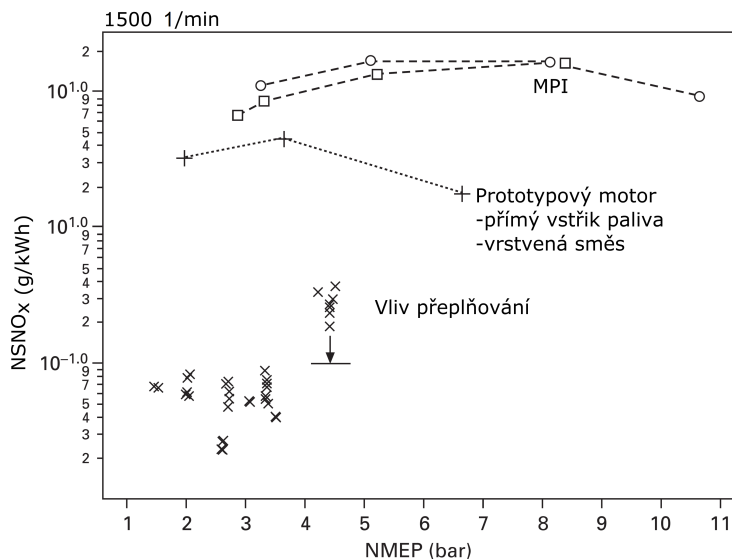


Obrázek 5.11: Porovnání emisí CO [4]



Obrázek 5.12: Porovnání emisí HC [4]

Emise NO_x jsou uvedeny na obr 5.13. Zde je vidět vliv nižší teploty spalování. V porovnání s ostatními emisemi je množství emisí NO_x na úrovni 1 % až 2 % v porovnání s emisemi motoru s nepřímým vstříkem paliva. Vliv na emise mělo i zvýšení středního efektivního tlaku nad 4 bary. Zde se projevila nutnost dodat do oběhu více energie a s tím i související nárůst teploty hoření, která má za následek tvorbu emisí NO_x . Snížení emisí v tomto režimu bylo dosaženo navýšením tlaku v sacím potrubí z 1,0 baru na 1,1 baru. To mělo za následek požadovaný pokles emisí z cca 0,3 g/kWh na 0,1 g/kWh.



Obrázek 5.13: Porovnání emisí NO_x [4]

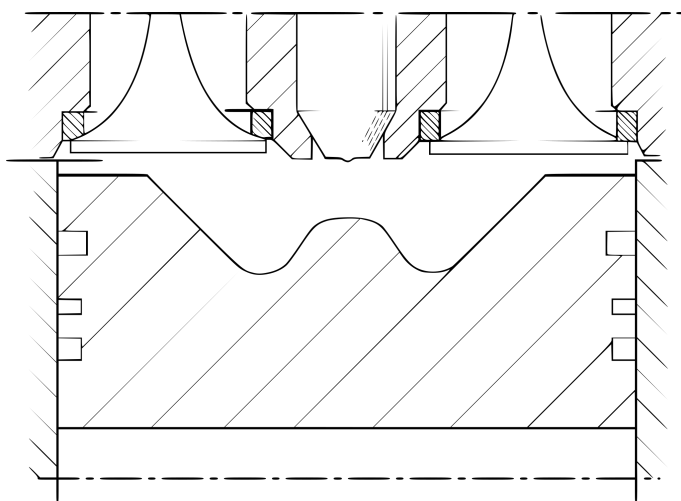
5.9 NADI (Narrow Angle Direct Injection)

Tento systém byl vyvinut v IFP institutu B. Walterem a B. Gatellierem [51]. Prakticky se jedná o systém řízení vznětového motoru pracujícího ve dvou režimech. V režimu nízkého a středního zatížení motor pracuje v režimu HCCI. Při plném zatížení motor pracuje jako konvenční vznětový motor. Tento systém byl ověřován na jednoválcovém motoru. Technické údaje motoru jsou uvedeny v tab. 5.5.

Tabulka 5.5: Technické parametry zkušebního motoru [51]

Typ motoru	R1, OHC
Vrtání	73,8 mm
Zdvih	86,4 mm
Objem motoru	416 cm ³
Hlava válců	1 sací, 1 výfukový
Kompresní poměr	16 : 1

Pro dodávku paliva byl použit vysokotlaký vstřikovací systém Common Rail 1. generace od fy. Bosch. Umístění vstřikovače je vyobrazeno na obr. 5.14.

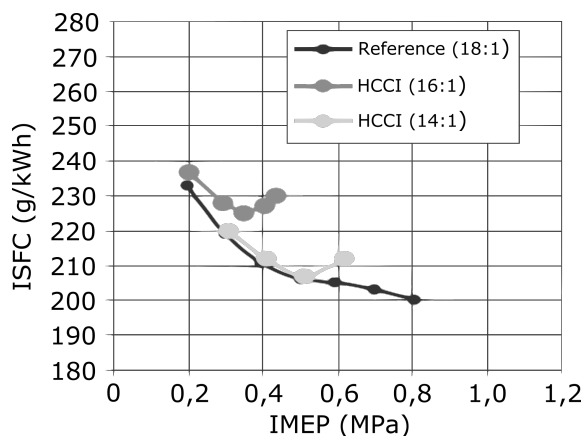


Obrázek 5.14: Schématický řez [51]

Motor byl přepínán externím zařízením. Ve výfukovém potrubí byla umístěna klapka, která zajišťovala tlak ve výfukovém potrubí v závislosti na tlaku v sacím traktu a množství recirkulovaných plynů. V dalších výzkumných činnostech na tomto systému došlo k vylepšení hlavních parametrů za pomoci CFD simulací a nástroji ke sledování proudění v reálném prostředí. Pro vstřikování paliva byly následně použity druhá a třetí generace vstřikovacího systému Common Rail. Vstřikování bylo umístěno na čtyřválcový motor o zdvihu válců 92 mm a průměru 87 mm. Kompresní poměr je 14 : 1. Úpravami prošly některé komponenty motoru. Sací potrubí bylo

upraveno pro zajištění menšího poměru víření (swirl ratio). Vysokotlaký systém recirkulace výfukových plynů byl upraven pro navýšení rozvíření plynů vstupujících do motoru a zároveň byl upraven jeho chladicí systém, který zajišťoval navýšení teploty v sacím potrubí v případě režimu nízkého zatížení. Poslední úprava měla vliv na emise CO a HC .

Spotřeba paliva je vyobrazena na obr 5.15.



Obrázek 5.15: Schématický řez [51]

Zde je vidět porovnání s referenčním vzmetovým motorem splňující emisní normu EURO III. Ze zjištěných hodnot je patrné, že při kompresním poměru 16 : 1 je možné dosáhnout středního indikovaného tlaku 4 bary. S narůstajícím tlakem roste i spotřeba paliva. To je způsobeno nespálením celého množství paliva. Při kompresním poměru 14 lze dosáhnout vyššího středního indikovaného tlaku, konkrétně až 6-ti barů. Lepších parametrů je dosaženo také z důvodu nižšího podílu recirkulovaných plynů ve válci.

Emise naměřené během experimentu ukazují, že emise NO_x a PM jsou do hodnoty 0,05 g/kWh při indikovaném středním tlaku 6–9 barů. Emise CO byly v tomto režimu zatížení mezi 10–50 g/kWh. Naměřené emise HC se pohybovaly v rozmezí 4–8 g/kWh.

5.10 AVL-CSI (Compression and Spark Ignition)

V roce 2003 byl publikován článek [52], který se zabýval autozážehem u motoru s přímým vstřikem paliva. Popsaný systém byl pojmenován AVL-CSI (Compression and Spark Ignition). Nízkoteplotní spalování je v tomto článku doporučeno jako varianta k motorům s vrstvenou směsí, která je připravována při nízkých zatíženích motoru a také má vliv na hodnoty spotřeby a emisí. Množství vypouštěných emisí NO_x si nevyžádalo nasazení DeNOx katalyzátoru. Navržený systém řízení umožňoval chod motoru i v přechodových režimech. Hlavní parametry zkušebního jednoválce jsou uvedeny v tab. 5.6 a vycházely ze čtyřválcového motoru OPEL o objemu 2 dm³ (X20XEV). Původní řadový motor byl vybaven systémem znovuotevření

jednoho výfukového ventilu během sacího zdvihu. Tato metoda umožňuje řízení vnitřní recirkulace cykl od cyklu.

Tabulka 5.6: Technická specifikace a parametry zkušebního motoru [52]

Typ motoru	R4, DOHC
Vrtání	86 mm
Zdvih	86 mm
délka ojnice	143 mm
Objem motoru	1998 cm ³
Hlava válců	2 sací, 2 výfukové
Kompresní poměr	12,1 : 1

5.11 SACI (Spark-Assisted Compression Ignition)

Jednou z možností jak částečně regulovat vznícení směsi ve válci je využití energie zapalovací svíčky. Tato metoda spočívá v zažehnutí části směsi dříve, než dojde k samovznícení. Prodloužením doby hoření se sníží maximální tlak ve válci, resp. sníží se množství uvolněného tepla, které vede k nebezpečnému režimu klepání. Energie dodaná v podobě jiskry a částečně hořící směs ve válci vede k dřívějšímu vznícení zbytku objemu válce, v porovnání s režimem HCCI.

SACI režim byl kombinován se známými metodami, které vedou ke zlepšení vlastností pracovního cyklu. Jednou z metod, která vylepšuje vlastnosti cyklu, popsal Yun a kol. [53], který dospěl k závěru, že pro rozšíření pracovního rozsahu u HCCI motoru, spalujícího stechiometrickou směs, je možné využít zapalovací svíčky. Výzkum byl prováděn na zkušebním jednoválcovém motoru s parametry v tab. 5.7.

Tabulka 5.7: Technická specifikace a parametry zkušebního motoru [53]

Typ motoru	R1, DOHC
Vrtání	86 mm
Zdvih	94,6 mm
Objem motoru	581 cm ³
Hlava válců	2 sací, 2 výfukové
Kompresní poměr	12 : 1

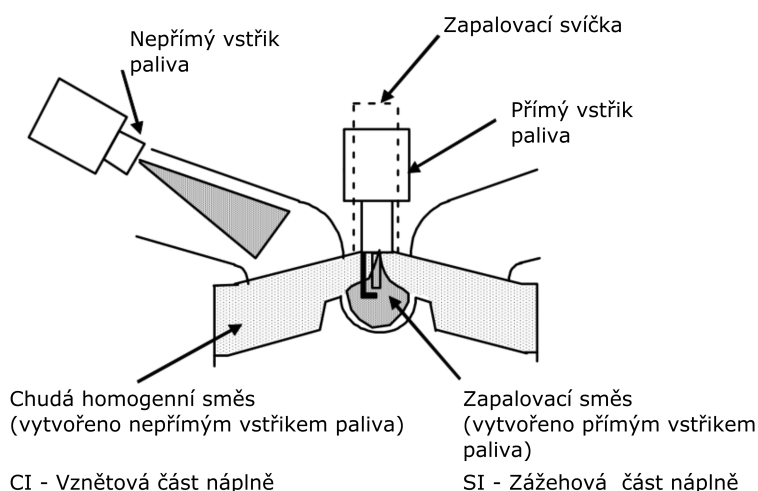
Současně s tím bylo měření prováděno na čtyřválcovém motoru, který měl shodnou geometrii spalovacího prostoru. Zkušební jednoválec byl vybaven plně variabilním ventilovým rozvodem. V případě čtyřválcového motoru bylo použito vačkového mechanismu s proměnným časováním. Bylo zjištěno, že s rostoucím překrytím ventilů roste množství zbytkových plynů ve válci a zvyšuje se síla klepání. Vysoký obsah zbytkových plynů ve válci má za následek nestabilní spalování. Zvyšování předstihu vede ke snížení síly klepání, ale zároveň má vliv na stabilitu hoření.

Další možnosti rozšíření pracovního režimu HCCI uvedl T. Urushihara a kol. v publikaci [54]. V popisovaném režimu SI-CI se využívá ke vznícení chudé homogenní směsi malého množství paliva, vstříknutého k zapalovací svíčke, které vytvoří lehce zápalnou směs, která následně způsobí proces vedoucí k HCCI spalování. Schéma přípravy směsi a spalovacího prostoru je na obr. 5.16. Technické údaje zkušebního motoru jsou uvedeny v tab. 5.8.

Tabulka 5.8: Technická specifikace a parametry zkušebního motoru [54]

Typ motoru	R1
Vrtání	85 mm
Zdvih	86 mm
Objem motoru	488 cm ³
Hlava válců	1 sací, 1 výfukový
Kompresní poměr	15 : 1

Emise tohoto režimu jsou vyšší než v případě HCCI. Důvodem je, že část směsi hoří v zážehovém režimu. Výhodou tohoto režimu je možnost snížení teploty nasávaného vzduchu, z důvodu řízení počátku hoření pomocí bohatosti zapalovací směsi.

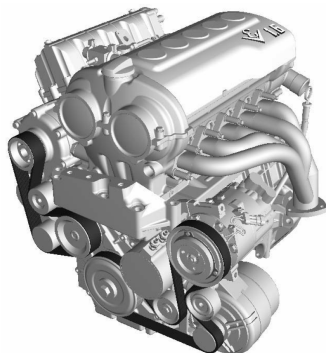


Obrázek 5.16: Schéma přípravy směsi pro režim SI-CI [54]

Autor experimentu udává, že díky této metodě je možné snížit teplotu nasávaného vzduchu. Nevýhodou je skutečnost, že část objemu směsi válce hoří stejně jako je tomu u konvenčních zážehových motorů. Z tohoto důvodu tento koncept spalování emituje více emisí NO_x než původní režim HCCI.

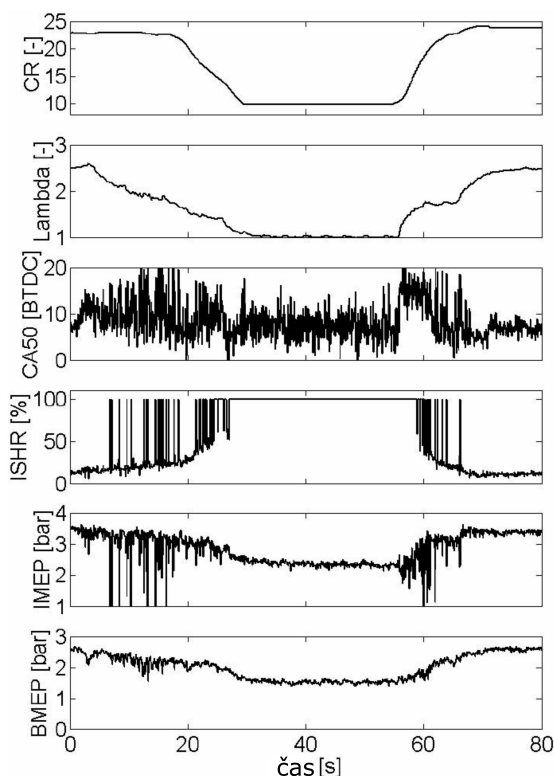
Režim nízkoteplotního spalování je v současnosti možné využívat v úzkém pracovním pásmu. Z tohoto důvodu je vhodné kombinovat režimy spalování, aby bylo

možné dosáhnout dobré ekonomiky a kvality emisí na straně jedné a výkonu na straně druhé. Problematikou se zabýval J. Hyvönen a kol. [55]. Experiment byl prováděn na řadovém pětiválcovém motoru Saab 5.17 s proměnným kompresním poměrem. Další technické parametry jsou uvedeny v tab 5.9.



Obrázek 5.17: Vyobrazení testovacího motoru Saab [55]

Na obr. 5.18 je vyobrazen přechod z režimu HCCI do zážehového režimu a zpět do režimu HCCI. Vyobrazeny jsou veličiny jako kompresní poměr, bohatost směsi, podíl vyhoření 50 % směsi, ISHR, střední indikonavý a efektivní tlak. Během přechodu byl ručně nastaven kompresní poměr a požadovaná hodnota bohatosti směsi. Časování zapalování bylo nastaveno na hodnotu 35° před HÚ.



Obrázek 5.18: Grafy sledovaných veličin během přechodové fáze [55]

Tabulka 5.9: Technická specifikace a parametry zkušebního motoru [55]

Typ motoru	R5, DOHC
Vrtání	68 mm
Zdvih	88 mm
Objem motoru	1598 cm ³
Hlava válců	2 sací, 2 výfukové
Kompresní poměr	10–30 : 1

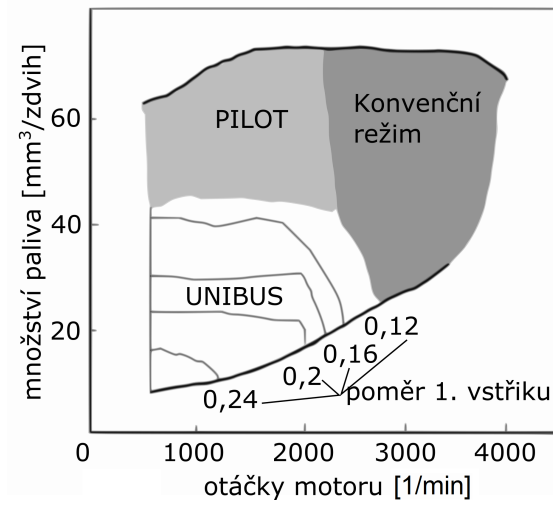
Autor uvádí, že v případě iniciace hoření pomocí jiskry je možné snížit kompresní poměr a teplotu nasávané směsi. Efekt jiskrového výboje se snižuje se zvyšující se lambdou. To má též za následek zvýšení variability cyklu a nesprávného hoření, které vede k vysokým emisím *HC* a *CO*.

5.12 UNIBUS (UNIFORM BULKY combustion System)

Systém UNIBUS byl vyvinut u Toyoty [56]. Tento režim je využíván u vznětového motoru. Principem je vstřík paliva výrazně před dosažením horní úvrati. Po vstříku dochází k nízkoteplotním reakcím, které se mění s rostoucí teplotou ve spalovacím prostoru motoru. Druhý vstřík slouží k tomu, že zajistí vznícení celého množství paliva, obsaženého ve spalovacím prostoru. Pro zajištění požadovaného chodu je nutné přesné časování vstřikování paliva, a zároveň udržet teplotu tvořící se směsi po prvním vstříku na takové hodnotě, aby nedošlo k předčasnému vznětu. Režim byl využit v produkčně vyráběných čtyřválcových motorech o objemu 3 dm³ (1KD-FTV) od srpna 2000 na Japonském trhu. Emise oxidů dusíků dosahují hodnot cca 70 ppm a emise pevných částic jsou téměř na nulové úrovni [56]. Emise *HC* a *CO* jsou přibližně 2000 ppm [57].

Tabulka 5.10: Technické parametry zkušebního motoru [56]

Typ motoru	R4, DOHC
Vrtání	96 mm
Zdvih	103 mm
Objem motoru	2982 cm ³
Hlava válců	2 sací, 2 výfukové
Kompresní poměr	18,4 : 1



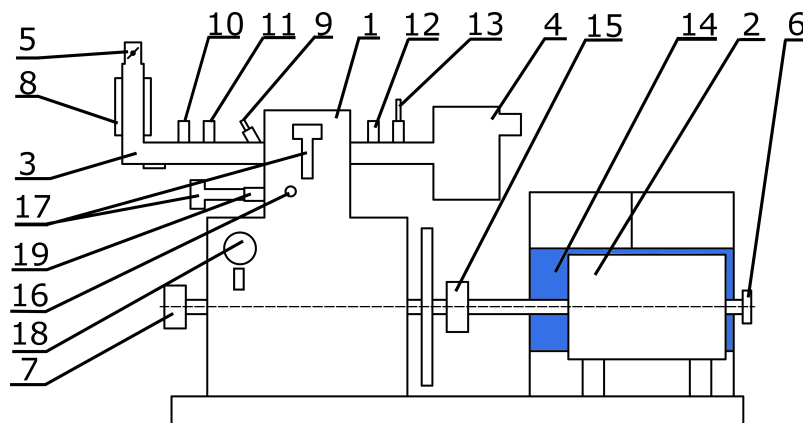
Obrázek 5.19: Mapa provozních režimů [56]

6 Návrh a provedení experimentálního zařízení

Tato kapitola obsahuje návrh, popis a úpravy zkušební motoru, experimentálního stanoviště a řídicího systému potřebného pro chod motoru. Stanoviště je koncipované tak, že je možné jej libovolně přemísťovat. Je vybaveno vlastní palivovou nádrží a řídicím systémem umístěným na rámu stanoviště. Odvod spalin z motoru je přes tlumič hluku, který je možné doplnit o přívod chladicí kapaliny, a tím zajistit dodatečné snížení teploty spalin – v případě potřeby. Samotný odvod spalin je proveden pomocí kovové hadice dostatečného průměru, která je na obou koncích osazena přírubami.

6.1 Popis stanoviště

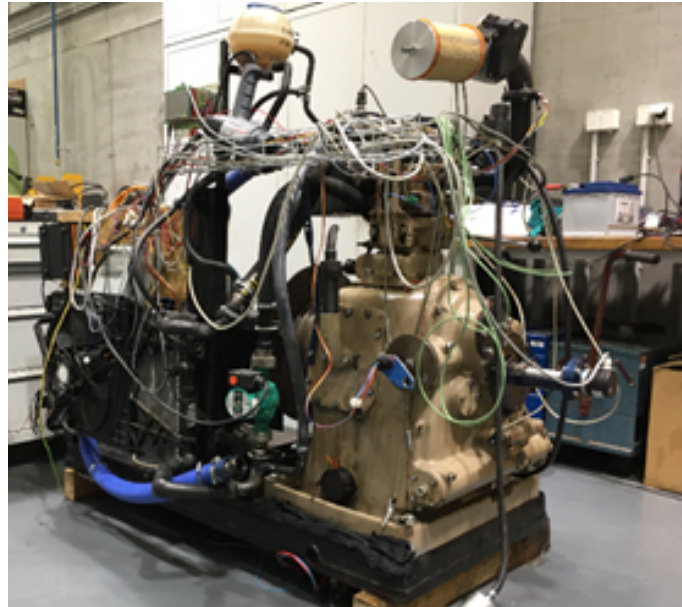
Zkušební stanoviště se skládá ze zkušebního jednoválcového motoru a elektromotoru, které je schematicky na obr. 6.1.



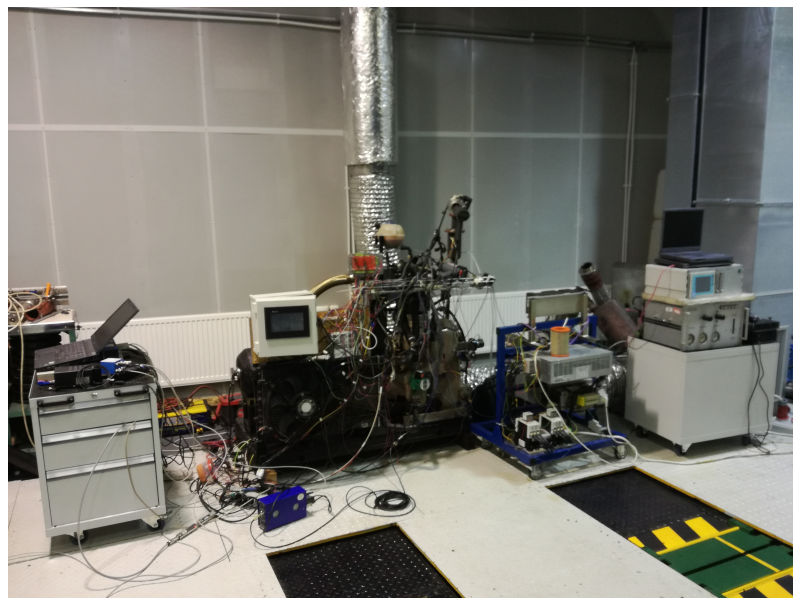
Obrázek 6.1: Schéma stanoviště

Jako spalovací motor (1) je použit zkušební jednoválec, který se používal na měření oktanového čísla paliv. Pro start, pohon a brzdění je použit asynchronní třífázový elektromotor (2). Propojení obou motorů je provedeno pomocí hřídele a pružné spojky Periflex (15). Celé stanoviště je umístěno na litinové základně, která zajišťuje dostatečně tuhé spojení všech částí. Spalovací motor je vybaven chladicím

systemem (14) rozdělený termostatem na malý a velký okruh. Chladicí systém obsahuje čerpadlo s nastavitelným průtokem a chladičovou stěnou s ventilátorem. Sací potrubí (3) je vybaveno elektrickým vyhříváním s regulací teploty (8). Pro určení polohy natočení KH je stanoviště vybaveno dvěma snímači otáček. Jeden je umístěn na výstupu klikového hřídele motoru a druhý na výstupu vačkového hřídele. Na obr. 6.2 je vidět stanoviště na počátku prací. Na obr. 6.3 je zobrazena finální podoba stanoviště.



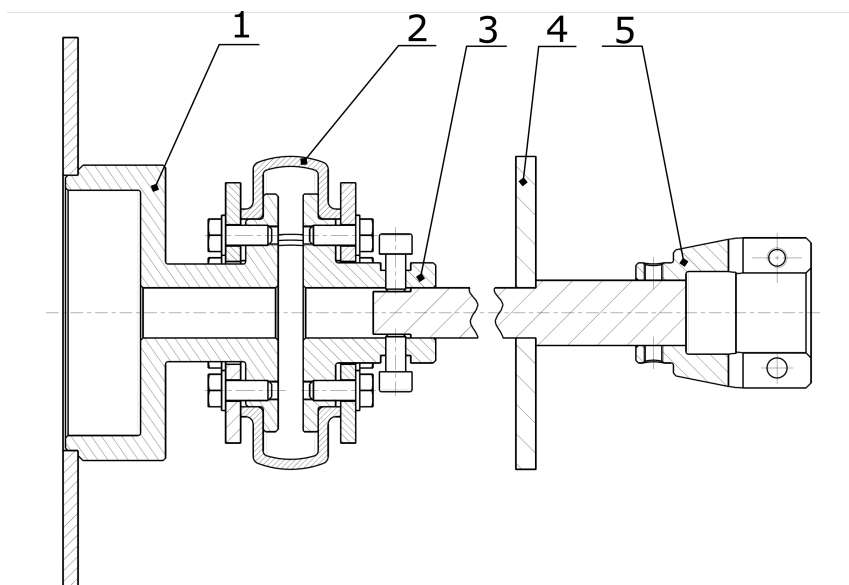
Obrázek 6.2: Počáteční stav zkušebního stanoviště



Obrázek 6.3: Aktuální stav stanoviště

6.2 Propojení spalovacího motoru s elektrickým motorem/brzdou

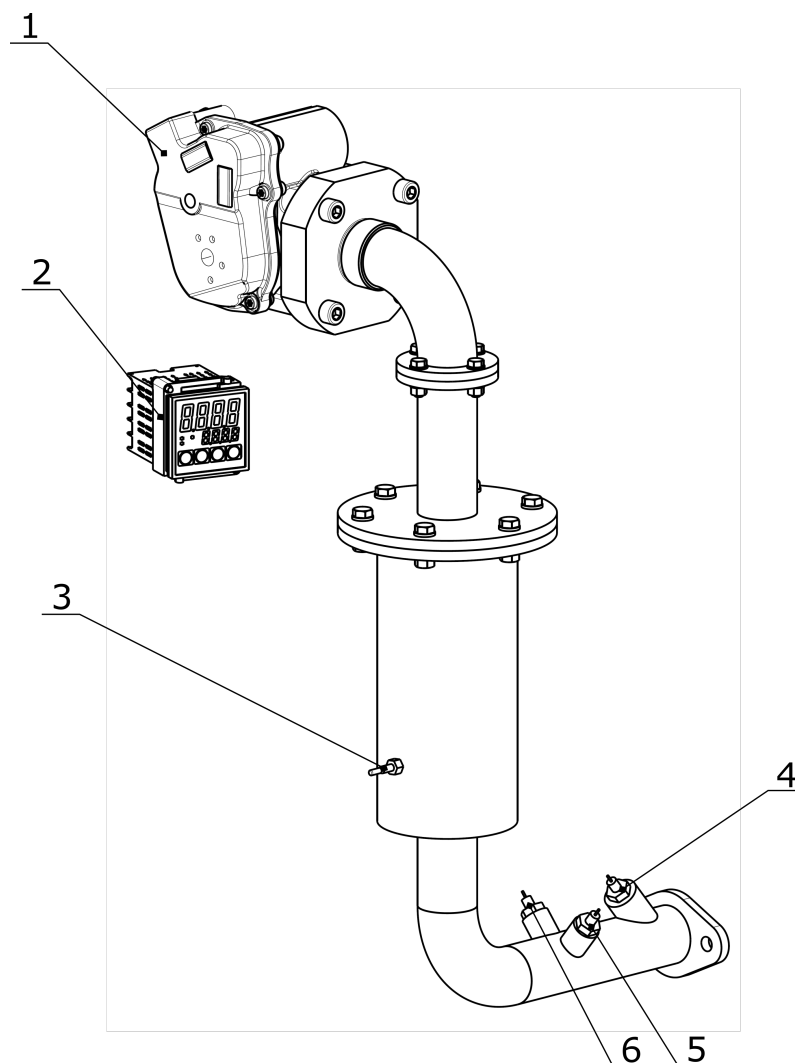
Pro přenos točivého momentu bylo využito hřídelové spojky Periflex. Ta byla uložena na přírubách (1) a (3), kde příruba (1) byla upevněna na setrvačnicku motoru a příruba (3) byla připevněna na propojovací hřídel s inkrementálním snímačem polohy KH (4). Spojení s elektromotorem bylo provedeno pomocí spojky pracující na principu svěrného spoje (5). Pružný element (2) byl nakoupen. Ostatní díly byly vyrobeny na Katedře vozidel a motorů. Schéma propojení je vidět na obrázku 6.4.



Obrázek 6.4: Schéma propojení spalovacího motoru s elektromotorem

6.3 Sací potrubí

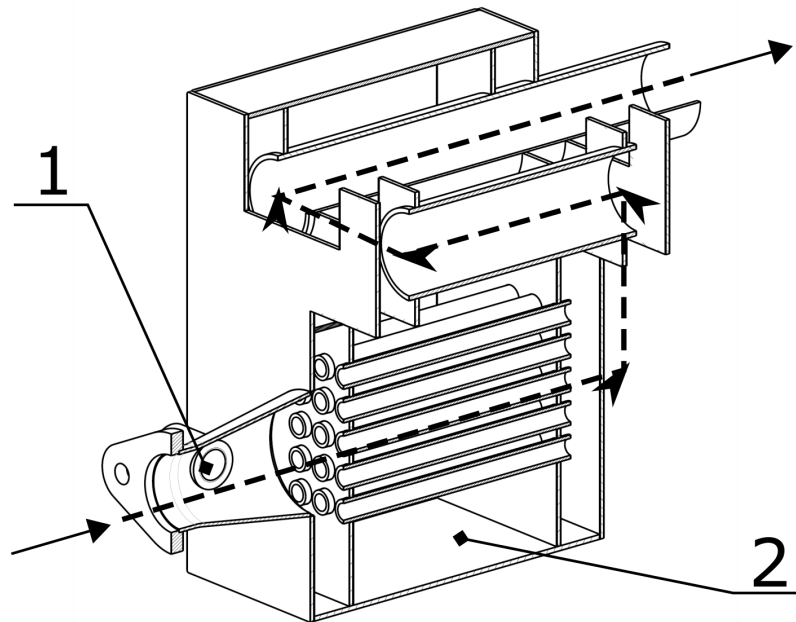
Potrubí (viz. obr. 6.5) je vybaveno topným tělesem, které prostřednictvím regulátoru teploty (2) zajišťuje ohřev nasávaného vzduchu na požadovanou teplotu. Pro regulaci teploty je využito teplotního snímače (3). Dalšími snímači, umístěnými na sání, je druhý snímač teploty (5) a snímač tlaku (6). Palivo je do potrubí dodáváno vstříkovačem (4). Regulace motoru je prováděna škrticí klapkou (1).



Obrázek 6.5: Schéma sacího potrubí

6.4 Výfukové potrubí

Spaliny produkované motorem jsou utlumeny ve výfuku, který byl pro stanoviště vyroben. Jeho jednoduchý tvar vycházel z možností výroby a zástavbového prostoru. Výfuk je opatřen ve vstupní kuželové přechodce dvěma vývrty. Jeden je pro termočlánek (1) a druhý pro první lambda sondu. Na výstupu z výfuku je v plášti otvor pro druhou lambda sondu. Potrubí je navrženo tak, že je možné po přivedení chladicí vody do připraveného meziprostoru (2) zajistit snížení teploty spalin. Tento systém nebyl využit. Řez výfukovým potrubím je na obr. 6.6.



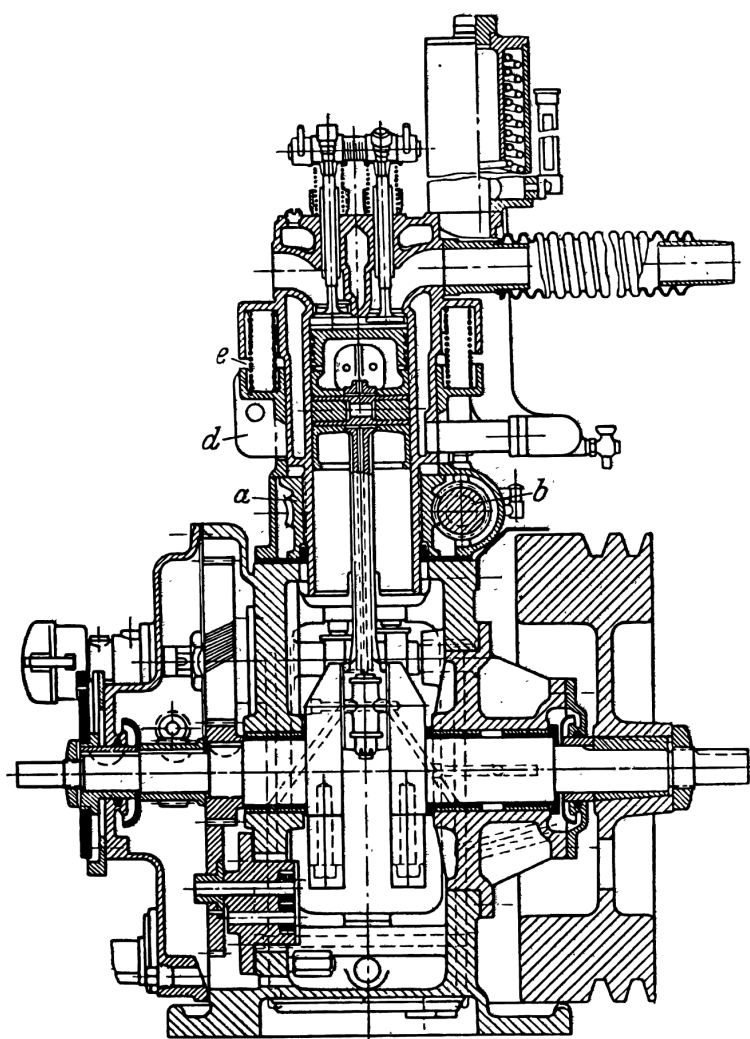
Obrázek 6.6: Řez výfukovým potrubím

6.5 Popis zkušební jednotky

Jako zkušební motor je použita jednoválcová jednotka OKC Oktan, znázorněná na obr. 6.7, původně používaná k měření oktanového čísla paliv. Použití tohoto motoru je výhodné, neboť je možné poměrně rychle měnit kompresní poměr. Dalšími výhodami je robustnost motoru a možnost měření veličin ve spalovacím prostoru díky dvěma vývrtům, kterými je hlava válce opatřena. V jednom z těchto otvorů je vysokotlaký snímač tlaku. Hlava válce je opatřena jedním sacím a jedním výfukovým ventilem, které jsou ovládány ventilovým rozvodem typu OHV. Rozvod je vybaven pákovým modulem, který vyrovnává ventilovou vůli při změně polohy válce. Hlava tvoří s válcem jeden celek. Válec je ve spodní části osazen vnějším závitěm, který spoluzabírá s otočnou maticí, umístěnou na bloku motoru. Na jejím obvodu je šnekové kolo (a) poháněné šnekem (b). Na osazeném konci hřídele šneku je kliky. Otáčením kliky se dosáhne pohybu hlavy nahoru nebo dolů. Pro snadnější polohování jsou mezi hlavou a blokem čtyři pružiny (e). Během chodu motoru by byl systém nastavování polohy značně namáhán. Z tohoto důvodu je v tomto konstrukčním uzlu svěrný spoj (d), který zajistí odlehčení a zajištění polohy. Poloha hlavy je odměřována mikrometrem. Následným přepočtem je možné určit nastavený kompresní poměr. Rotační a posuvné hmoty klikového mechanismu jsou vyváženy protizávažími na klikovém mechanismu a hmotami na rotujících hřídelích. Souhrn technických parametrů je uveden v tab. 6.1

Tabulka 6.1: Technická specifikace a parametry zkušebního motoru [58]

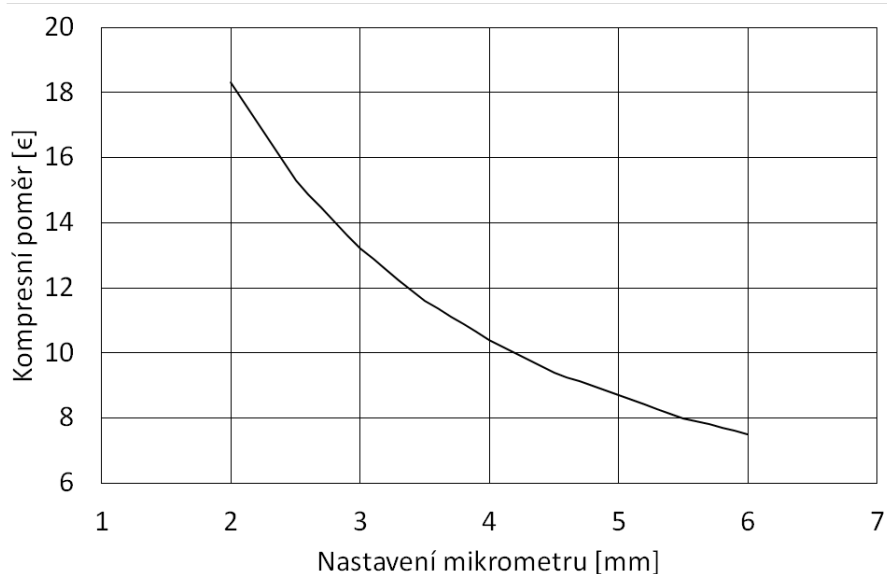
Typ motoru	R1, OHV
Vrtání	82,5 mm
Zdvih	114,3 mm
Délka ojnice	254,5 mm
Objem motoru	612 cm ³
Hlava válců	1 sací, 1 výfukový
Kompresní poměr	7–18 : 1
Pracovní otáčky	300–1500 1/min



Obrázek 6.7: Řez motorem [58]

6.5.1 Kompresní poměr

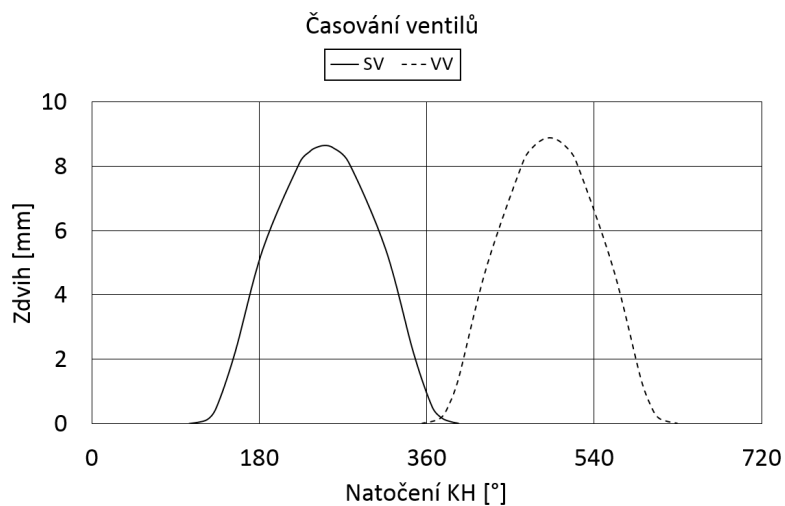
Zkušební motor umožňuje změnu kompresního poměru. Závislost změny kompresního poměru na zdvihu hlavy je vidět na obr. 6.8.



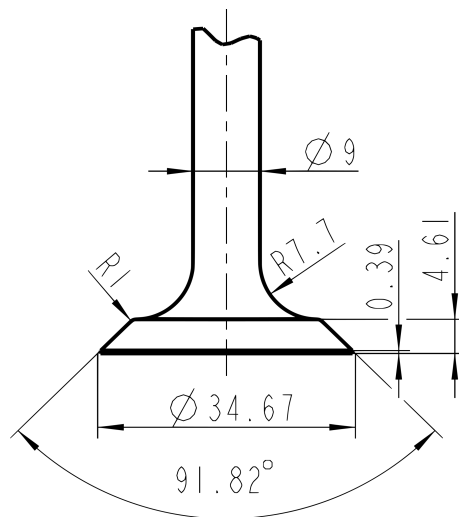
Obrázek 6.8: Závislost kompresního poměru na zdvihu hlavy válce

6.5.2 Zdvih ventilu a časování

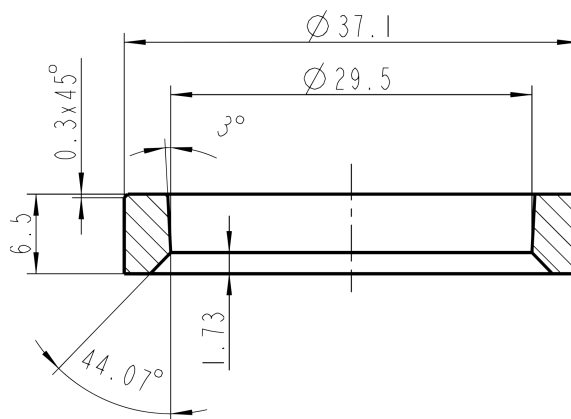
Zdvihová charakteristika a časování ventilů je zobrazeno na obr. 6.9. Během servisních prací byla odměřena kontura sacího ventilu 6.10 a jeho sedla 6.11.



Obrázek 6.9: Hlavní rozměry sedla sacího ventilu



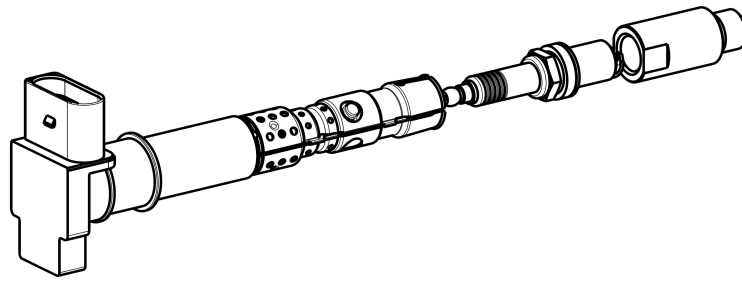
Obrázek 6.10: Hlavní rozměry sacího ventilu



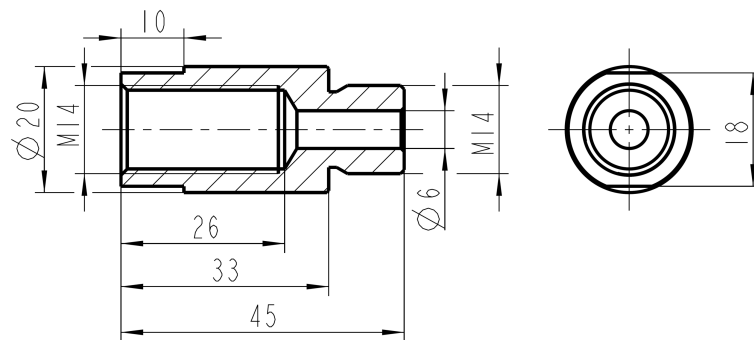
Obrázek 6.11: Hlavní rozměry sedla sacího ventilu

6.5.3 Rozdělení spalovacího prostoru komůrkou

Hlava válce obsahuje dva vývrty. Jeden byl využit pro vysokotlakou indikaci a druhý pro montáž komůrky se zapalovací svíčkou. Vliv objemu komůrky má nepatrný vliv na změnu kompresního poměru, nicméně dle naměřených hodnot má vliv na chod motoru ve zjišťovaných režimech. Ve dně komůrky je závitový otvor pro svíčku. Komůrka, vzhledem ke své velikosti, není vybavena vstřikovačem paliva, který se vyskytuje u motorů větších objemů. Schéma sestavy komůrky a svíčky se zapalovacím modulem je na obr. 6.12. Rozměry komůrky jsou na obr. 6.13. Vzhledem k tomu, že komůrka má vliv na změnu objemu spalovacího prostoru a tedy i komprese, bylo provedeno měření objemu komůrky se zamontovanou svíčkou. Zjištěný objem komůrky byl 2 cm^3 , což činí změnu objemu o 0.3 %. Z tohoto důvodu je vliv komůrky na změnu kompresního poměru zanedbáván.



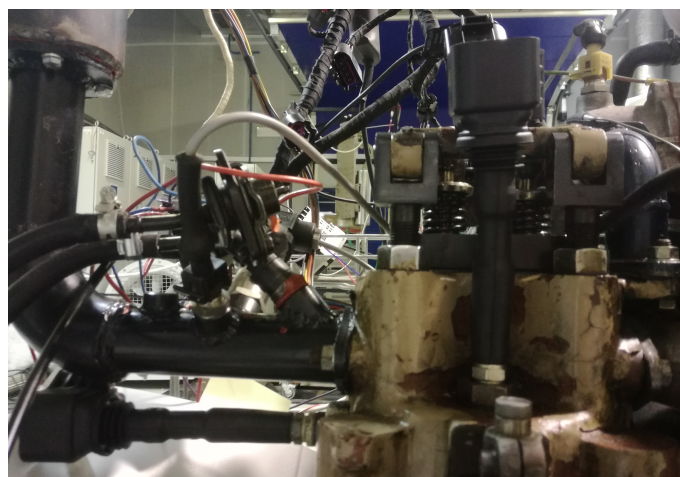
Obrázek 6.12: Sestava komůrky se svíčkou a zapalovacím modulem



Obrázek 6.13: Hlavní rozměry komůrky

6.5.4 Poloha zapalovacích svíček v hlavě válce

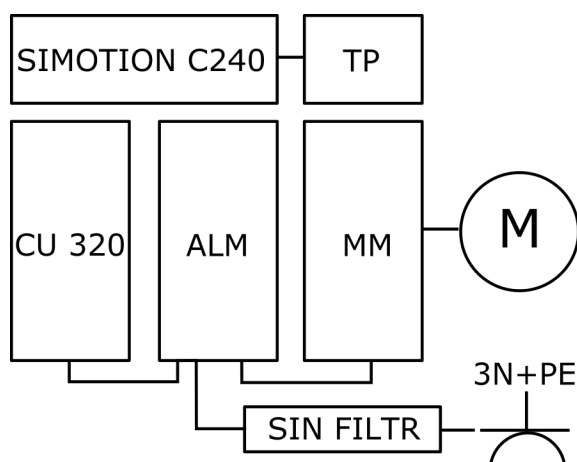
Hlava válců byla vybavena dvěma zapalovacími svíčkami. První svíčka (Bosch plus 51 FR7HC) se nachází na kraji spalovacího prostoru. Druhá svíčka (Champion RC89PYC) se nachází v prostoru pod sacím ventilem. Vyobrazení svíček na obr. 6.14.



Obrázek 6.14: Umístění zapalovacích svíček

6.6 Popis regulace elektromotoru

Regulace asynchronního motoru je postavena na bázi modulárního systému SIEMENS SINAMICS 120. Tento systém zajišťuje vektorové řízení motoru. Systém je navrhnut tak, aby zajišťoval provoz v režimu motor/brzda. Čtyřkvadrantový usměrňovač (ALM) je modul napájený z třífázové sítě a zajišťuje napájení stejnosměrného meziobvodu, ze kterého je napájený střídač (MM). Zároveň usměrňovač umožňuje rekuperaci energie do sítě. Střídačem se nastavují požadované otáčky. Celý tento systém je řízen pomocí centrály CU 320. Systému je nadřazen PLC kontrolér SIMOTION C240 s dotykovým panelem, který zajišťuje uživatelsky přívětivé ovládání elektrického pohonu. Zařízení obsahuje sinusový filtr, který zajišťuje filtrování vyšších harmonických řádů. Schéma regulace je na obr. 6.15.



Obrázek 6.15: Schéma regulace 3f motoru

6.7 Použité snímače a zařízení

Pro zařízení byly použity běžně dostupné, ale i speciální typy snímačů pro měření některých veličin. Důvodem pro volbu některých snímačů a prvků byla jejich cena a dostupnost. Mezi prvky využitě na zkušebním motoru viz. obr. 6.1 patří elektronický modul zapalování (17). Vstřikování paliva je elektromechanickým vstřikovačem (9). Regulaci množství nasávaného vzduchu prováděla elektronicky řízená škrtecí klapka (5). Pro určení natočení klikového hřídele je použit inkrementální rotační snímač LARM IRC 205/720KB s rozlišením 1250 pulzů na otáčku zobrazený na (7). Současně s ním je umístěn na výstupu vačkového hřídele Hallův snímač (18). Navržený systém zajišťuje referenční signál pro řízení. Ve výfukovém potrubí se nachází širokopásmová lambda sonda. Sonda slouží ke snímání koncentrace kyslíku ve výfukových plynech. Tato hodnota je nezbytná pro regulaci množství vstřikovaného paliva do válce. Pro sledování teplot a tlaků je sací potrubí vybaveno snímačem teploty Pt 100 (10) a tlaku BD Sensors o rozsahu 0–4 bar (11). Výfukové potrubí je osazeno termočlánkem (12) typu K.

6.8 Použité systémy řízení spalovacího motoru

Během vývoje zkušebního zařízení byly vyvinuty a vyzkoušeny tři vlastní varianty řízení motoru. První varianta byla za pomoci jednotky s mikrokontrolérem ATmega16. Druhý typ byl řízen vývojovým modulem řady Discovery od výrobce ST Microelectronics. Třetím typem regulace byl systém založený na průmyslovém počítači s dotykovým displayem. Druhá a třetí varianta umožňovaly regulaci bohatosti směsi pomocí zpětnovazební smyčky.

6.8.1 Řídicí jednotka I. Gen – mikrokontrolér ATmega16

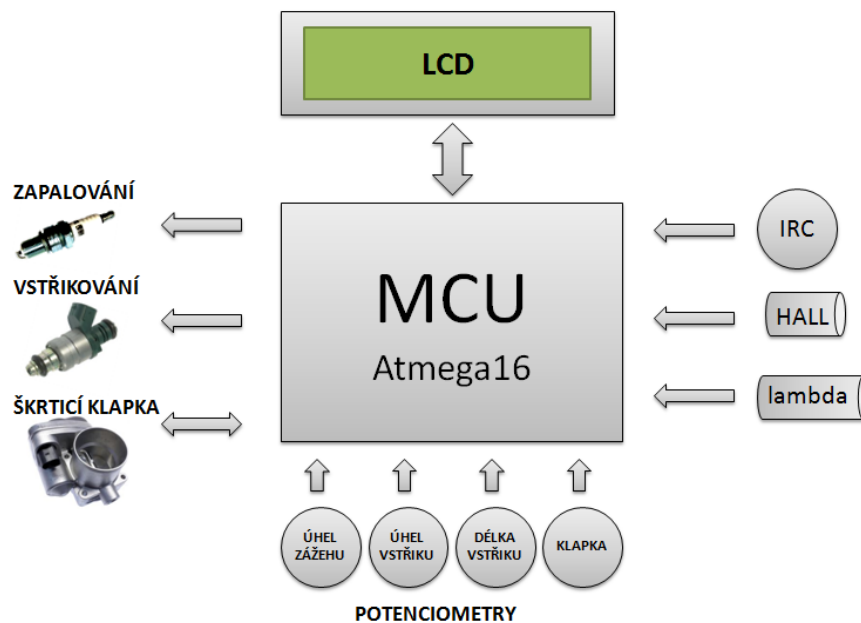
V začátcích vývoje řídicí jednotky byl zvolen mikrokontrolér ATmega16. Základní deska byla vybavena výkonovými prvky pro řízení zapalování, vstřikování a škrticí klapky. Nastavení parametrů zajišťovaly čtyři potenciometry napojené na analogové vstupy mikrokontroléru. Jednotka byla osazena textovým LCD pro zobrazení nastavených parametrů a měřených hodnot. Reálné provedení je na obr. 6.16.



Obrázek 6.16: Řídicí panel

Základní informací pro řídicí algoritmus byla přesná poloha klikového hřídele, kterou zajišťoval inkrementální rotační snímač umístěný na klikovém hřídeli motoru. Poloha byla inkrementována vždy od průchodu pulzu z referenčního snímače, který přichází každou druhou otáčku. Ve dvou otáčkách, které máme zobrazeny jako rozsah 0–720°, jsou obsaženy všechny čtyři pracovní doby čtyřdobého motoru (sání, komprese, expanze, výfuk). Rozlišení polohy bylo nastaveno na 1°, což je pro řízení zapalování dostačující. Pomocí prvního potenciometru bylo možné nastavit úhel, při kterém dojde k sepnutí zapalovacího modulu. Druhým potenciometrem se nastavoval úhel, při kterém je spuštěn elektromechanický vstřikovač. Dalšími potenciometry

bylo možné nastavit délku vstřiku v jednotkách milisekund a úhel natočení škrticí klapky. Blokové schéma řídicí jednotky s mikrokontrolérem ATmega16 je znázorněno na obr. 6.17.



Obrázek 6.17: Blokové schéma ovládacího panelu

S touto jednotkou byly provedeny první testy chodu samotného motoru. Zařízení bylo funkční a stabilní, avšak s postupem vývoje se ukázalo, že výkon kontroléru začíná být nedostačující pro vysoké otáčky motoru a zároveň pro algoritmy zpětno-vazební PID regulace pro škrticí klapku a současně i regulaci množství vstřikovaného paliva. Na základě dalších požadavků jako např. měření tlaku ve válci a měření provozních teplot bylo nutné přejít na výkonnější řídicí systém.

6.8.2 Řídicí jednotka II. Gen – Discovery Kit

Pro základ nové řídicí jednotky byl použit vývojový kit STM32F746G-DISCO výrobce ST Microelectronics, který je zobrazen na obr. 6.18.

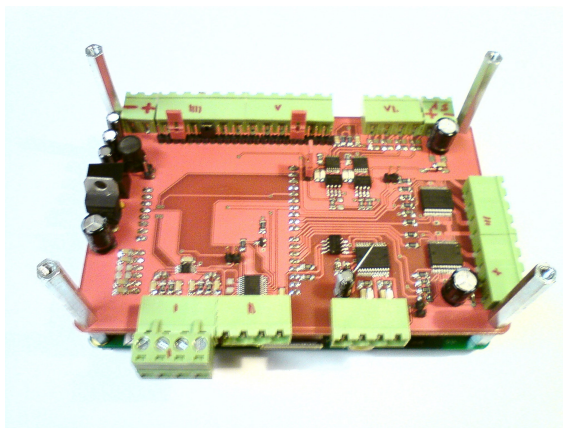


Obrázek 6.18: Řídicí panel s rozšiřující deskou

Zařízení je prodáváno jako vývojový nástroj, avšak díky připojovací patici na spodní straně a vhodné konstrukci, je možné ho použít jako plnohodnotný univerzální řídicí mikro počítač. Kit je osazen mikrokontrolérem ARM řady Cortex M7. Ovládnání je možné za pomoci 4,3 palcového dotykového displeje s rozlišením 480×272 . Ke komunikaci s periferiemi nebo počítačem slouží několik rozhraní, mezi které patří, I2C, SPI, UART, USART, Ethernet.

Rozšiřující modul pro Discovery kit

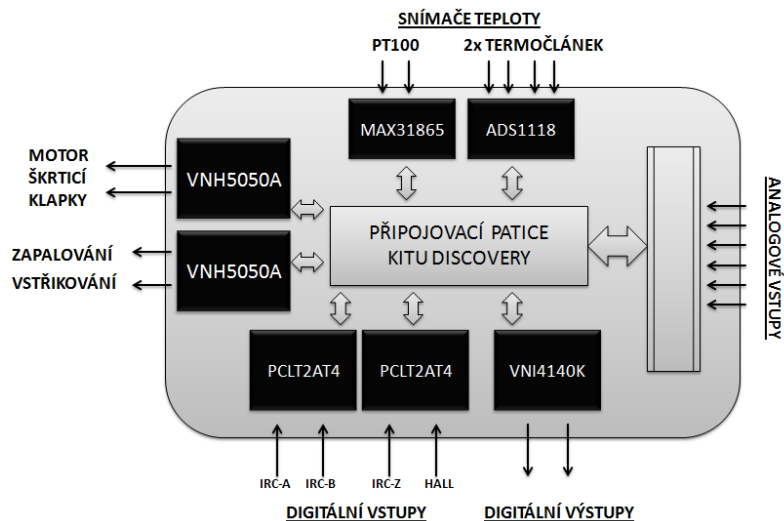
Pro připojení všech požadovaných snímačů a zařízení byl navržen a vyroben připojovací modul, viz. obr. 6.19 se vstupy a výstupy. Koncepce modulu byla navržena tak, aby velikost rozšiřujícího modulu nepřekračovala rozměry řídicího modulu. Kit i rozšiřující modul jsou v sestavě nad sebou.



Obrázek 6.19: Reálné zobrazení rozšiřující desky

Elektrické propojení je pomocí pinových propojek. Výsledkem je kompaktní jednotka, která umožňuje, pokud je třeba, pohodlnou výměnu komponenty. Základní deska rozšiřujícího modulu je osazena moderními integrovanými obvody pro snímače

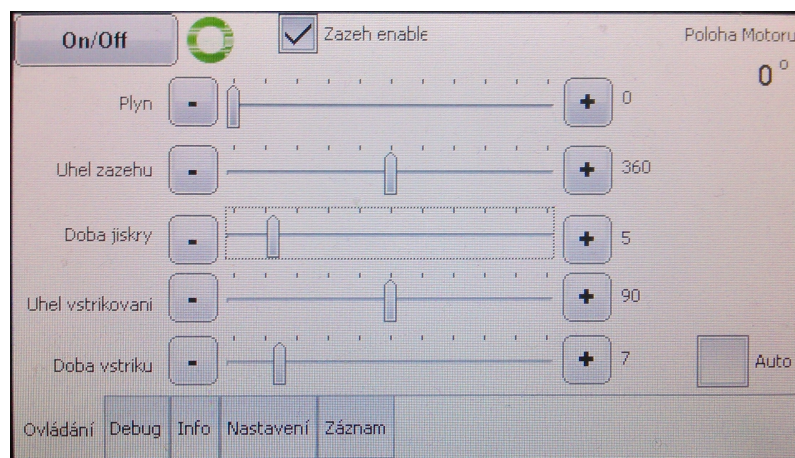
teplot, výkonovými obvody pro řízení DC motoru, vstřikovače, zapalovacího modulu a obvody pro chráněné digitální vstupy a výstupy. Analogové vstupy lze pomocí jumperů konfigurovat na různé napěťové rozsahy. Blokové schéma připojovacího modulu je znázorněno na obr. 6.20.



Obrázek 6.20: Blokové schéma

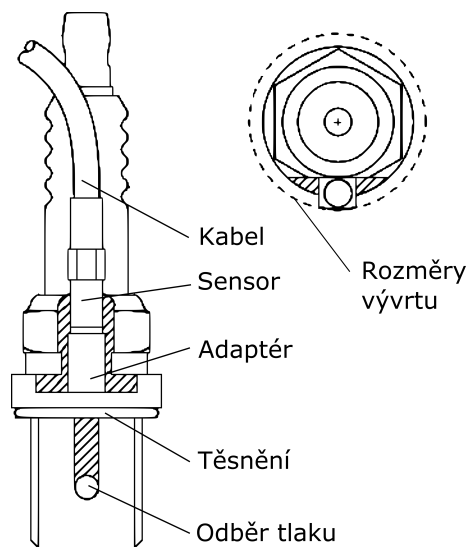
Software Discovery

Software pracuje v režimu „ovládání“ nebo „automatického řízení/regulace“. V režimu manuálním je možné všechny hodnoty měnit pomocí posuvníků na stupnicích. Po jejich stranách byla umístěna tlačítka pro přesnější nastavení hodnoty, neboť během chodu motoru docházelo k vibracím a nastavování hodnot bylo obtížnější. V režimu „auto“ zajišťuje jednotka vstřikování paliva podle požadované hodnoty lambda. Pro zapnutí nebo vypnutí zapalování sloužilo zaškrťovací políčko.



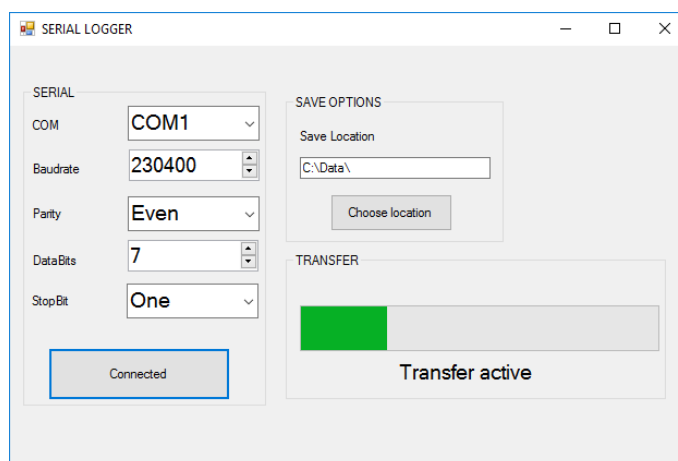
Obrázek 6.21: Ovládací obrazovka

Hodnoty z lambda sondy byly periodicky načítány v režimu DMA. Tímto způsobem se ještě načítala aktuální poloha škrticí klapky. Na obr. 6.21 je zobrazeno grafické rozhraní, které zajišťuje snadné ovládání. Tohoto požadavku bylo docíleno pomocí grafické knihovny. Vzhledem k předpokládané rychlosti vývojového kitu a tím i související požadavky na regulaci veličin se do programu začlenila část, která měla za úkol vyčítat napěťový signál z vysokotlakého snímače tlaku PSIplug od fy. Optrand. Snímač byl umístěn v zapalovací svíčce, která je použita na motoru. Snímač se využívá v případech, kdy není možné hlavu sledovaného motoru opatřit vývrtem pro snímač např. z důvodu nedostatku místa. Schéma snímače je na obr. 6.22.



Obrázek 6.22: Schéma snímače PSIplug [59]

Záznam dat byl uložen do vlastní struktury a následně do nevolatilní paměti. K tomuto účelu byla vytvořena dvě pole. Do prvního se ukládala poloha klikového hřídele a do druhého naměřené hodnoty ze snímače tlaku. Po jednom pracovním cyklu motoru se data překopírovala do většího pole. Po padesáti cyklech došlo k naplnění pole a to bylo uloženo na přenosnou paměťovou kartu. S tímto se současně uložil ještě soubor, na kterém byly aktuální hodnoty nastavení motoru. Vzájemný přístup zápisu a čtení polí byl řešený pomocí mutexu. Nejprve byla k ukládání použita SD karta s middlewaremFatFS. Middleware se ukázal na této platformě a ve verzi R0.11 jako problémový a nebylo možné potřebnou velikost dat zapsat na SD kartu. Jako alternativní metoda pro ukládání dat se využilo rozhraní UART. Převodník na základní desce kitu emuloval v připojeném počítači COM port a převáděl tak UART na USB. Pro připojený počítač byl napsán program v softwaru WPF (Windows Presentation Foundation), který je platformou pro tvorbu univerzálních aplikací s grafickým rozhraním pod operačními systémy Windows. Tento program sbíral a ukládal data do souboru ve formátu .csv na pevný disk počítače. Okno programu je vyobrazeno na obr. 6.23. Přenos dat tímto způsobem probíhal v pořádku, pouze při vyšších otáčkách nebylo čtení z analogových vstupů dostatečně rychlé.

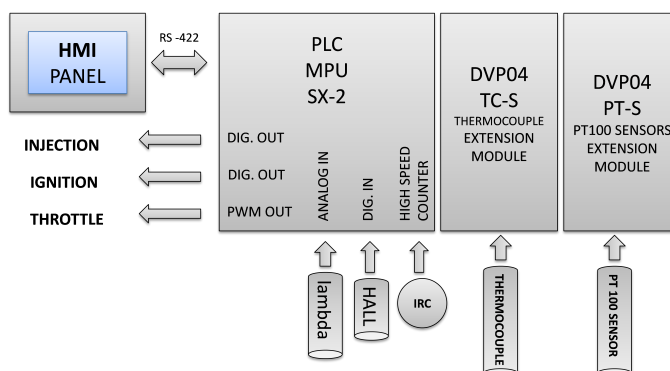


Obrázek 6.23: Vyobrazení programového prostředí

Takto navržená řídicí jednotka se zdála být výhodnější než předcházející řídicí systém. Mezi výhody patřil větší rozsah regulace požadovaných veličin, zaznamenávání dat, které bylo možné dále zpracovávat. Současně s tím byla jednotka schopna zaznamenávat data, která byla možné v tabulkovém procesoru dále zpracovat. Současně s tím byla jednotka schopna zaznamenávat data z vysokotlakého snímače Optrand. Nicméně se zde začaly projevovat první nedostatky s rychlostí řízení, což se projevovalo nepravidelným chodem motoru. Popsaný řídicí systém nebyl proto dále používán a byl místo toho navržen řídicí systém na bázi průmyslového PLC.

6.8.3 Řídicí jednotka III. Gen – PLC

Blokové schéma jednotky založené na PLC je na obr. 6.25. Zařízení sestává z programovatelného kontroleru (DVP-SX2) a rozšiřujících modulů (DVP04PT-S a DVP04TC-S) pro čtení signálů ze snímačů teploty typu Pt100 a termočláunku typu K. Signál z inkrementálního snímače otáček je připojen na vysokorychlostní vstup kontroleru. Signál ze snímače bohatosti směsi je přiveden na analogový vstup kontroleru. Výstupní signály jsou přivedeny na rozšiřující modul, který následně reguluje škrticí klapku, vstřikovač paliva a zapalovací modul.



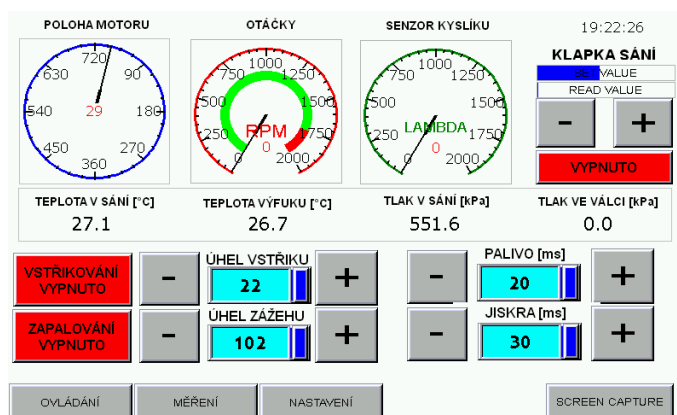
Obrázek 6.24: Blokové schéma řídicí jednotky

Řídicí program

Princip regulace je podobný jako v předchozích variantách řešení. Signál z inkrementálního snímače je snímán vysokorychlostním vstupem. Pokud je aktuální poloha snímače shodná s požadovanou hodnotou počátku vstřiku nebo zážehu, vyšle jednotka signál do výkonového prvku, který zajistí přeskok jiskry, případně otevře vstřikovač. V případě vstřikovače je současně aktivován časovač, který zajišťuje požadovanou délku vstřiku. Po uplynutí požadované doby časovač deaktivuje vstupy. Škrticí klapka je řízena pomocí PWM regulace. Úhel natočení škrticí klapky je zpětnovazebně kontrolován pomocí snímače umístěného ve škrticí klapce.

6.8.4 Ovládací prostředí

Ovládání bylo vytvořeno s využitím dotykového displeje. Druhou možností ovládání byla komunikace přes programovací kabel propojený s počítačem. Na displayi se zároveň zobrazují aktuální hodnoty teplot a tlaku v sacím potrubí. Změna regulovaných veličin je možná pomocí softwarových tlačítek. Řídicí obrazovka je vyobrazena na obr. 6.25



Obrázek 6.25: Schéma ovládací obrazovky

Poslední navržený systém splňoval, po teoretické, stránce všechny předpoklady ke správnému fungování. Nicméně doba potřebná na zpracování programu byla delší než se předpokládalo. Během chodu motoru se projevovalo zpoždění v průběhu vykonávání programové smyčky. Zpoždění vedlo k posunu počátku zážehu a otevření vstřikovače. To následně způsobilo silnou nerovnoměrnost chodu motoru, která byla nepřijatelná pro další měření. Na základě této zkušenosti došlo k úpravě programu a vstupní signál natočení byl odebírán ze snímače natočení umístěného na vačkovém hřídeli. Tato úprava měla snížit množství vstupních informací a zajistit tak dostatek času na provedení programu. Ani tato úprava nepřinesla požadované výsledky a chování se o mnohé nelišilo od předchozího stavu. Nastalá situace vedla k finálnímu rozhodnutí a to použití programovatelné řídicí jednotky od výrobce EFI. Závěrem je nutné uvést, že použití PLC pro řízení motoru je možné, jak dokládá článek [60]. Dá se však předpokládat, že cena PLC bude násobně vyšší, než tomu bylo v tomto případě.

6.8.5 Řídicí jednotka IV. Gen – EFI

Provedené zkoušky ukázaly, že návrh řídicí jednotky motoru, která bude spolehlivě pracovat, vyžaduje větší množství času. Z tohoto důvodu byla pro další experiment použita zakoupená řídicí jednotka od fy. EFI. Jmenovitě se jedná o typ Euro 4. Možnosti nastavení jsou velmi rozsáhlé a pro dané měření byly využity základní funkce nastavení úhlu zážehu a možnosti nastavení vstřikovače, jako je množství dodaného paliva a počátek vstřiku paliva. Další funkce, jako závislosti různých veličin na teplotách, byly pro první měření potlačeny. Zpětnovazebná regulace byla pro první zkoušky motoru použita, následně byla taktéž deaktivována.

Instalace jednotky na motor se obešla bez problémů. Díky univerzálnosti, se kterou se přistupovalo k původním řešením, se pomocí vhodných propojek zapojily požadované snímače, vstřikovač a zapalovací modul. Jedinou dodatečnou montáží bylo zapojení nového časovacího kotouče a Hallova snímače na klikový hřídel.

Programové prostředí pro nastavení jednotky je rozděleno na několik oddílů ve kterých se nastavují parametry motoru jako je počet válců, pořadí zapalování atd. V editoru datových polí je možné upravovat hodnoty regulovaných a požadovaných veličin. Další možností je sledování různých veličin, které je možné v editoru tohoto oddílu možné upravit dle potřeb. Na obr. 6.26 je vidět datové pole délky otevření vstřikovače v závislosti na otáčkách a otevření škrticí klapky.

TPS \ RPM	86.261	115.015	201.276	402.552	603.828	805.104	891.365	1006.379	1207.655	1408.931	1610.207	1811.483	2099.02
0	10914	10914	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
1.172	10914	10914	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
1.553	10914	10914	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
3.125	10914	10914	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
3.506	11302	11302	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
5.079	11496	11496	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
5.859	4997	11593	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
7.031	4997	11787	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
7.813	4997	11884	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
8.984	4997	11884	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
10.156	4997	11884	8004	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
14.844	11884	11884	11884	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	15968	11884	11884
19.922	11884	11884	11884	5967	5967	8489	8489	8489	5967	5967	8004	11884	11884
25	11884	11884	11884	5967	5967	8489	8974	8974	8974	5967	8004	11884	11884
28.125	11884	11884	11884	5967	5967	8489	8974	8974	8974	5967	8004	11884	11884
28.125	11884	11884	8004	5967	5967	8489	8974	8974	8974	7034	7034	11884	11884
35.156	11884	11884	8004	5967	5967	8489	8974	8974	8974	7034	7034	11884	11884
50	11884	11884	8004	5967	5967	8489	8974	8974	8974	7034	7034	11884	11884
99.609	11884	11884	8004	5967	5967	8489	8974	8974	8974	7034	7034	11884	11884

Obrázek 6.26: Datové pole řídicí jednotky

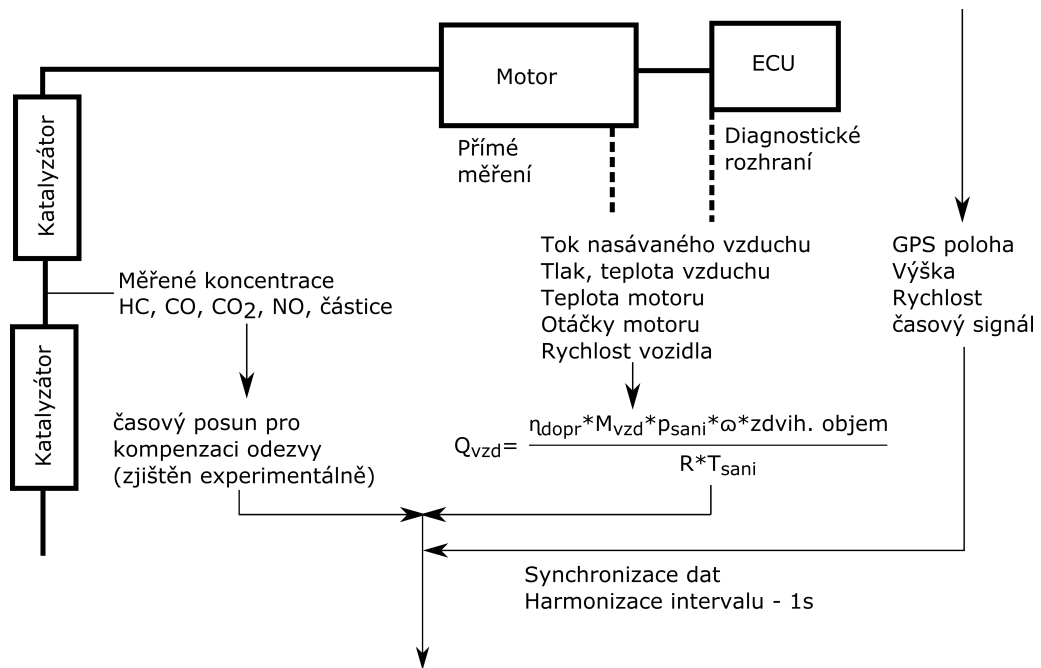
6.9 PEMS

Pro měření výfukových emisí bylo použito přenosné měřicí aparatury (PEMS) dle konceptu Vojtíška a Cobba [61] v provedení sestaveném na TU v Liberci za účelem měření emisí za reálného provozu [62]. Zařízení je vyobrazeno na obr. 6.27 a jeho schéma je na obr. 6.28.



Obrázek 6.27: Použitá emisní aparatura [62]

Spaliny jsou odebírány z výfukového potrubí pomocí elektricky vodivé hadice o průměru 6 mm. Hadice je napojena do odkalovací nádoby, kde je vzorek zbaven vody a větších nečistot. Ochlazený vzorek je následně ohřát v olejové lázni na 55–60 °C. Vzorek je následně rozdělen do dvou proudů. První část vzorku je přiváděna do dvojice servisních analyzátorů, kde jsou koncentrace emisí HC , CO a CO_2 měřeny nedisperzním infračerveným (NDIR) analyzátozem. Koncentrace NO a O_2 jsou měřeny elektrochemickými články. Druhá část rozděleného vzorku je vedena do fotometru, kde je koncentrace částic měřena metodou dopředného rozptylu laserového paprsku. Celková délka částic je měřena pomocí ionizační komory.



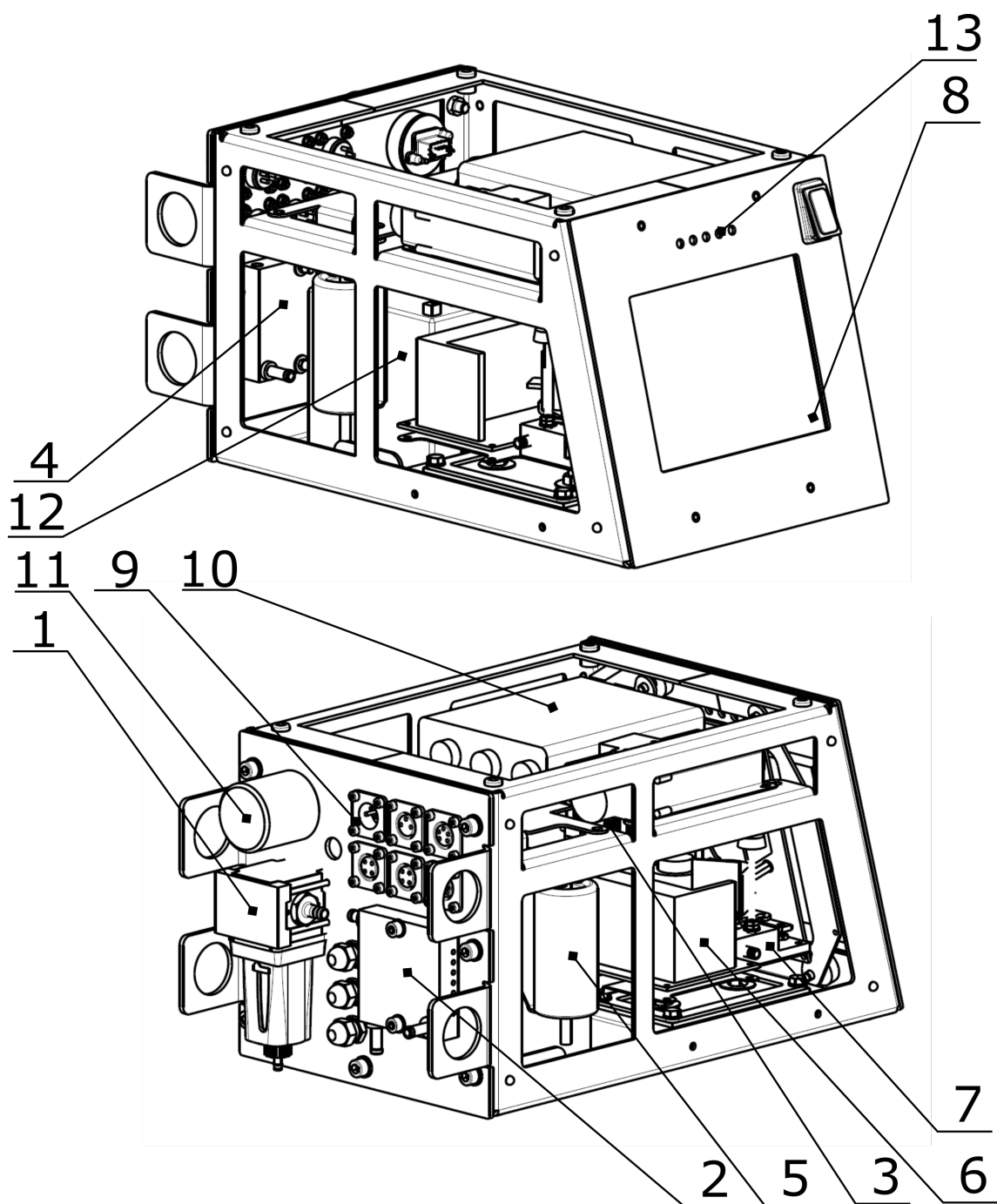
1. Výpočet toku výfukových plynů
(tok nasávaného vzduchu, složení vzduchu, paliva, emisí)
2. Hmotnostní tok emisí = konst. * koncentrace * tok výf. plynů
3. Spotřeba paliva = emise uhlíku (PM, HC, CO, CO2) / podíl uhlíku v palivu
Integrace: Emise na test, km, kg paliva
Záznam dat po 1s

Obrázek 6.28: Blokové schéma zařízení PEMS [61]

6.10 Mini-PEMS

V rámci této práce byly provedeny konstrukční a vývojové úpravy použitého zařízení za účelem vylepšení některých jeho parametrů. Následující popis se týká již upraveného zařízení.

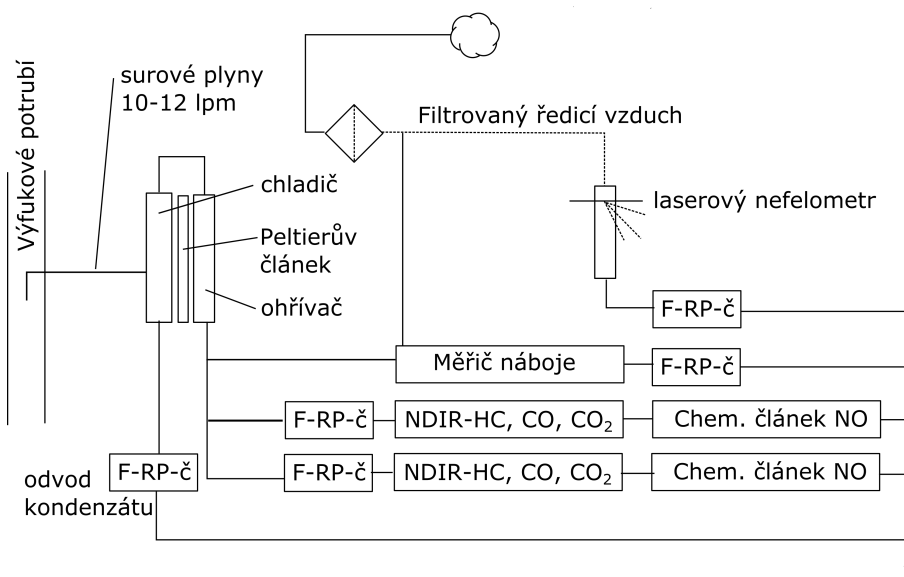
Schématicky je zařízení vyvedeno na obr 6.30. Měřené (neředěné) výfukové plyny jsou odebírány z výfukového potrubí pomocí nerezové sondy a vedeny přes čistič s odkalovačem (1) do chladiče spalin (2). Chlazení spalin zajišťuje Peltierův článek,



Obrázek 6.29: Schéma analyzátoru

který je usazen do vyfrézovaného prostoru chladiče. Odvod kondenzátu z chladiče zajišťuje peristaltické čerpadlo. To je usazeno do bloku (3), který obsahuje čerpadlo pro nasávání měřeného vzorku. Suché a ochlazené spaliny jsou vedeny do ohřívače (4), který je ve vnitřním prostoru analyzátoru. Toto uspořádání je z důvodu zajištění vyšší teploty uvnitř zařízení, tolik důležité pro zamezení případné kondenzace složky spalin uvnitř měřicích analyzátorů. Ohřev je prováděn pomocí „teplé“ strany Peltierova článku, jehož druhá „chladná“ strana je využita pro chlazení. Vzorek

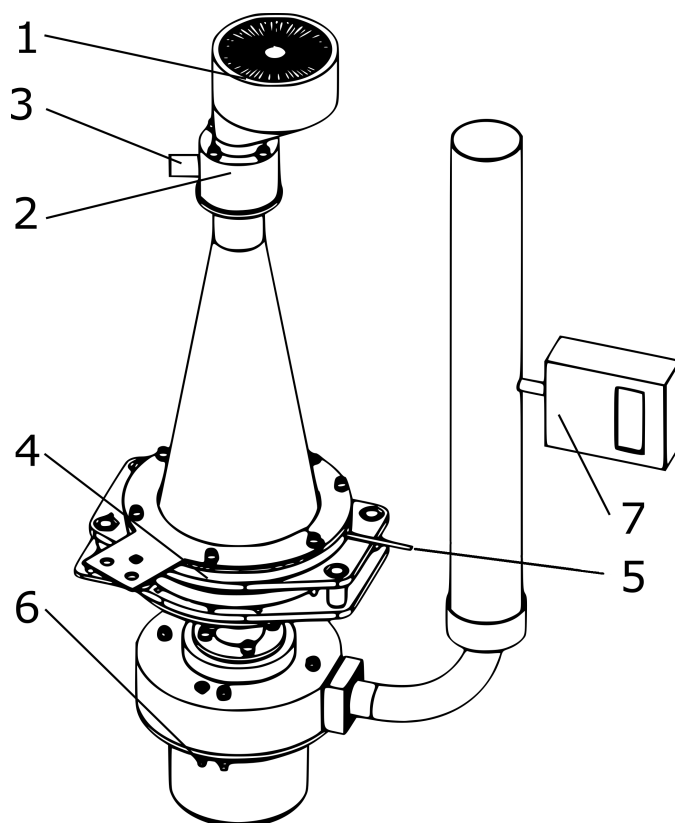
ohřátý na přibližně 60 °C prochází přes jemný filtr (5) do dvou upravených analyzátorů třídy BAR-97. Emise CO , HC a CO_2 byly měřeny nedisperzním infračerveným analyzátozem (6) a emise NO byly měřeny pomocí elektrochemických článků (7). Data byla po sériové lince posílána do průmyslového počítače (8). Na zadní stěně analyzátoru je umístěno několik konektorů (9) pro připojení snímačů tlaku, teploty, otáček motoru a antény GPS modulu. Tyto konektory jsou propojeny s modulem externích snímačů (10), jehož výstupní signály jsou dále zpracovány. Komunikace probíhala po sériovém rozhraní. Data jsou průběžně ukládána na paměťové médium (11). Zařízení bylo napájeno z akumulátoru (12) o jmenovitém napětí 12 V a kapacitě 12 Ah, který zajišťoval provoz zařízení po dobu 3–4 hodin. Pro rychlé určení stavu baterie slouží světelná indikace (13). Hmotnost celého zařízení bez externích snímačů a nabíječky je 9,2 kg. Hlavní rozměry jsou 40×21×22 cm.



Obrázek 6.30: Blokové schéma přenosného analyzátoru emisí [63]

6.11 Mini-CVS

Vzorkovač s konstantním průtokem je zařízení nasávající celý objem výfukových plynů, které jsou následně ředeny vzduchem. Takto připravená směs prochází filtrem na který se usadí částice obsažené ve spalínách. Pro zjišťování plynných koncentrací je CVS vybavena odběrnými místy před a za filtrem. Z těchto míst je možné vzorek vést do dalších analyzátorů. Jednoduché zařízení tohoto typu je zobrazeno na obr. 6.31.



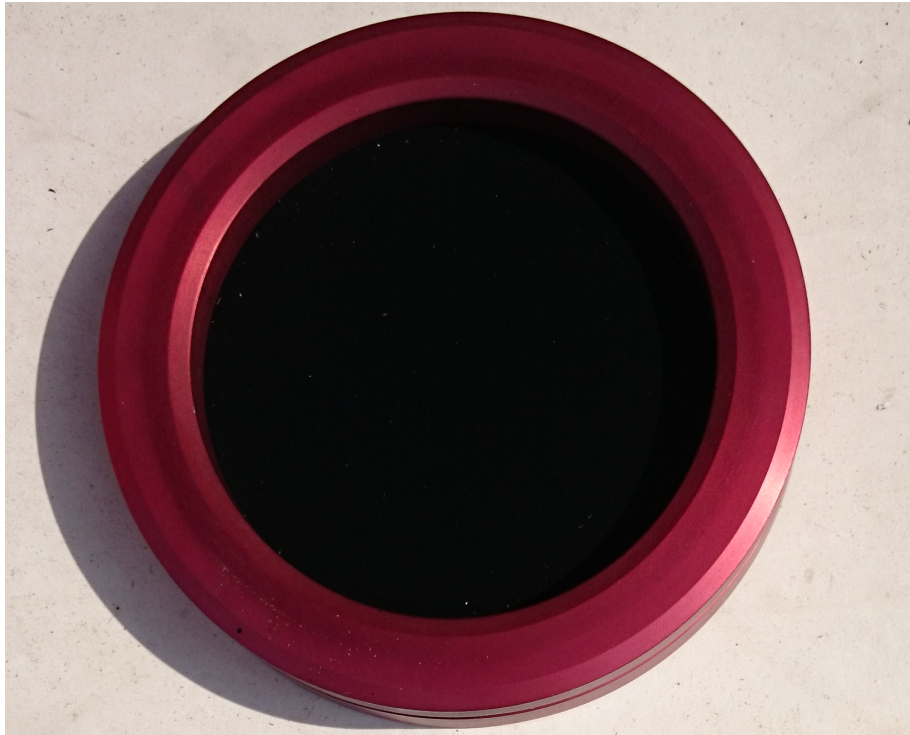
Obrázek 6.31: Schéma vzorkovače s konstantním průtokem [64]

Nasávaný ředící vzduch je filtrován přes účinný HEPA filtr (1), který je přiveden do směšovače (2), do kterého jsou kolmo na směr toku vzduchu přivedeny spaliny (3). Takto vzniklá směs je dále vedena přes rozšiřující se tělo zařízení na filtr (4) o průměru 150 mm, který zachytává částice obsažené ve spalinách. Pro kontinuální měření emisí je možné využít odběrné místo (5) před a nebo za filtrem. Nařaděné spaliny jsou nasávány pomocí podtlakové turbíny (6) na jejímž výstupu je umístěn průtokoměr (7). Ředící poměr vzduchu se spalinami je možné udržovat na požadované hodnotě pomocí otáčkové regulace turbíny.

Na obr. 6.32 je zařízení sestavené z výše uvedených přístrojů, do kterých jsou spaliny vedeny pomocí tepelně izolované nerezové hadice. Současně je toto zařízení vybaveno baterií pro napájení zařízení. Pro napájení podtlakové turbíny je vyžadováno síťové napětí. V případě, že nebylo možné zajistit přívod elektrické energie ze sítě, byla využita přenosná centrála, popřípadě měnič napětí, který byl napájen z baterie. Pro snadnější manipulaci se zařízením je celá sestava umístěna na ručně vedený vozík. Na obrázku 6.33 je zobrazen filtr vystavený spalinám z travní sekačky během měřicího cyklu.



Obrázek 6.32: Schéma sestavy zařízení pro měření emisí



Obrázek 6.33: Zanesení filtračního materiálu po zkušebním cyklu

7 Zařízení použitá k experimentům

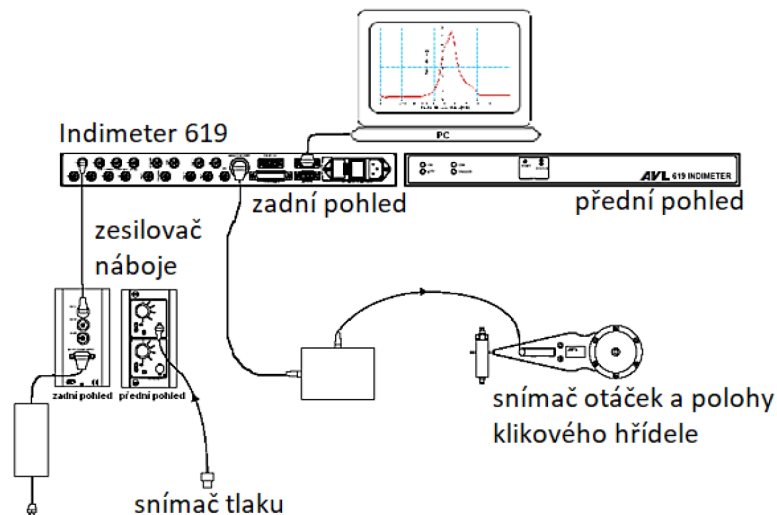
V průběhu prací se na stanovišti vyzkoušelo několik variant řízení a měření veličin. V této části práce je popsána finální konfigurace stanoviště a v následujících odstavcích popsány samotná zařízení, která se během měření používala.

7.1 Finální konfigurace

Finální konfigurace sestává ze zkušebního stanoviště, které bylo dodatečně upraveno. Úprava se týkala změny snímání polohy klikového hřídele. Původně byl použit snímač (7) na obr. 6.1. Tento snímač byl vyřazen z provozu a nahrazen časovacím kotoučem s 12-ti zuby, umístěný mezi zkušební jednoválec a elektromotor. Z tohoto kotouče byl signál přiveden do řídicí jednotky EURO IV. Snímač na vačkovém hřídeli (18) byl ponechán. Snímání tlaku pomocí snímače PSI Plug nebylo ve finální verzi realizováno. Namísto toho bylo využito indikační zařízení od fy. AVL. Snímání bohatosti směsi bylo řešeno pomocí dvou širokopásmových lambda sond. Signál z první skokové lambda sondy byl použit pro nastavení stechiometrické směsi λ_s a signál z druhé – širokopásmové sondy byl používán pro nastavení bohatosti směsi v režimu asistované detonace. Skoková lambda sonda byla připojena na řídicí jednotku s možností zpětnovazební regulace bohatosti směsi podle datového pole – pokud byla aktivována. Současně sloužila k porovnání hodnot s druhou lambda sondou. Širokopásmová lambda sonda byla připojena přes vyhodnocovací jednotku k počítači, kde byla přes dodaný software zobrazována hodnota bohatosti. Stanoviště bylo dále vybaveno aparaturou na měření emisí a spotřeby paliva.

7.2 Vysokotlaká indikace

Pro vybrané režimy byl proveden záznam vysokotlaké indikace pomocí zařízení AVL Indimeter 619. Zařízení sestává z nábojového zesilovače, snímače polohy klikového hřídele, piezoelektrického snímače tlaku GU21D a sondy snímající signál pro určení počátku zážehu jiskry. Zaznamenaná data byla následně zpracována v programu Concerto, téhož výrobce.



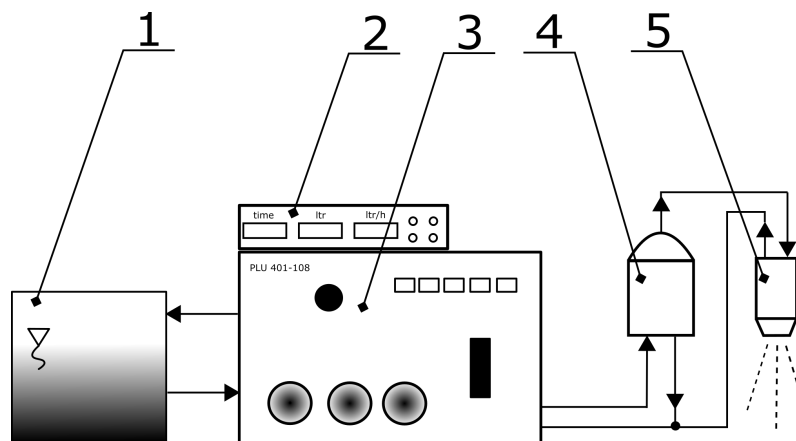
Obrázek 7.1: Napětí na elektrodě v závislosti na bohatosti směsi [65]

7.3 Emisní aparatura

Pro měření emisí byla použita aparatura popsaná v kapitole 6.9.

7.4 Měření spotřeby paliva

Měření spotřeby paliva zajišťuje univerzální měřicí systém PLU 401–108 (3). Jako zobrazovací jednotka je použit přístroj VAZ–2E (2). Schéma zapojení na obr. 7.2. Zapojení dále obsahuje nádrž (1), palivový filtr (4) a samotný vstřikovač (5).



Obrázek 7.2: Schéma zapojení měřicí aparatury

7.4.1 Spotřeboměr PLU 401–108

Princip spotřeboměru PLU je založen na principu měření diferenciálního tlaku. Speciálně konstruovaný píst zachycuje změny v průtoku, které vedou k tlakové diferencii. Ta se projevuje pohybem pístu. Pohyb je pomocí optického snímače převeden na elektrický signál, který je následně použit pro porovnání s analogovým signálem, který je závislý na počtu otáček zubového čerpadla. P–I regulace mění otáčky stejnosměrného motoru tak dlouho, až se rozdíl tlaku na pístu rovná nule. Na elektromotoru zubového čerpadla je umístěn snímač impulsů, který je pomocí elektroniky upraven na digitální a nebo analogový výstup.

7.4.2 Zobrazovací jednotka VAZ–2E

Zobrazovací jednotka je připojena na digitální nebo analogový výstup měřiče spotřeby PLU. Zpracovaný signál udává spotřebu paliva v závislosti na čase. Výstup měřiče spotřeby zobrazuje: délku měřeného úseku, celkovou spotřebu v litrech za měřený časový úsek a přepočítanou hodnotu spotřeby paliva v litrech za hodinu.

8 Experimentální část

Experiment byl rozdělen na tři části. V první byl měřen motor bez přídavné komůrky ve spalovacím prostoru. Tímto se získala referenční data pro porovnání. V druhé části je spalovací prostor vybaven komůrkou se zapalovací svíčkou. Použití komůrky bylo zařazeno do měření z důvodu snížení variability cyklu a zároveň vytvoření prostoru, ve kterém by se mohly udržovat zbytky produktů, po pracovním cyklu použitelné, pro získání podmínek pro stabilizaci chodu motoru v detonačním režimu spalování. Třetí část měření je zaměřena na detonační spalování. Tento režim byl provozován s komůrkou ve spalovacím prostoru.

Ve všech grafech jsou, kromě naměřených průtahů veličin y_i , uvedeny navržené regresní funkce, vypočtené z požadavků minimálního součtu druhých mocnin odchylek skutečných a regresních funkcí $f(x_i)$. Výpočet těchto funkcí byl proveden pomocí minima součtové funkce.

$$Q = \sum^n [y_i - f(x_i)]^2 \quad (8.1)$$

Navržená funkce má parametry p_1, p_2, \dots, p_n a jejich velikost se určí ze souboru parciálních derivací podle parametrů

$$\frac{\partial Q}{\partial p_1} = \frac{\partial Q}{\partial p_2} = \dots = \frac{\partial Q}{\partial p_n} = 0 \quad (8.2)$$

Ve většině naměřených veličin je volena regresní funkce typu

$$f(x_i) = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_i^2 \quad (8.3)$$

zaručující dostatečnou hodnotu těsnosti dle koeficientu determinace (8.4) cca 0,95 a vyšší. Koeficient determinace dle vztahu

$$R^2 = 1 - \frac{\sigma_{xy}^2}{\sigma_y^2} \quad (8.4)$$

8.1 Režim zážehový

Pro měření byly zvoleny režimy, při kterých se měnily otáčky motoru a kompresní poměr. Ve všech režimech byla snaha dosáhnout středního indikovaného tlaku 6 barů. Této hodnoty bylo dosaženo úpravou předstihu zážehu, současně s tím se sledovala variabilita cyklů, která vykazovala vyšší hodnoty. Přesná hodnota byla vyhodnocena z indikace a následně použita pro výpočet dalších veličin. V každém režimu byla provedena vysokotlaká indikace, naměřena velikost emisí, výsledná spotřeba paliva a účinnost motoru. Režimy jsou vyobrazeny v tabulce 8.1.

Tabulka 8.1: Měřené zkušební režimy

	Otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
Kompresní poměr	10	1	2	3	4
	12	5	6	7	8
	14	9	10	11	12

Hodnoty otáček motoru a kompresního poměru pro režimy 1–12 byly nastaveny dle tab. 8.1. Další parametry jsou v tabulce 8.7.

Tabulka 8.2: Parametry nastavení

	Hodnoty		
Kompresní poměr	ϵ	dle tab. 8.1	[–]
Bohatost směsi	λ_s	dle tab. 8.3	[–]
Předstih zážehu	α_{zaz}	dle tab. 8.4	[°KH]
Úhel natoč. škrticí klapky	α_{sk}	dle tab. 8.5	[°]
Střední ind. tlak	IMEP	dle tab. 8.6	[bar]
Teplota sání	$t_{sání}$	40	[°C]

Bohatost směsi byla nastavována dle širokopásmové lambda sondy. Dosažená bohatost směsi je vypočtena dle vzorců 8.5 a 8.6 do kterých byly dosaženy známé hodnoty spotřeby paliva a geometrické rozměry motoru. Výsledná bohatost směsi je uvedena v tab. 8.3.

$$\dot{m}_{vzd} = \vartheta_{pr} \cdot V_{z/1} \cdot i \cdot \eta_d \cdot \rho_v \cdot \frac{n}{2 \cdot 60} \quad (8.5)$$

$$\lambda_s = \frac{\dot{m}_{vzd}}{\dot{m}_{pal} \cdot L_{vt}} \quad (8.6)$$

Tabulka 8.3: Vypočtená bohatost směsi

	Otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
Kompresní poměr	10	0,87	0,91	0,96	0,98
	12	0,84	0,89	0,93	0,98
	14	0,85	0,88	0,94	0,98

Tabulka 8.4: Nastavený předstih zážehu

	Otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
Kompresní poměr	10	17	23	25	27
	12	12	17	17	20
	14	6	8,5	13	14

Tabulka 8.5: Úhel natočení škrticí klapky

	Otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
Kompresní poměr	10	3,5	3,1	3,5	3,5
	12	3,5	3,5	3,5	3,5
	14	3,5	3,5	3,5	3,5

Tabulka 8.6: Naměřený střední indikovaný tlak

	Otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
Kompresní poměr	10	6,3	6,1	5,9	5,8
	12	6,2	6,1	6,0	5,8
	14	6,0	5,8	5,7	5,6

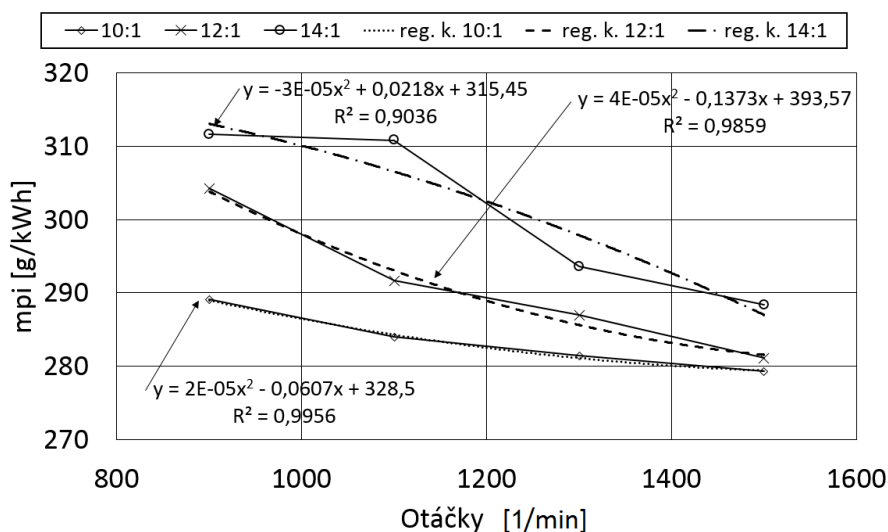
8.1.1 Spotřeba paliva a účinnost

Pro výpočet spotřeby paliva a celkové účinnosti byly použity následující vzorce 8.7 a 8.8, do kterých byly dosazeny naměřené hodnoty. Přehledně jsou zobrazeny v grafu 8.1. Pro výpočet spotřeby paliva je uvažována měrná spotřeba paliva na indikovaný výkon.

$$mpi = \frac{1000 \cdot Mp}{Pi} \quad (8.7)$$

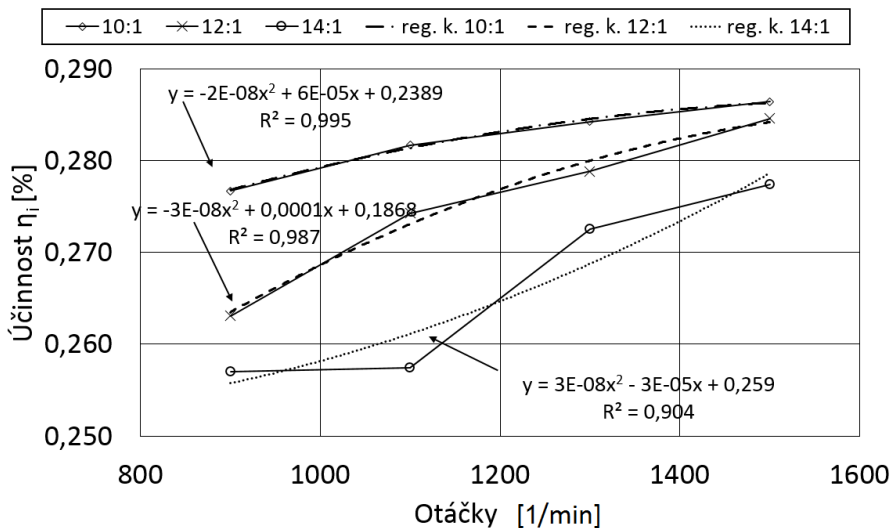
$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_u \cdot mpi} \quad (8.8)$$

kde H_u má hodnotu pro benzín 42,5 MJ/kg.



Obrázek 8.1: Graf spotřeby paliva

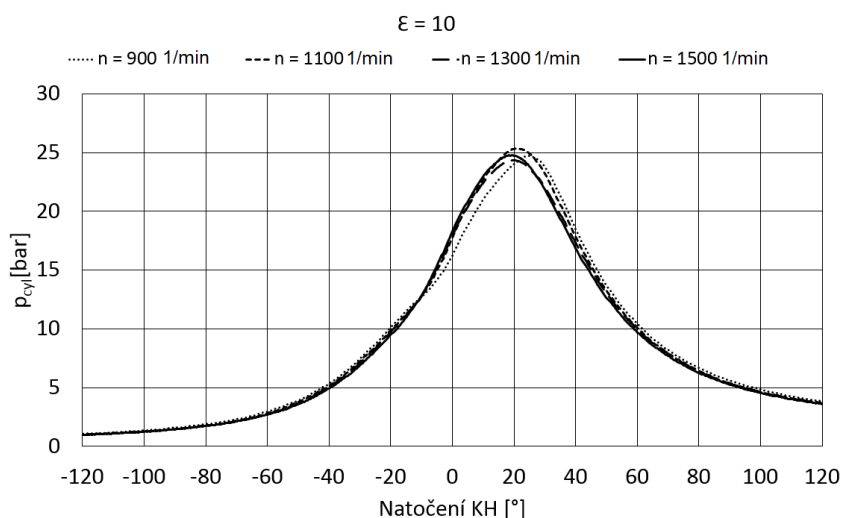
Naměřená účinnost motoru je zobrazena na obr. 8.2. Z obrázku je patrný trend zvyšování účinnosti s rostoucími otáčkami. Ty by mohly mít jistý vliv na účinnost, ale spíše je tento výsledek vhodné připsat měnícímu se předstihu zážehu, který bylo potřeba měnit z důvodu zamezení detonačního spalování. Vliv předstihu bude vysvětlovat i pokles účinnosti s rostoucím kompresním poměrem.



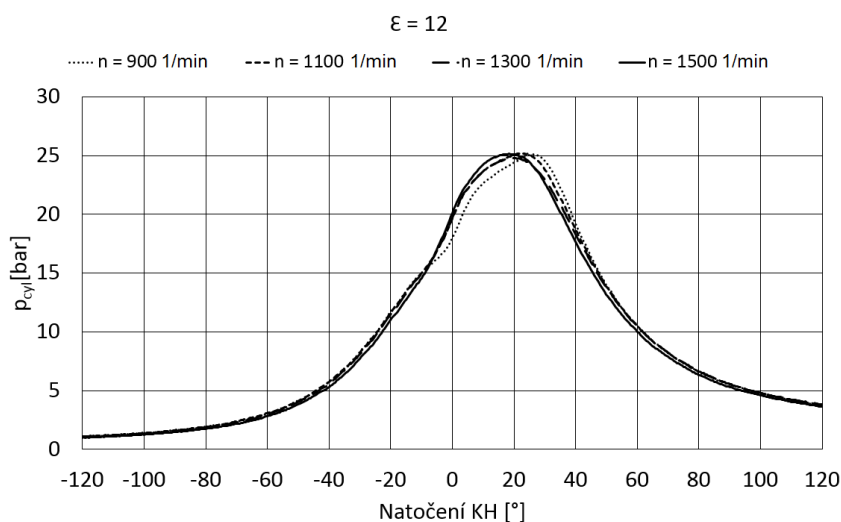
Obrázek 8.2: Indikovaná účinnost

8.1.2 Vysokotlaká indikace

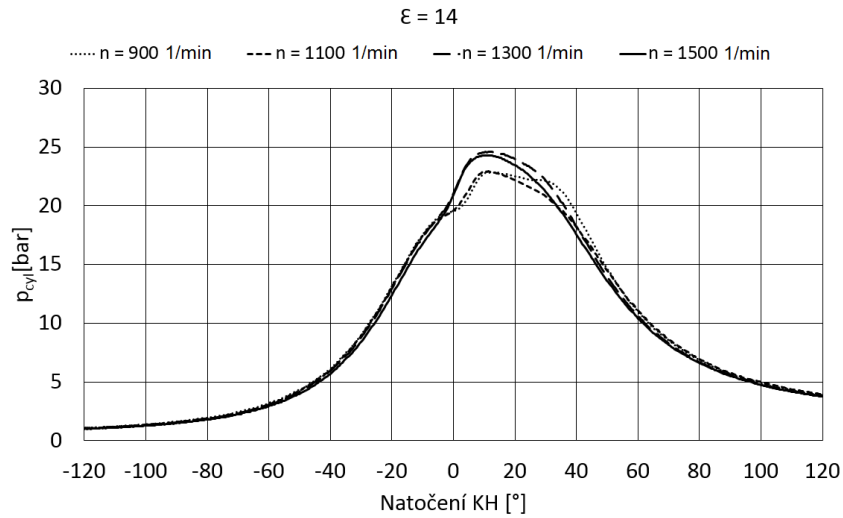
Vyhodnocení vysokotlaké indikace je uvedeno na obrázcích 8.4, 8.5, 8.3. Z vysokotlaké indikace pro zážehový režim bez komůrky je patrný nárůst tlaku neobvykle za horní úvratí. Při různých nastaveních se nedosáhlo požadovaného posunutí maximálního tlaku do obvyklé hodnoty, přibližně 8° za horní úvratí. U kompresního poměru 14 došlo k posunutí maxima spalovacího tlaku blíže k horní úvratí. Předpokládá se, že rozvíření náplně bude nízké, z důvodu počtu otáček a tvaru potrubí. Tato skutečnost by tedy mohla mít vliv na průběh hoření ve válci. Současně s tím lze předpokládat vliv polohy svíčky na průběh hoření ve spalovacím prostoru. Nárůst maximálního spalovacího tlaku v závislosti na zvýšení kompresního tlaku není znatelný, resp. jeho změna byla potlačena změnou předstihu zážehu.



Obrázek 8.3: Graf vysokotlaké indikace



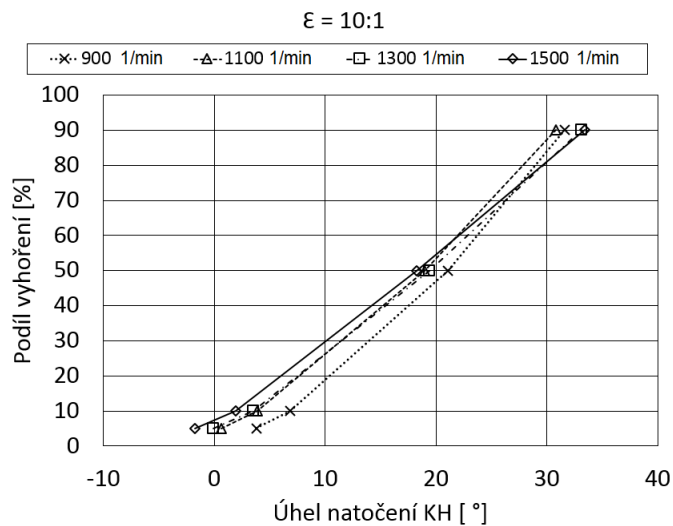
Obrázek 8.4: Graf vysokotlaké indikace



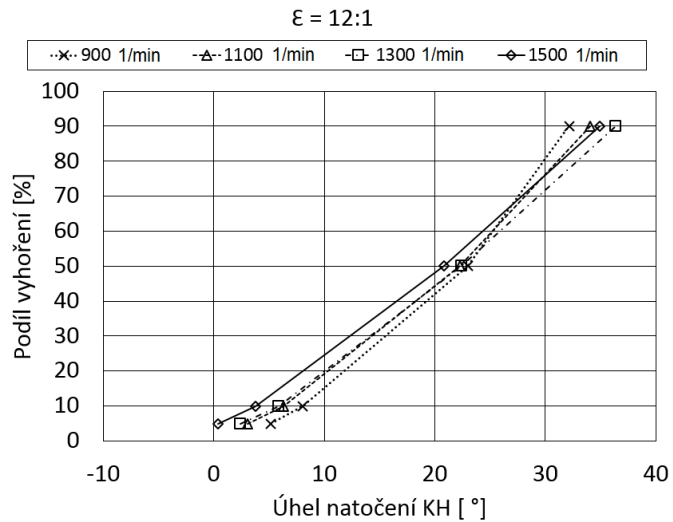
Obrázek 8.5: Graf vysokotlaké indikace

8.1.3 Průběh vyhořívání paliva

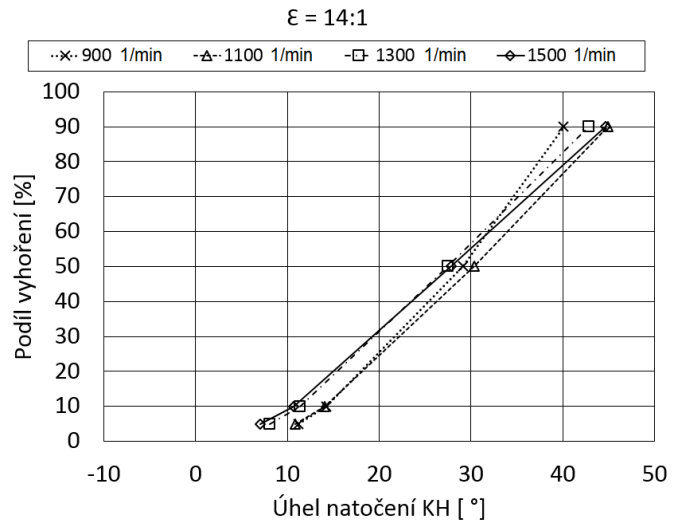
Pro ucelnější představu o hoření ve spalovacím prostoru motoru, bylo ze získaných dat provedeno vyhodnocení průběhu vyhoření náplně na natočení klikového hřídele. Analýza byla provedena pro obvyklé hodnoty vyhoření náplně. Údaje jsou pro vyhoření 5 %, 10 %, 50 % a 90 % celkové náplně dodané do pracovního oběhu. Z grafů 8.6, 8.7, 8.8 je patrné, že hoření probíhá pomaleji, což odpovídá naměřeným průběhům tlaků.



Obrázek 8.6: Podíl vyhoření směsi



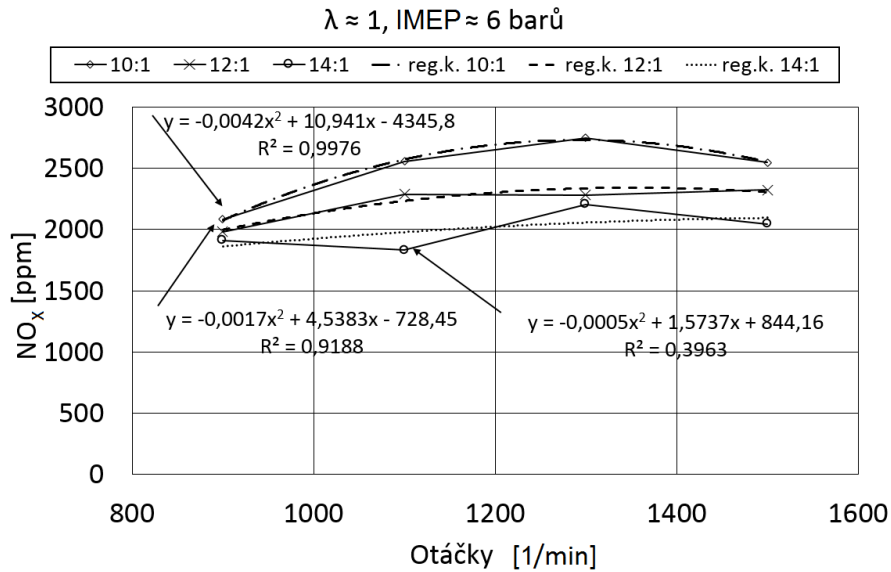
Obrázek 8.7: Podíl vyhoření směsi



Obrázek 8.8: Podíl vyhoření směsi

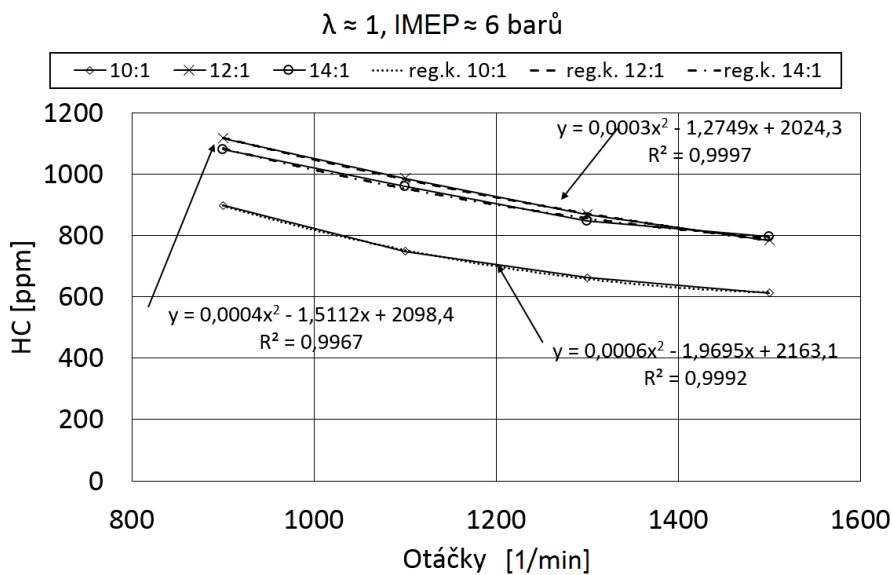
8.1.4 Emise

Níže uvedené emise byly naměřeny na motoru v původním stavu. Jejich hodnoty slouží k porovnání s ostatními zkoušenými režimy. Emise NO_x jsou vykresleny na obr. 8.9. Naměřené hodnoty jsou obvyklé pro zážehové motory spalující stechiometrickou směs.



Obrázek 8.9: Koncentrace emisí oxidů dusíku

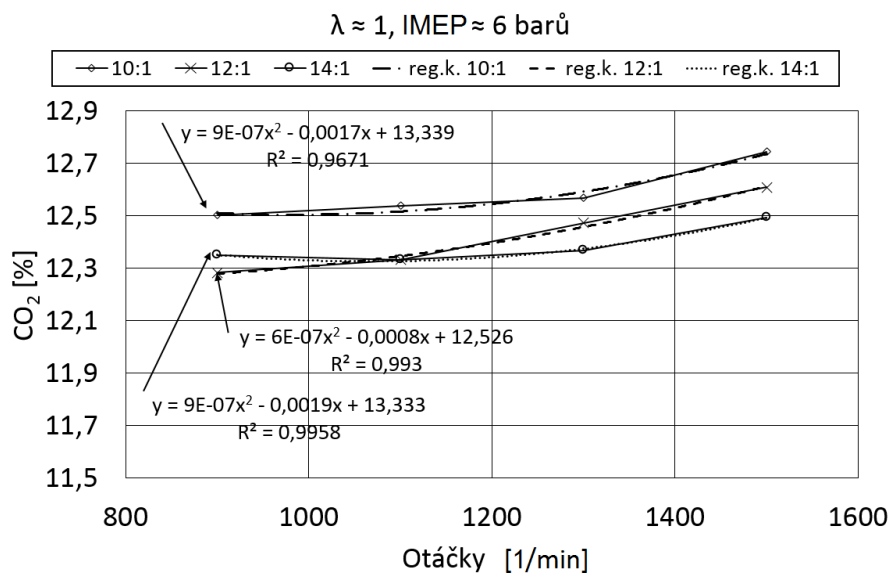
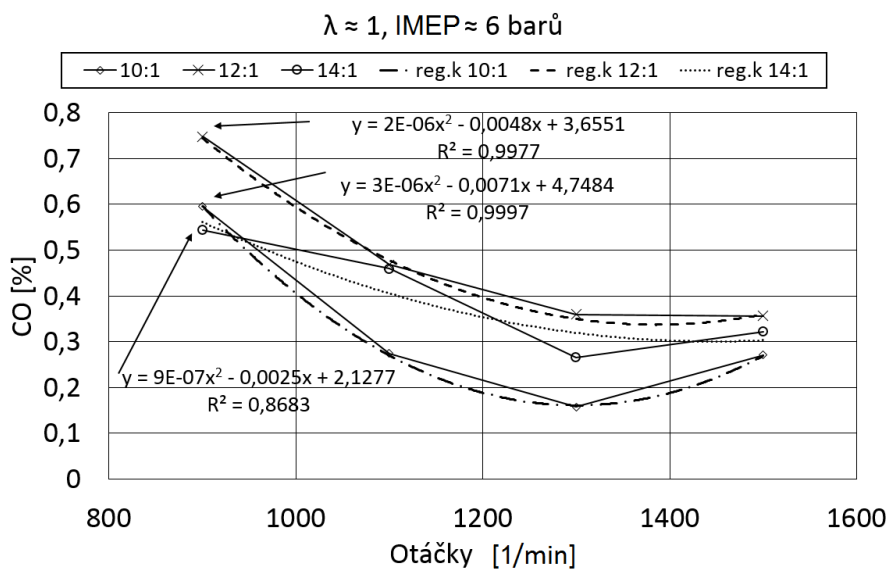
Velikost emisí uhlovodíků se pohybuje také v obvyklém rozmezí. Z obrázku je zřejmý trend snižujících se emisí *HC* se zvyšujícími se otáčkami. Jedním z vysvětlení takového jevu je zmenšení objemu, v němž dochází k zastavování oxidačních reakcí, vlivem snížení teploty u stěn ohraňujícího spalovací prostor.



Obrázek 8.10: Koncentrace emisí uhlovodíků

Klesající trend je současně pozorovatelný i u emisí *CO*, vyobrazených na obr. 8.11. Zde je vidět taktéž pokles emisí se zvyšujícími se otáčkami. U nejvyšších měřených otáček je navýšení emisí *CO*. To je s velkou pravděpodobností způsobeno mírným

zvýšením bohatosti směsi, jak je patrné na obr. 8.12. Naměřené emise CO_2 jsou obvyklých hodnot pro zážehový motor spalujícího stechiometrickou směs.



8.2 Režim zážehový – s komůrkou

Tento režim je měřen ve stejných otáčkových režimech jako předchozí. Směs byla, jako v předchozím režimu, homogenní. Hodnota středního indikovaného tlaku se pohybovala okolo hodnoty 5,3 baru. Na uvedených grafech je vidět patrný vliv komůrky na změny v hoření.

Tabulka 8.7: Parametry nastavení

		Hodnoty	
Kompresní poměr	ϵ	dle tab. 8.1	[-]
Bohatost směsi	λ_s	dle tab. 8.8	[-]
Předstih zážehu	α_{zaz}	dle tab. 8.9	[°KH]
Úhel natoč. škrticí klapky	α_{sk}	dle tab. 8.10	[°]
Střední ind. tlak	IMEP	dle tab. 8.11	[bar]
Teplota sání	$t_{sání}$	40	[°C]

Tabulka 8.8: Vypočtená bohatost směsi

		Otáčky [1/min]			
		900	1100	1300	1500
	–	0,95	1,03	1,08	1,18
Kompresní poměr	10	0,94	0,99	1,07	1,13
	12	0,95	0,96	1,08	1,10
	14				

Tabulka 8.9: Nastavený předstih zážehu

		Otáčky [1/min]			
		900	1100	1300	1500
	–	15,5	23	27,5	28
Kompresní poměr	10	13,5	13,5	18	18,5
	12	3,5	3,5	-1,5	7
	14				

Tabulka 8.10: Úhel natočení škrticí klapky

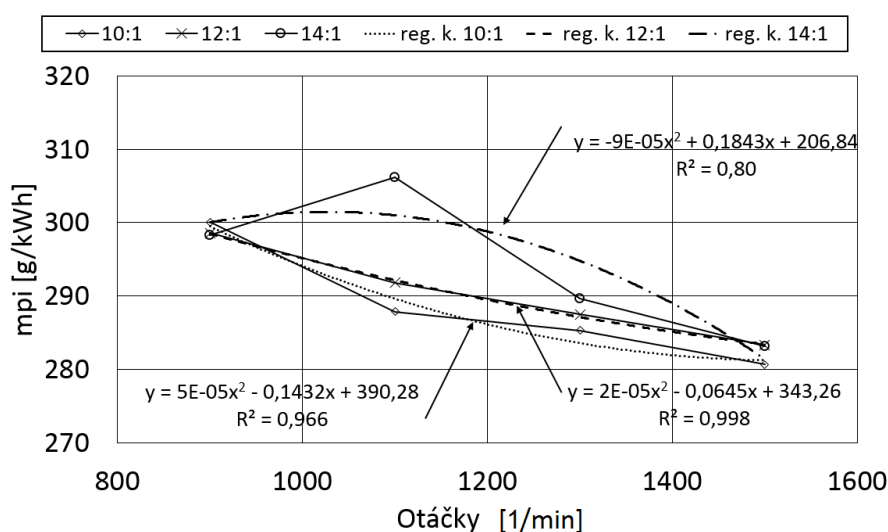
		Otáčky [1/min]			
		900	1100	1300	1500
	–	3,1	3,1	3,9	3,5
Kompresní poměr	10	3,1	3,9	3,1	3,5
	12	3,1	3,5	3,5	3,5
	14				

Tabulka 8.11: Naměřený střední indikovaný tlak

	Otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
Kompresní poměr	10	5,5	5,3	5,1	4,7
	12	5,6	5,5	5,1	4,9
	14	5,6	5,4	5,4	5,3

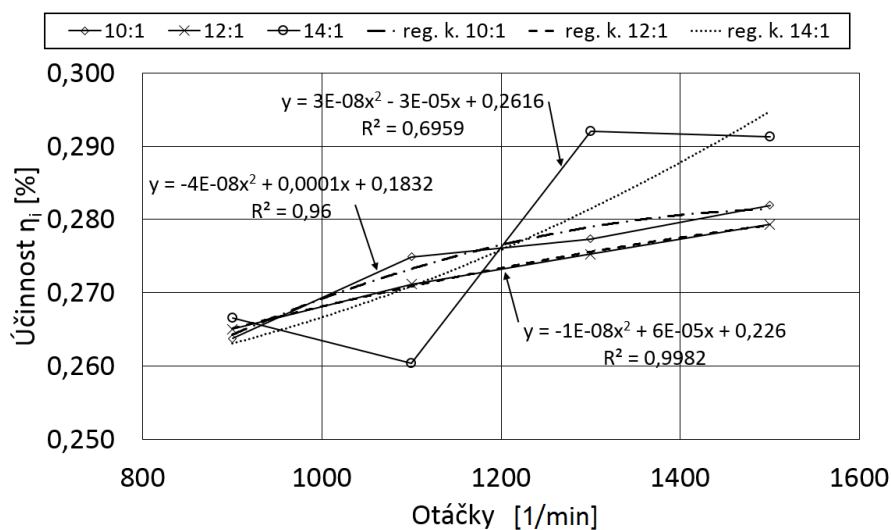
8.2.1 Spotřeba paliva a účinnost

Spotřeba paliva je uvedena na obrázku 8.13. V porovnání s režimem bez komůrky je vidět snížení vlivu komůrky na spotřebu paliva u kompresního poměru 10 a 12. U kompresního poměru 12 je mírné snížení spotřeby v celém otáčkovém rozsahu. To je nejspíše způsobeno mírnou odchylkou v bohatosti směsi, kde byla nižší. Hodnoty spotřeby naměřené při chodu motoru s kompresním poměrem 14 jsou v širším rozsahu, než je tomu v předchozích případech. To je dáno nestabilním chodem motoru při tomto kompresním poměru, kdy hoření mělo tendence přecházet do režimu detonačního. Z tohoto důvodu bylo nutné upravovat předstih zážehu, aby bylo možné zajistit požadovaný chod motoru.



Obrázek 8.13: Spotřeba paliva

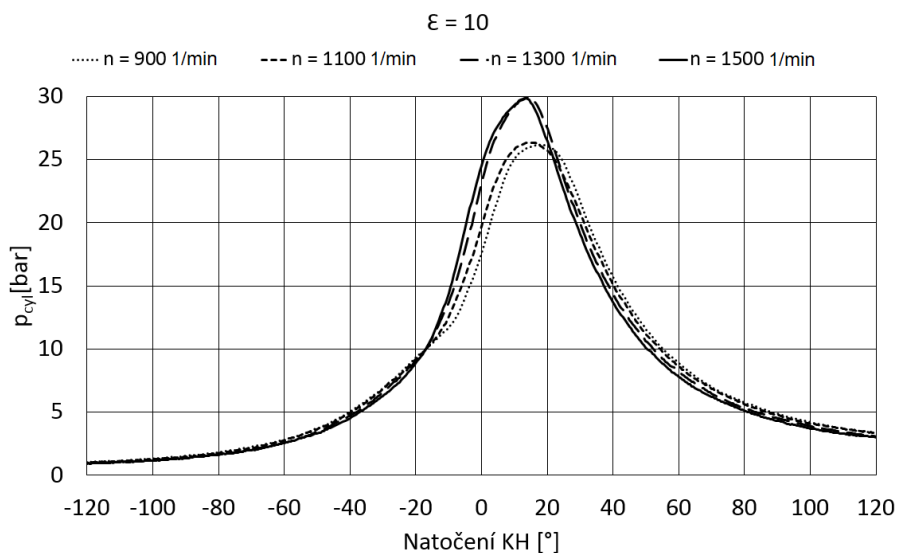
Účinnost motoru je zobrazena na obr. 8.14. V grafu dosažené účinnosti je vidět vliv bohatosti směsi na výslednou hodnotu. Dalším parametrem, který by mohl ovlivňovat výsledné hodnoty je počátek zážehu, který byl upravován tak, aby bylo dosaženo podobného indikovaného tlaku.



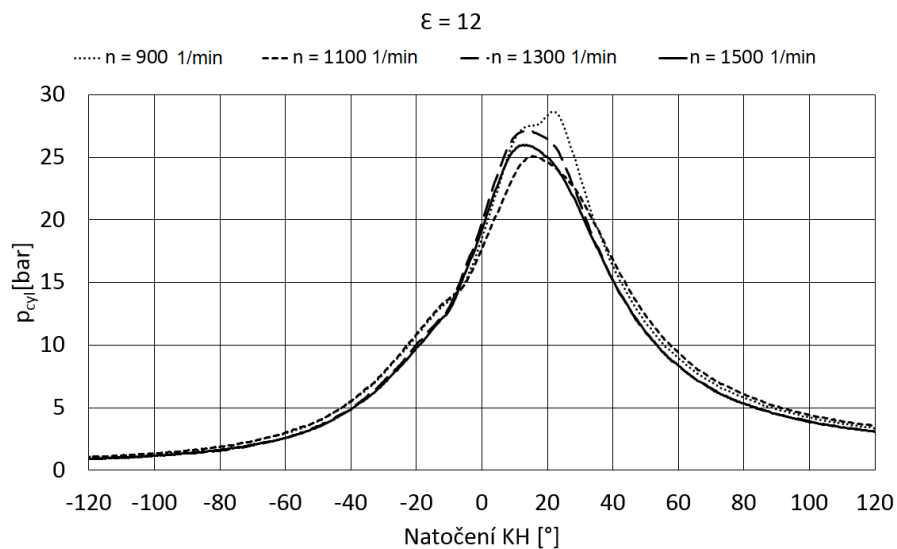
Obrázek 8.14: Graf závislosti účinnosti na otáčkách při různých kompresních poměrech

8.2.2 Vysokotlaká indikace

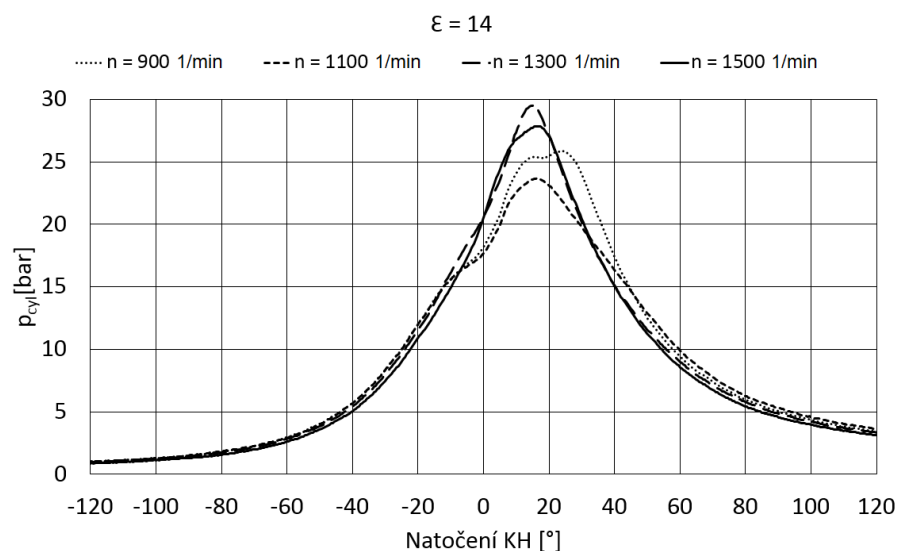
Vysokotlaká indikace provedená pro definované otáčkové režimy s komůrkou ukazuje posunutí maxima blíže k horní úvrati. Současně s tím je patrný nárůst maximálního spalovacího tlaku. Výsledky jsou na obrázcích 8.15, 8.16, 8.17.



Obrázek 8.15: Vysokotlaká indikace



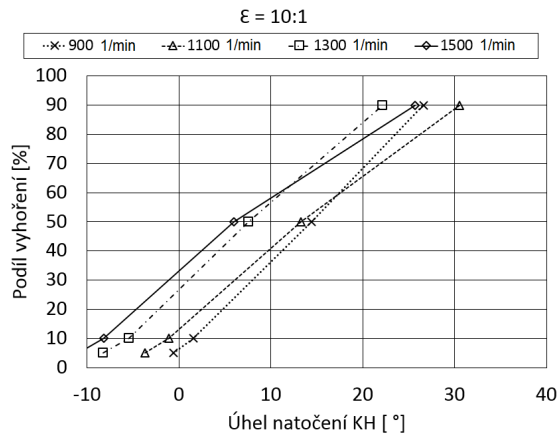
Obrázek 8.16: Vysokotlaká indikace



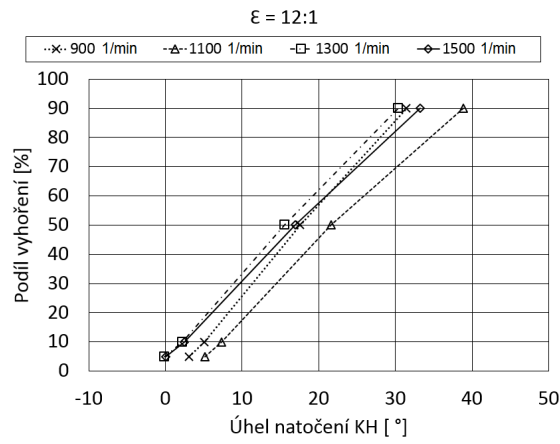
Obrázek 8.17: Vysokotlaká indikace

8.2.3 Průběh vyhořívání náplně

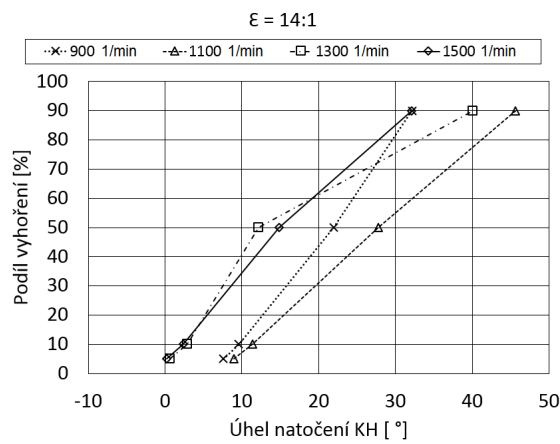
V grafech 8.18, 8.19, 8.20 jsou vyobrazeny podíly vyhoření paliva v zážehovém režimu s komůrkou. Z grafů vyplývá, že komůrka má vliv na rychlost vyhoření náplně do 50 % a to přibližně o 3 °. Ve fázi vyhoření paliva 50–90 % je prodloužení doby vyhoření o 3 °.



Obrázek 8.18: Podíl vyhoření směsi



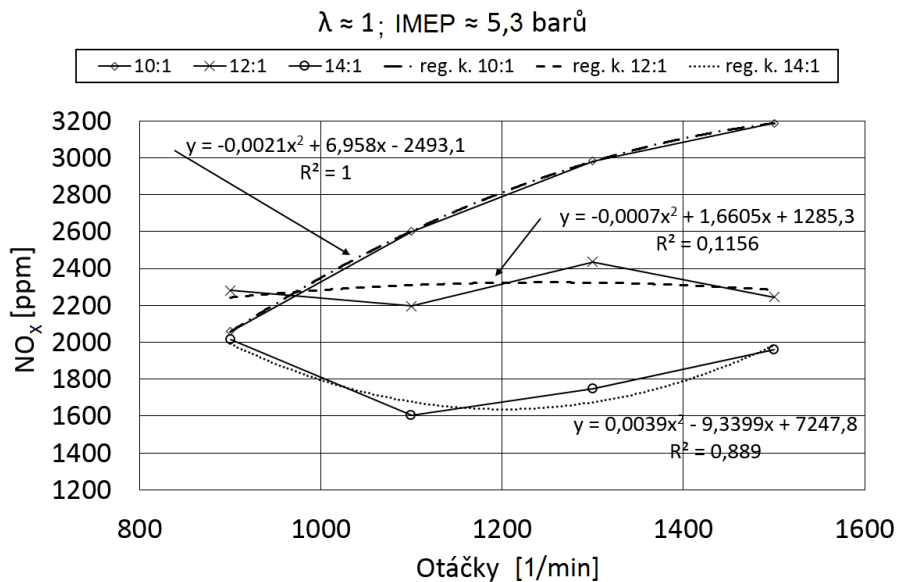
Obrázek 8.19: Podíl vyhoření směsi



Obrázek 8.20: Podíl vyhoření směsi

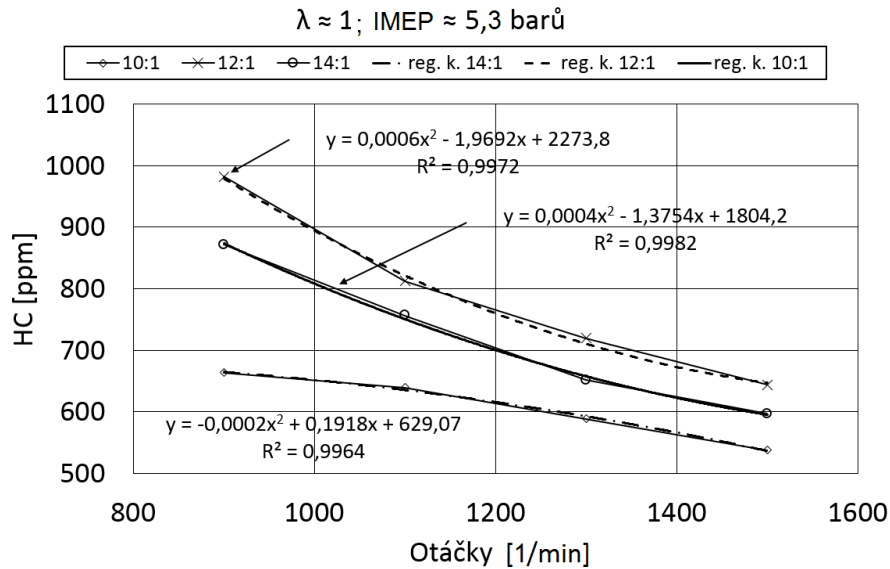
8.2.4 Emise

Na obrázku 8.21 jsou vyobrazeny emise NO_x . Z grafu je patrné, že na výsledné emise měl velký vliv předstih zážehu, neboť u kompresního poměru 10 bylo možné posunout předstih dále od úvrati a tím dosáhnout lepší spotřeby za cenu navýšení maximální teploty hoření ve válci. U kompresního poměru 12 byl již předstih upravován tak, aby nedocházelo k detonačnímu spalování a u kompresního poměru 14 byl předstih nastaven několik stupňů před horní úvratí.



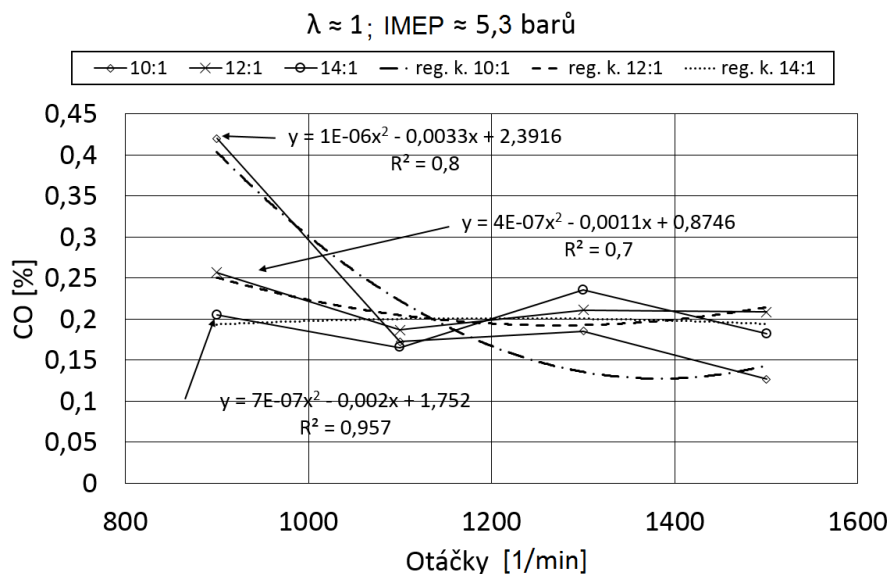
Obrázek 8.21: Emise oxidů dusíku

Emise uhlovodíků na obr. 8.22 zobrazují trend, kdy s rostoucími otáčkami klesá podíl uhlovodíků ve spalinách. Obvykle se uvádí, že jedním z vlivů je velikost rozvíření náplně ve válci [3].

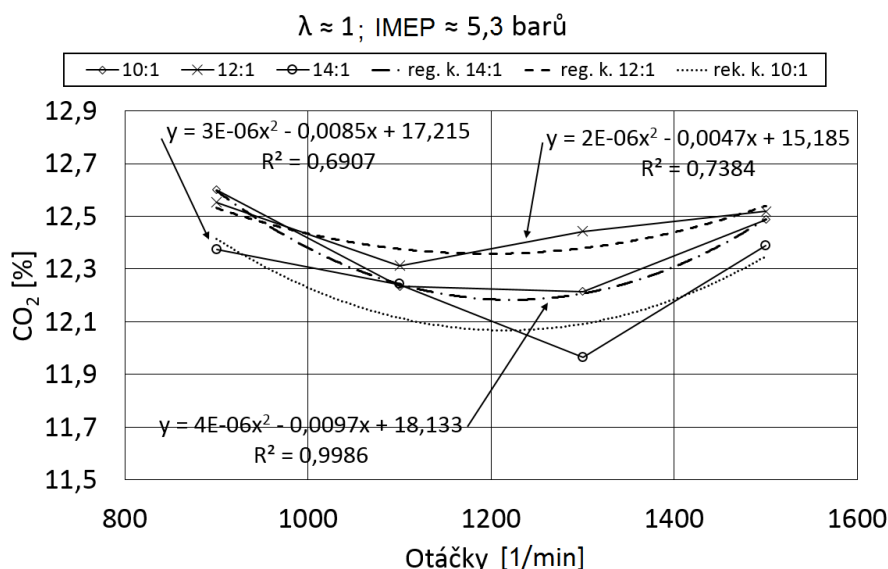


To má za následek snížení objemu zhášecí zóny, která je tvořena objemem vrstvy palivovzdušné směsi u stěn válce motoru. U kompresního poměru 10 jsou nejnižší hodnoty ze všech režimů. Na tento režim má vliv spotřeba paliva a nastavený předstih. U kompresního poměru 12 jsou nejvyšší hodnoty v celém režimu. Dá se předpokládat, že se jedná o výsledek snížené hodnoty předstihu zážehu a mírně bohatější směsi, dle výsledků emisí CO_2 na obr. 8.24.

Emise oxidu uhelnatého jsou v podobných hodnotách. Změna velikosti emisí CO u kompresního poměru 10 v otáčkovém režimu 900 [1/min] se zdá být odchylkou v bohatosti směsi.



Hodnoty emisí oxidu uhličitého jsou vyobrazeny na obr. 8.24. Jedná se o produkt dokonalého hoření uhlíku. Množství produkovaného CO_2 je přímo závislé na spotřebě paliva obsahující uhlík. Z toho vyplývá, že pokud spalování není dokonalé a dojde k poklesu emisí CO_2 , musí dojít k navýšení jiných komponent vznikajících při nedokonalém spalování.



Obrázek 8.24: Koncentrace emisí oxidu uhličitého

8.3 Režim asistované detonace

Pro tento režim byla zvolena jedna hodnota kompresního poměru. Střední indikovaný tlak již nedosáhl hodnot 6-ti barů, ale pohyboval se okolo hodnoty 4 barů. Důvodem snížení indikovaného tlaku byly obavy z poškození zařízení vlivem silných detonací, které se objevovaly během chodu motoru. Pro dosažení režimu asistované detonace byla upravena hodnota předstihu a bohatosti směsi. Tabulka režimů je na obr. 8.12. Hodnoty nastavení motoru jsou v tab. 8.13.

Tabulka 8.12: Měřené zkušební režimy

	otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
kompresní poměr	15,3	1	2	3	4

Tabulka 8.15: Naměřený střední indikovaný tlak

	Otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
Kompresní poměr	15,3	3,72	3,70	4,24	3,58

Tabulka 8.13: Parametry nastavení

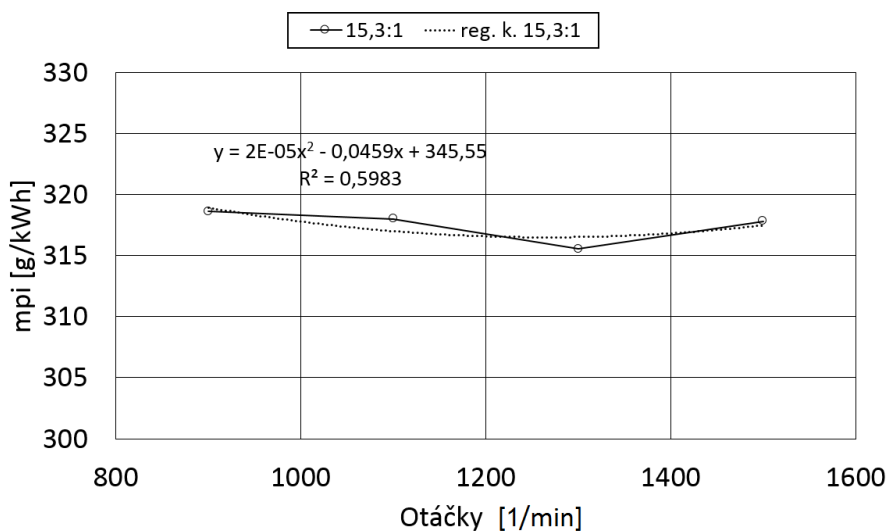
		Hodnoty	
kompresní poměr	ϵ	15,3	[-]
bohatost směsi	λ_s	1,7	[-]
předstih zážehu	α_{zaz}	dle tab. 8.14	[°KH]
Úhel natoč. škrticí klapky	α_{sk}	90	[°]
střední ind. tlak	IMEP	dle tab. 8.15	[bar]
teplota sání	$t_{sání}$	100	[°C]

Tabulka 8.14: Nastavený předstih zážehu

	Otáčky [1/min]				
	–	900	1100	1300	1500
Kompresní poměr	15,3	-40	-40	-17,5	-34

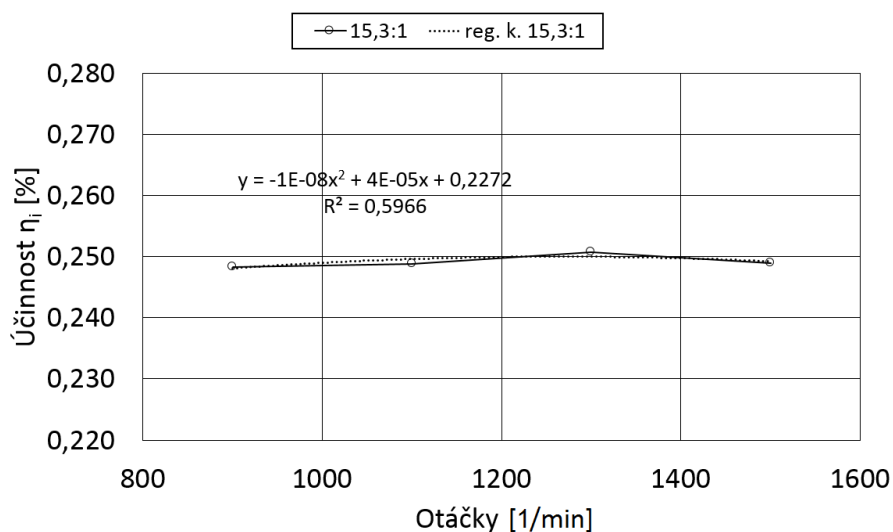
8.3.1 Spotřeba paliva a účinnost

Na níže uvedeném grafu je vidět naměřená spotřeba paliva v režimu asistované detonace. Z grafu je patrné, že rozdíl spotřeb paliva zůstává v úzkém rozsahu hodnot a není závislý na otáčkovém režimu. Tento jev by mohla objasňovat skutečnost, že průběh hoření není ovlivňován turbulencemi uvnitř spalovacího prostoru, ale kinetickými reakcemi.



Obrázek 8.25: Spotřeba paliva v režimu asistované detonace

Celková účinnost je na obr. 8.26. Výsledek grafu koresponduje s naměřenou spotřebou a taktéž se hodnoty účinnosti nacházejí v úzkém spektru.

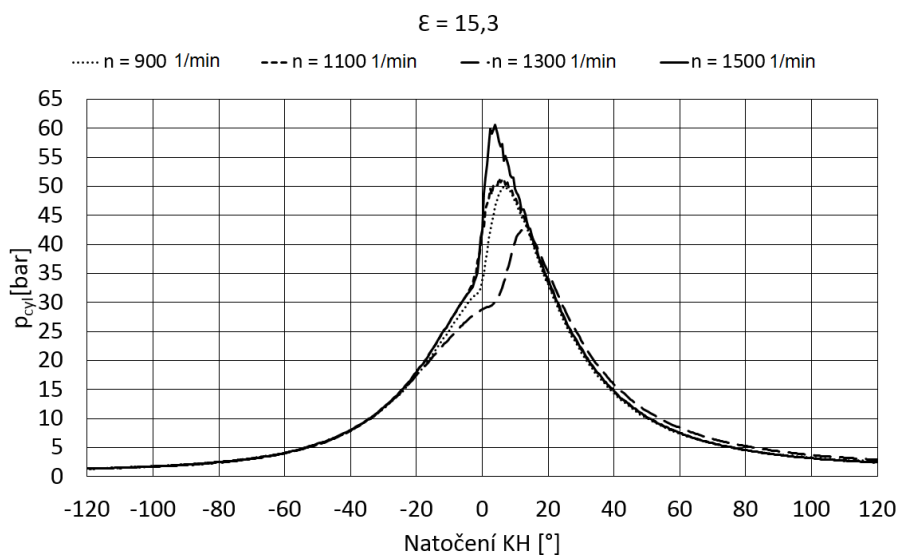


Obrázek 8.26: Indikovaná účinnost v režimu asistované detonace

Spotřeba paliva a účinnost není téměř závislá na otáčkovém režimu. Hodnoty spotřeby paliva a s tím související účinnosti jsou horší. Jedním z důvodů je skutečnost, že režim nebyl dále optimalizován.

8.3.2 Vysokotlaká indikace

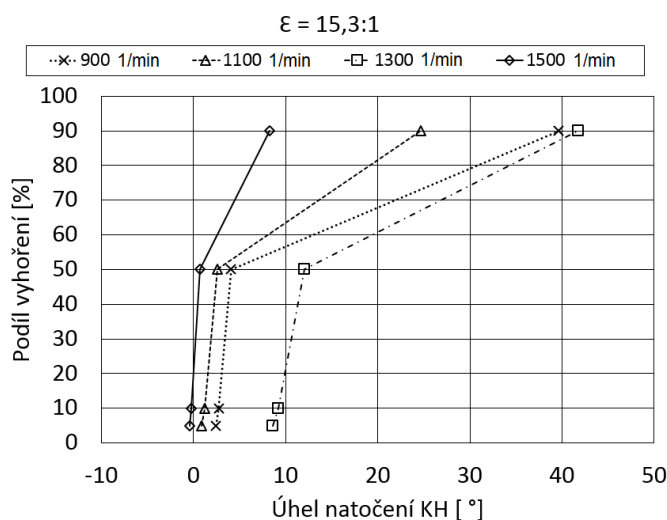
Na obr. 8.27 je patrný nárůst tlaku způsobený asistovanou detonací. Výrazná odchylka u otáčkového režimu 1300 [1/min] je způsobena výrazným posunutím předstihu zážehu. V porovnání s režimem při 1500 [1/min] jde o hodnotu posunutí 19 ° blíže k horní úvratí.



Obrázek 8.27: Vysokotlaká indikace

8.3.3 Průběh vyhořívání paliva

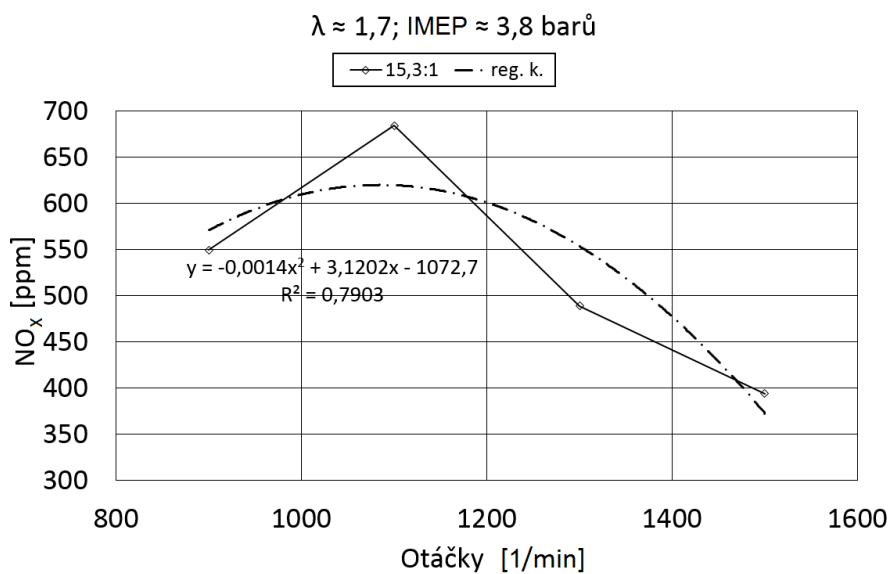
Na obr. 8.28 je zobrazen průběh vyhořívání náplně v režimu asistované detonace. Z grafu je patrné výrazné zrychlení vyhořívání náplně do 50 % vyhořívání směsi. V průměru dochází ke zkrácení natočení KH o 15 °. Následné vyhořívání náplně od 50 % do 90 % probíhá výrazně pomaleji než je tomu v režimu zážehovém. Zde je v celkovém průměru prodloužení doby vyhořívání poslední sledované části náplně delší o 10 °. V případě porovnání s režimem s komůrkou je vyhořívání delší o 7 °.



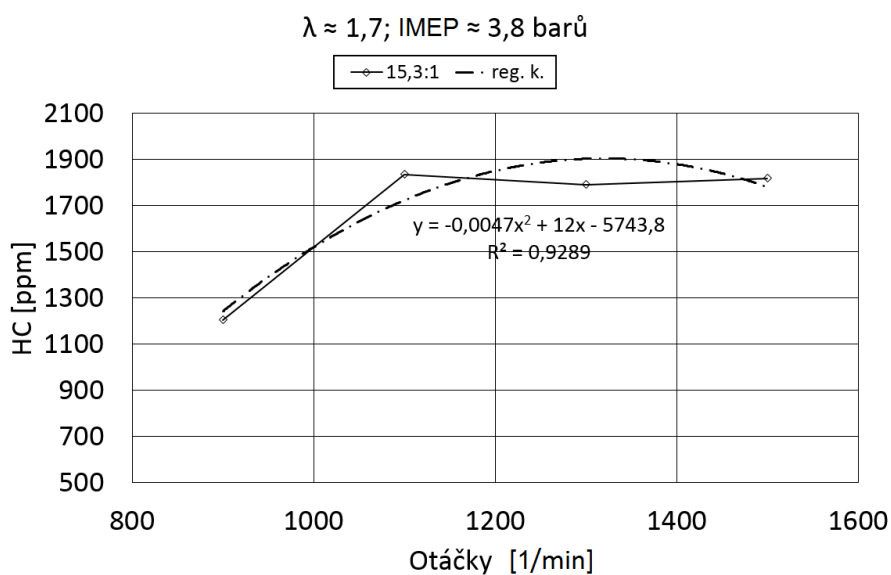
Obrázek 8.28: Podíl vyhořívání směsi

8.3.4 Emise

Na níže uvedených obrázcích jsou vyobrazeny emise spalovacího motoru v režimu asistované detonace. Emise oxidu dusíků jsou znázorněny na obr. 8.29. Zde je vidět značný vliv otáček na nárůst emisí oxidů dusíku. Vliv na hodnotu emisí by mohl mít i nastavení jednotky, z důvodu zajištění ustáleného chodu motoru. Na obr. 8.30 jsou emise emitovaných uhlovodíků. Z průběhu je zřejmé, že v režimu nejnižších otáček jsou emise na podobné úrovni jako u hoření s komůrkou. Zde je možné předpokládat, že na množství emisí *HC* má vliv variabilita cyklů, která je v tomto případě vyšší, než v předchozích případech. Současně s tím je vidět, že se zvyšujícími se otáčkami již emise *HC* zůstávají na stejné hodnotě, podobně jako variabilita.

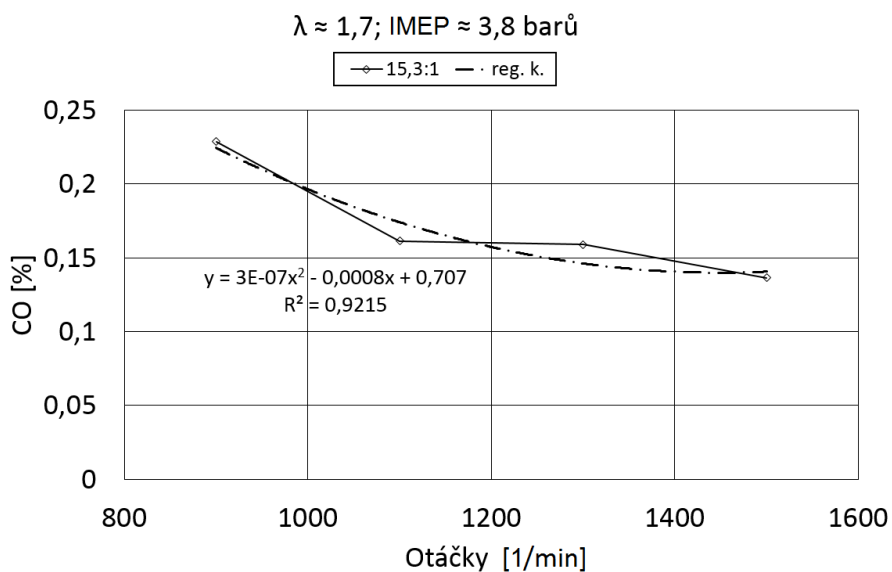


Obrázek 8.29: Koncentrace emisí oxidů dusíku



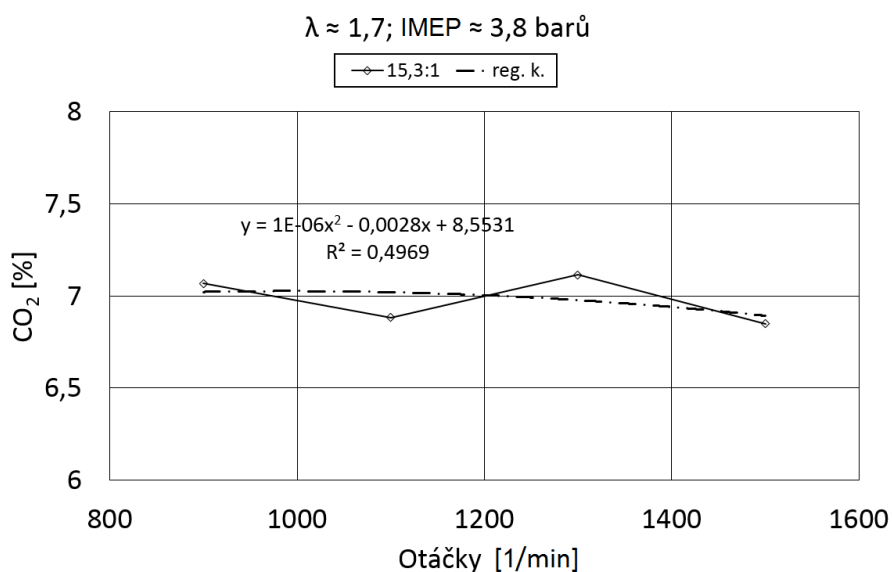
Obrázek 8.30: Koncentrace emisí uhlovodíků

Emise oxidu uhelnatého jsou uvedeny na obr. 8.31. Zde je vidět zlepšení v porovnání s předchozími režimy. Trend u emisí *CO* je shodný. V nejnižších otáčkách jsou hodnoty vyšší. V ostatních otáčkových režimech je množství emisí téměř shodné.



Obrázek 8.31: Koncentrace emisí oxidu uhelnatého

Emise oxidu uhličitého jsou oproti předchozímu režimu téměř poloviční. Jak je tomu vidět na obr. 8.32. To je dáno nutnou úpravou bohatosti palivovzdušné směsi. Důvodem pro úpravu bohatosti směsi byla skutečnost, že režim SACI byl prováděn s plně otevřenou škrticí klapkou z důvodu snížení dopravní ztráty.



Obrázek 8.32: Emise oxidu uhličitého

8.3.5 Režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi

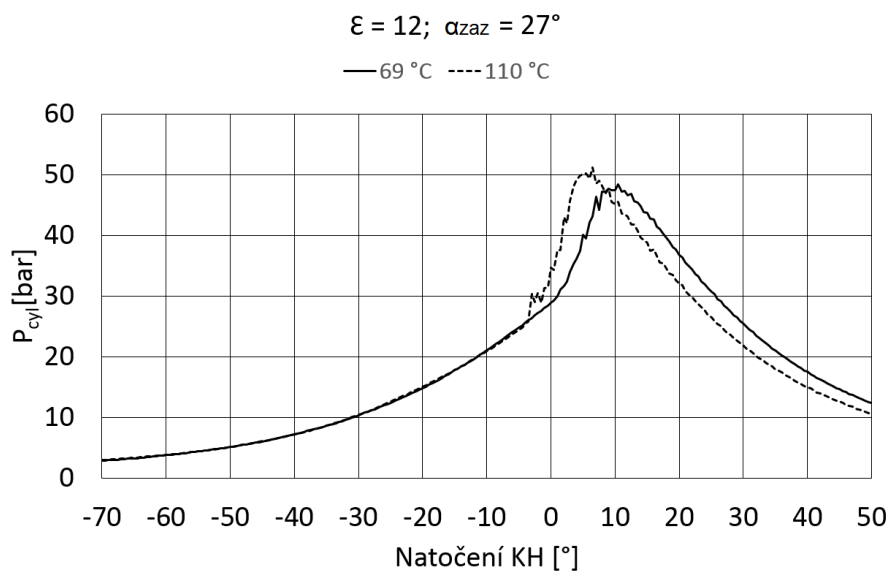
Vliv teploty sání je jedním z hlavních parametrů jak dosáhnout detonačního spalování. Z tohoto důvodu bylo provedeno měření vlivu teploty na průběh vysokotlaké indikace. Nastavení motoru je uvedeno v tab. 8.17.

Tabulka 8.16: Parametry nastavení

Měření		1	2	
kompresní poměr	ϵ	12		[-]
otáčky	n	1300		[1/min]
bohatost směsi	λ_s	1,5		[-]
střední ind. tlak	IMEP	5,1	3,9	[bar]
teplota sání	$t_{sání}$	69	110	[°C]
předstih zážehu	α_{zaz}		27	[°KH]
Úhel natoč. škrticí klapky	α_{sk}	90		[°KH]
ind. spotřeba paliva	mpi	305,0	418,7	[g/kWh]
ind. účinnost	η_i	0,259	0,189	[%]

Vysokotlaká indikace

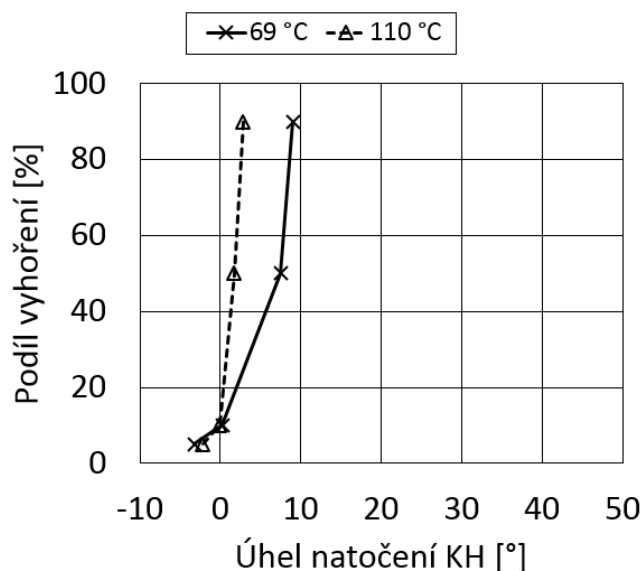
Nárůst spalovacího tlaku způsobený detonačním spalováním je na obr. 8.33. Měření provedené s nastavenou nižší teplotou směsi v sacím potrubí vykazuje pomalejší hoření ve válci. Vyšší teplota nasávané směsi vede k rychlejšímu hoření. Současně s tím se posouvá počátek spalování dále před horní úvrati.



Obrázek 8.33: Mezicyklová variabilita

Podíl vyhoření náplně

V porovnání s režimem s nižší teplotou směsi v sacím potrubí se průběh vyhoření náplně urychlil v celém průběhu. Patrné je pomalejší uvolnění do 5-ti procent. Z průběhu vysokotlaké indikace je patrný vliv teploty na průběh spalovacího tlaku ve válci, případně průběh podílu vyhoření náplně směsi viz. obr.8.34.



Obrázek 8.34: Mezicyklová variabilita

Variabilita cyklů

Variabilita cyklů naměřená je uvedena v tab. 8.17. Získané hodnoty jsou vyšší, než naměřené hodnoty uvedené v kapitole 8.4. Předpokládaným důvodem naměřených hodnot je skutečnost, že původní variabilita cyklů byla vysoká.

Tabulka 8.17: Naměřená variabilita

Měření	1	2
variabilita cyklů VAR_{pi}	6,23	6,93

Emise

Emise získané z měření zkoumajícího vliv teploty nasávané směsi jsou uvedeny v tab. 8.18 a jsou porovnány s předchozím režimem asistované detonace 8.29. Z výsledků je patrný nárůst emisí NO_x . To je dáno změnou bohatosti směsi - v porovnání s předchozím režimem, kde byla bohatost směsi nižší. Emise uhlovodíků poklesly o zhruba polovinu 8.30. Emise CO 8.31 se pohybovaly na podobné úrovni. Emise CO_2 byly vyšší z důvodu změny bohatosti směsi 8.32.

Tabulka 8.18: Naměřené emise

Měření	1	2	
NO_x	3450	3334	[ppm]
HC	729	682	[ppm]
CO	0,097	0,131	[%]
CO_2	8,9	8,3	[%]

8.4 Variabilita cyklu

Jedním z parametrů určení kvalitativních vlastností hoření ve válci motoru je parametr variability cyklů. Výpočet variability cyklů je možné provést pomocí vzorce 8.9 [3].

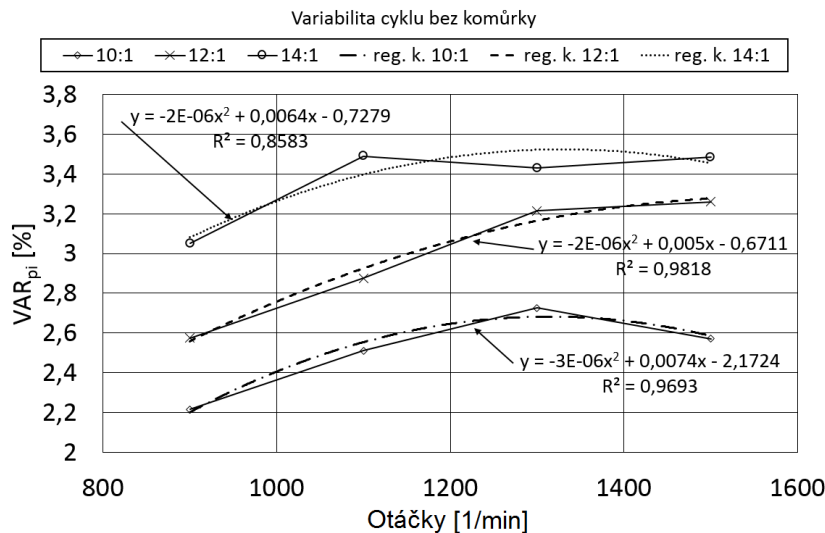
$$VARp_i = \frac{\bar{\sigma}_{p_i}}{\bar{p}_i} = \frac{\sqrt{\frac{\sum (p_i - \bar{p}_i)^2}{n-1}}}{\bar{p}_i} \quad (8.9)$$

- $\bar{\sigma}_{p_i}$ – směrodatná odchylka středního indikovaného tlaku
- \bar{p}_i – střední indikovaný tlak cyklu [IMEP] určený termodynamickou analýzou a statisticky zpracovaným množstvím dat získaných při měření v daném režimu. Četnost ve zpracovaných souborech je obvykle v rozmezí 100–150 po sobě jdoucích cyklech [3], [70].

Hodnota variability cyklu je závislá na několika parametrech. Mezi nejdůležitější patří typ motoru a režim zatížení. U vznětového motoru se udává hodnota variability středního indikovaného tlaku v rozmezí $VAR_{p_i} = 0,3-0,4$ % [3]. Hodnota variability se u zážehového motoru udává v rozmezí $VAR_{p_i} = 1-2$ % [3]. Uvedené hodnoty jsou uvedeny pro režimy vyššího zatížení. Obecně platí, že se snižujícím se zatížením roste variabilita cyklu.

8.4.1 Naměřená variabilita

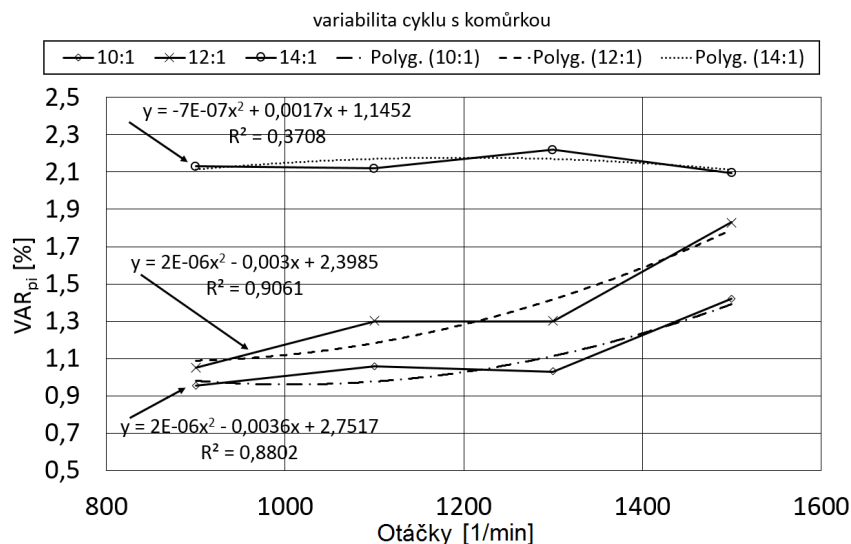
Variabilita cyklů byla vyhodnocena z dat získaných měřicí aparaturou AVL Indicom. Získaná data byla ukládána a následně zpracována v programu Concerto, případně v tabulkovém procesoru.



Obrázek 8.35: Mezicyklová variabilita

Na výše uvedeném obrázku 8.35 je vyobrazena variabilita cyklů hoření bez komůrky ve spalovacím prostoru. Jak je z grafu patrné, variabilita je závislá na kompresním poměru. Vliv otáček motoru má podobný vliv na změnu variability jako změna kompresního poměru. Hodnota variability je i v tom nejlepší případě vyšší, než je tomu u moderních zážehových motorů. Jedním z možných důvodů takto vysoké variability je konstrukční provedení motoru a režimu nízkého zatížení, ve kterém byl motor provozován. Hodnoty z tohoto grafu jsou použity jako výchozí hodnoty pro porovnání s dalšími provedenými měřeními.

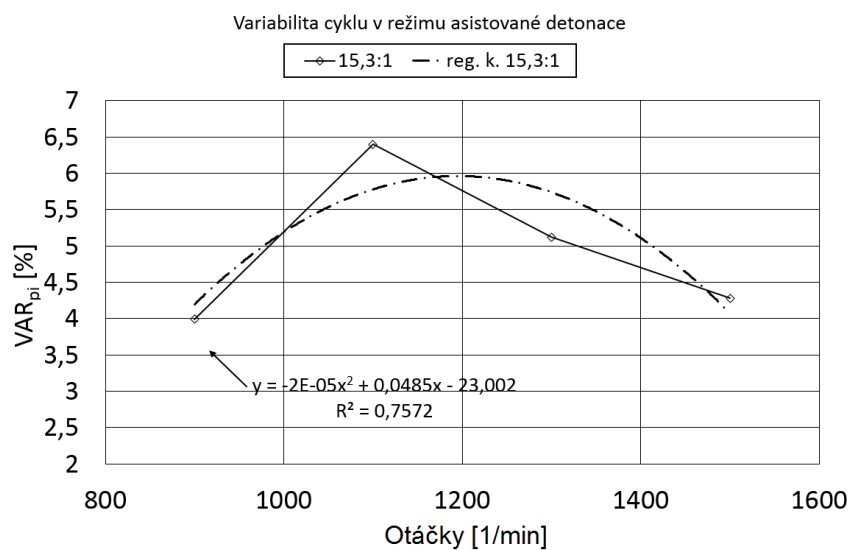
Obrázek 8.36 zobrazuje vliv přítomnosti komůrky ve spalovacím prostoru.



Obrázek 8.36: Mezicyklová variabilita

Zde je vidět výrazné zlepšení variability cyklu u kompresního poměru 10 a 12, v porovnání s předchozím měřením. Vliv otáček motoru je podobný jako u hoření

ve spalovacím prostoru bez komůrky. U kompresního poměru 14 je variabilita vyšší, stejně jako u měření bez komůrky. Vliv otáček je u tohoto kompresního poměru téměř zanedbatelný.



Obrázek 8.37: Mezicyklová variabilita

Variabilita cyklu v režimu asistované detonace je vyobrazena na obrázku 8.37. Zde je zaznamenán patrný trend zvyšující se variability v závislosti na kompresním poměru. Současně s tím má vliv na variabilitu bohatost směsi. Mezicyklová variabilita je v tomto režimu nejvyšší v porovnání s předchozími měřeními. Maximální variabilita je při 1100 [1/min]. To by mohlo být způsobeno rozdílným nastavením předstihu zážehu.

9 Zhodnocení výsledků

Práce se zabývá možnostmi snížení emisí u stacionárních spalovacích motorů. Toho lze dosáhnout za nízkých zatížení pomocí pokročilých způsobů spalování např. HCCI. V režimech vysokého zatížení je využito katalytických systémů pro dodatečné čištění spalin (SCR, DPF a jiných). Pro dosažení cílů této práce bylo potřeba postavit zkušební stanoviště, které se skládá ze spalovacího motoru, řídicího systému motoru, emisní aparatury a dalších zařízení, které zajišťují chod celého stanoviště.

V průběhu realizace zařízení bylo vyzkoušeno několik variant řízení provozu spalovacího motoru. Jako první varianta byla použita jednotka založená na mikrokontroleru ATmega. Její jednoduchá konstrukce a rychlost byla postačující. V rámci vývoje byla vyzkoušena jednotka postavená na vývojovém kitu a jako poslední zkoušenou variantou byla regulace motoru pomocí PLC. Každá varianta přinesla mnoho zkušeností, které dávají celkovou představu o parametrech řídicí jednotky. Pro měření byla nakonec použita průmyslově vyráběná řídicí jednotka EFI. Úpravou nastavení bylo možné řídit požadované veličiny a provést měření. Možnosti nastavení jednotky jsou rozsáhlé, ale vyžadují hluboké znalosti. Její zapojení do stávající elektroinstalace zařízení bylo snadné, neboť měřicí stanoviště je osazeno standartními komponenty z automobilového průmyslu. Možnosti nastavení umožňovaly chod motoru jak v režimu zážehovém, tak detonačním.

Měření emisí probíhalo v režimu zážehovém i asistovaném detonačním režimu ve čtyřech otáčkových režimech, které jsou obvyklé pro stacionární motory. Emise byly měřeny přenosnou aparaturou nazývanou ve zkratce PEMS. Tento emisní analyzátor vyhodnocuje emise CO_2 , CO , HC , NO_x a O_2 . Součástí disertační práce byla konstrukce a podíl na vývoji kompaktních přenosných měřicích aparatur MINI-PEMS a MINI-CVS.

Během experimentu byl zkoumán vliv komůrky ve spalovacím prostoru na variabilitu cyklu v režimu zážehovém. Komůrka byla používána i v režimu asistované detonace. Režimy měření s komůrkou a asistované detonace (podpora vznícení pomocí svíčky) probíhaly se dvěma zapalovacími svíčkami. Jedna byla umístěna v hlavě válců a druhá ve dnu komůrky.

Jako výchozí hodnoty emisí, spotřeby paliva a variability cyklů je uvažován režim zážehový bez komůrky. Z naměřených hodnot vyplývá vliv komůrky na spotřebu paliva v první polovině otáčkového spektra. Současně je potřeba uvést, že střední indikovaný tlak byl nastaven v rozmezí $6 \pm 0,5$ baru. Předstih byl nastaven tak, aby byla aktuální variabilita co nejnižší. Spotřeba v režimu detonačním je téměř konstantní, což by mohlo značit shodnou účinnost spalování [53].

Sledované emise NO_x byly v obou zážehových režimech na podobné úrovni. U detonačního hoření poklesly emise NO_x až na pětinou hodnotu. Toto je způsobeno jak změnou bohatosti směsi, tak i způsobem spalování, které má vliv na teplotou ve spalovacím prostoru. U detonačního režimu s kompresním poměrem 12 byly naměřeny emise oxidů dusíku vyšší než u prvních dvou režimů zážehového hoření. Výsledné emise jsou způsobeny vysokou teplotou ve spalovacím prostoru. Snížení bohatosti směsi by vedlo ke snížení emisí oxidů dusíku, nicméně v této konfiguraci již nebylo možné snížit bohatost směsi z důvodu stability chodu motoru.

Emise HC měly v režimu zážehovém podobný klesající trend. U zážehového režimu s komůrkou jsou emise HC nižší ve všech otáčkových režimech. Zde se projevila funkce komůrky, která snížila variabilitu cyklu. U detonačního spalování se očekával nárůst emisí. Naměřené emise uhlovodíků dosáhly podobných hodnot jako u konvenčních režimů. V porovnání s režimem při kompresním poměru 15,3 jsou téměř poloviční.

Oxid uhelnatý v režimu zážehovém projevoval klesající trend s narůstajícími otáčkami. U měření s komůrkou však došlo ke snížení emisí této složky jak ve všech otáčkových režimech, tak i v režimech s různým kompresním poměrem. U detonačního hoření se projevoval mírný klesající trend s menším rozptylem hodnot. Množství emisí CO se přiblížilo hodnotám zážehového režimu. U režimu detonačního se sledováním vlivu teploty nasávané směsi jsou dosažené emise nejnižší.

Emise CO_2 jsou přímo úměrné spotřebě paliva a jejich hodnoty jsou tedy závislé na nastavené bohatosti směsi.

Sledovaná veličina variability cyklů poukázala na vlastnosti komůrky. V porovnání s režimem bez komůrky se hodnoty variability snížily téměř o polovinu. Komůrka má tedy pozitivní vliv. Významný vliv na variabilitu cyklů měl i kompresní poměr, který se zvyšující se hodnotou významně zvyšoval variabilitu cyklů. Prvotně sledovaný detonační režim byl provozován ve spalovacím prostoru bez komůrky. Nicméně po zkouškách bylo od této varianty upuštěno, z důvodu silné nestability hoření, která způsobovala nesnadné nastavení a zajištění vhodných podmínek pro detonační spalování. Průběh vyhořívání náplně je znázorněn na obr. 9.1. Zde jsou zobrazeny data pro jedny otáčky.

Tabulka 9.1: Tabulka naměřených hodnot

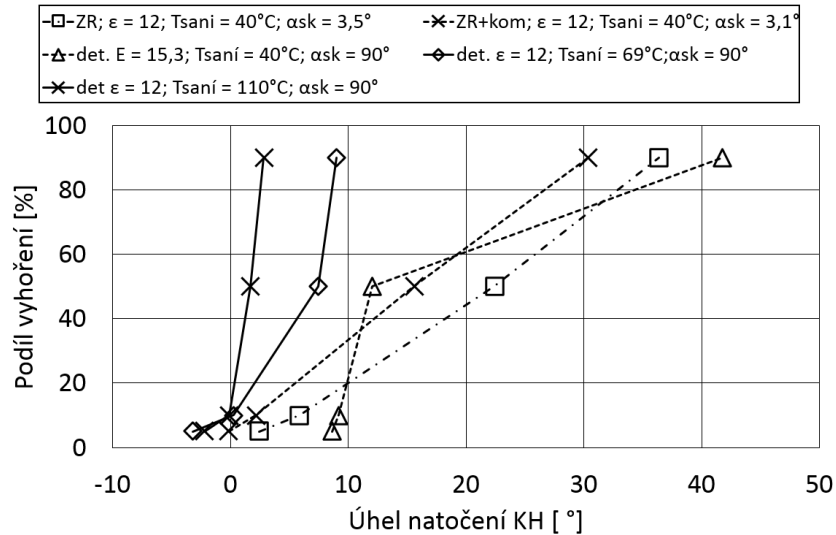
	K. P.	Otáčky	Emise			Účinnost	Spotřeba
	ϵ [-]	n [1/min]	CO [%]	NO_x [ppm]	THC [ppm]	η_i [-]	mpe [g/kWh]
Zážehový režim	10	900	0,596	2099	877	0,279	290,1
		1100	0,270	2607	723	0,281	296,5
		1300	0,161	2780	617	0,283	293,2
		1500	0,269	2616	559	0,284	291,5
	12	900	0,744	1979	1120	0,253	302,4
		1100	0,478	2207	985	0,253	290,9
		1300	0,349	2298	874	0,253	282,7
		1500	0,359	2254	787	0,253	277,6
	14	900	0,561	1858	1053	0,256	310,8
		1100	0,405	1974	908	0,262	303,1
		1300	0,319	2049	796	0,271	293,1
		1500	0,303	2084	715	0,282	280,7
Oběh s komůrkou	10	900	0,460	2068	640	0,243	301,9
		1100	0,258	2620	598	0,245	321,9
		1300	0,157	3003	540	0,246	345,9
		1500	0,174	3219	467	0,243	373,9
	12	900	0,277	2213	988	0,272	301,9
		1100	0,229	2265	834	0,280	293,3
		1300	0,226	2261	728	0,287	288,6
		1500	0,258	2201	670	0,294	288
	14	900	0,184	2001	890	0,259	299,8
		1100	0,178	1693	775	0,265	300,7
		1300	0,181	1697	692	0,273	294,3
		1500	0,201	2013	641	0,284	280,79

Tabulka 9.3: Tabulka naměřených hodnot v režimu asistované detonace

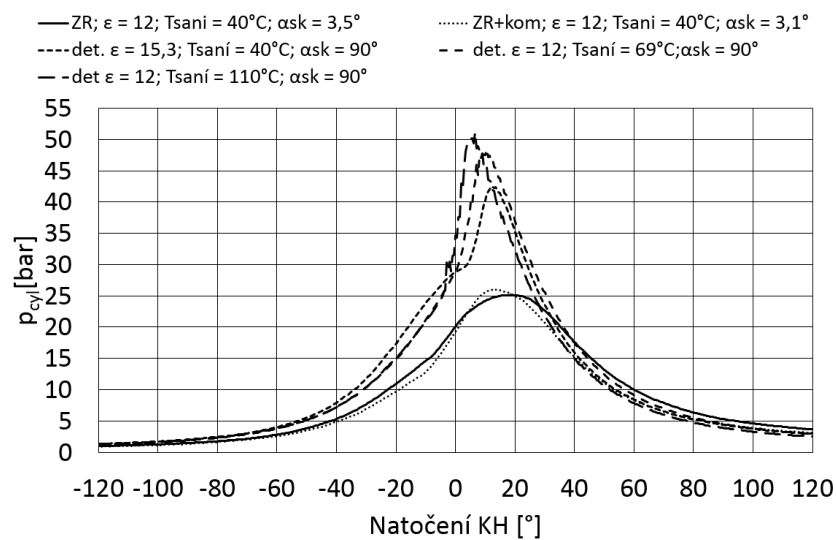
	K. P.	Otáčky	Emise			Účinnost	Spotřeba
	ϵ [-]	n [1/min]	CO [%]	NO_x [ppm]	THC [ppm]	η_i [-]	mpe [g/kWh]
detonační režim	15,3	900	0,229	549	1203	0,248	318,6
		1100	0,161	684	1835	0,249	318,0
		1300	0,159	489	1790	0,251	315,5
		1500	0,136	394	1818	0,249	317,8
detonační režim $\epsilon=12$	69°C	1300	0,097	3450	729	0,259	305,0
	110°C	1300	0,131	3334	682	0,189	418,7

Tabulka 9.2: Tabulka naměřených hodnot v režimu asistované detonace

	K. P. ϵ [-]	Otáčky n [1/min]	Emise			Účinnost η_i [-]	Spotřeba mpe [g/kWh]
			CO [%]	NO _x [ppm]	THC [ppm]		
detonační režim	15,3	900	0,229	549	1203	0,248	318,6
		1100	0,161	684	1835	0,249	318,0
		1300	0,159	489	1790	0,251	315,5
		1500	0,136	394	1818	0,249	317,8



Obrázek 9.1: Průběh vyhořívání paliva



Obrázek 9.2: Vysokotlaká indikace

10 Závěr

Předložená disertační práce se zabývá vznikem emisí a možnostmi jejich snížení u stacionárních spalovacích motorů.

V úvodu práce je popsán současný stav problematiky a poznání týkající se spalování v pístovém motoru. S tím souvisí i uvedení základních typů spalování a jejich vlastností.

Rešeršní část práce je možné rozdělit do dvou hlavních kapitol a to emise a přehled ověřených strategií, pro dosažení detonačního spalování. V emisní části jsou popsány sledované emise a jejich vznik. Další část je věnována redukci emisí za pomoci různých typů katalytických reakcí a nebo moderních systémů zachycujících částice. Součástí této části práce je i stručný přehled emisní aparatury, která je pro měření sledovaných emisí používána. V části práce, věnující se strategiím k dosažení detonačního spalování, je uvedeno několik variant a jejich stručný popis.

Podstatná část práce je věnována návrhu řídicího systému spalovacího motoru. Pro účely práce byly vyvinuty tři varianty zařízení. První řídicí jednotka byla postavena na mikrokontroléru ATmega a byla navržena jako jednoduché zařízení pro počáteční rozeběhnutí motoru. S narůstajícími požadavky došlo k vývoji druhé verze jednotky, která využívala signifikantně výkonnější typ mikrokontroléru. Účelem této jednotky bylo sledovat nárůst tlaku pomocí tlakového snímače Optrand a následně upravovat řídicí veličiny pro zajištění chodu motoru jak v režimu zážehovém, tak detonačním. Po prvních zkouškách se projevila vlastnost, v podobě pomalého zpracování vstupních dat a programových smyček. To v konečném důsledku způsobovalo nežádoucí poruchy v chodu motoru. Předposlední popisovanou variantou je jednotka postavená na programovatelném automatu, který je modulární a umožňuje výbornou modifikovatelnost. Problémem u této jednotky byla časová náročnost řídicí smyčky a tím vzniklá nestabilita chodu motoru. Jako poslední byla využita dedikovaná univerzální řídicí jednotka. S touto jednotkou byla následně provedena měření.

Experimentální část obsahuje měření parametrů jako jsou spotřeba, emise, vysokotlaká indikace, podíl vyhoření náplně a variabilita cyklů. Všechny tyto veličiny byly vyhodnoceny a jsou uvedeny v grafech v jednotlivých kapitolách. V měřených režimech byla snaha dosáhnout stejného nebo podobného středního indikovaného tlaku. Tlak byl volen s ohledem na technické možnosti stanoviště s požadavkem na zachování provozuschopnosti motoru.

Na základě naměřených hodnot u dvou variant asistovaného detonačního spalování je možné vyvodit následující závěry. První režim asistované detonace byl dosažen pomocí vysoké hodnoty předstihu zážehu pomocí dvou zapalovacích svíček.

První byla na okraji plochého dna hlavy válce motoru a druhá se nacházela kolmo na osu zdvihu v blízkosti sacího ventilu. Teplota nasávané směsi byla 40 °C. Dosažené spalování vykazovalo vyšší rychlost vyhořívání náplně v rozmezí 5–50 %. Rychlost vyhoření náplně v rozmezí 50–90 % byla nižší než v případech režimu zážehového a zážehového s komůrkou. Variabilita byla vyšší než během konvenčních režimů, přibližně dvojnásobná.

Druhý typ detonačního spalování byl dosažen zvýšením teploty nasávané směsi. Zde byly proměřeny dvě hodnoty a to 69 °C a 110 °C. Z výsledků vyplývá vliv teploty na rychlost vyhořívání náplně. Rychlost vyhořívání náplně vykazovala v rozmezí 5–10 % podobnou hodnotu rychlosti vyhořívání jako u zážehového režimu. Další sledované rozmezí od 10 do 90 % vyhoření vykazovala vysokou rychlost. Variabilita středního indikovaného tlaku dosahovala, v tomto režimu, nejvyšší hodnoty ze všech měření.

Z výsledků lze tedy usuzovat, že nevhodnější variantou pro dosažení asistované detonace na zkušebním motoru je použití první varianty. Nižší teplota nasávané směsi nevyžaduje složitější systém ohřevu nasávané směsi a regulace byla znatelně lepší, než v případě druhé varianty. Možný vliv rychlejšího vyhoření části náplně, v počátku hoření, může vést ke stabilnějšímu hoření chudých směsí.

Součástí práce byly i úpravy emisního analyzátoru pro zvýšení jeho kompaktnosti umožňující použití při měření v provozních podmínkách při měření detonačního spalování, viz. fotografie na obr. 11.1, 11.2, 11.3, 11.4 určené pro instalaci na malé motocykly za účelem měření jejich emisí za provozu [A.6], [A.7]. Toto zařízení je kromě výše uvedeného vybaveno elektrochemickým článkem pro měření koncentrací NO_2 a čidly umožňující měření otáček motoru na více principy. Zařízení bylo vyrobeno na zakázku pro Laboratoře vozidlových emisí (VELA), které jsou součástí Společného výzkumného centra (JRC) Evropské komise v Ispře, Itálie.

Autor se rovněž aktivně podílel na ověřovacích a porovnávacích měřeních obou přenosných zařízení v JRC, které jsou popsány v rukopise, přijatém k veřejné diskusi v periodiku Atmospheric Measurement Techniques [A.8].

- **Výsledky práce:**
 - Návrh, výroba a zprovoznění zkušebního stanoviště, umožňující chod motoru v detonačním režimu,
 - porovnání vlivu komůrky ve spalovacím prostoru na vlastnosti hoření a emise,
 - porovnávací měření emisí pro různé otáčkové charakteristiky a měnící se kompresní poměr,
 - použití komůrky pro zlepšení parametrů jiskrou asistovaného detonačního spalování.

- **Mezi významné poznatky uvedené práce řadím zejména**
 - Navržená konstrukce zařízení projevila spolehlivost během měření a je vhodná pro další výzkum,
 - posouzení vlivu komůrky na variabilitu cyklu a vylepšení vlastností detonačního režimu,
 - zařízení je možné lehce modifikovat díky stavebnicové konstrukci.

- **Doporučený postup k pokračování výzkumu detonačního spalování**
 - Zkoumání vlivu tvaru pasivní komůrky na průběh spalování,
 - vývoj aktivní komůrky se vstřikovačem pro tvorbu nehomogenní směsi,
 - měření detonačního spalování při kompresním poměru ϵ 12:1,
 - optická vizualizace průběhu hoření ve spalovacím prostoru,
 - využití dalších možností optimalizace nízkoteplotního spalování pomocí recirkulace výfukových plynů, nebo využití přepřívání.

Literatura

- [1] Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren.: Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Ölkraftmaschinen, 1905. 2. Berlin: Verlag von Julius Springer.
- [2] MOTYL Krzysztof a Tadeusz J. RYCHTER. HCCI engine – a preliminary Analysis. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2003, vol. 10, 3-4. Dostupné z: <https://ilot.edu.pl/KONES/2003/3-4/25.pdf>
- [3] BEROUN, Stanislav a Karel PÁV, 2013. Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů: (doplňková skripta pro magisterský studijní program). Liberec: Technická univerzita v Liberci. ISBN isbn978-80-7372-957-8.
- [4] ZHAO Hua. HCCI and CAI engines for automotive industry. Boca Raton, FL: CRC press, 2007. ISBN 978-1-84569-128-8.
- [5] DEC, John E. a Yi YANG, 2010. Boosted HCCI for High Power without Engine Knock and with Ultra-Low NOx Emissions - using Conventional Gasoline. SAE International Journal of Engines [online]. 3(1), 750-767 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2010-01-1086. ISSN 1946-3944. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2010-01-1086/>
- [6] AROONSRISOPON, Tanet, Volker SOHM, Philipp WERNER, David E. FOSTER, Takeshi MORIKAWA a Minoru IIDA, An Investigation Into the Effect of Fuel Composition on HCCI Combustion Characteristics [online]. In: . 2002-10-21 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2002-01-2830. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2002-01-2830/>
- [7] RYAN, Thomas W. a Andrew C. MATHEAUS, Fuel Requirements for HCCI Engine Operation [online]. In: . 2003-05-19 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2003-01-1813. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2003-01-1813/>
- [8] HEYWOOD, John B., c1988. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill. ISBN 007028637X.
- [9] VRBA, Alois, 1972. Spalovací motory - Díl 5. Konstrukce průmyslových, lodních a dráhových motorů. Praha: České vysoké učení technické v Praze.

- [10] JEULAND, Nicolas, Xavier MONTAGNE a Pierre DURET, Engine and Fuel Related Issues of Gasoline CAI (Controlled Auto-Ignition) Combustion [online]. In: . 2003-05-19 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2003-01-1856. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2003-01-1856/>
- [11] Dostupné z: <https://www.dieselnets.com/standards/eu/ld.php>
- [12] RAIS, Jiří, 1969. Chemie pro nechemické vysoké školy technické. Praha: Státní nakladatelství technické literatury. Řada chemické literatury.
- [13] Particle Size. UW-Eau Claire [online]. Copyright © 2019 [cit. 14.12.2019]. Dostupné z: <https://www.uwec.edu/academics/college-arts-sciences/departments-programs/watershed-institute/explore-opportunities/sand-mining-research/silica-basics/particle-size/>
- [14] WICHTERLE, Oto a František PETRŮ, 1956. Anorganická chemie. 2. vyd. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd.
- [15] HECK, Ronald M., Robert J. FARRAUTO a Suresh T. GULATI, c2009. Catalytic air pollution control: commercial technology. 3rd ed. Hoboken, N.J.: John Wiley. ISBN isbn978-0-470-27503-0.
- [16] KOLTSAKIS, G, 1997. Catalytic automotive exhaust aftertreatment. Progress in Energy and Combustion Science [online]. 23(1), 1-39 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1016/S0360-1285(97)00003-8. ISSN 03601285. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360128597000038>
- [17] KAŠPAR, Jan, Paolo FORNASIERO a Neal HICKEY, 2003. Automotive catalytic converters: current status and some perspectives. Catalysis Today [online]. 77(4), 419-449 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1016/S0920-5861(02)00384-X. ISSN 09205861. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S092058610200384X>
- [18] IWASAKI, Masaoki a Hirofumi SHINJOH, 2010. A comparative study of “standard”, “fast” and “NO₂” SCR reactions over Fe/zeolite catalyst. Applied Catalysis A: General [online]. 390(1-2), 71-77 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1016/j.apcata.2010.09.034. ISSN 0926860X. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0926860X10006885>
- [19] https://www.dieselnets.com/tech/cat_cr.php
- [20] BOUCHEZ, Matthias a Jean Baptiste DEMENTHON, Strategies for the Control of Particulate Trap Regeneration [online]. In: . 2000-03-06 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2000-01-0472. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2000-01-0472/>
- [21] DITTRICH Luboš. Vznětový motor na dimetyléter. Liberec 2012. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. vedoucí práce doc. Ing. Josef Laurin, CSc.

- [22] PENG, Han Hsuan, Kuan Lun PAN, Sheng Jen YU, Shaw Yi YAN a Moo Ben CHANG, 2016. Combining nonthermal plasma with perovskite-like catalyst for NO_x storage and reduction. *Environmental Science and Pollution Research* [online]. 23(19), 19590-19601 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1007/s11356-016-7114-2. ISSN 0944-1344. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s11356-016-7114-2>
- [23] PIUMETTI, Marco, Samir BENSAID, Debora FINO a Nunzio RUSSO, 2016. Catalysis in Diesel engine NO_x aftertreatment: a review. *Catalysis, Structure & Reactivity* [online]. 1(4), 155-173 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1080/2055074X.2015.1105615. ISSN 2055-074X. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/2055074X.2015.1105615>
- [24] TAKÁTS, Michal, 1997. Měření emisí spalovacích motorů. Praha: České vysoké učení technické. ISBN 80-01-01632-3.
- [25] Condensation Particle Counters (Centre for Atmospheric Science - The University of Manchester). Centre for Atmospheric Science (The University of Manchester) [online]. Dostupné z: <http://www.cas.manchester.ac.uk/restools/instruments/aerosol/cpc/>
- [26] PM Measurement: In-Situ Methods. DieselNet: Engine & Emission Technology Online [online]. Copyright © Ecopoint Inc. Revision [cit. 16.12.2019]. Dostupné z: https://www.dieselnets.com/tech/measure_pm_ins.php
- [27] Object moved [online]. Copyright © [cit. 16.12.2019]. Dostupné z: https://www.tsi.com/getmedia/1f8210ad-7614-4aa1-ac0c-09f4c3bc13fe/3750_A4_5002012_RevB_Web?ext=.pdf
- [28] CROOKS Mark. A Particle Sizer for Real-time Measurement OF RAPIDLY CHANGING AEROSOLS. Google [online]. Dostupné z: www.chromatographytoday.com/article/tsi-instruments/download/
- [29] SEMENOV, Nikolaj N., 1942. Thermal Theory of Combustion and Explosion III. Theory of Normal Flame Propagation. In: Naca-tm-1026. MAGiC NACA Archive [online]. Dostupné z: <http://naca.central.cranfield.ac.uk/report.php?NID=1942>
- [30] GUSSAK, L. A., Michael C. TURKISH a Donald C. SIEGLA, High Chemical Activity of Incomplete Combustion Products and a Method of Prechamber Torch Ignition for Avalanche Activation of Combustion in Internal Combustion Engines [online]. In: . 1975-02-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/750890. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/750890/>
- [31] JO, Souk Hong, Pan Do JO, Tsutomu GOMI a Shigeru OHNISHI, Development of a Low-Emission and High-Performance 2-Stroke Gasoline Engine (NiCE) [online]. In: . 1973-02-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/730463. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/730463/>

- [32] NOGUCHI, Masaaki, Yukiyasu TANAKA, Taro TANAKA a Yukihiisa TAKEUCHI, A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion [online]. In: . 1979-02-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/790840. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/790840/>
- [33] NAJT, Paul M. a David E. FOSTER, Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion [online]. In: . 1983-02-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/830264. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/830264/>
- [34] THRING, R. H., Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines [online]. In: . 1989-09-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/892068. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/892068/>
- [35] STOCKINGER, M., H. SCHÄPERTÖNS a P. KUHLMANN: “Versuche an einem gemischansugenden Verbrennungsmotor mit Selbstzündning”, MTZ Motortechnische Zeitschrift 53 (1992) 2 pp 80-85.
- [36] OLSSON, Jan-Ola, Per TUNESTÅL a Bengt JOHANSSON, Closed-Loop Control of an HCCI Engine [online]. In: . 2001-03-05 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2001-01-1031. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2001-01-1031/>
- [37] CHRISTENSEN, Magnus, Bengt JOHANSSON, Per AMNÉUS a Fabian MAUSS, Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition [online]. In: . 1998-02-23 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/980787. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/980787/>
- [38] KOBAYASHI, Kazunobu, Takahiro SAKO, YOSHIMI SAKAGUCHI, Satoshi MORIMOTO, Sumihiro KANEMATSU, Kiyoshi SUZUKI, Tohru NAKAZONO a Hiroyuki OHTSUBO, 2011. Development of HCCI natural gas engines. Journal of Natural Gas Science and Engineering [online]. 3(5), 651-656 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1016/j.jngse.2011.07.002. ISSN 18755100. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1875510011000722>
- [39] BABAJIMOPOULOS, Aristotelis, George A. LAVOIE a Dennis N. ASSANIS, Modeling HCCI Combustion With High Levels of Residual Gas Fraction - A Comparison of Two VVA Strategies [online]. In: . 2003-10-27 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2003-01-3220. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2003-01-3220/>
- [40] ISHIBASHI, Yoichi a Masahiko ASAI, Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion [online]. In: . 1996-02-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/960742. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/960742/>
- [41] Honda EXP-2, Honda Collection Hall. Dostupné z: www.honda-museum.com

- [42] AOYAMA, Taro, Yoshiaki HATTORI, Jun'ichi MIZUTA a Yasuo SATO, An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine [online]. In: . 1996-02-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/960081. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/960081/>
- [43] TAKEDA, Yoshinaka, Nakagome KEIICHI a Niimura KEIICHI, Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection [online]. In: . 1996-05-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/961163. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/961163/>
- [44] AKAGAWA, Hisashi, Takeshi MIYAMOTO, Akira HARADA, Satoru SASAKI, Naoki SHIMAZAKI, Takeshi HASHIZUME a Kinji TSUJIMURA, Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion [online]. In: . 1999-03-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/1999-01-0183. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/1999-01-0183/>
- [45] HASHIZUME, Takeshi, Takeshi MIYAMOTO, Akagawa HISASHI a Kinji TSUJIMURA, Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion [online]. In: . 1998-02-23 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/980505. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/980505/>
- [46] KIMURA, Shuji, Osamu AOKI, Hiroshi OGAWA, Shigeo MURANAKA a Yoshiteru ENOMOTO, New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines [online]. In: . 1999-10-25 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/1999-01-3681. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/1999-01-3681/>
- [47] KIMURA, Shuji, Yukio MATSUI a Takane ITOH, Effects of Combustion Chamber Insulation on the Heat Rejection and Thermal Efficiency of Diesel Engines [online]. In: . 1992-02-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/920543. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/920543/>
- [48] KIMURA, Shuji, Osamu AOKI, Yasuhisa KITAHARA a Eiji AIYOSHIZAWA, Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards [online]. In: . 2001-03-05 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2001-01-0200. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2001-01-0200/>
- [49] YANG, Jialin a Thomas KENNEY, Robustness and Performance Near the Boundary of HCCI Operating Regime of a Single-Cylinder OKP Engine [online]. In: . 2006-04-03 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2006-01-1082. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2006-01-1082/>
- [50] ZHAO, H., 2010. Direct injection gasoline engines with autoignition combustion. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development* [online]. Elsevier, 2010 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1533/9781845697327.133. ISBN 9781845693893. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9781845693893500062>

- [51] WALTER, Bruno a Bertrand GATELLIER, Development of the High Power NADI™ Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions [online]. In: . 2002-05-06 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2002-01-1744. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2002-01-1744/>
- [52] FUERHAPTER, A., W. F. PIOCK a G. K. FRAIDL, CSI - Controlled Auto Ignition - the Best Solution for the Fuel Consumption - Versus Emission Trade-Off? [online]. In: . 2003-03-03 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2003-01-0754. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2003-01-0754/>
- [53] YUN, Hanho, Nicole WERMUTH a Paul NAJT, 2010. Extending the High Load Operating Limit of a Naturally-Aspirated Gasoline HCCI Combustion Engine. SAE International Journal of Engines [online]. 3(1), 681-699 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2010-01-0847. ISSN 1946-3944. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2010-01-0847/>
- [54] URUSHIHARA, Tomonori, Koichi YAMAGUCHI, Koudai YOSHIZAWA a Teruyuki ITOH, A Study of a Gasoline-fueled Compression Ignition Engine Expansion of HCCI Operation Range Using SI Combustion as a Trigger of Compression Ignition [online]. In: . 2005-04-11 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2005-01-0180. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2005-01-0180/>
- [55] HYVÖNEN, Jari, Göran HARALDSSON a Bengt JOHANSSON, Operating Conditions Using Spark Assisted HCCI Combustion During Combustion Mode Transfer to SI in a Multi-Cylinder VCR-HCCI Engine [online]. In: . 2005-04-11 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2005-01-0109. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2005-01-0109/>
- [56] HASEGAWA, Ryo a Hiromichi YANAGIHARA, HCCI Combustion in DI Diesel Engine [online]. In: . 2003-03-03 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2003-01-0745. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2003-01-0745/>
- [57] WALTER, B. a B. GATELLIER, 2003. Near Zero NOx Emissions and High Fuel Efficiency Diesel Engine: the Naditm Concept Using Dual Mode Combustion. Oil & Gas Science and Technology [online]. 58(1), 101-114 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.2516/ogst:2003007. ISSN 1294-4475. Dostupné z: <http://ogst.ifpenergiesnouvelles.fr/10.2516/ogst:2003007>
- [58] LOSKOT Karel, 1939. Tekutá paliva motorová. Praha: Českomoravské knihkupectví, s. s r. o.
- [59] <https://www.optrand.com>
- [60] GREEVE, M.: Engine Control with Open Software Based on an Industrial PLC. Dostupné z: https://www.avat.de/fileadmin/filecontent/05-aktuelles/02-presse/2016/08_09_16_PR_Engine_Control_MTZindustrial_3_2016_mit_Titelbild.pdf

- [61] Vojtisek-Lom, M., Cobb, J.T.: On-road light-duty vehicle emission measurements using a novel inexpensive onboard portable system. Presented at the 8th CRC On-road vehicle emissions workshop, San Diego, CA, April 20-22, 1998.
- [62] VOJTISEK-LOM, Michal, PECHOUT, Martin a Martin MAZAC, Real-World On-Road Exhaust Emissions from an Ordinary Gasoline Car Operated on E85 and on Butanol-Gasoline Blend [online]. In: . 2013-09-08 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2013-24-0102. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2013-24-0102/>
- [63] VOJTISEK-LOM, Michal, Martin PECHOUT a Michael FENKL, Measurement of Exhaust Emissions of Small Gasoline Engines Under Real-World Driving Conditions [online]. In: . 2014-10-13 [cit. 2020-01-24]. DOI: 10.4271/2014-01-2811. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2014-01-2811/>
- [64] DITTRICH, Luboš, Martin PECHOUT a Michal VOJTÍŠEK-LOM. Miniature full-flow dilution tunnel for small engine emissions tests, EFM 2019
- [65] BLAŽEK, Josef. Výzkum a vývoj komůrkového zážehu pro vozidlový motor. Liberec, 2008. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Lubomír Moc, CSc.
- [66] VOJTISEK-LOM, Michal, Michael FENKL, Martin DUFEK a Jan MAREŠ, Off-cycle, Real-World Emissions of Modern Light Duty Diesel Vehicles [online]. In: . 2009-09-13 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2009-24-0148. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2009-24-0148/>
- [67] PAN, Jiaying, Peng ZHAO, Chung K LAW a Haiqiao WEI, 2016. A predictive Livengood–Wu correlation for two-stage ignition. International Journal of Engine Research [online]. 17(8), 825-835 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1177/1468087415619516. ISSN 1468-0874. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1468087415619516>
- [68] DOUAUD, A. M. a P. EYZAT, Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines [online]. In: . 1978-02-01 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/780080. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/780080/>
- [69] Chemical Name Search. Welcome to the NIST WebBook [online]. Copyright © [cit. 22.12.2019]. Dostupné z: <https://webbook.nist.gov/chemistry/name-ser/>
- [70] DITTRICH, Aleš. Iniciace zážehu směsi zapalovací svíčkou [online]. Liberec, 2017 [cit. 2019-11-21]. Dostupné z: <<https://theses.cz/id/4d2lrq/>>. Disertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní.
- [71] VOJTISEK-LOM, Michal, Michael FENKL, Martin DUFEK a Jan MAREŠ, Off-cycle, Real-World Emissions of Modern Light Duty Diesel Vehicles [online]. In: . 2009-09-13 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.4271/2009-24-0148. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2009-24-0148/>

- [72] VOJTISEK-LOM, Michal a James T. Cobb. On-road light-duty vehicle emission measurements using a novel inexpensive on-board portable system. Presented at the 8th CRC On-road vehicle emissions workshop, San Diego, California, USA, 1998.

Seznam publikací autora souvisejících s řešenou problematikou

- [A.1] DITTRICH, Luboš a Martin PECHOUT. Návrh vzorkovače s konstantním průtokem. In Sborník příspěvků - Workshop pro doktoranty FT a FS TUL - sborník doktorandů Světlanka 2013. Rokytnice nad Jizerou: Technická univerzita v Liberci, 18.-20.9.2013. ISBN-978-80-7372-987-5.
- [A.2] DITTRICH, Luboš, Martin PECHOUT a Michal VOJTÍŠEK-LOM. Miniature full-flow dilution tunnel for small engine emissions tests, EFM 2019
- [A.3] VOJTÍŠEK-LOM Michal, Alessandro A. ZARDINI, Martin PECHOUT, Lubos DITTRICH, Fausto FORNI , François MONTIGNY, Massimo CARRIERO, Barouch GIECHASKIEL a Giorgio MARTINI. Mini-PEMS: Real-driving emission measurement tool for small motorcycles
- [A.4] VOJTÍŠEK-LOM, Michal, Martin PECHOUT, Martin MAZAČ, Luboš DITTRICH, Luboš a Michael FENKL. High-Volume Combustion Aerosol Sampling Using Tandem Atmospheric Samplers. In Sborník příspěvků 17th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles. Zürich: ETH Zürich - Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 23.-26.6.2013. ISBN 978-3-033-04114-1.
- [A.5] NOVOTNÁ, Božena, Jitka SIKOROVÁ, Alena MILCOVÁ, et al., 2019. The genotoxicity of organic extracts from particulate truck emissions produced at various engine operating modes using diesel or biodiesel (B100) fuel: A pilot study. Mutation Research/Genetic Toxicology and Environmental Mutagenesis [online]. 845 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1016/j.mrgentox.2019.03.007. ISSN 13835718. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1383571818303462>
- [A.6] VOJTÍŠEK, Michal, Martin PECHOUT a Luboš DITTRICH. Components and procedures for a miniature specialty small motorcycle exhaust emissions analyzer. Výzkumná zpráva. Technická univerzita v Liberci, 2016.
- [A.7] VOJTÍŠEK, Michal, Martin PECHOUT a Luboš DITTRICH. Components for a miniature portable on-board emissions monitoring system. Výzkumná zpráva. Technická univerzita v Liberci, 2016. 307 Temporary Redirect. 307 Temporary Redi-

rect [online]. Dostupné z: <https://www.rvvi.cz/riv?s=rozsirene-vyhledavani&ss=detail&n=0&h=RIV%2F46747885%3A24210%2F16%3A00003847%21RIV17-MSM-24210>

- [A.8] VOJTÍŠEK, Michal, Alessandro ZARDINI, Martin PECHOUT, Luboš DITTRICH a kol.: A miniature Portable Emissions Measurement System (PEMS) for real-driving monitoring of motorcycles. Atmospheric Measurement Techniques Discussion, 2019, rukopis č. 387, DOI: 10.5194/amt-2019-387.

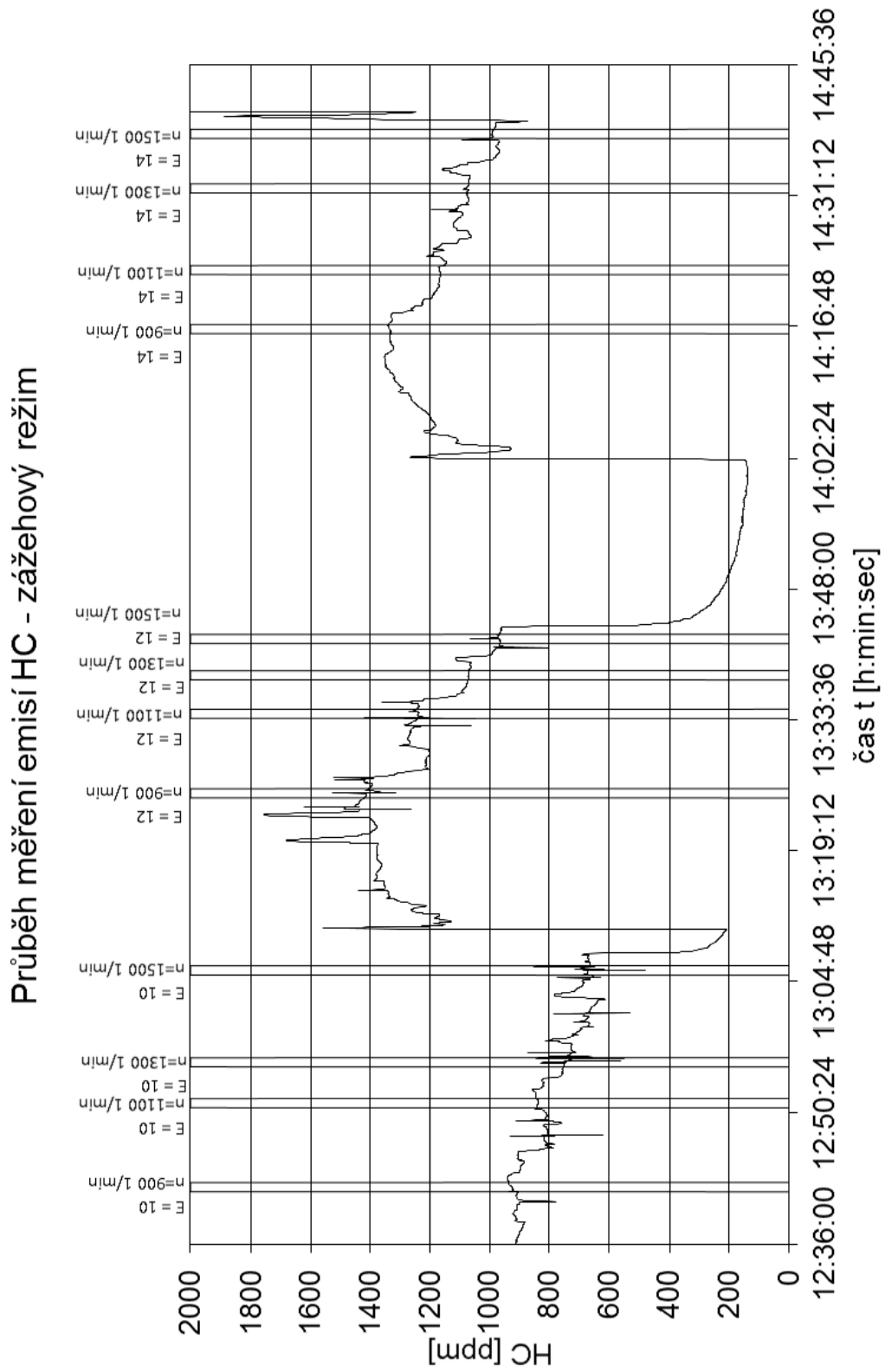
Seznam ostatních publikací autora

- [B.1] STOLCPARTOVA, Jitka, Martin PECHOUT, Lubos DITTRICH, Martin MAZAC, Michael FENKL, Kristyna VRBOVA, Jakub ONDRACEK a Michal VOJTISEK-LOM, 2015. Internal Combustion Engines as the Main Source of Ultrafine Particles in Residential Neighborhoods: Field Measurements in the Czech Republic. *Atmosphere* [online]. 6(11), 1714-1735 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.3390/atmos6111714. ISSN 2073-4433. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/2073-4433/6/11/1714>
- [B.2] VOJTÍŠEK, Michal, Vít BERÁNEK, Vojtěch KLÍR, Martin PECHOUT, Martin MAZÁČ a Luboš DITTRICH. Effect of Alcohol Blending on Real Driving Emissions of Particulate Matter from Ordinary Gasoline Automobile Engines: A Comparison among Ethanol, n-butanol and Isobutanol. In *Sborník konference BIOTRETH*. Krakow: Oil and Gas Institute - National Research Institute (Polsko), 25.-26.11.2015.
- [B.3] VOJTÍŠEK, Michal, Martin PECHOUT, Luboš DITTRICH, Michael FENKL a Jitka ŠTOLCPARTOVÁ. A preliminary assesment of variance in particulate mass emissions from a lawnmower under real driving conditions. XLV. INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONFERENCE OF THE CZECH AND SLOVAK UNIVERSITY DEPARTMENTS AND INSTITUTIONS DEALING WITH THE RESEARCH OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES.
- [B.4] VOJTISEK-LOM, Michal, Martin PECHOUT, Luboš DITTRICH, Michael FENKL a Jan TOPINKA. PM and PAH-Emissions of Non-DPF Trucks under Severe Congestion Conditions. 17th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles June 23-26, 2013.
- [B.5] VOJTISEK-LOM, Michal, Luboš DITTRICH a Michael FENKL. (2015). Measurement of emissions from independent bus heaters.. 19th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zurich, June 28 – July 1, 2015.
- [B.6] VOJTISEK-LOM, Michal, Martin PECHOUT, Lubos DITTRICH, et al., 2015. Polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH) and their genotoxicity in exhaust emissions from a diesel engine during extended low-load operation on diesel and biodiesel fuels. *Atmospheric Environment* [online]. 109, 9-18 [cit. 2020-01-23]. DOI: 10.1016/j.atmosenv.2015.02.077. ISSN 13522310. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135223101500206X>

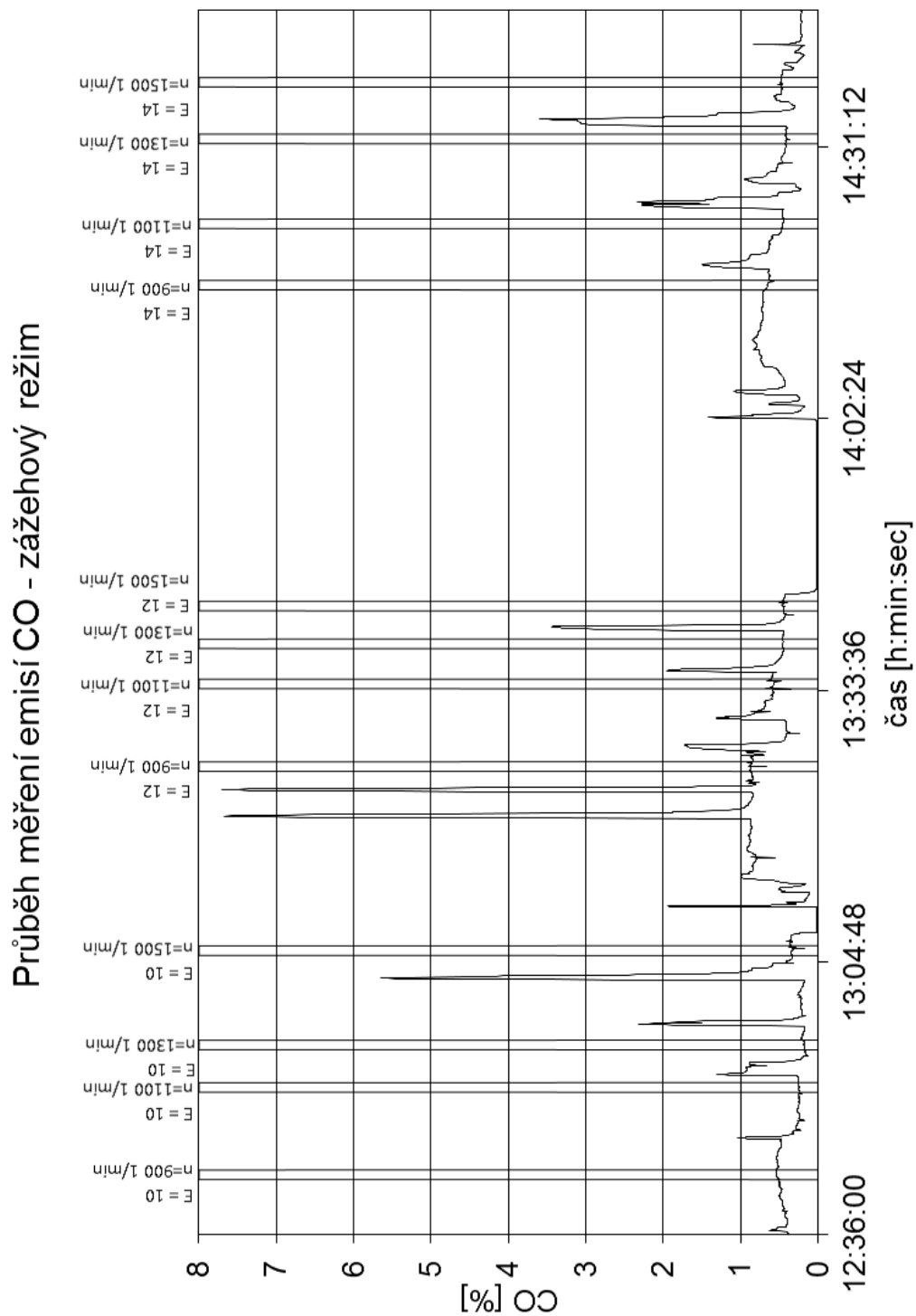
- [B.7] VOJTISEK-LOM, Michal, Martin PECHOUT, Lubos DITTRICH, Martin MAZAC a Jitka SIKOROVA. (2015). LOCATING URBAN HOT-SPOTS WITH MOBILE ON-LINE SIZE-RESOLVED NANOPARTICLE MEASUREMENT. 712-717.

11 Přílohy

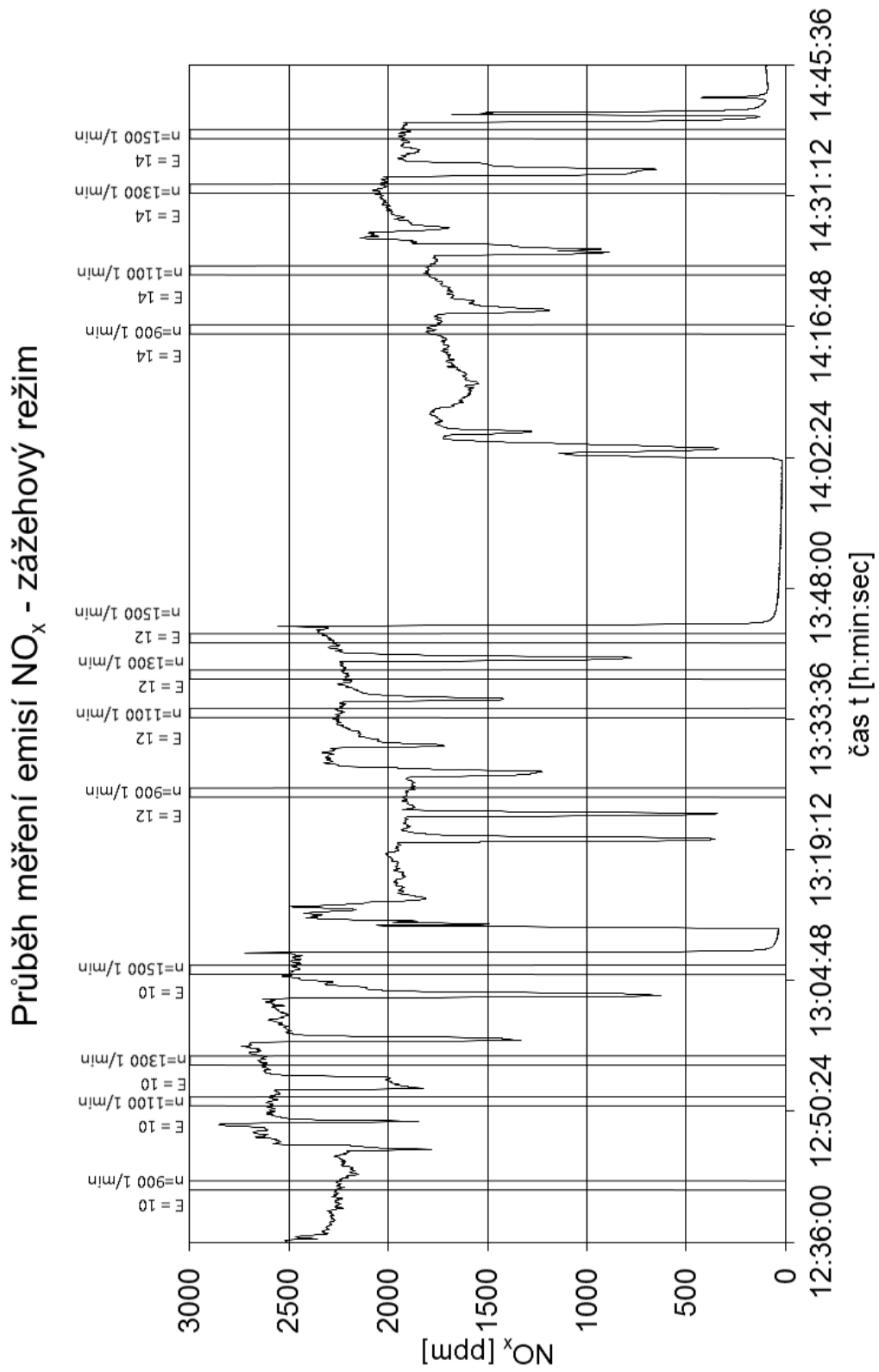
11.1 Průběh měření emisí HC – zážehový režim



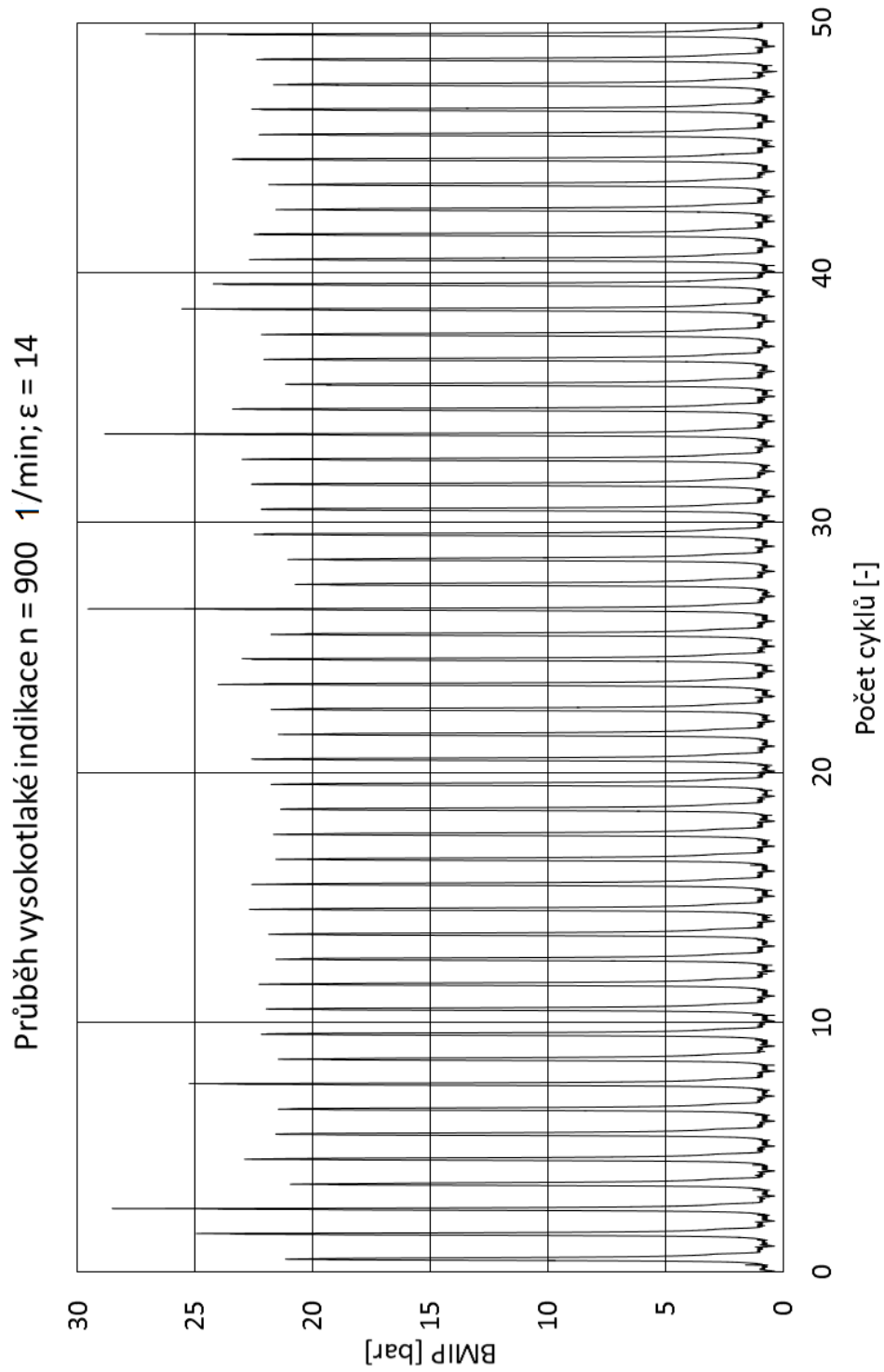
11.2 Průběh měření emisí CO – zážehový režim



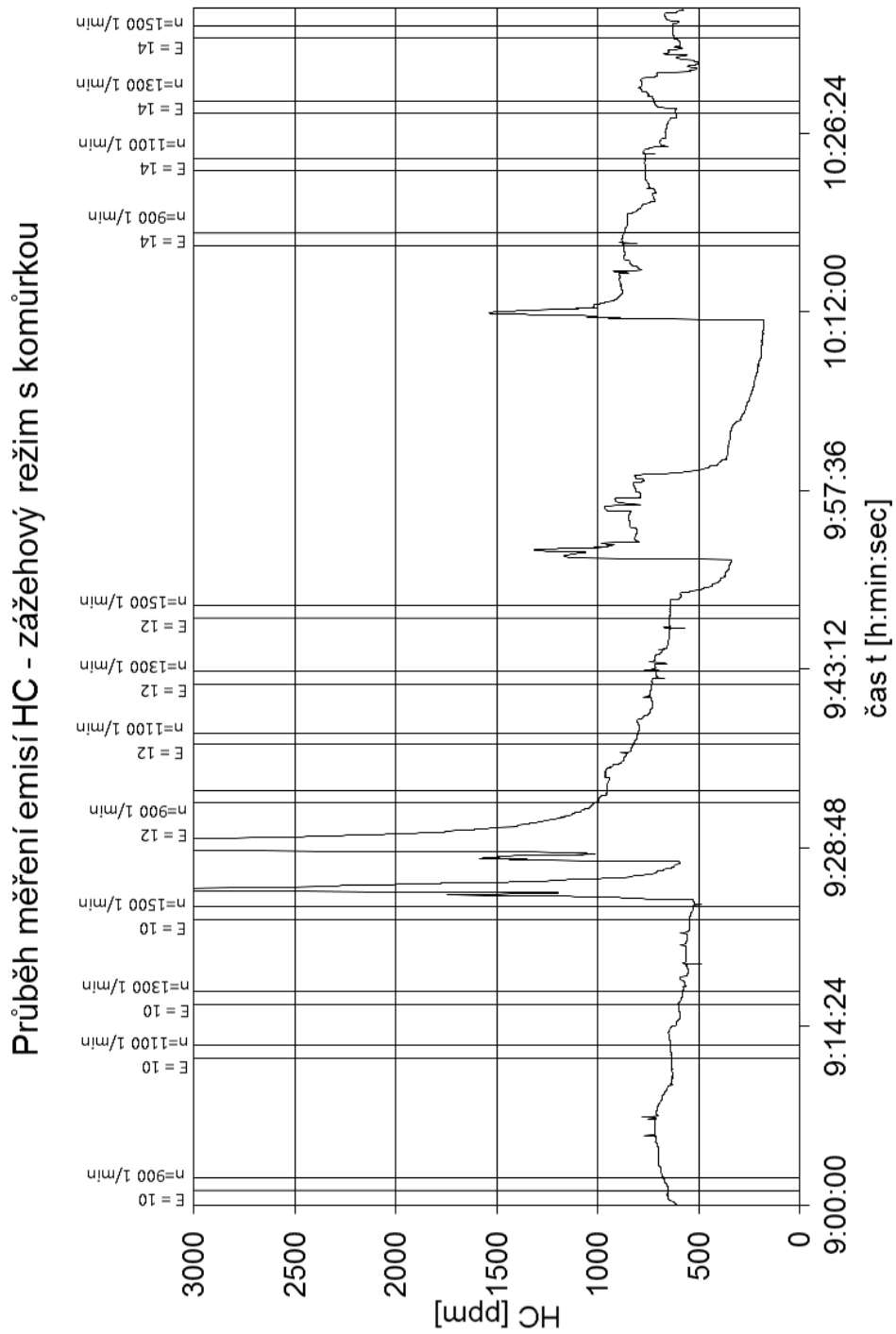
11.3 Průběh měření emisí NO_x – zážehový režim



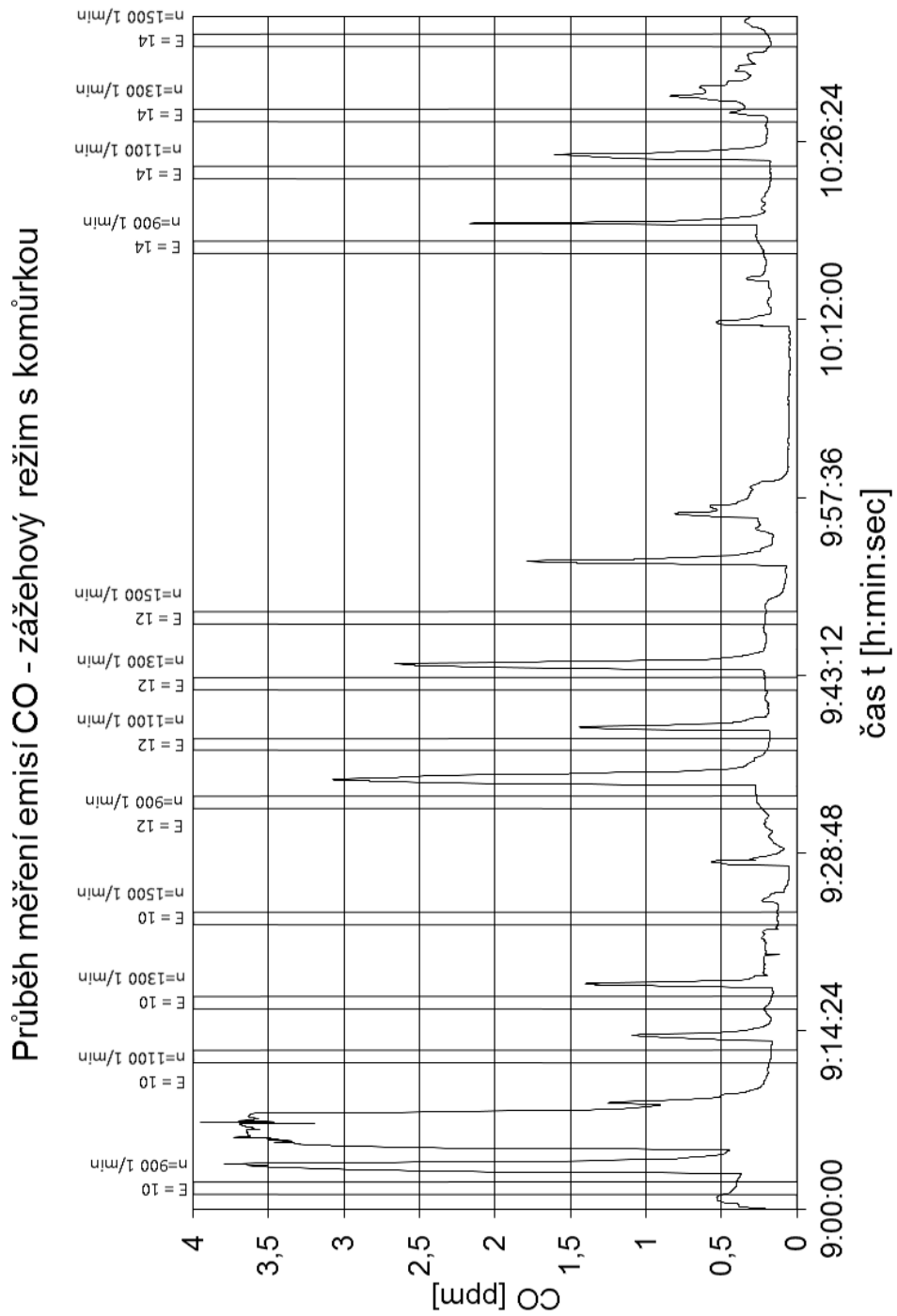
11.4 Příklad průběhu vysokotlaké indikace – zážehový režim



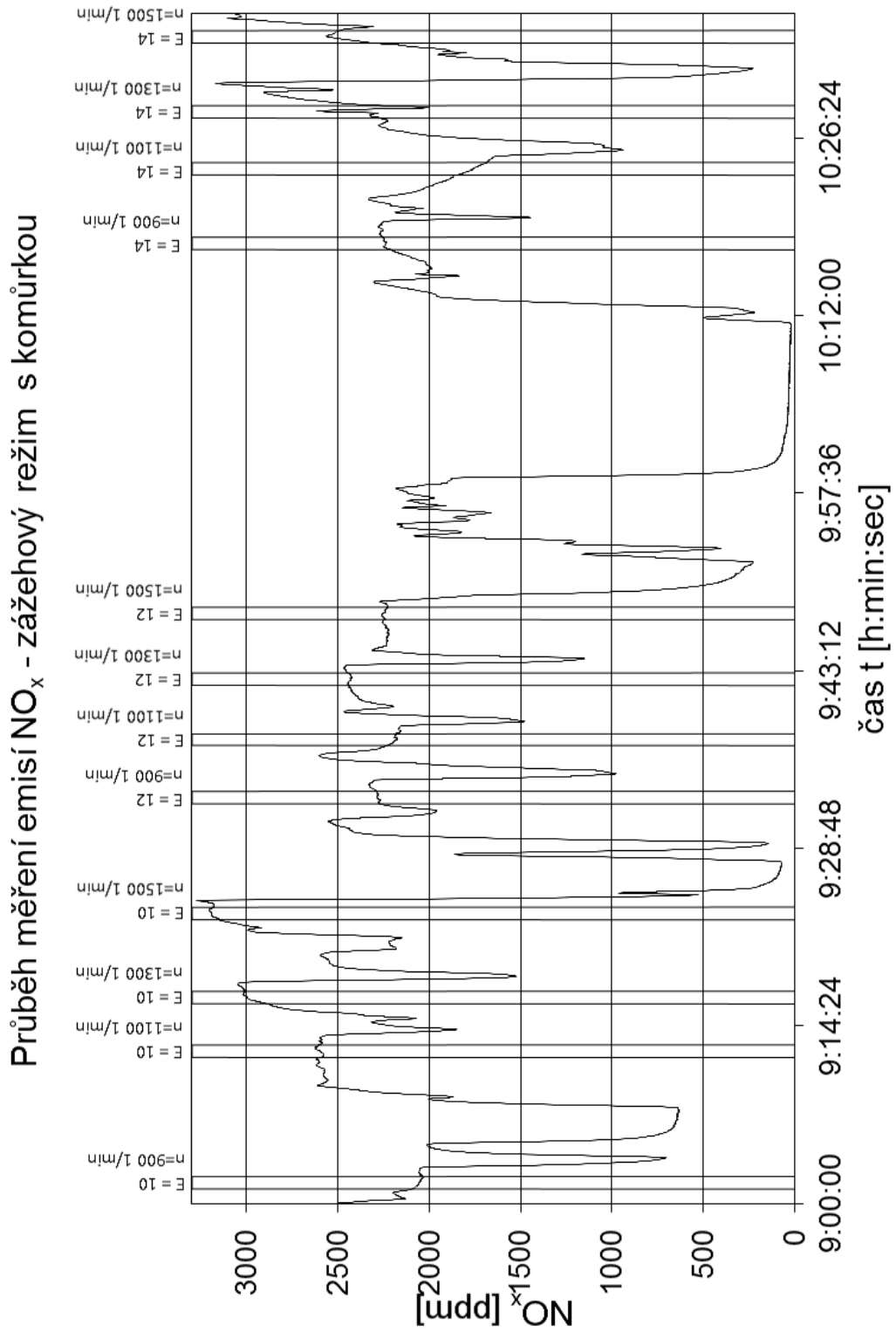
11.5 Průběh měření emisí HC – zážehový režim s komůrkou



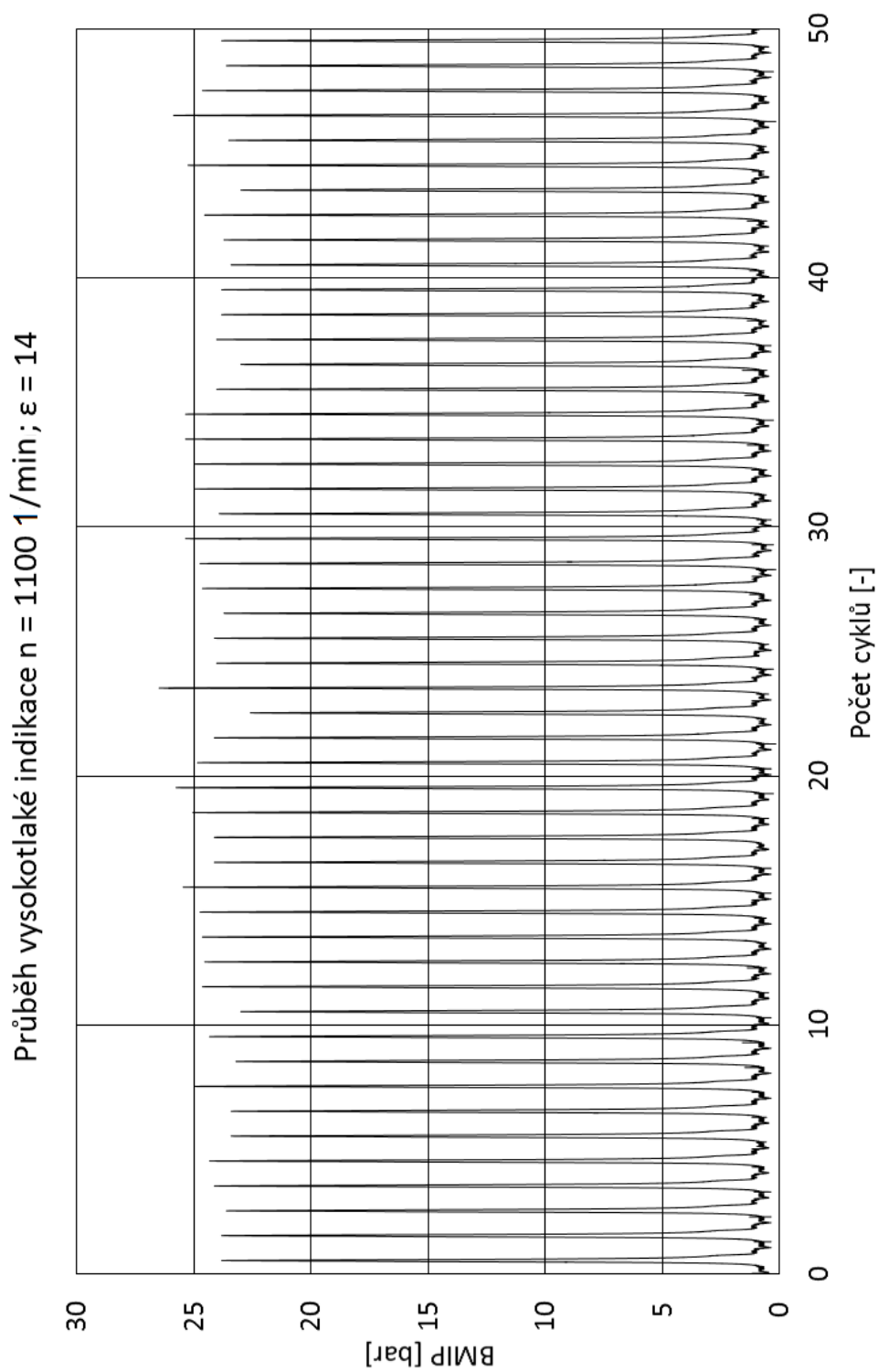
11.6 Průběh měření emisí CO – zážehový režim s komůrkou



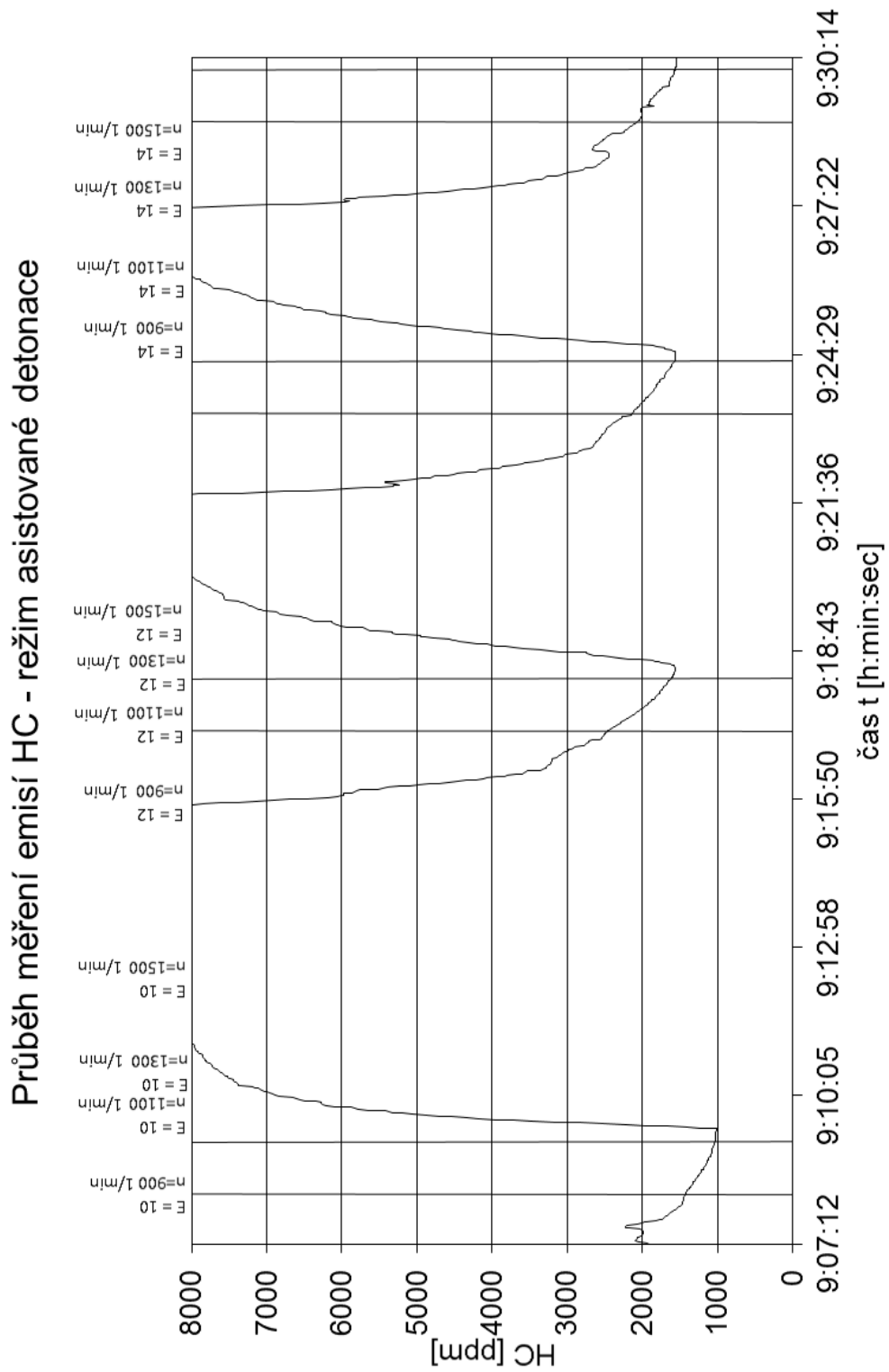
11.7 Průběh měření emisí NO_x – zážehový režim s komůrkou



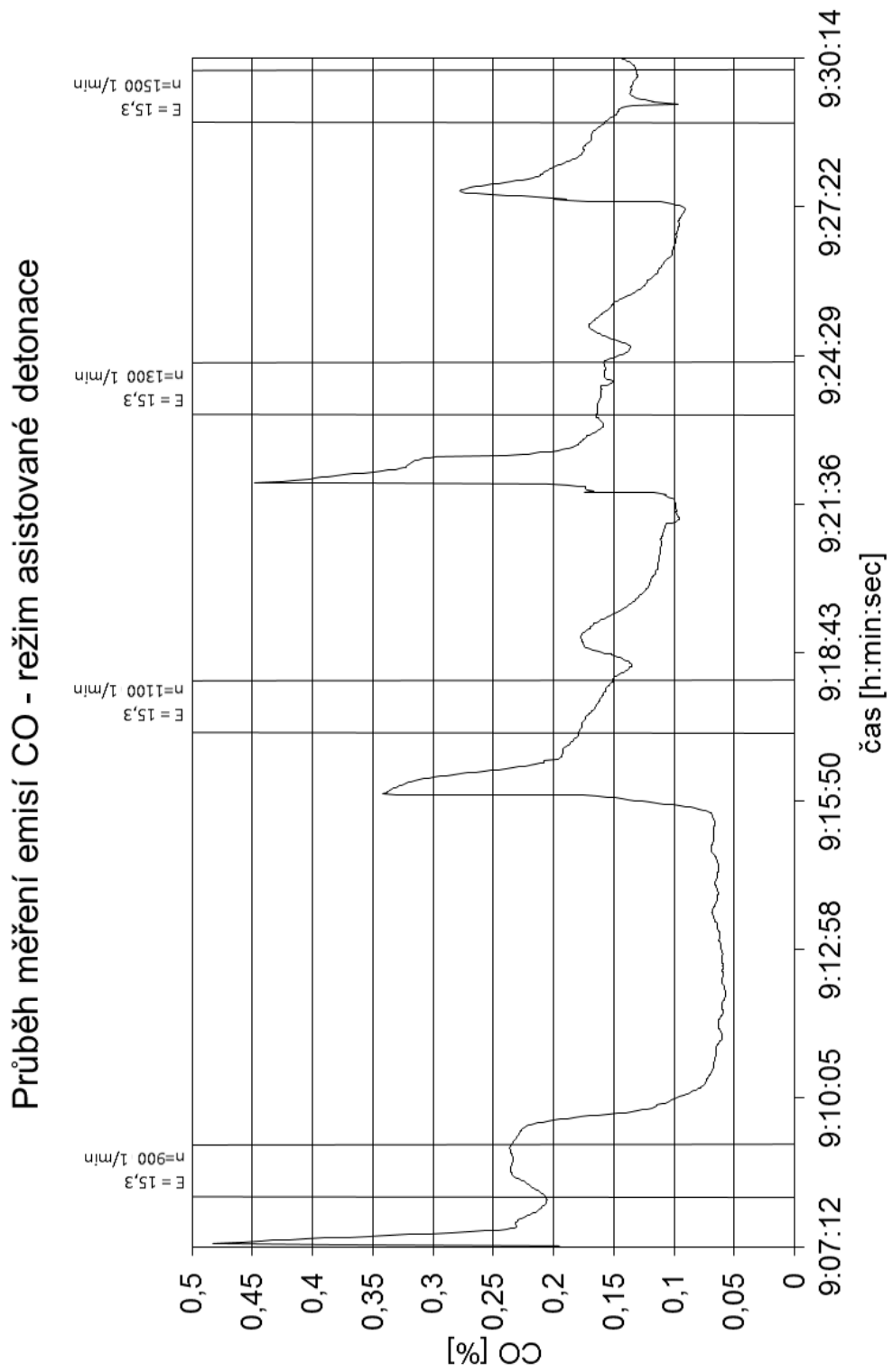
11.8 Příklad průběhu vysokotlaké indikace – zážehový režim s komůrkou



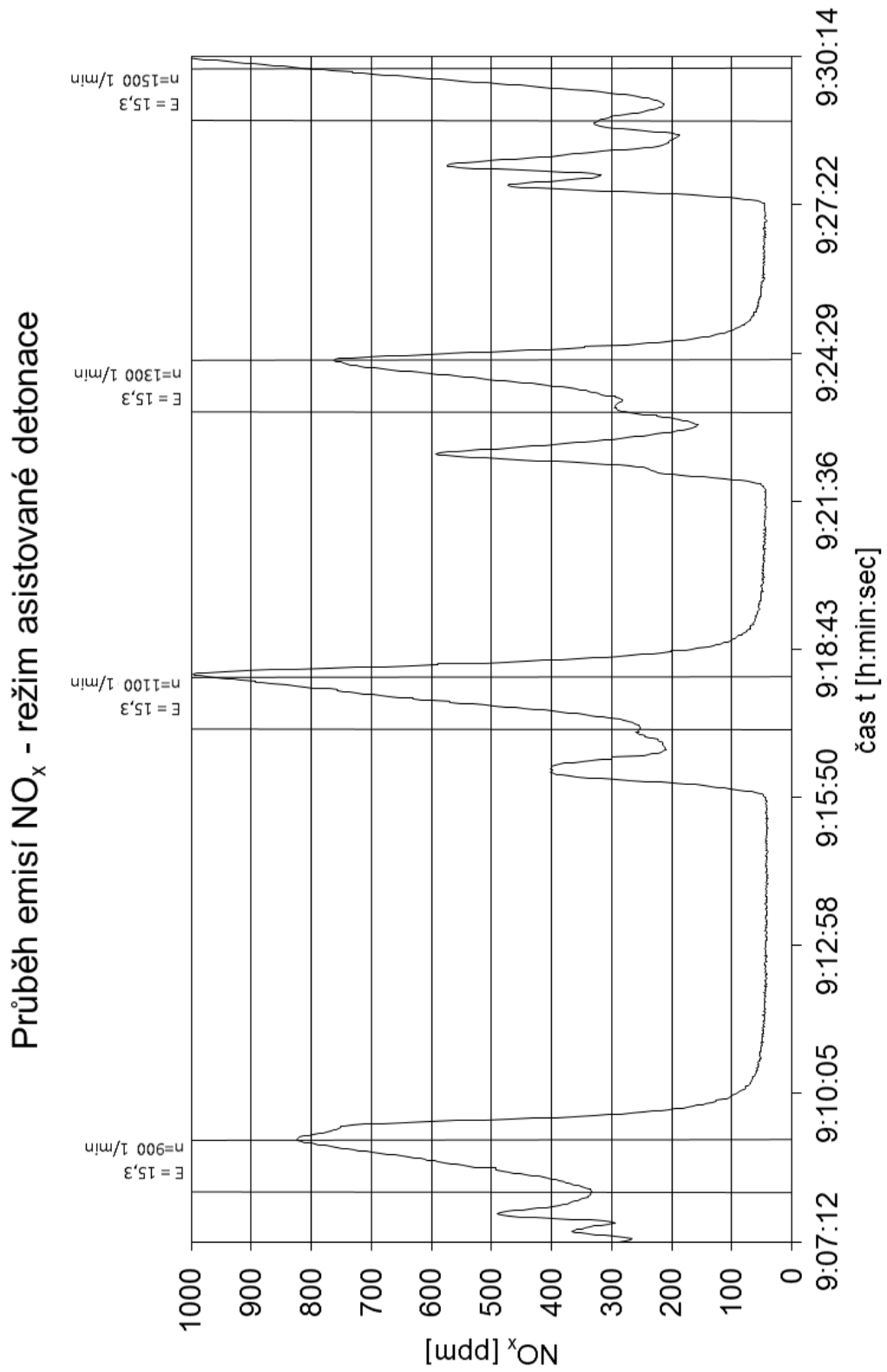
11.9 Průběh měření emisí HC – režim asistované detonace



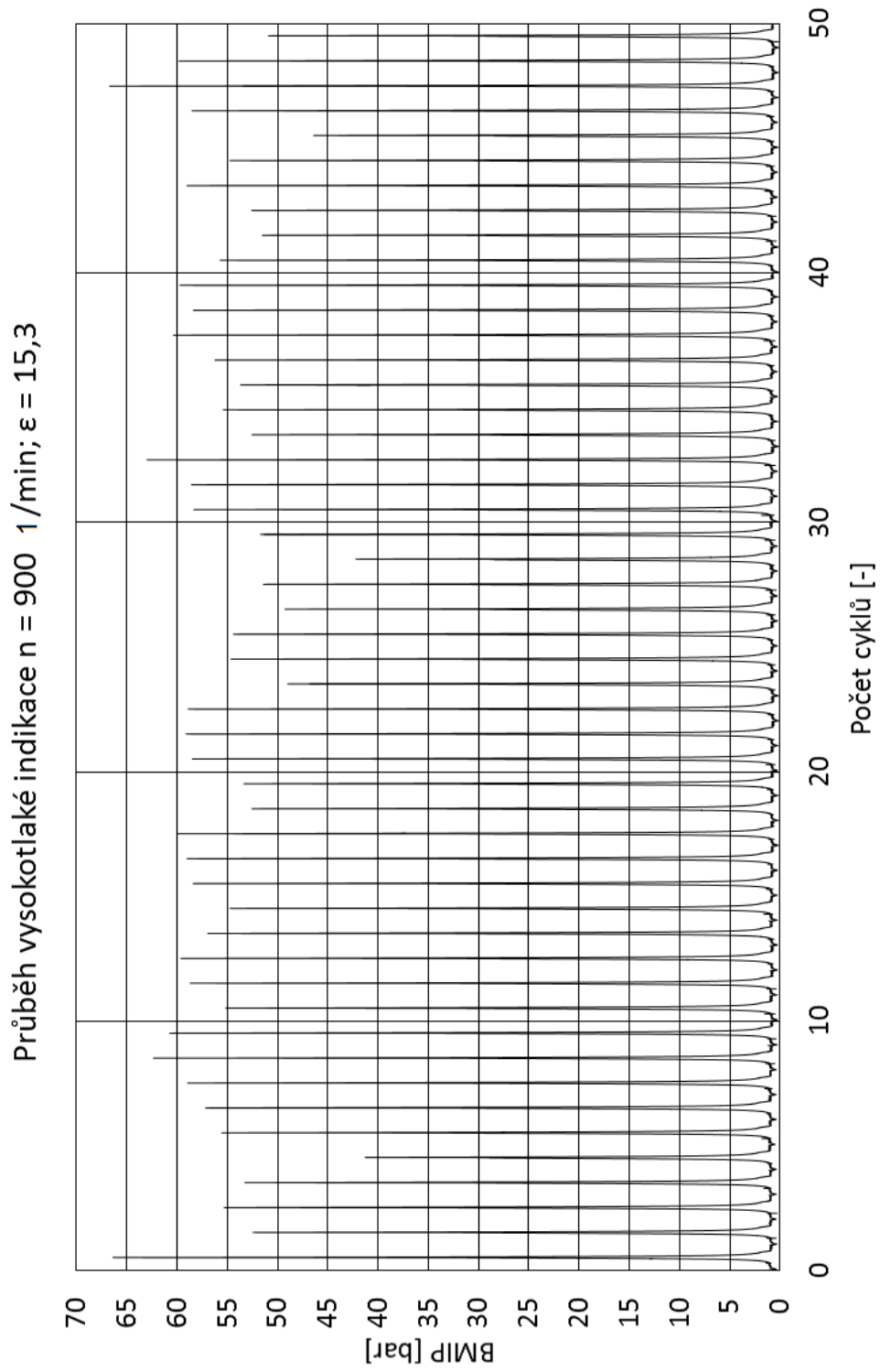
11.10 Průběh měření emisí CO – režim asistované detonace



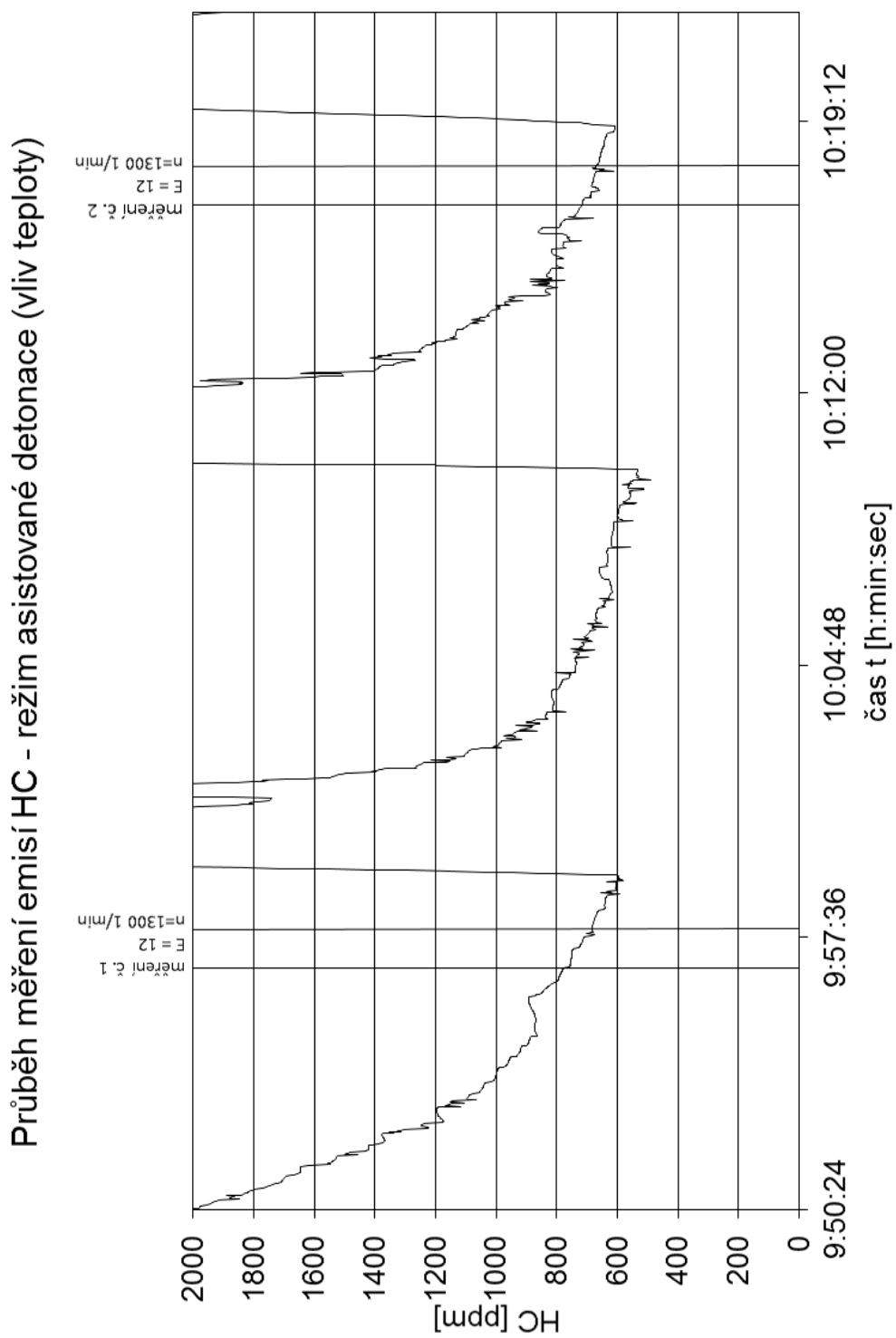
11.11 Průběh měření emisí NO_x – režim asistované detonace



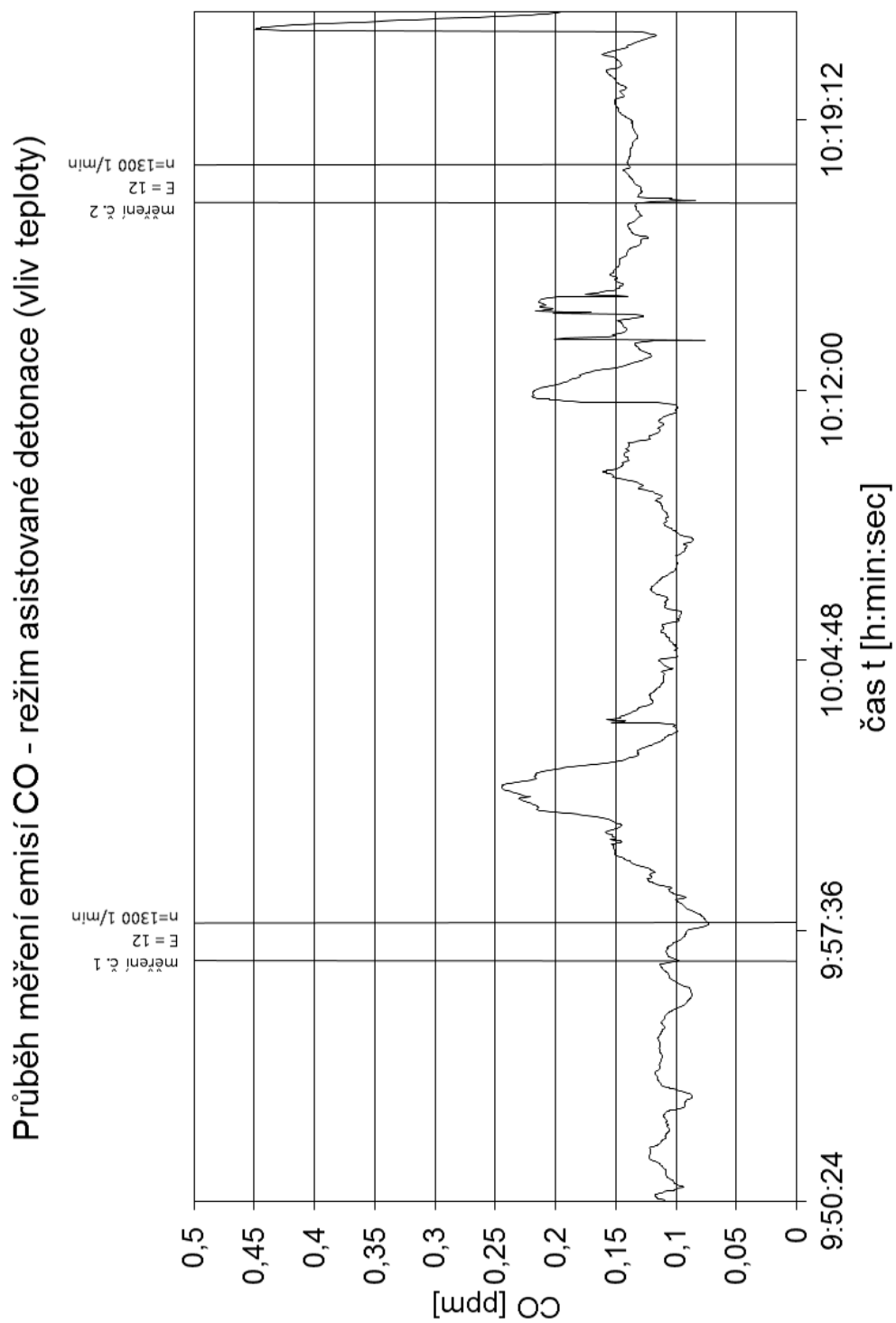
11.12 Příklad průběhu vysokotlaké indikace – režim asistované detonace



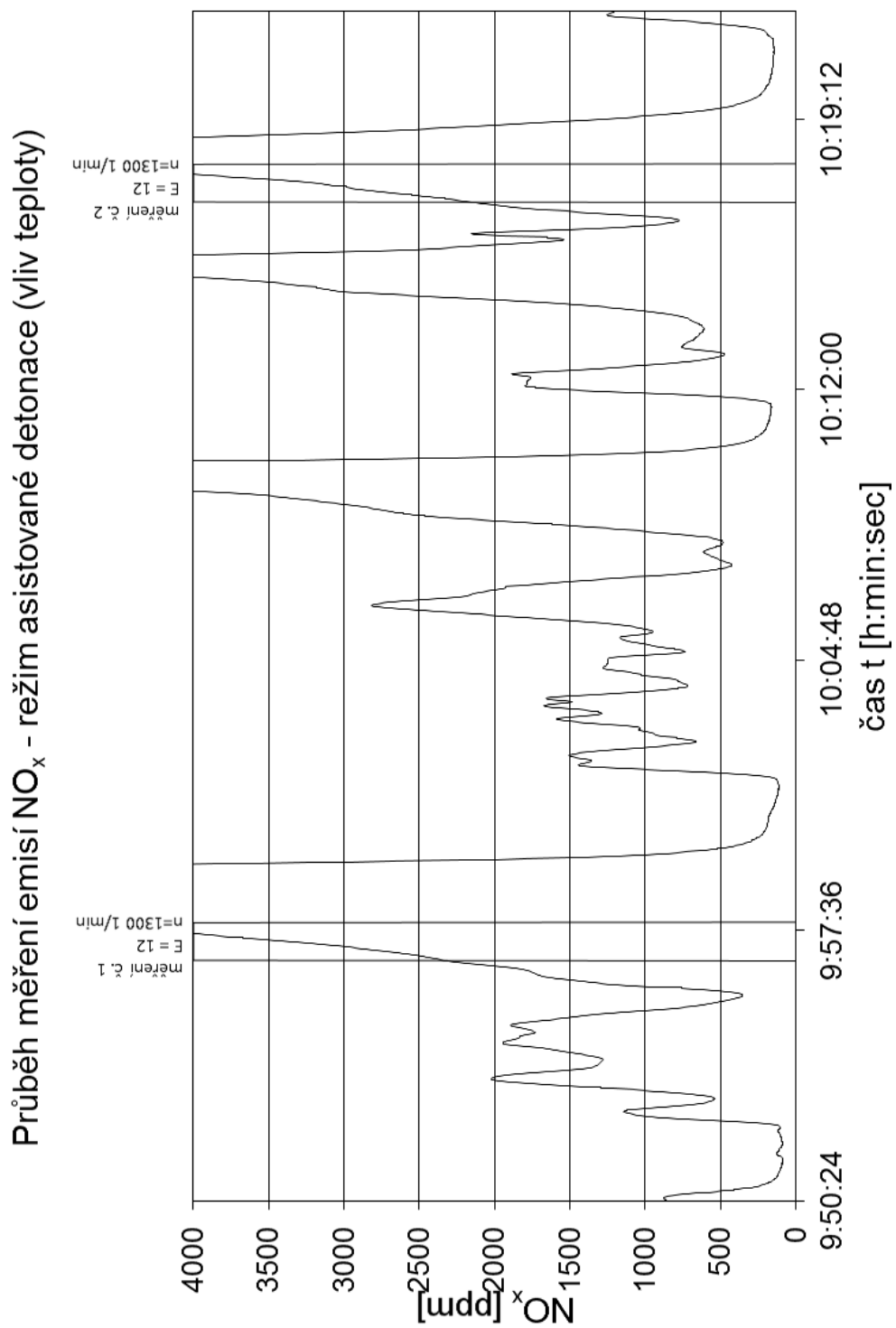
11.13 Průběh měření emisí HC – režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi



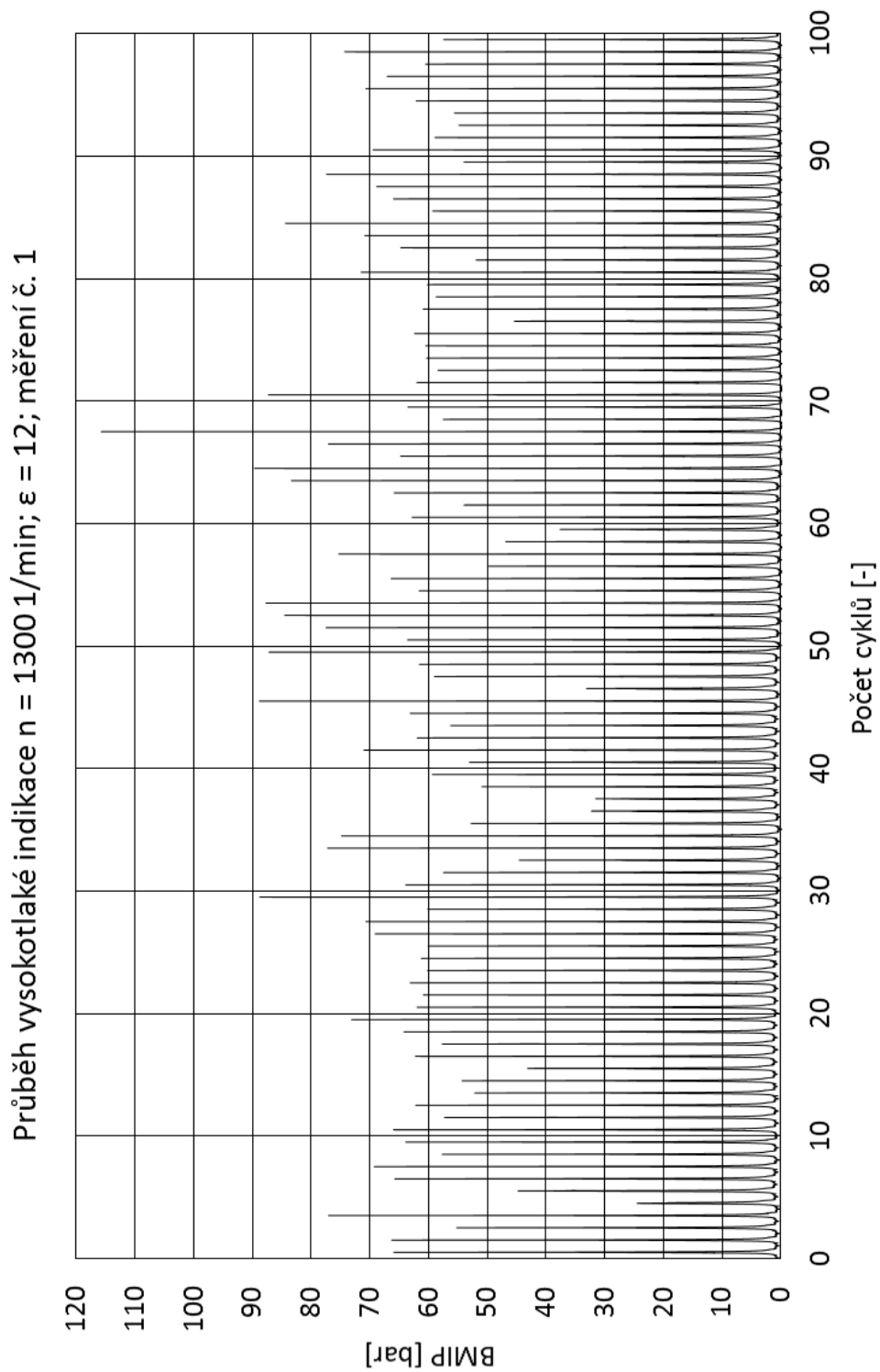
11.14 Průběh měření emisí CO – režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi



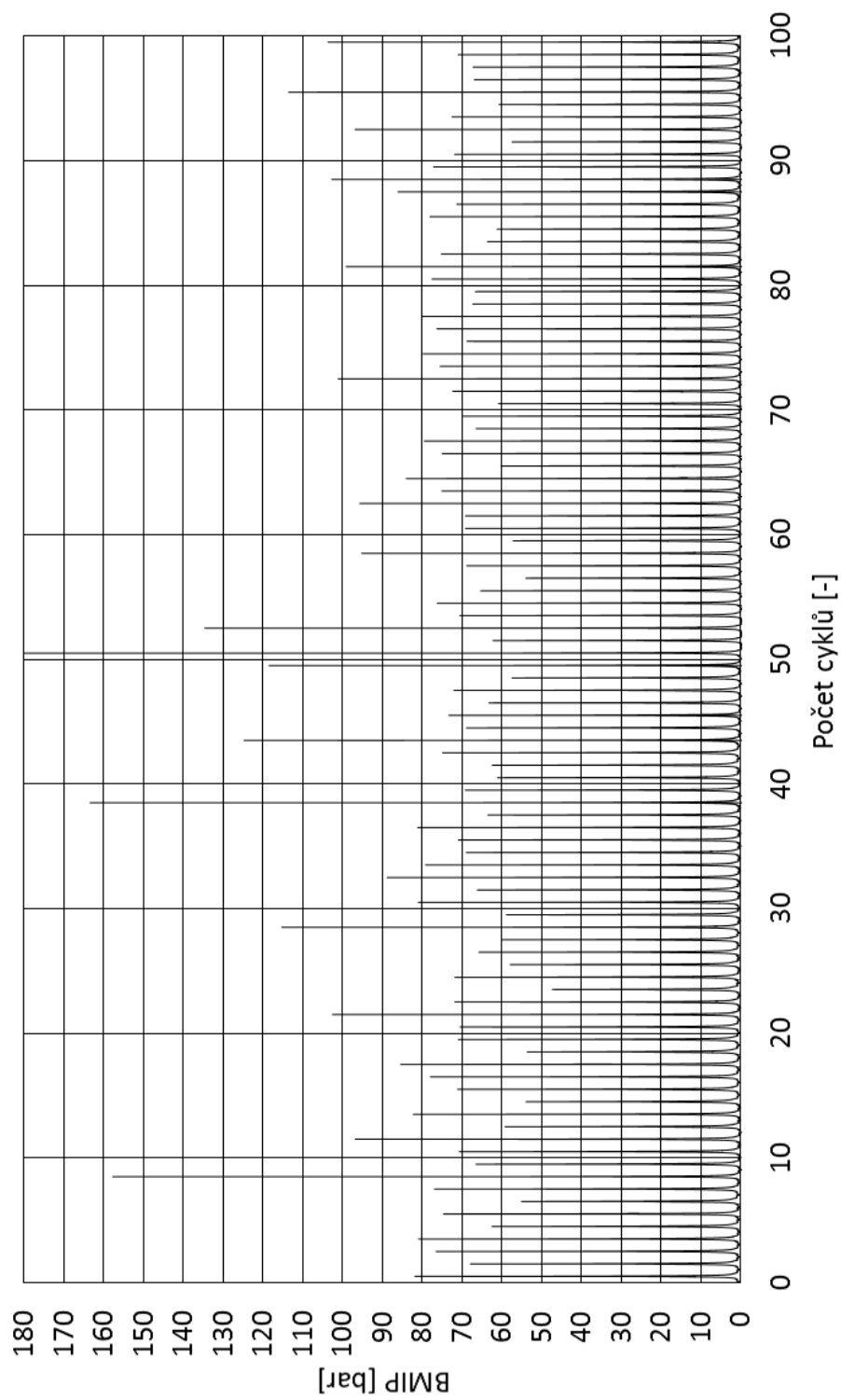
11.15 Průběh měření emisí NO_x – režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi



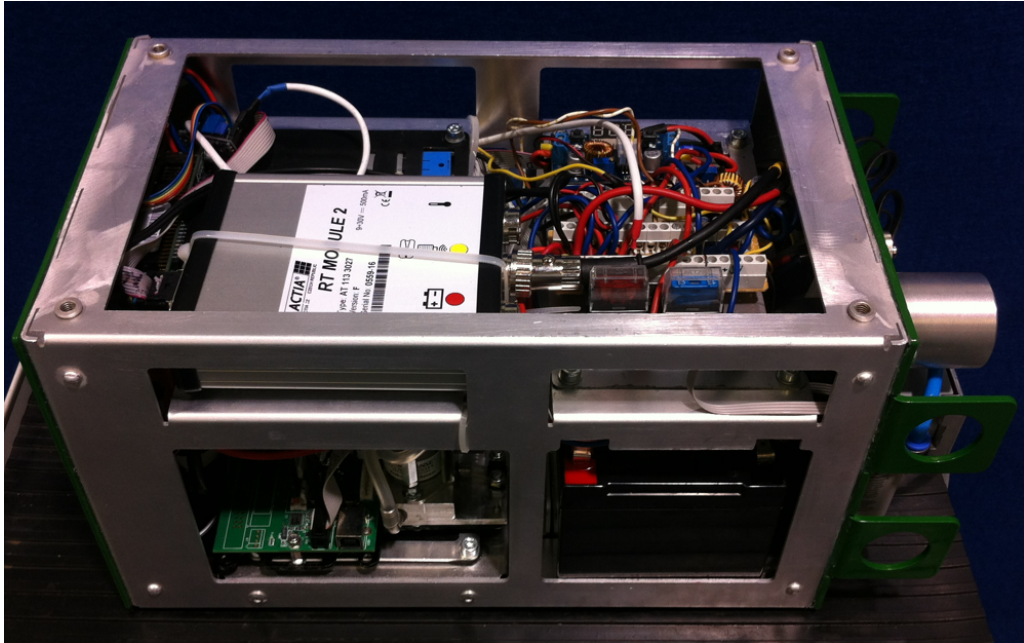
11.16 Příklad průběhu vysokotlaké indikace – režim asistované detonace - vliv teploty nasávané směsi



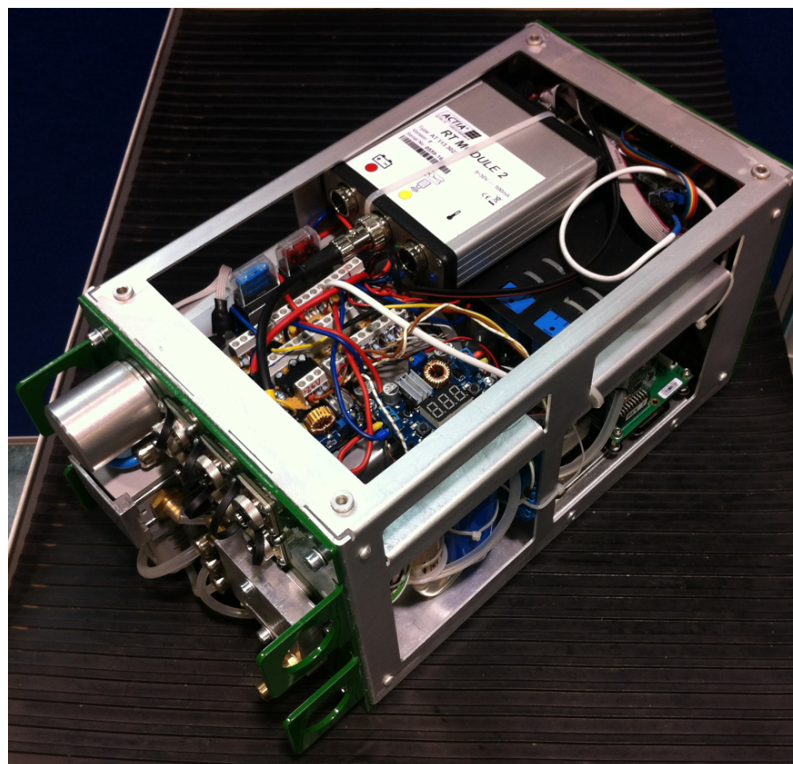
Průběh vysokotlaké indikace $n = 1300$ 1/min; $\varepsilon = 12$; měření č. 2



11.17 Mini-PEMS



Obrázek 11.1: Mini-PEMS – Vnitřní uspořádání zařízení



Obrázek 11.2: Mini-PEMS – Vnitřní uspořádání zařízení



Obrázek 11.3: Mini-PEMS – obrazovka přístroje



Obrázek 11.4: Mini-PEMS – celkový pohled