

Mendelova univerzita v Brně
Agronomická fakulta
Ústav techniky a automobilové dopravy



Agronomická
fakulta

Mendelova
univerzita
v Brně



Vliv předstihu zážehu na konečné složení spalin

Diplomová práce

Vedoucí práce:
Ing. Marek Žák, Ph.D.

Vypracoval:
Bc. Richard Benáček

Brno 2017

ZADÁNÍ

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem práci: Vliv předstihu zážehu na konečné složení spalin vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace uvedl v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou *Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací*.

Jsem si vědom, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

V Brně dne:.....

.....

podpis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Markovi Žákovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi v průběhu zpracování diplomové práce poskytoval.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou spalovacích motorů, zejména pak vlivem předstihu zážehu na parametry zážehového motoru. Cílem práce bylo stanovit závislost složení emisí výfukových plynů na předstihu zážehu. Vlastní měření probíhalo v motorové zkušebně firmy ABC v Brně, která se zabývá vývojem turbodmychadel. Naměřené hodnoty zpracovány podle předem stanovené metodiky. Výsledky této práce ukazují, jaký vliv má předstih zážehu jak na produkci emisí výfukových plynů, tak na výkonnostní parametry zážehového motoru a dávají tak prostor pro optimalizace dle provozních požadavků.

KLÍČOVÁ SLOVA

Předstih zážehu, emise spalin, točivý moment, zapalování

ABSTRACT

The thesis deals with issues of the internal combustion engines, particularly the influence of ignition time on the parameters of petrol engine. The aim of this study was to determine the influence of the nature of the combustion products on the ignition time. The measurement took place at the Brno engine testing room of ABC Company, a private venture developing turbo-chargers. The measured values were then processed following a beforehand established methodology. The results presented in the following show the influence of ignition time on the production of combustion products and power parameters of petrol engine. This way the results allow optimization according to operational requirements.

KEYWORDS

Ignition advance, exhaust emissions, torque, ignition

Obsah

1	ÚVOD	8
2	CÍLE PRÁCE.....	9
3	TEPELNÉ OBĚHY SPALOVACÍCH MOTORŮ	10
3.1	Ukazatele pracovních oběhů [1].....	11
3.1.1	Indikované ukazatele pracovních oběhů	11
3.1.2	Efektivní ukazatele pracovních oběhů	13
3.2	Diagram zážehového motoru (Otto).....	15
3.2.1	Popis porovnávacího diagramu Ottova cyklu	15
3.2.2	Popis činnosti čtyřdobého zážehového motoru [1].....	15
3.3	Diagram rovnotlakého motoru (Diesel)	17
3.3.1	Popis porovnávacího diagramu Dieslova cyklu.....	17
3.3.2	Popis činnosti rovnotlakého motoru [1].....	17
3.4	Diagram vznětového motoru (Sabate)	18
3.4.1	Popis porovnávacího diagramu Sabatova cyklu	18
3.4.2	Popis činnosti vznětového motoru	19
3.5	Diagram přeplňovaného motoru	19
4	PŘEDSTIH ZÁŽEHU	21
4.1	Vliv předstihu zážehu na výkonové parametry motoru	22
4.2	Složení spalin	23
4.2.1	Vliv předstihu zážehu a směšovacího poměru na složení spalin	23
4.2.2	Škodlivost exhalátů zážehových motorů [10].....	24
4.3	Vliv předstihu zážehu na spotřebu paliva	27
4.4	Vliv předstihu zážehu na detonační hoření	27
4.5	Regulace předstihu zážehu	29
4.5.1	Konvenční cívkové zapalování [2] [8].....	30
4.5.2	Kontakty řízené tranzistorové zapalování.....	31

4.5.3	Bezkontaktní tranzistorové zapalování	32
4.5.4	Elektronické zapalování.....	34
4.5.5	Plně elektronické zapalování [2] [8] [13]	35
4.5.6	Celkové řízení ECU	37
5	METODIKA MĚŘENÍ.....	39
5.1	Měřený motor.....	39
5.2	Motorová zkušebna	40
5.2.1	Aktivní dynamometr AVL.....	40
5.2.2	Analyzátor.....	41
5.3	Příprava měření	41
5.4	Vlastní měření	42
6	VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT.....	44
7	ZÁVĚR	55
8	POUŽITÁ LITERATURA	56
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	58
	SEZNAM TABULEK.....	60
	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK.....	61
	PŘÍLOHY	62

1 ÚVOD

K výraznějšímu rozvoji technického poznání, vycházejícího z fyziky a matematiky došlo na přelomu 18. a 19. století, kdy byl vynalezen parní stroj, který lze považovat za předchůdce dnešních pístových spalovacích motorů. Jedním z nejvýraznějších zápisů do historie odvětví byl patent spalovacího motoru na svítiplyn nebo vodík švýcarského vynálezce Isaaca de Rivaza v roce 1807. Již v té době probíhalo plnění atmosférického motoru směsí plynu a vzduchu. Někde uprostřed zdvihu docházelo k zapalování směsi elektrickým zážehem, dále pak k vymrštění pístu do krajní polohy a odpuštění spalin.

Tato diplomová práce se zabývá problematikou zážehových spalovacích motorů. Proces hoření a nárůst tlaku ve spalovacím prostoru vyžaduje nějaký čas. Pro získání optimálních výkonových parametrů je žádoucí docílit maximálního tlaku po dosažení horní úvratě. Toho lze dosáhnout vhodným načasováním zážehu směsi ve válci, tedy tzv. předstihem. V tomto případě se jedná o kontrolované spalování. Z mnoha příčin však může nastat nekontrolované spalování, aktivované samovznícením směsi, někdy také označované jako detonační hoření nebo klepání.

První, teoretická část práce je věnovaná termodynamickým oběhům spalovacích motorů. V této části jsou vysvětleny vybrané ukazatele oběhů, následně jsou uvedeny jednotlivé typy tepelných oběhů. Další, teoretická část práce je zaměřena na předstih zážehu. Nejprve je tento parametr motoru obecně vysvětlen, dále je popsán vliv předstihu zážehu na točivý moment motoru, emise spalin a spotřebu paliva. Závěr této části se zabývá možnostmi regulace předstihu zážehu. V návaznosti na to je popsán princip jednotlivých druhů zapalování u zážehových motorů. Další částí práce je specifikace metodiky měření, na kterou navazuje samotné zpracování a vyhodnocení naměřených dat.

2 CÍLE PRÁCE

Cílem této diplomové práce bylo stanovit vliv předstihu zážehu na výkonové a emisní parametry zážehového spalovacího motoru. Tohoto cíle bylo dosaženo provedením měření zážehového motoru v motorové zkušebně firmy ABC v Brně, která se zabývá vývojem a testováním turbodmychadel. Následným zpracováním a vyhodnocením dat byla stanovena závislost předstihu zážehu na výkon motoru, produkované emise a spotřebu paliva.

3 TEPELNÉ OBĚHY SPALOVACÍCH MOTORŮ

Tepelným oběhem spalovacího motoru se rozumí soustava změn stavových veličin pracovní náplně, která se periodicky opakuje, za účelem co nejefektivnější přeměny přiváděné tepelné energie na energii mechanickou. Přiváděné teplo ohřívá pracovní náplň, která pak ve vhodný okamžik expanduje a tím vzniká objemová práce. Tyto oběhy se podle stupně zjednodušení dělí na ideální (Carnotův) cyklus, termodynamické, výpočtové a skutečné tepelné oběhy. Nejčastěji jsou tepelné oběhy popisovány diagramem, který ukazuje závislost průběhu tlaku ve válci p na objemu válce V , tj. $p=f(V)$, plocha ohraničená diagramem potom odpovídá práci. V kombinaci s p - V diagramem je používán i diagram T - s , určující závislost teplot T v oběhu na změně entropie s . K významným parametrům, které lze určit z p - V diagramu patří tepelná účinnost oběhu, vyjadřující míru využití přivedeného tepla a střední tlak na píst, z něhož lze výpočtově stanovit výkon motoru. [1]

Tepelné oběhy spalovacích motorů lze zobrazovat ve tvaru [3]:

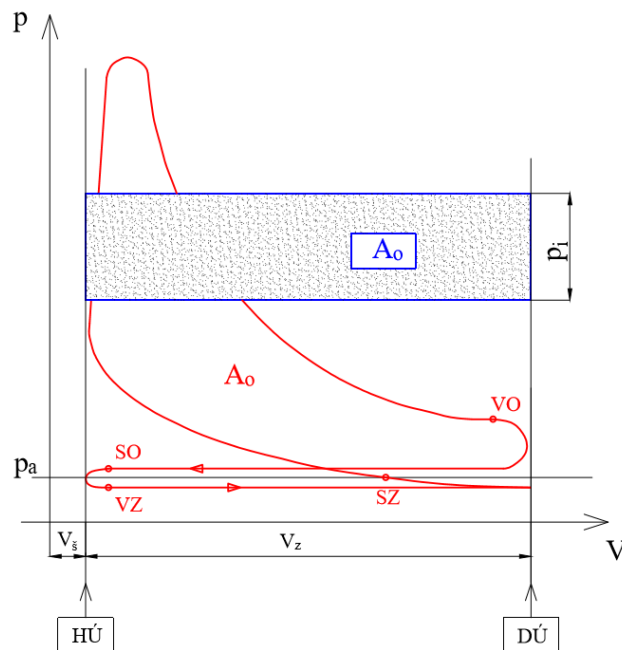
- a) ideálních diagramů - skládají se z termodynamických změn ideálního plynu v ideálních technických zařízeních
- b) porovnávacích diagramů – to jsou zjednodušené ideální diagramy
- c) indikátorových diagramů - získávají se pomocí měření skutečných motorů. Tyto diagramy popisují závislost změny tlaku ve válci motoru p na okamžité velikosti spalovacího prostoru V . Okamžitý tlak ve válci je možné měřit pomocí piezoelektrických snímačů, objem spalovacího prostoru se získává jednoduchým přepočtem z okamžitého úhlu natočení klikového hřídele.

3.1 Ukazatele pracovních oběhů [1]

Ukazatele pracovních oběhů slouží k charakteristice konkrétních oběhů a jejich vyhodnocování. Podle toho, jakým způsobem oběh popisují, se dělí na indikované a efektivní.

3.1.1 Indikované ukazatele pracovních oběhů

Indikované ukazatele popisují vše, co se děje v pracovním prostoru válce motoru, zejména pak přeměnu energie dodané do oběhu palivem na vnitřní práci oběhu spalovacího motoru.



Obr. 1 Ukazatele pracovních oběhů [1]

V_s – kompresní objem, V_z – zdvihový objem, p_a – atmosférický tlak, HÚ – horní úvrať, DÚ – dolní úvrať, SO – sací ventil otevírá, VO – výfukový ventil otevírá, SZ – sací ventil zavírá, VZ – výfukový ventil zavírá

Střední indikovaný tlak pracovních oběhů

Střední indikovaný tlak p_i je konstantní tlak plynů ve válci motoru, který při působení na píst po dráze zdvihu pístu tlačí takovou konstantní silou, která vykoná stejně velkou práci, jako je práce cyklu A_0 , viz Obr. 1.

$$A_0 = p_i \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot Z \quad [J] \quad (1)$$

Kde:

- p_i [Pa] Střední indikovaný tlak
- D [m] Vrtání válce motoru
- Z [m] Zdvih

Hodnota p_i popisuje dokonalost spalování paliva, z pohledu využití zdvihového objemu válce. Čím větší je střední indikovaný tlak, tím větší práci dostaneme při konstantním zdvihovém objemu motoru.

Indikovaný výkon motoru

Indikovaný výkon motoru závisí na velikosti indikované práce, počtu pracovních oběhů motoru za jednotku času a počtu válců motoru. Je nutné si uvědomit, že u čtyřdobého motoru je, na rozdíl od dvoudobého, pracovní každá druhá otáčka motoru.

Pro dvoudobý motor platí:

$$P_{i_2D} = A_0 \cdot n \cdot i = p_i \cdot V_Z \cdot n \cdot i \quad [W] \quad (2)$$

Pro čtyřdobý motor platí:

$$P_{i_4D} = A_0 \cdot \frac{n}{2} \cdot i = p_i \cdot V_Z \cdot \frac{n}{2} \cdot i \quad [W] \quad (3)$$

Kde:

- A_0 [J] Indikovaná práce
- n [s^{-1}] Otáčky motoru
- i [-] Počet válců motoru
- V_Z [m^3] Zdvihový objem válce

Indikovaná účinnost

Indikovaná účinnost motoru popisuje míru využití tepelné energie přivedené do válců motoru v palivu.

$$\eta_i = \frac{A_0}{Q_p} \quad [-] \quad (4)$$

Kde:

- Q_p [J] Tepelná energie přivedená v palivu

3.1.2 Efektivní ukazatele pracovních oběhů

Efektivní ukazatele jsou pro uživatele důležitější. Popisují totiž, na rozdíl od indikovaných ukazatelů, výkonnostní parametry na výstupu motoru, tedy na jeho klikovém hřídeli.

Efektivní výkon motoru

Efektivní výkon motoru je ten výkon, který je možno odebírat na klikovém hřídeli motoru. Ve srovnání s indikovaným výkonem je efektivní menší o ztrátový výkon (viz rovnice 5), který je vyvinut vnitřními ztrátami motoru. Ty jsou způsobeny třením pohybujících se částí, hydraulickými ztrátami nebo ztrátami způsobenými pohonem pomocných agregátů, důležitých pro funkci motoru (olejové čerpadlo, vodní pumpa, rozvodový mechanismus, vstřikovací čerpadlo a jiné).

$$P_e = P_i - P_m \quad [W] \quad (5)$$

Kde:

- P_i [W] Indikovaný výkon motoru
- P_m [W] Ztrátový výkon

Střední efektivní tlak

Stejně jako je indikovaný výkon motoru vyjádřen pomocí středního indikovaného tlaku, lze efektivní výkon motoru vyjádřit pomocí středního efektivního tlaku.

$$P_e = p_e \cdot V_z \cdot \frac{n}{2} \cdot i \quad [W] \quad (6)$$

Kde:

- p_e [Pa] Střední efektivní tlak

Mechanická účinnost motoru

Vlivem působení mechanických ztrát ve spalovacím motoru je efektivní výkon vždy menší než výkon indikovaný. Mechanická účinnost je dána poměrem těchto dvou výkonů. Hodnoty mechanické účinnosti se pohybují v rozmezí 0,75 - 0,92 u zážehových motorů a v rozmezí 0,7 - 0,87 u vznětových [1].

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_m}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad [-] \quad (7)$$

Efektivní účinnost motoru

Efektivní účinnost motoru charakterizuje míru využití energie přivedené do válce motoru v palivu, zahrnuje však, na rozdíl od účinnosti indikované, i dokonalost konstrukce z hlediska mechanických ztrát.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad [-] \quad (8)$$

Měrná efektivní spotřeba paliva

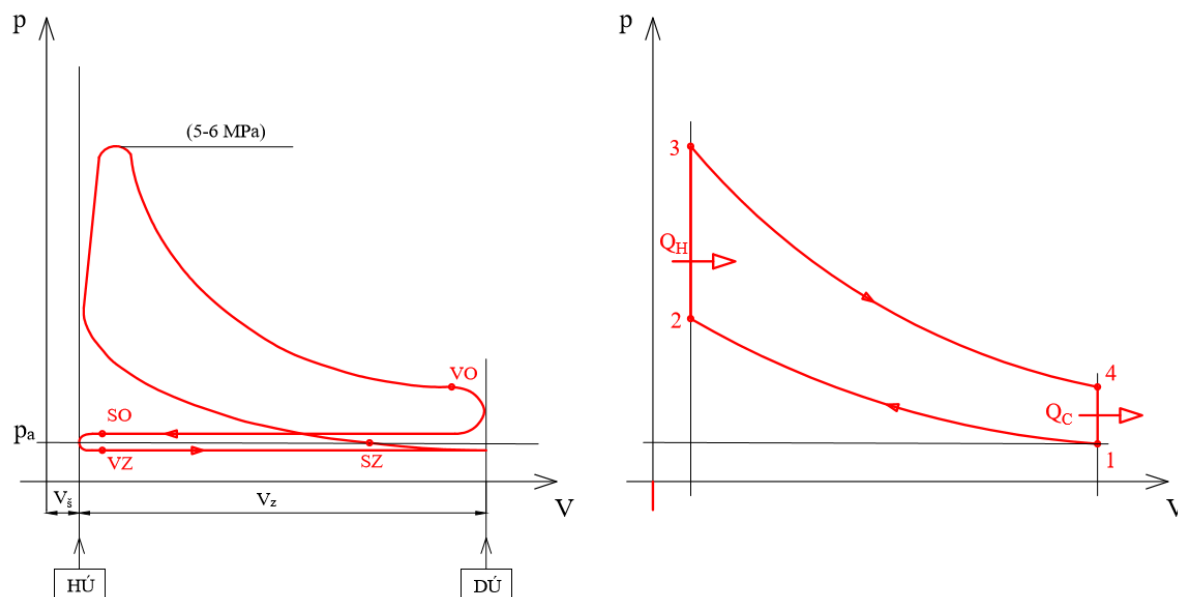
Měrná efektivní spotřeba paliva stanovuje, kolik gramů paliva je potřeba přivést do motoru k získání mechanické práce jedné kilowatthodiny. Tím popisuje hospodárnost provozu spalovacího motoru.

$$m_{pe} = \frac{G_p}{P_e} \quad [g \cdot kWh^{-1}] \quad (9)$$

Kde:

- G_p $[g \cdot h^{-1}]$ Hmotnostní spotřeba paliva

3.2 Diagram zážehového motoru (Otto)



Obr. 2 Indikátorový a porovnávací diagram zážehového (Ottova) motoru [1]

3.2.1 Popis porovnávacího diagramu Ottova cyklu

Porovnávací diagram Ottova cyklu se skládá z těchto čtyř termodynamických dějů (viz. Obr. 2, vpravo):

- 1-2 Adiabatická komprese
- 2-3 Izochorický přívod tepla
- 3-4 Adiabatická expanze
- 4-1 Izochorický odvod tepla

3.2.2 Popis činnosti čtyřdobého zážehového motoru [1]

Skutečný pracovní oběh zážehového motoru je složen ze čtyř pracovních dob, odpovídajících jednotlivým zdvihům pístu (viz. Obr. 2, vlevo)

1. Sání – píst se pohybuje směrem k dolní úvratí. Důsledkem vznikajícího podtlaku je do prostoru nad pístem nasávána čerstvá směs benzínu se vzduchem (v případě přímého vstřikování pouze vzduch). Bod SO ukazuje místo, kdy se začíná otevírat sací ventil. Z obrázku je vidět, že je to dříve než píst dosáhne horní úvratí. Děje se tak z důvodu pozvolného náběhu vačky (tím i relativně dlouhé doby otevírání ventilu), aby nevznikaly velké rázy v rozvodovém mechanismu. Díky předčasnému započetí otevírání sacího ventilu (15° - 50° před HÚ) je umožněno jeho plné otevření v době vzniku podtlaku ve válci motoru. Bod SZ ukazuje místo, kde je sací ventil úplně

uzavřen. Za účelem využití kinetické energie nasávané směsi proudící sacím potrubím (pro maximální plnění válce) se tak děje až za dolní úvratí pístu (30° - 70° po DÚ).

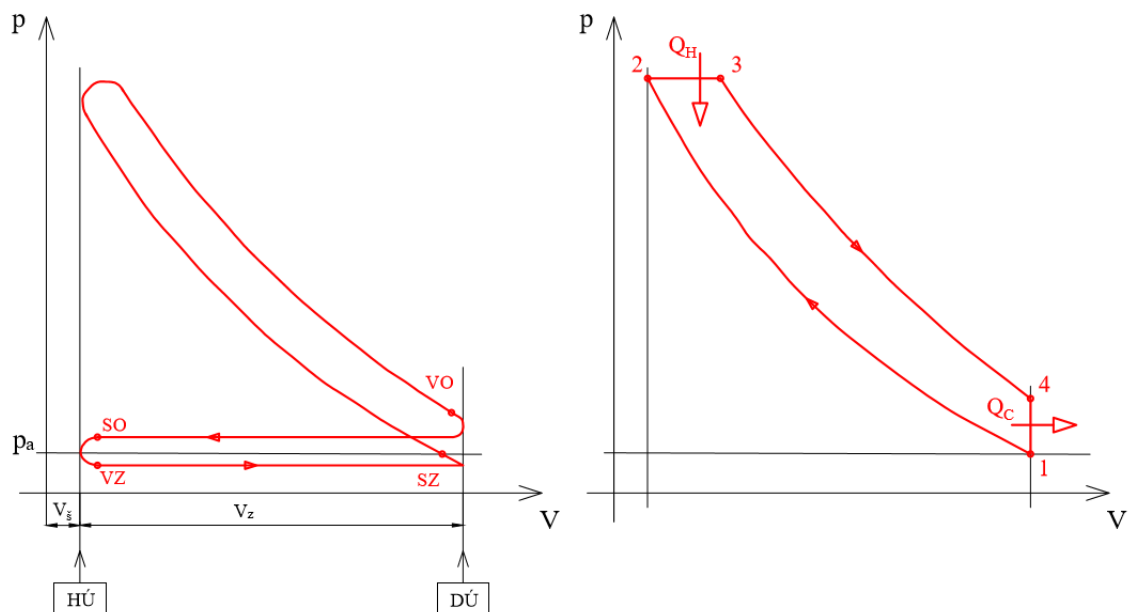
2. Komprese – píst se pohybuje směrem k horní úvratí. Sací i výfukový ventil jsou zavřeny. Pohybem pístu se zmenšuje spalovací prostor a stlačuje se směs paliva se vzduchem. V případě přímého vstřikování je stlačován pouze vzduch a palivo je v závislosti na druhu provozu vstříknuto ke konci kompresního zdvihu.

3. Hoření a expanze – směs paliva se vzduchem je ve vhodný čas zapálena elektrickou jiskrou vyvozenou zapalovací svíčkou. Pro dosažení co největší tepelné účinnosti oběhu je potřeba, aby co největší část směsi shořela co nejbližší k horní úvratí. Proto je jiskra produkována s určitým předstihem před HÚ. Proces hoření, doprovázený intenzivním uvolňováním tepla a prudkým nárůstem tlaku ($5 - 6$ MPa) probíhá od 10° - 15° před HÚ po 15° - 20° po HÚ.

Při expanzi se píst pohybuje směrem k DÚ. Při 30° až 40° za HÚ končí dohořívání paliva, zvětšuje se objem pracovního prostoru nad pístem a klesá v něm tlak.

4. Výfuk – píst se pohybuje směrem k horní úvratí, přitom dochází k odstranění spalin z pracovního prostoru válce. Výfukový ventil je ale otevřen už 30° - 70° před DÚ. Důvodem je rychlejší odstranění velké části spalin díky rozdílu tlaku mezi výfukovým potrubím a spalovacím prostorem v daný okamžik. Zbytek spalin je vytlačen pístem po průchodu DÚ. Práce oběhu ztracená otevřením výfukového ventilu před DÚ je menší, než práce, která by byla potřeba pro vytlačení celého objemu spalin pístem, při otevření výfukového ventilu až v DÚ. Zavření výfukového ventilu probíhá 15° až 50° za HÚ. Děje se tak z důvodu využití kinetické energie proudícího sloupce spalin ve výfukovém potrubí, který tak vytváří podtlak (sací účinek) na přiváděnou čerstvou náplň. Část oběhu, kdy je otevřen zároveň sací i výfukový ventil se nazývá překrytí ventilů a je omezena nebezpečím průniku nasávané náplně do výfukového potrubí.

3.3 Diagram rovnotlakého motoru (Diesel)



Obr. 3 Indikátorový a porovnávací diagram rovnotlakého (Dieslova) motoru [1]

3.3.1 Popis porovnávacího diagramu Dieslova cyklu

Porovnávací diagram Dieslova cyklu lze popsat následujícími termodynamickými ději (viz. Obr. 3, vpravo):

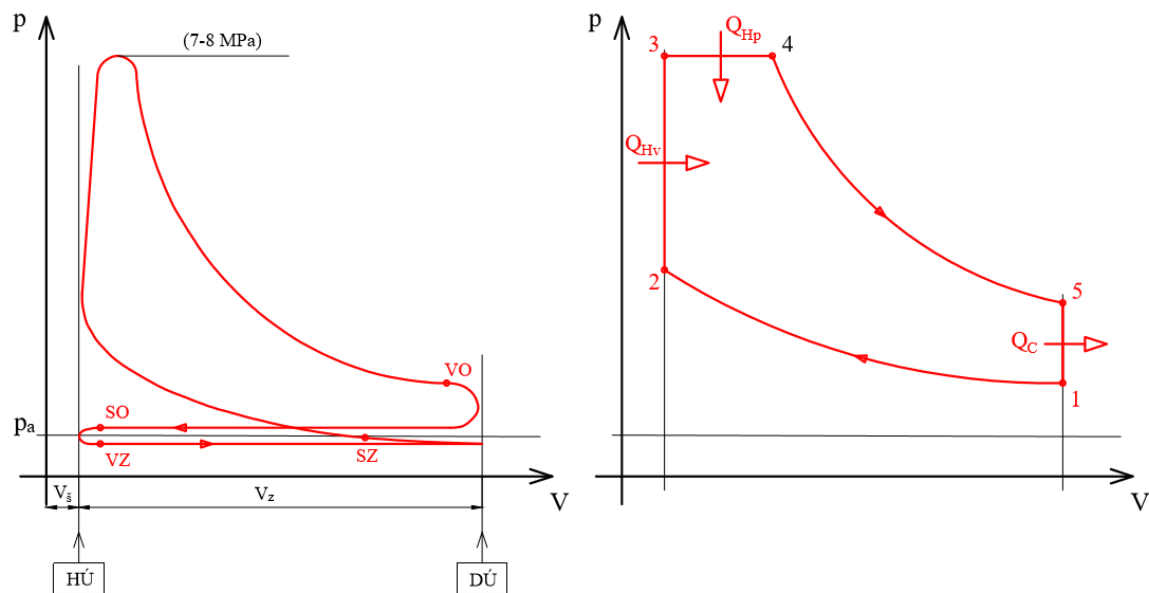
- 1-2 Adiabatická komprese
- 2-3 Izobarický přívod tepla
- 3-4 Adiabatická expanze
- 4-1 Izochorický odvod tepla

3.3.2 Popis činnosti rovnotlakého motoru [1]

Princip rovnotlakého motoru je charakteristický tím, že do pracovního prostoru je nasáván vzduch, který se následným stlačováním prudce zahřívá až na teplotu 700-1000 °C. Při této teplotě vzduchu je do válce vstřikována nafta v rozprášené podobě. Následně dojde k samovznícení pracovní náplně a hoření při téměř konstantním tlaku.

Kompresní poměr u motorů pracujících na principu Dieslova cyklu je zpravidla vyšší než u Ottova cyklu. Důvodem je podmínka samovznícení, tzn. potřeba dosažení na konci komprese vyšší teploty, než je teplota vznícení paliva. [3]

3.4 Diagram vznětového motoru (Sabate)



Obr. 4 Indikátorový a porovnávací diagram vznětového motoru [1]

3.4.1 Popis porovnávacího diagramu Sabatova cyklu

Dieselův cyklus využíval pro dopravu paliva do spalovacího prostoru stlačeného vzduchu. U vznětových motorů, pracujících na principu Sabatova cyklu, je pro dopravu paliva využíváno vstřikovacích čerpadel. Díky rychlejšímu vstříknutí paliva tak část hoření proběhne za konstantního objemu a část za konstantního tlaku. Proto lze Sabatův cyklus popsat následujícími pěti termodynamickými ději (viz. Obr. 4, vpravo) [3]:

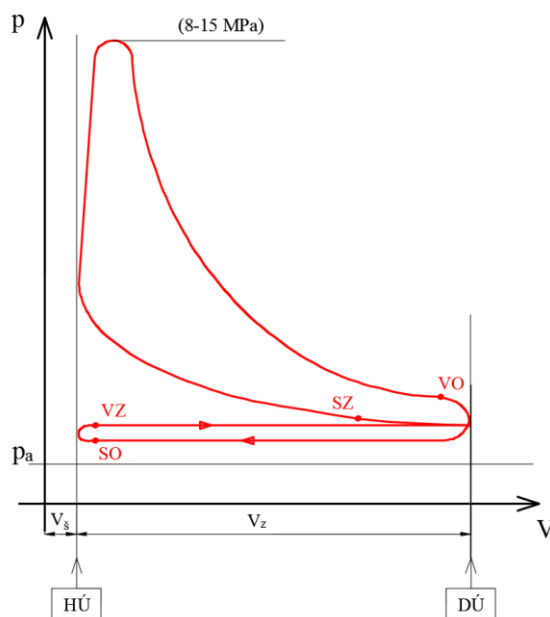
- 1-2 Adiabatická komprese
- 2-3 Izochorický přívod tepla
- 3-4 Izobarický přívod tepla
- 4-5 Adiabatická expanze
- 5-1 Izochorický odvod tepla

3.4.2 Popis činnosti vznětového motoru

Vznětové motory se liší konstrukcí, jsou efektivnější, mají větší točivý moment a vyšší výkon v nízkých otáčkách. Jejich nevýhodou je naopak větší hlučnost a menší kultivovanost chodu. Tyto vlastnosti pramení ze způsobu zapálení směsi.

Princip výměny náplně je u čtyřdobých vznětových motorů stejný jako u těch zážehových. Liší se v době sání, kdy je na rozdíl od zážehových motorů (kromě motorů s přímým vstřikováním benzínu) do spalovacího prostoru nasáván pouze vzduch. Nasátý vzduch je následně stlačen na hodnoty mnohem vyšší než u zážehových motorů (hodnoty, při kterých dojde k samovznícení nafty). V tuto dobu je do spalovacího prostoru vstříknuta nafta pod vysokým tlakem, aby se vytvořily drobné kapičky. Ty se v horkém vzduchu rychle odpařují. V okamžiku, kdy část vstříknutého paliva vytvoří v některém místě spalovacího prostoru hořlavou směs, dojde k jejímu vznícení a tím i k prudkému nárůstu tlaku. Vstřik paliva pokračuje nadále, část paliva hoří přibližně za konstantního tlaku (viz Obr. 4). Vzhledem k tomu, že se směs tvoří během velmi krátkého intervalu, dochází k její horší homogenizaci a tím k dohořívání směsi při expanzi. [2]

3.5 Diagram přeplňovaného motoru



Obr. 5 Indikátorový diagram přeplňovaného vznětového motoru [1]

Tvar indikátorového diagramu přeplňovaného čtyřdobého motoru je téměř stejný jako u motoru atmosférického. Liší se v oblasti výměny náplně, kde je tlak plnicího vzduchu vstupujícího do válce při sacím zdvihu pístu vyšší, než tlak spalin ve válci motoru (viz. Obr. 5). Plocha uzavřená v oblasti výměny náplně je na rozdíl od motorů atmosférických kladná.

Tento rozdíl plyne z principu přeplňování. Cílem je dopravit do válce větší hmotnost vzduchu (zvýšit hustotu vzduchu). Zvýšením hustoty vzduchu je umožněno dopravit do směsi více paliva. Tak je při zachování stejného součinitele přebytku vzduchu umožněno úměrné zvýšení výkonu motoru.

Při vyjádření hustoty ze stavové rovnice je jasné, čím se dá hustota plnicího vzduchu zvýšit (viz rovnice 10): [1] [6]

$$\rho_s = \frac{p_e}{r_s \cdot T_s} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (10)$$

Kde:

- p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
- r_s	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta
- T_s	[K]	Termodynamická teplota nasávaného vzduchu

4 PŘEDSTIH ZÁŽEHU

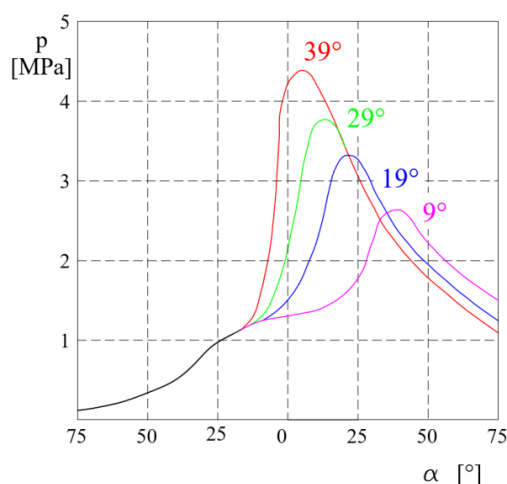
Předstih zážehu udává polohu klikového mechanismu před horní úvratí právě v době, kdy svíčka produkuje jiskru. Důvodem vytváření předstihu je co nejefektivnější přeměna tepelné energie na mechanickou. Bod zážehu je volen s ohledem na rychlost hoření, která se pro různá paliva může lišit (rychlost hoření je doba spálení směsi paliva se vzduchem). Snahou je dosáhnout těžiště spalování a tudíž i špičku tlaku ve válci v okamžiku, kdy píst je těsně za horní úvratí. Okamžik zapálení směsi však musí být upravován v závislosti na otáčkách motoru a na jeho zatížení.

V případě konstantního zatížení motoru a konstantní plnicí účinnosti (stejného množství vzduchu ve válci na jeden cyklus), by i rychlost hoření směsi měla být stejná. Běží-li ale motor ve vyšších otáčkách, trvá cyklus menší dobu a méně času zbývá i na prohoření směsi. Z toho plyne potřeba přestavení předstihu zážehu do „dřívějšího zapálení“.

Závislost předstihu zážehu na zatížení motoru je dána mírou plnění válce. Při malém zatížení motoru je přivřená škrticí klapka, do válce se tedy dostane méně vzduchu a díky nutnosti zachování stechiometrického poměru i méně paliva. Menší množství směsi potřebuje k prohoření méně času, a tím i nastavení menšího předstihu.

Ke změně předstihu zážehu dochází i v závislosti na složení směsi. V případě, že motor běží v režimu chudé směsi ($\lambda > 1$), je z důvodu nižší rychlosti hoření takové směsi předstih zvětšen.

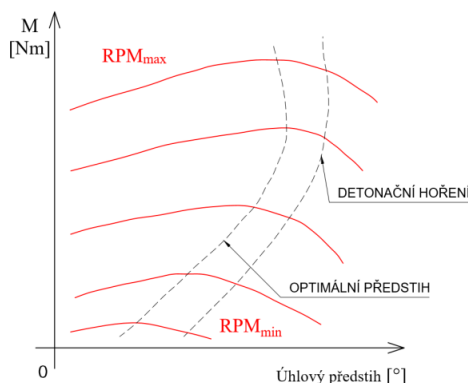
Velikost předstihu ovlivňuje generovaný točivý moment na klikovém mechanismu, vznikající emise spalin a spotřebu paliva. Cílem regulace předstihu je dostat optimální kombinaci těchto parametrů. [2] [8]



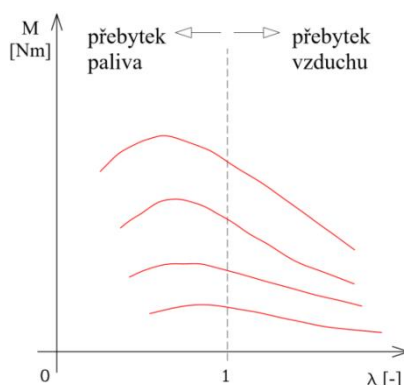
Obr. 6 Vliv předstihu na průběh spalovacích tlaků ve válci [4]

4.1 Vliv předstihu zážehu na výkonové parametry motoru

Předstih zážehu má zcela jistě vliv na výkonové parametry motoru. Zásadně totiž ovlivňuje velikost tlaku vznikajícího ve válci, který následně působí na plochu pístu. Při působení tlaku na plochu vzniká síla. Součinem této síly a její kolmé vzdálenosti od osy klikového hřídele se definuje točivý moment, jeden ze základních výkonových parametrů motoru.



Obr. 7 Závislost točivého momentu na předstihu zážehu [7]



Obr. 8 Závislost točivého momentu na směšovací poměru [7]

V případě, že by k zapálení směsi docházelo příliš brzy, předčasně by došlo i ke vzniku tlakové špičky, která by tak mohla působit i proti pohybu pístu. To by mělo za následek nežádoucí ztráty. Velký předstih zážehu může mít za následek i vznik tzv. detonačního hoření. Při něm dojde ke vzniku tlakové vlny, následkem níž dochází k takovému nárůstu tlaku ve válci, že v místech, kde ještě k prohoření směsi nedošlo, může dojít k dodatečným samovolným vzplanutím a tlakové vlny se pak šíří proti sobě. Naopak, příliš pozdní zapalování by mělo za následek nižší nárůst tlaku (píst už by se pohyboval od horní úvratě k dolní) a nebyl by tak využit všechen potenciál uložený v palivu (Obr. 6).

4.2 Složení spalín

4.2.1 Vliv předstihu zážehu a směšovacího poměru na složení spalín

Množství a složení výfukových spalín dnes patří mezi nejlépe sledované kritéria spalovacích motorů. U zážehových motorů mají na tomto parametru jistý podíl předstih zážehu spolu se směšovacím poměrem.

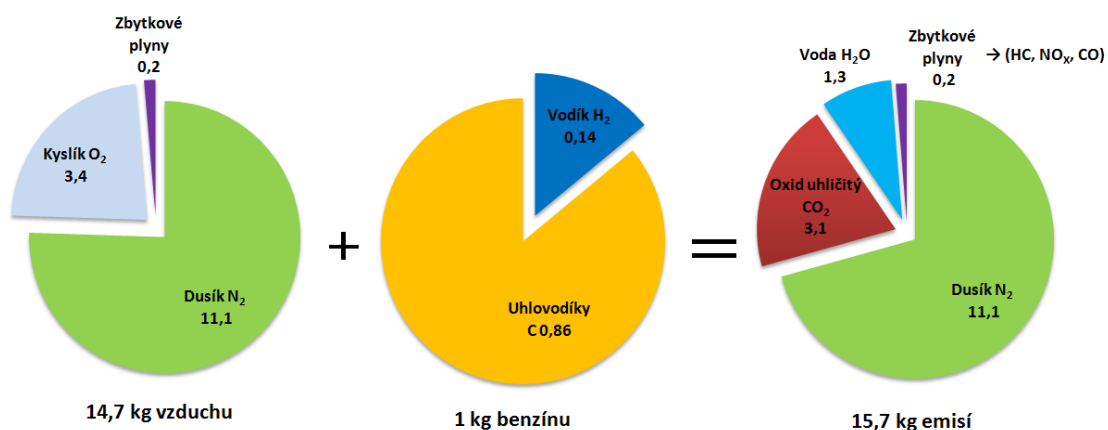
Směšovací poměr udává bohatost směsi, tedy kolik kilogramů vzduchu připadne ve směsi na jeden kilogram paliva. Aby docházelo k dokonalému spalování a vznikaly tak na jeho konci H_2O a CO_2 , je třeba spalovat směs o tzv. stechiometrickém poměru, který je stanoven u benzínu přibližně na 14,3 - 14,7 kg vzduchu na 1 kg paliva [9]. Pro dokonalejší rozlišení poměru vzduchu a paliva vznikl pojem, nazývaný součinitel přebytku vzduchu λ . Ten nám udává poměr mezi skutečným množstvím vzduchu dodávaným do spalovací komory a teoretickým množstvím vzduchu potřebným pro dokonalé spalování.

Běžný uživatel ovšem potřebuje provozovat motor v různých režimech zatížení a otáček. Je proto zapotřebí během provozu měnit směšovací poměr směsi a na tom závislý předstih zážehu. Složení směsi a výsledných produktů hoření u zážehových motorů lze vidět na obrázku 9. Z něho je patrné, že emise škodlivých látek jsou zastoupeny v celkových emisích jen minimálním procentem, avšak je snaha neustále je snižovat.

Mezi nejdůležitější škodlivé látky vycházející ze zážehového spalovacího motoru patří nespálené uhlovodíky (HC), oxidy dusíku (NO_x) a oxid uhelnatý (CO). [7] [8]

Při zmenšování úhlu předstihu zážehu pod optimální hranici (pozdější zapálení) klesá termická účinnost spalovacího motoru a zároveň roste měrná spotřeba paliva. Současně s tím se ovšem dosahuje nižších maximálních teplot spalování a vyšších teplot výfukových plynů. Díky tomu dochází ke snížení emisí škodlivin NO_x a HC. Vznik emisí uhlovodíků je navíc potlačován i zvyšováním zapalovací energie, a tím i snižováním rizika, že nedojde k zážehu směsi paliva a vzduchu ve válci. Na emise oxidu uhelnatého má vliv spíše poměr paliva a vzduchu ve směsi, na předstihu zážehu jsou téměř nezávislé. [10]

Vliv předstihu a směšovacího poměru na emise škodlivých látek lze vidět v grafech (Obr. 10, 11 a 12).



Obr. 9 Složení směsi a výsledných produktů hoření zážehových motorů

4.2.2 Škodlivost exhalátů zážehových motorů [10]

Oxid uhelnatý (CO)

Oxid uhelnatý se váže na krevní barvivo a ve spojení s ním vytváří pevný karboxyhemoglobin. Ten intenzivně brání přenosu kyslíku z plic do krevního oběhu a tak i distribuci kyslíku jednotlivým orgánům. Ty jsou nedostatkem kyslíku poškozovány, i když je ho v dýchaném vzduchu obsaženo dostatečné množství. Oxid uhelnatý se podílí i na vzniku letního smogu.

Oxidy dusíku (NO_x)

Oxid dusnatý má vcelku nízkou přímou škodlivost na živé organismy. Závažnější škodlivost je u oxidu dusičitého, který vzniká oxidací právě z oxidu dusnatého po jeho delším pobytu v atmosféře. Při jeho vdechování se na stěnách sliznice tvoří kyselina dusičná (HNO_3). Dýchací soustava to vnímá jako začínající hoření a brání se přivřením přístupu vzduchu do plic. Z toho plyne nucení ke kašli a pocity dušení už při nízkých koncentracích. Oxidy dusíku jsou jedním z viníků tvorby letního smogu a vzniku kyselých dešťů.

Nespálené uhlovodíky (CH_x)

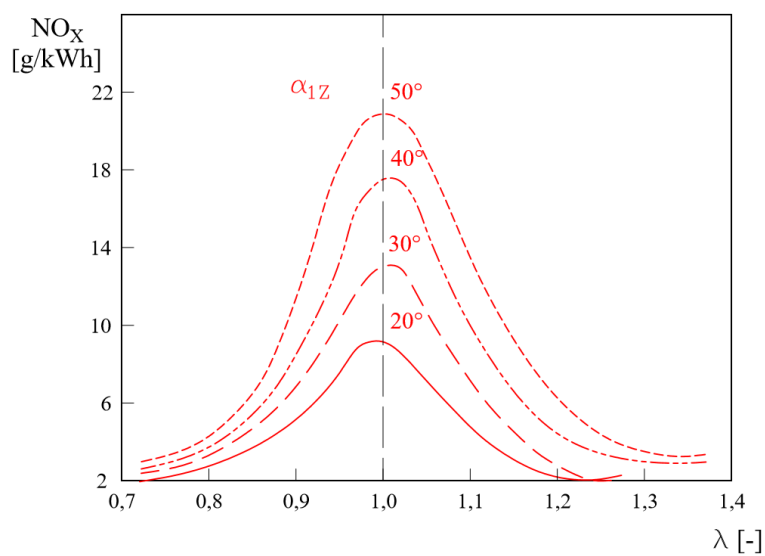
„Nespálené uhlovodíky“ je souhrnný název pro skupinu škodlivin, která je ve skutečnosti směsí individuálních komponent, jejichž škodlivost je různá. Do procesu spalování vstupují buď ve formě paliva, kdy se účastní oxidačního procesu, nebo vznikají právě při jeho spalování. Nejméně škodlivými jsou uhlovodíky, které jsou obsaženy v palivech a jejich obsah ve spalínách je zapříčiněn přímými ztrátami paliva (zkratovým vyplachováním). Větší škodlivost vykazují uhlovodíky (aldehydy),

vznikající jako meziprodukt oxidace původních uhlovodíkových molekul, u kterých proběhne z nějakého důvodu proces oxidačních reakcí jenom z části. Může se tak stát například kvůli ochlazení směsi v blízkosti stěny válce. Tyto nespálené uhlovodíky zapříčiňují charakteristický zápach výfukových plynů, dráždí sliznice, oči a negativně působí i na dýchací soustavu.

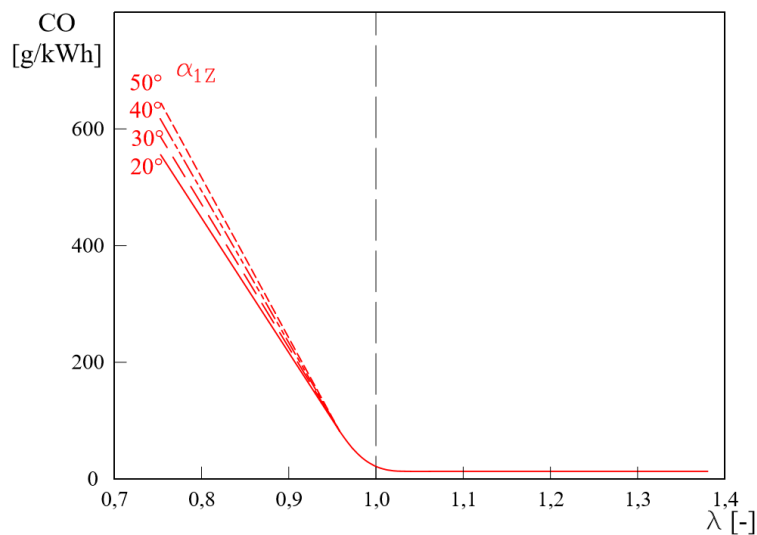
Uhlovodíky s největší škodlivostí pak mají rakovinotvorné účinky, např. polycyklické aromatické uhlovodíky (PAH). Jejich nebezpečnost se ovšem zvyšuje ve spojení s pevnými částicemi, na jejichž povrch se zachycují a s nimiž se dostávají vdechováním do lidského těla.

Oxid uhličitý (CO₂)

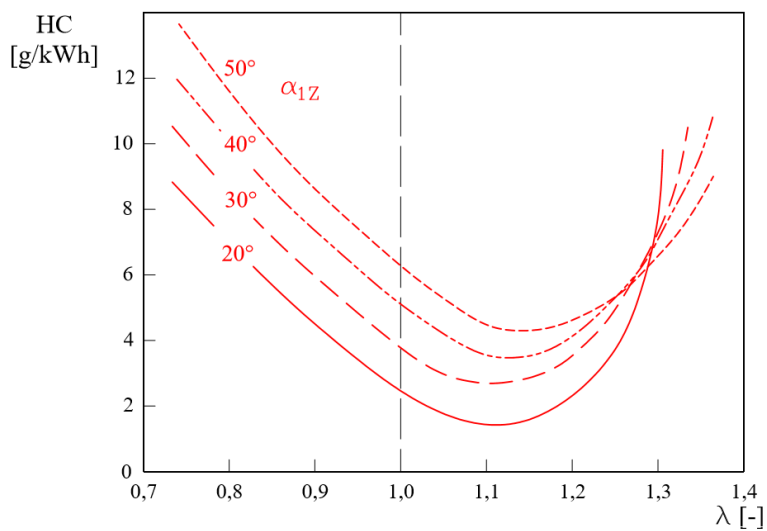
Oxid uhličitý je produktem dokonalé oxidace, jeho obsah ve spalínách je tedy důkazem kvalitního procesu spalování. Nemá přímou škodlivost na živé organismy, škodlivý začíná být až při koncentraci, která začne vytěšňovat kyslík. CO₂ je však jedním ze skleníkových plynů. Podílí se tedy na vzniku radiační clony, která zabraňuje sdílení tepla mezi Zemí a okolím. V rámci produkce CO₂, na kterou má vliv člověk, se spalovací motory viní asi z 10%.



Obr. 10 Vliv součinitele přebytku vzduchu a předstihu zážehu na emise oxidů dusíku [4]



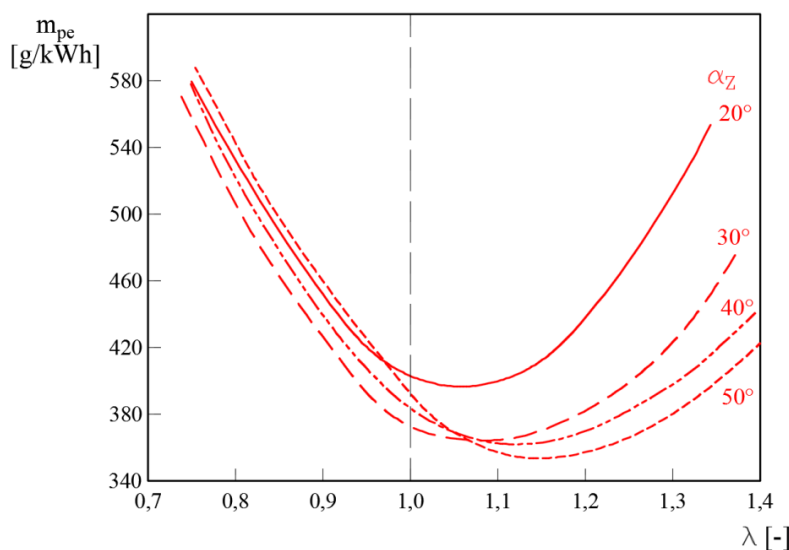
Obr. 11 Vliv součinitele přebytku vzduchu a předstihu zážehu na emise oxidu uhelnatého [4]



Obr. 12 Vliv součinitele přebytku vzduchu a předstihu zážehu na emise uhlovodíků [4]

4.3 Vliv předstihu zážehu na spotřebu paliva

Předstih zážehu má na spotřebu paliva přesně opačný vliv, než na emise škodlivých látek. Roste-li součinitel přebytku vzduchu λ (směs se stává chudší), klesá rychlost jejího spalování. Aby průběh spalování zůstal optimální, je třeba směs zapálit dříve. Zvětšuje-li se tedy předstih zážehu, klesá spotřeba paliva a roste točivý moment. To ovšem platí jen při odpovídající změně směsi. Závislosti předstihu a směšovacího poměru na měrné spotřebě paliva lze vidět v následujícím grafu. (Obr. 13) [2]



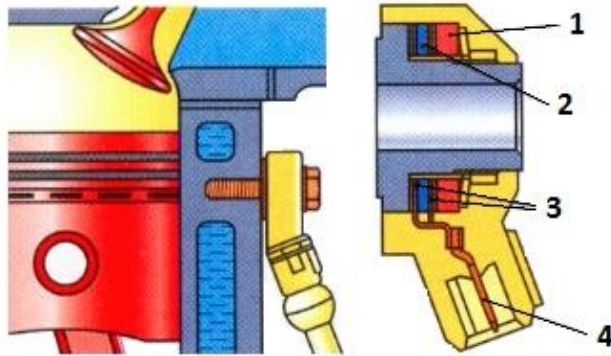
Obr. 13 Závislost měrné spotřeby paliva na složení směsi a předstihu zážehu [4]

4.4 Vliv předstihu zážehu na detonační hoření

V případě velkého předstihu zážehu může docházet k detonačnímu hoření, jevu týkajícího se zážehových motorů, při kterém dochází k místním samozápalům směsi paliva se vzduchem.

Dojde-li k zapálení směsi příliš brzy, vznikne tlaková vlna, následkem níž dochází k dodatečným vzplanutím směsi v různých místech spalovacího prostoru. V tomto případě dochází k nerovnoměrnému prohořívání směsi doprovázenému nárůstem a následným silným kolísáním tlaku ve spalovacím prostoru. Detonační hoření, někdy nazývané jako klepání, je nežádoucí a může poškodit motor. Proto mu musí být zabráněno.

Proto je na bloku motoru je připevněn snímač „klepání“ (Obr. 14), který při vzniku detonačního hoření dává signál řídicí jednotce. Ta skokově sníží nastavený předstih například o 3° natočení klikového hřídele. Po odeznění detonačního hoření je předstih, na základě signálu ze snímače, přenastaven těsně pod hranici klepání, kde má motor největší účinnost. [8] [16]



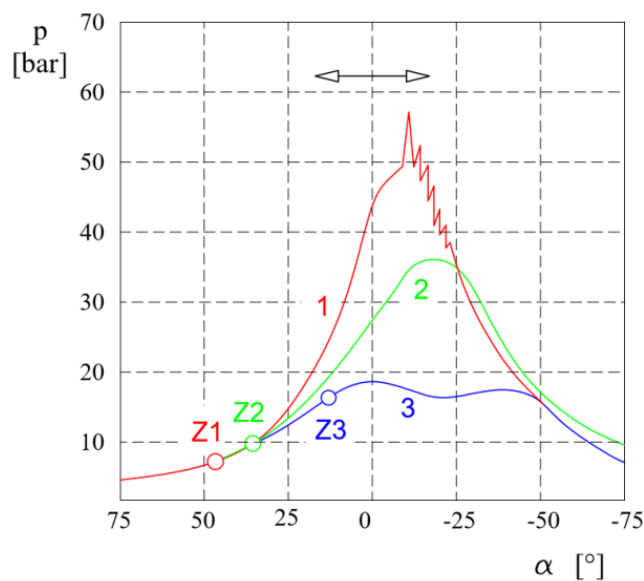
Obr. 14 Snímač klepání [13]

1- seismická hmota, 2- piezoelektrická keramika, 3- kontakty, 4- přípoj

Detonační hoření limituje možnost zvyšování kompresního poměru a tím i další zvyšování účinnosti u zážehových motorů. Může mu být částečně zabráněno použitím paliva s větším oktanovým číslem či optimalizací předstihu.

Mez detonačního hoření ovlivňují tyto parametry:

- oktanové číslo paliva
- kompresní poměr motoru
- zatížení motoru
- konstrukce spalovacího prostoru
- složení směsi



Obr. 15 Průběh tlaku ve spalovacím prostoru při různých hodnotách předstihu [2]

1- velký předstih (zapálení příliš brzo - detonační hoření), 2- optimální předstih (zapálení ve správném okamžiku), 3- malý předstih (zapálení příliš pozdě)

4.5 Regulace předstihu zážehu

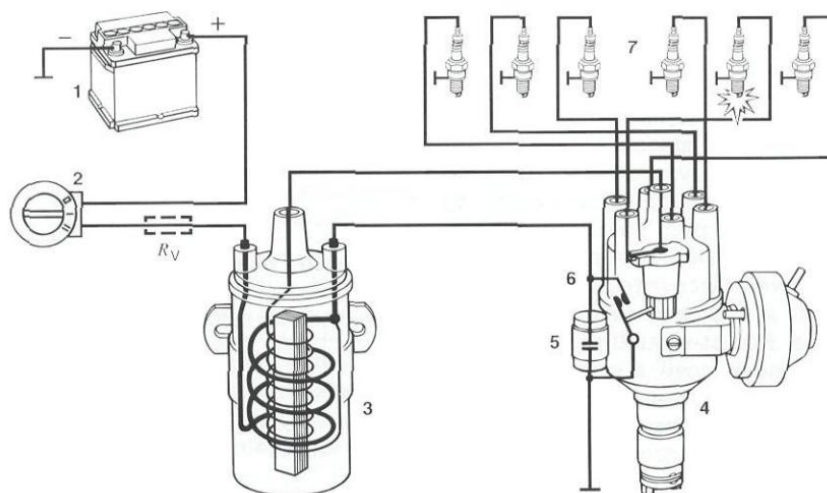
Jak již bylo uvedeno, v zájmu regulace předstihu je dostat pro každý režim provozu motoru optimální kombinaci odebíraného točivého momentu, spotřeby paliva a škodlivých spalin.

Nejjednodušší princip regulace předstihu je pomocí odstředivého a podtlakového regulátoru, kde jsou vstupními parametry jen otáčky a zatížení motoru (viz kap. 4.5.1). U elektronických zapalovacích systémů vstupují do regulace předstihu další veličiny jako teplota či složení směsi. Hodnoty všech funkcí jsou potom navzájem propojeny mechanickou či elektronickou vazbou, aby z nich mohla být určena vhodná hodnota předstihu zážehu.

V době, kdy má dojít k zapálení směsi musí být nabit zásobník energie, který je většinou induktivní, ojediněle kapacitní. K tomu slouží doba (úhel) sepnutí. Vysoké napětí, které vzniká odpojením primárního vinutí a následnou transformací je přiváděno k válci, v němž píst právě koná kompresní zdvih. K tomu je třeba znát polohu klikového hřídele. Ta je známa buď díky mechanické vazbě mezi pohonem rozdělovače a klikového hřídele, nebo díky elektrickému signálu ze snímače polohy klikového a vačkového hřídele. Napětí je pomocí konektorů a zapalovacích kabelů přiváděno na zapalovací svíčky, které musí plnit funkci ve všech provozních režimech tak, aby bylo vždy zajištěno zapálení směsi přiváděné do válce. [2] [8]

4.5.1 Konvenční cívkové zapalování [2] [8]

Tento druh zapalování je řízený kontakty. Proud, který protéká cívkou, je tedy vypínán a zapínán mechanickým kontaktem (přerušovačem) umístěným v rozdělovači. Synchronizace rozdělovače s polohou pístů (tedy i s natočením klikového hřídele) je prováděna mechanickou vazbou, v poměru otáček 2:1 s klikovým hřídelem. Proto také vede pootočení rozdělovače k posunu okamžiku zapálení. Je to nejjednodušší způsob zapalování, obsahující všechny funkce. K rozdělování vysokého napětí slouží tzv. palec, který je pevně spojen s hřídelí v rozdělovači.

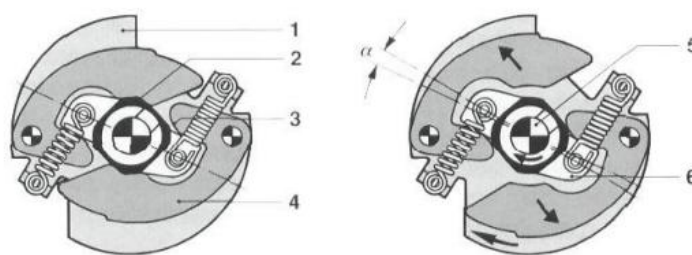


Obr. 16 Konvenční cívkové zapalování [8]

1- akumulátor, 2- spínací skříňka, 3- zapalovací cívka s primárním a sekundárním vinutím (viz Obr. 24, vlevo), 4- rozdělovač, 5- kondenzátor, 6- přerušovač, 7- zapalovací svíčky

Regulace předstihu je tady prováděna pomocí odstředivého a podtlakového regulátoru.

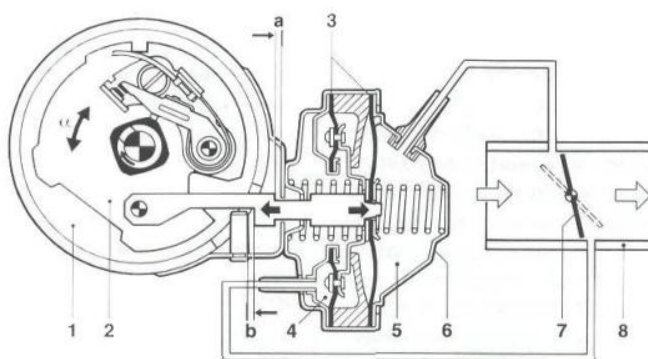
Odstředivý regulátor (viz Obr. 17) má za úkol měnit předstih v závislosti na otáčkách (zpravidla až o 20°). V případě konstantního plnění válců a konstantního složení směsi lze říci, že doba potřebná k zapálení a prohoření směsi bude také konstantní. Kvůli této konstantní době je třeba při vyšších otáčkách nastavit dřívejší zapálení směsi.



Obr. 17 Odstředivý regulátor předstihu [8]

1- základní deska, 2- vačka přerušovače, 3- oválná plocha, 4- odstředivé závaží, 5- hřídele rozdělovače, 6- kulisa

Podtlakový regulátor má za úkol měnit předstih v závislosti na výkonu, či zatížení motoru (obvykle až o 15°). Povel změnit okamžik zapálení přichází v podobě podtlaku v sacím potrubí, blízko škrticí klapky (viz Obr. 18). Podtlak je přiváděn do jedné z membránových komor.



Obr. 18 Podtlakový regulátor předstihu [8]

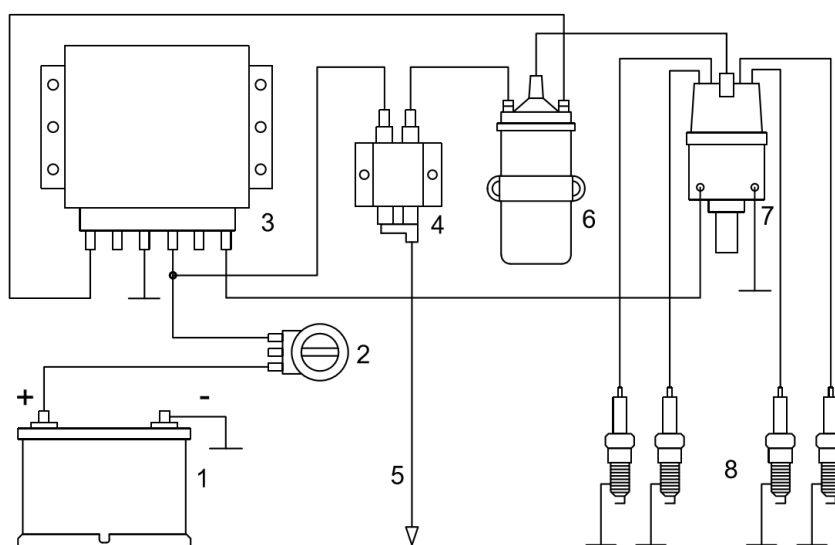
1- rozdělovač, 2- deska přerušovače, 3- membrána, 4- komora pro pozdější zapálení, 5- komora pro dřívější zapálení, 6- podtlaková komora, 7- škrticí klapka, 8- sací potrubí
a- poloha pro velký předstih, b- poloha pro malý předstih

4.5.2 Kontakty řízené tranzistorové zapalování

Tento typ zapalování vznikl z předešlého cívkového zapalování. Proto je princip funkce velice podobný. Konstrukce rozdělovače je zde shodná jako u cívkového zapalování, včetně podtlakového a odstředivého regulátoru předstihu zážehu.

Základním rozdílem je to, že kontakty zde pracují ve spojení s tranzistorovou zapalovací soustavou. Díky tomu už nemusí přerušovač v rozdělovači spínat primární proud, ale spíná jen řídicí proud pro tranzistorové zapalování. Primární proud je zde

spínán přes zapalovací tranzistor. Tranzistorové zapalování má oproti cívkovému dvě podstatné výhody. První výhodou je rychlejší nárůst primárního proudu, tou druhou, neméně důležitou, je podstatně delší životnost kontaktů přerušovače. Delší životnost je způsobena odlehčením kontaktů přerušovače od vysokých proudů. Také zmizely dva problémy, které u kontaktního řízeného cívkového zapalování značně snižovaly nabídku napětí - kmitání kontaktů a opalovací jiskra. [8] [13]



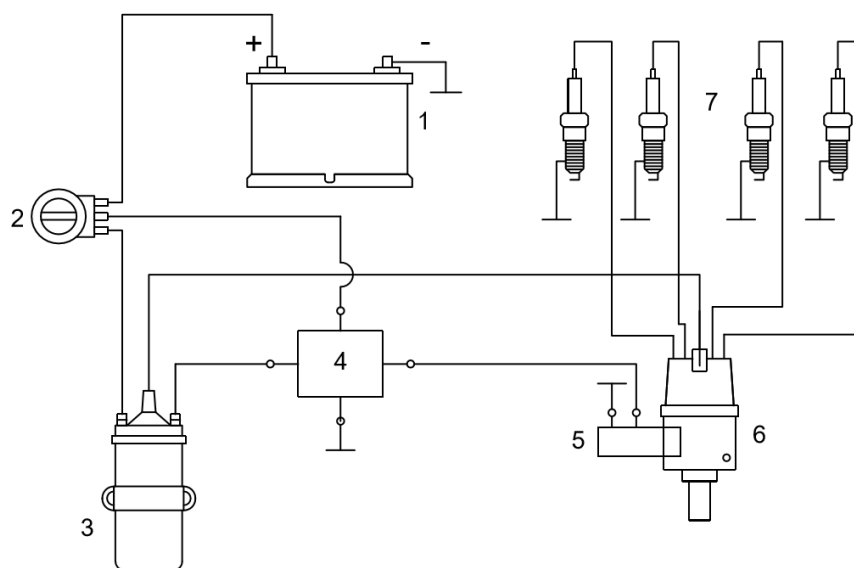
Obr. 19 Kontakty řízené tranzistorové zapalování

1- akumulátor, 2- spínací skříňka, 3- spínací jednotka zapalování, 4- předřadné odpory, 5- vedení ke startéru, 6- zapalovací cívka, 7- rozdělovač, 8- zapalovací svíčky

4.5.3 Bezkontaktní tranzistorové zapalování

U kontaktních zapalování dochází k postupnému opotřebení kontaktů (i přes použití odlehčení) a není tak možné přesně dodržovat předepsaný bod zápalu. Následkem toho může docházet k vynechávání zapalování, které je doprovázeno vyšší spotřebou a emisemi.

Příchodem bezkontaktního tranzistorového zapalování jsou tyto problémy vyřešeny. Díky elektronice je dosaženo možnosti řídit celý proces spalování bez opotřebení a s nízkými náklady na údržbu. Většina komponent zapalovacího systému zůstala v zásadě stejná. Hlavním rozdílem je použití bezkontaktního snímače umístěného přímo v rozdělovači, který může být buď indukční, nebo tzv. Hallův. Regulace předstihu však nadále zůstává odstředivá a podtlaková. [8] [13]



Obr. 20 Tranzistorové bezkontaktní zapalování

1- akumulátor, 2- spínací skříňka, 3- indukční cívka, 4- spínací jednotka, 5- snímač, 6 - rozdělovač, 7- zapalovací svíčky

Bezkontaktně řízené zapalování přineslo tyto výhody [8]:

- nedochází k opotřebení kontaktů → nevyžaduje údržbu
- nedochází k přeskakování zapalovacích impulsů na kontaktech → nedochází ke zvyšování otáček
- řízení úhlu sepnutí kontaktů rozdělovače a omezení primárního proudu → rychlejší vytvoření magnetického pole pomocí nízkoodporové cívky a větší energie zapálení i při vyšších otáčkách motoru
- vyšší zapalovací napětí
- odpojení klidového proudu

I když od konvenčního cívkového zapalování došlo ke značnému zdokonalení, žádné z výše uvedených zapalovacích systémů se již u nových automobilů nepoužívá. Důvodem jsou větší požadavky na výkon motoru, snižování emisí a snižování spotřeby paliva. Těchto požadavků lze dosáhnout jedině velmi přesnou regulací předstihu, zahrnutím dalších parametrů a odstraněním nespolehlivosti zažehnutí směsi.

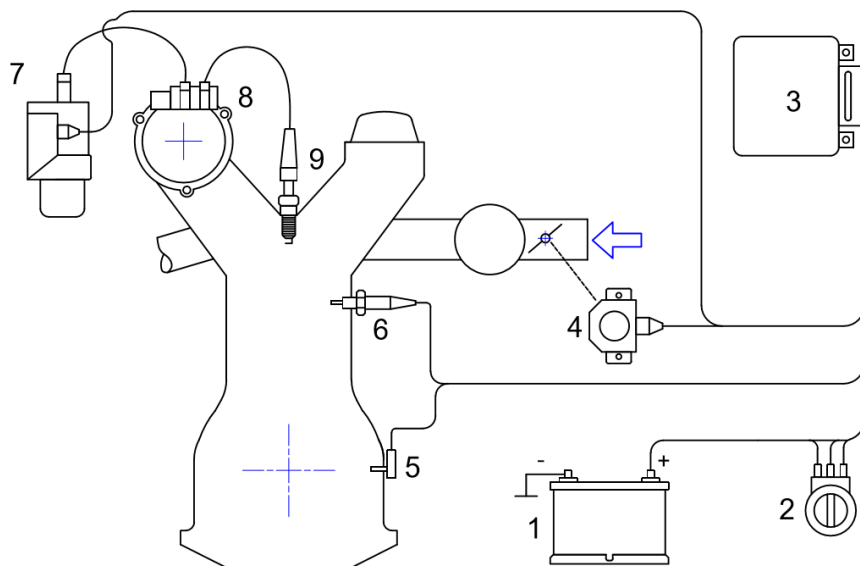
Nedostatky předešlých zapalovacích systémů jsou potlačeny využitím řídicí jednotky (ECU). Elektronicky řízené zapalování navíc obsahuje regulaci detonačního hoření, které je projevem příliš brzkého zapálení směsi.

4.5.4 Elektronické zapalování

Elektronické zapalování přineslo odstranění dalších nedostatků zapalovacích systémů. U bezkontaktního tranzistorového zapalování je sice zajištěno poměrně přesné udržení bodu zápalu po celou dobu životnosti, avšak kvůli mechanickému seřizování je zde stále možný jen úzký interval seřízení.

V elektronickém zapalovacím systému odpadá odstředivá a podtlaková regulace předstihu, které byly schopny jen jednoduché regulační charakteristiky. Jsou zde nahrazeny mikropočítačem, který na základě vstupních informací ze snímačů vypočítává pro každý bod provozu motoru optimální bod zápalu a následně posílá výstupní signál do spínací jednotky. Snímány jsou otáčky motoru, zatížení motoru (natočení škrticí klapky), tlak v sacím potrubí, teplota motoru, teplota nasávaného vzduchu, napětí na akumulátoru, údaje z lambda sondy, popřípadě i z čidla detonačního hoření.

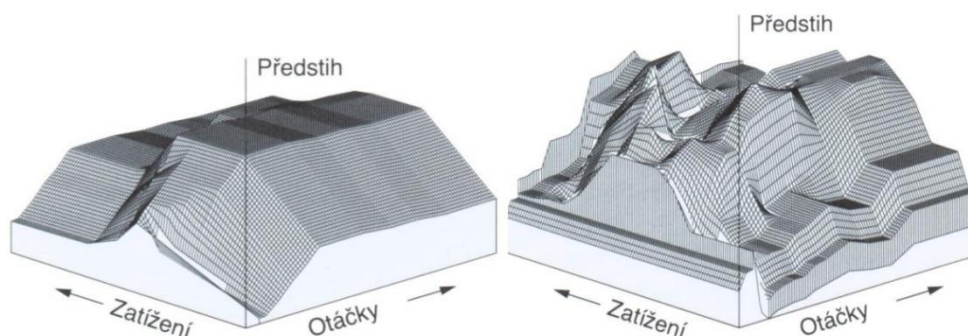
Pro každý provozní bod motoru je předstih upravován podle různých hledisek. Může se tak dít s ohledem na točivý moment, emise spalin, spotřebu paliva nebo např. na vzdálenost od hranice klepání. [8] [13] [14]



Obr. 21 Elektronické zapalování

1- akumulátor, 2- spínací skříňka, 3- řídící jednotka, 4- spínač škrticí klapky, 5- snímač polohy a otáček, 6- snímač teploty motoru, 7- zapalovací cívka, 8- rozdělovač vysokého napětí, 9- zapalovací svíčka

Na základě zjištění zatížení motoru (ze snímače podtlaku) a otáček, mikropočítač vytváří trojrozměrné pole charakteristik předstihu (viz Obr. 22), díky kterému je možné pro každou kombinaci zatížení motoru a otáček určit optimální hodnotu předstihu. Tato hodnota je poté korigována dalšími vstupními veličinami. [8]



Obr. 22 Pole charakteristik mechanické a elektronické regulace předstihu [8]

Z obrázku je patrné, že mechanická regulace (vlevo) nabízí oproti elektronické regulaci (vpravo) jen poměrně jednoduchý průběh regulační charakteristiky. Podle požadavků je v celém poli charakteristik naprogramování asi 1000 až 4000 hodnot předstihu zážehu. [8]

Elektronické zapalování má tyto výhody [8]:

- do přestavení předstihu lze zahrnout individuální požadavky kladené na motor
- zahrnutí dalších provozních veličin, např. teploty motoru
- lepší řízení volnoběžných otáček, nižší spotřeba paliva
- možnost regulace detonačního hoření

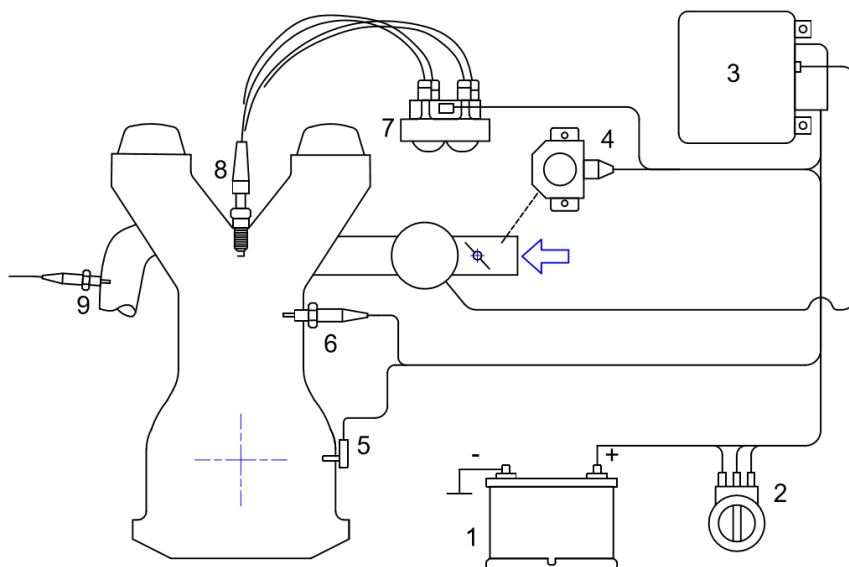
4.5.5 Plně elektronické zapalování [2] [8] [13]

Konstrukce plně elektronického zapalování vychází z předchozího elektronického zapalování s tím, že je zde nahrazen mechanický rozdělovač, tedy i rotační rozdělování vysokého napětí. Přitom jsou všechny funkce z elektronického zapalování zachovány.

Rozdělování napětí pomocí jednojiskrových cívek

Složitějším případem, dříve využívaným hlavně u zážehových motorů s lichým počtem válců, je použití jednojiskrových cívek. To znamená, že má řídicí jednotka pro každý válec samostatný koncový stupeň, a to jednojiskrovou zapalovací cívkou (viz Obr. 24, uprostřed). Ta bývá nasazena přímo na zapalovacích svíčkách, proto je k nim

rozváděno relativně nízké napětí. Výhodou je absence vysokonapěťových kabelů, dokonalejší a snazší odrušení. Dalším pozitivem je možnost řídit předstih zážehu pro každý válec zvlášť. V dnešní době využívají všechny moderní motory výhradně jednojiskrových logických cívek.



Obr. 23 Plně elektronické zapalování

1- akumulátor, 2- spínací skříňka, 3- řídicí jednotka, 4- spínač škrtící klapky, 5- snímač polohy a otáček, 6- snímač teploty motoru, 7- 2x dvoujiskrová zapalovací cívka (Obr. 24, vpravo), 8- zapalovací svíčka, 9- lambda sonda

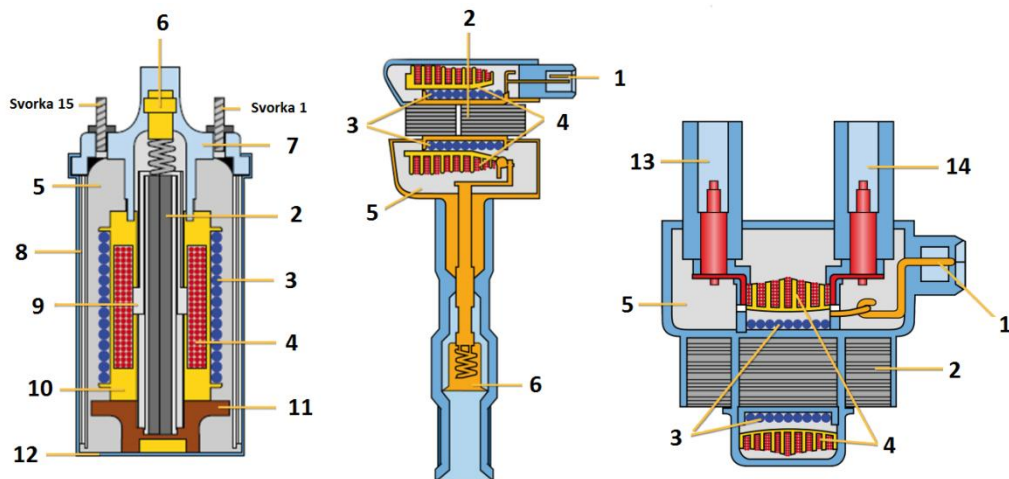
Rozdělování napětí pomocí dvoujiskrových cívek

Použití dvoujiskrových cívek (Obr. 23 a Obr. 24, vpravo) je jednodušší variantou plně elektronického zapalování, která se však hodí jen pro motory se sudým počtem válců. Každá cívka tu slouží pro dva válce, přičemž v jednom vznikne vždy jiskra pracovní (v tom, který je zrovna v kompresním zdvihu) a ve druhém jiskra naprázdno (do výfuku).

V zapalovacím systému čtyřválcového motoru jsou tedy dvě dvoujiskrové cívky. Pokud se zapaluje směs v prvním válci, ve čtvrtém válci právě končí doba výfuku. Současný přeskok jiskry na svíčke čtvrtého válce tedy nemá praktický význam. Aby zde ale nedocházelo k zapálení zbytků paliva či nasátého vzduchu, je třeba nepatrně omezit rozsah regulace předstihu zážehu.

Rozdělování napětí pomocí čtyřjiskrových zapalovacích cívek

Čtyřjiskrové zapalovací cívky, se používali u motorů se čtyřmi, osmi, nebo šestnácti válci. Cívka zde má dvě primární a jedno sekundární vinutí a dokáže bez rozdělovače dodat napětí ke čtyřem svíčkám. [16]



Obr. 24 Rozdílné konstrukce zapalovacích cívek výrobce NGK [15]

1- připojovací konektor nízkého napětí, 2- železné jádro, 3- primární vinutí, 4- sekundární vinutí, 5- zalévací hmota, 6- vysokonapěťový přípoj, 7- izolační kryt, 8- sendvičový plech, 9- připojení sekundární cívky, 10- vrstvy z izolačního papíru, 11- izolační těleso, 12- kryt, 13- vysoké napětí 2. a 3. válce, 14- vysoké napětí 1. a 4. válce

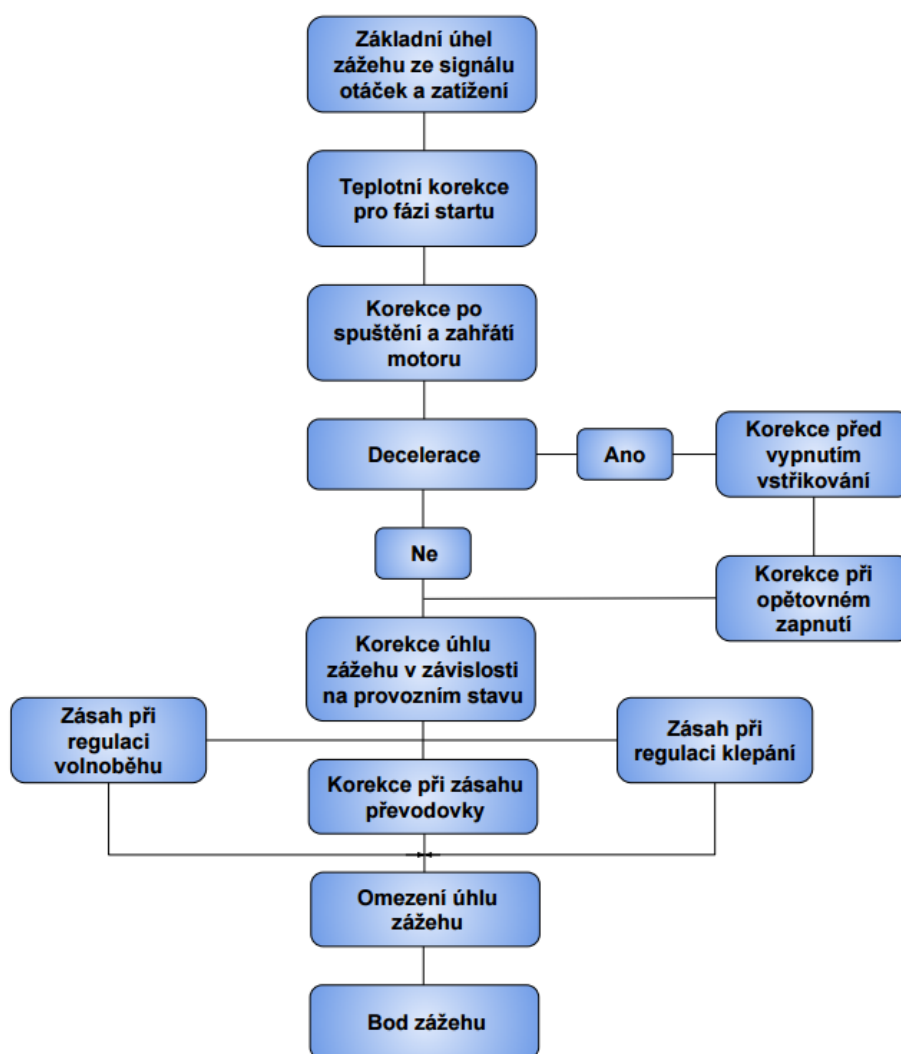
Z nahrazení mechanického rozdělování vysokého napětí elektronickým plynou i výhody plně elektronického zapalování, kterými jsou [2]:

- větší provozní spolehlivost
- žádné rotující díly → menší hluknost
- nevyskytují se nekryté jiskry → menší elektromagnetická úroveň rušení
- menší počet vysokonapěťových spojů
- konstrukčně jednodušší pro výrobce motoru

4.5.6 Celkové řízení ECU

Dnešní spalovací motory jsou centrálně řízeny jednou řídicí jednotkou ECU, která řídí celý proces spalování. V případě atmosférických zážehových motorů jsou hlavními parametry dávka paliva a předstih zážehu. V případě přeplňovaného motoru zároveň řídí i turbodmychadlo (otevírání obtoku turbodmychadla), škrtkovací klapku, elektrickou

vodní pumpu, atd. Je to složitý systém, který řídí celý motor z toho důvodu, aby bylo spalování co nejefektivnější. Aby se tak dělo, je třeba řídicí jednotce poskytnout co nejvíce vstupních informací o momentálním stavu motoru či režimu jeho provozování (otáčky motoru, teplota nasávaného vzduchu, teplota motoru, napětí akumulátoru, zařazený rychlostní stupeň a další). Tyto informace jsou řídicí jednotce poskytovány díky různým snímačům. Mikroprocesor řídicí jednotky poskytnuté informace vyhodnotí a pomocí uložených funkcí a algoritmů vypočítá řídicí signály pro akční členy (např. pro zapalovací cívku, vstřikovací ventily atd.). V ECU je uloženo pole charakteristik se základním bodem zážehu, stanovené na základě zatížení motoru a jeho otáčkách. Takhle určený bod zážehu je vhodné optimalizovat na základě dalších vstupujících parametrů. V následujícím obrázku je vidět, jak pobíhá právě korekce základního bodu zážehu.



Obr. 25 Průběh korekce bodu zážehu [11]

5 METODIKA MĚŘENÍ

Cílem praktické části této diplomové práce bylo provést měření a díky následnému zpracování dat stanovit a zviditelnit vliv předstihu zážehu na výkonové parametry motoru, na složení spalín vycházejících z motoru a na spotřebu paliva. Tato část práce tedy navazuje na problematiku, jejíž teorie byla rozebrána v kapitole 4.

5.1 Měřený motor

Měření bylo provedeno na zážehovém přeplňovaném motoru o objemu 1984 cm³ s označením EA888, který se objevil ve více výkonových verzích, v různých vozech koncernu Volkswagen. Tento konkrétní měl v sériovém stavu 155 kW a je známý především z vozů Audi A4. Motor firmě ABC slouží pro účely vývoje a testování turbodmychadel, proto prošel řadou úprav. Jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 1 Parametry měřeného motoru

Označení	EA888 (2.0 TFSI)
Výrobce	Audi
Palivo	BA-98N
Zdvihový objem [cm³]	1984
Max. výkon [kW]	155 při 4300-6000 min ⁻¹
Max. točivý moment [Nm]	350 při 1500-4200 min ⁻¹
Počet válců [-]	4
Uspořádání	řadový
Počet ventilů [-], rozvod	16, DOHC
Vrtání [mm]	82,5
Zdvih [mm]	92,8
Plnění	přeplňování turbodmychadlem
Kompresní poměr [-]	9,6:1
Pořadí zapalování	1-3-4-2



Obr. 26 Motor EA888 [12]

5.2 Motorová zkušebna

Naměření dat pro zpracování diplomové práce bylo provedeno v motorové zkušebně firmy ABC v Brně, která se zabývá vývojem turbodmychadel pro spalovací motory. Zkušební cela byla vybavena aktivním dynamometrem AVL Dyno Exact330 a analyzátořem spalín HORIBA Mexa-584L.

5.2.1 Aktivní dynamometr AVL

Aktivní dynamometr umí na rozdíl od pasivního nejen moment absorbovat, ale i vytvářet. Lze s ním tedy měřený motor i pohánět, což slouží například při měření mechanických ztrát uvnitř motoru. Měření bylo provedeno pomocí AC dynamometru firmy AVL (Obr. 27), jehož parametry jsou uvedeny v tabulce 2.

Aktivní AC dynamometry využívají k vytváření brzdného momentu asynchronních motorů s kotvou nakrátko. Díky průchodu trojfázového střídavého proudu vinutím statoru vzniká točivé magnetické pole, které indukuje napětí v rotoru. Vzniklý proud vyvolává magnetický tok, který vytváří silové působení na rotor, a tím s ním otáčí. Řízení otáček se zde provádí změnou frekvence střídavého proudu.

Tab. 2 Parametry použitého dynamometru

Výrobce	AVL	
Model	DynoExact 330	
Max. brzdňý výkon	330/200	[kW]
Max. otáčky	8000	[ot/min]
Max. brzdňý moment	600	[Nm]
Přesnost měř. otáček	± 1	[min-1]
Přesnost měř. momentu	± 0,2	[%]



Obr. 27 Aktivní dynamometr AVL DynoExact 330 [17]

5.2.2 Analyzátor

K měření emisí byl použit přenosný analyzátor pro zážehové motory HORIBA Mexa-584L, se sériovým rozhraním RS232 (pro připojení k PC). Parametry analyzátoru jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3 Parametry analyzátoru

CO	0 - 10	[%]
CO₂	0 - 20	[%]
HC	0 - 10000	[ppm]
NO_x	0 - 5000	[ppm]
O₂	0 -25	[%]
λ	0 - 9,999	[-]
Otáčky	0 - 9999	[min ⁻¹]
Garant. přesnost při	200 - 6000	[min ⁻¹]
Reakce	do 15	[s]



Obr. 28 Analyzátor HORIBA Mexa-584L [18]

5.3 Příprava měření

Před prvním měřením byla provedena kontrola zkoušeného motoru, především jeho upevnění. Dále byla zkontrolována hladina oleje, připojení snímačů a všech přívodů provozních kapalin. Nakonec byla provedena vizuální kontrola celého měřicího zařízení.

Proběhl start motoru a zahřátí na provozní teplotu, nastavení restrikcí sání a výfuku a zkouška parametrů ověřující, zda motor funguje.

5.4 Vlastní měření

Před samotným měřením byly zjištěny laboratorní podmínky v testovací cele a stanoveny podmínky pro nasávaný vzduch. Dále pak byly určeny parametry, které byly při měření hlídány, a stanoven jejich rozsah. Mezi ně patří například teplota chladicí kapaliny motoru a teplota oleje. Všechny podmínky měření jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 4 Laboratorní podmínky

Podmínky v testovací cele:		
Relativní vlhkost	15	[%]
Teplota	30	[°C]
Barometrický tlak	991,8	[mbar]
Podmínky pro nasávaný vzduch:		
Relativní vlhkost nasávaného vzduchu	40	[%]
Teplota nasávaného vzduchu	25 ± 1	[°C]
Barometrický tlak	991,8	[mbar]
Podmínky pro měření:		
Teplota chladicí kapaliny	80 - 85	[°C]
Teplota oleje	80 - 105	[°C]
Teplota vzduchu za intercoolerem	35	[°C]
Otevření škrtků klapky	100	[%]
Nastavení lambdy v řídicí jednotce	1	[-]
Teplota spalin na turbínové části dmychadla	do 990	[°C]

Měření probíhalo v rozsahu otáček od 1000 min⁻¹ do 4500 min⁻¹ a v rozsahu předstihu zážehu od 15° před horní úvratí (předstih) po 15° za horní úvratí (zástih). Krok změn byl pro měření stanoven u předstihu zážehu na 5° a u otáček motoru na 500 min⁻¹. Předstih zážehu ale nebyl dosažen ve všech otáčkách, protože to běh motoru neumožňuje. Ze strany většího předstihu jsme byli limitováni výskytem detonačního hoření a z druhé strany zhasnutím motoru, zapříčiněným nízkým nárůstem tlaku ve spalovacím prostoru. Už podle předpokladů z teoretické části tedy musel být postupně rozsah změn předstihu posouván do „dřívějšího zapálení“.

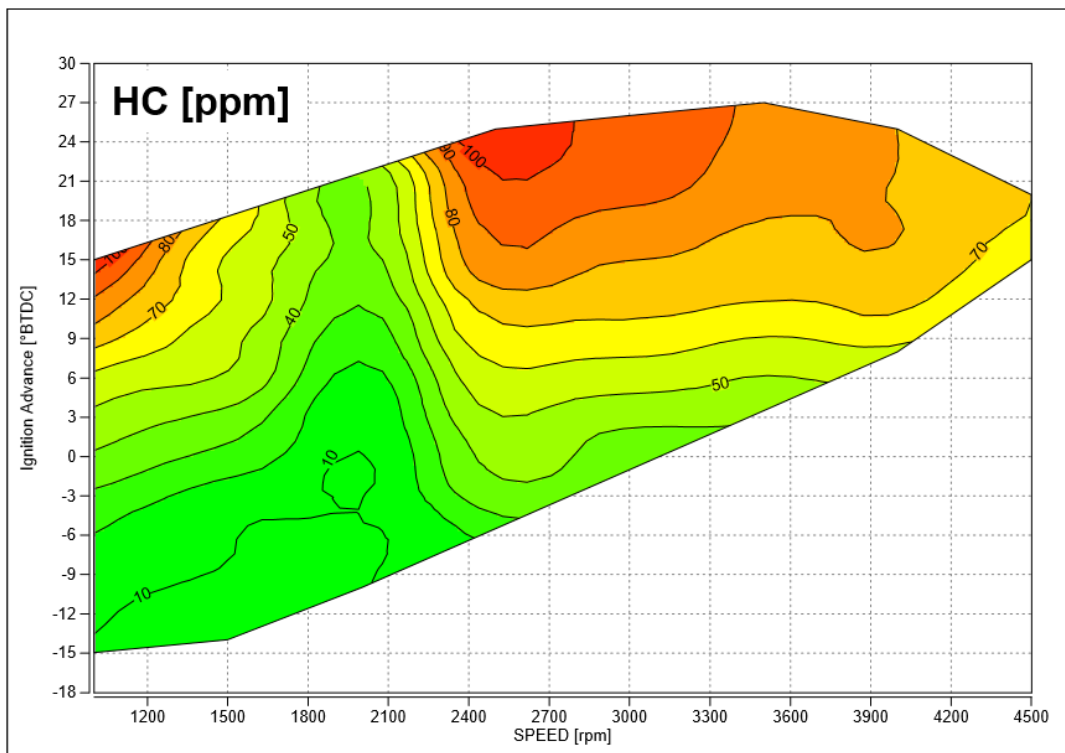
Standardně se měřilo s plně otevřeným obtokem turbodmychadla (wastegate). To znamená, že plnicí tlak byl minimální, protože nebyla roztáčena turbína. Motor tak byl provozován v téměř atmosférickém režimu.

Protože jsme ale při otáčkách 3500 min^{-1} zjistili zvyšování plnicího tlaku z důvodu zvyšování energie spalin, kdy už obtok turbodmyhadla nestačil, rozhodli jsme se pro další bod stanovit konstantní plnicí tlak. Zabránili jsme tak vnášení další proměnné do měření.

Limitem pro měření dat byla i teplota na turbínové části turbodmyhadla, která byla určena jeho výrobcem na $990 \text{ }^{\circ}\text{C}$. K této teplotě jsme se výrazně přibližovali u bodů s pozdějším zapálením, od otáček 3000 min^{-1} . Ochlazení výfukových plynů by šlo provést snížením lambdy, tedy obohacením směsí. To by se však do měření vnášela další proměnná a data by byla zkreslená.

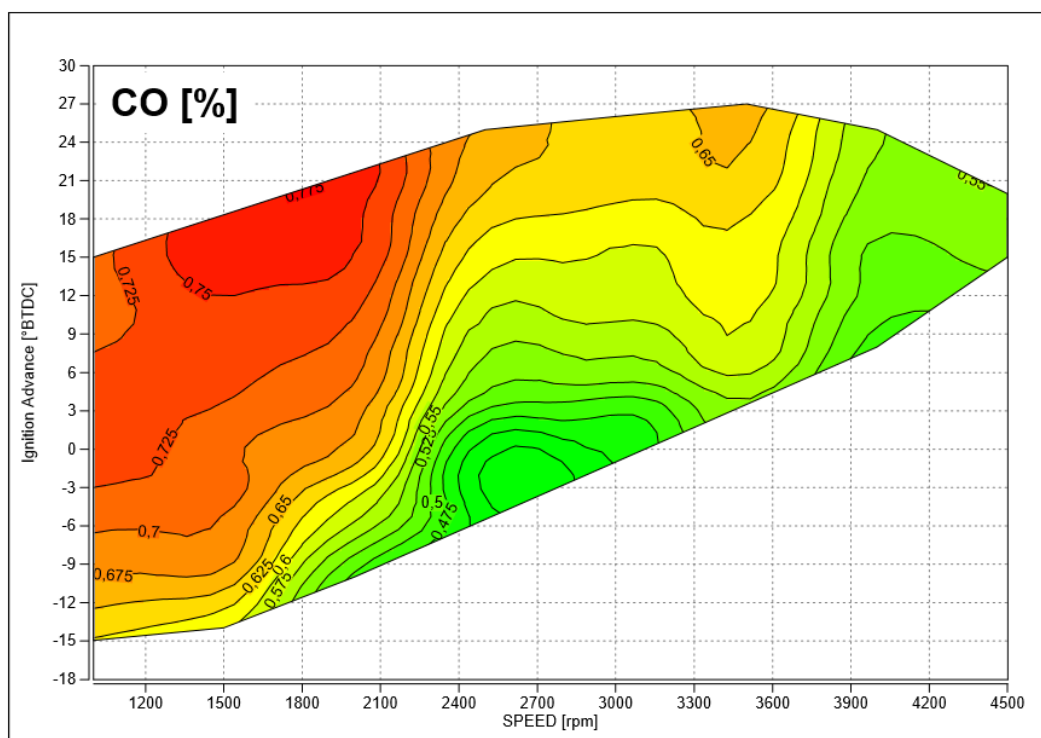
Měřený motor má standardně změnu časování ventilů (Audi valvelift system), proto body do 1500 otáček za minutu byly naměřeny na základní hodnotu časování (nižší profil vačky) a od otáček 2000 min^{-1} na změněné časování (vyšší profil vačky).

6 VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT



Obr. 29 Množství HC ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu

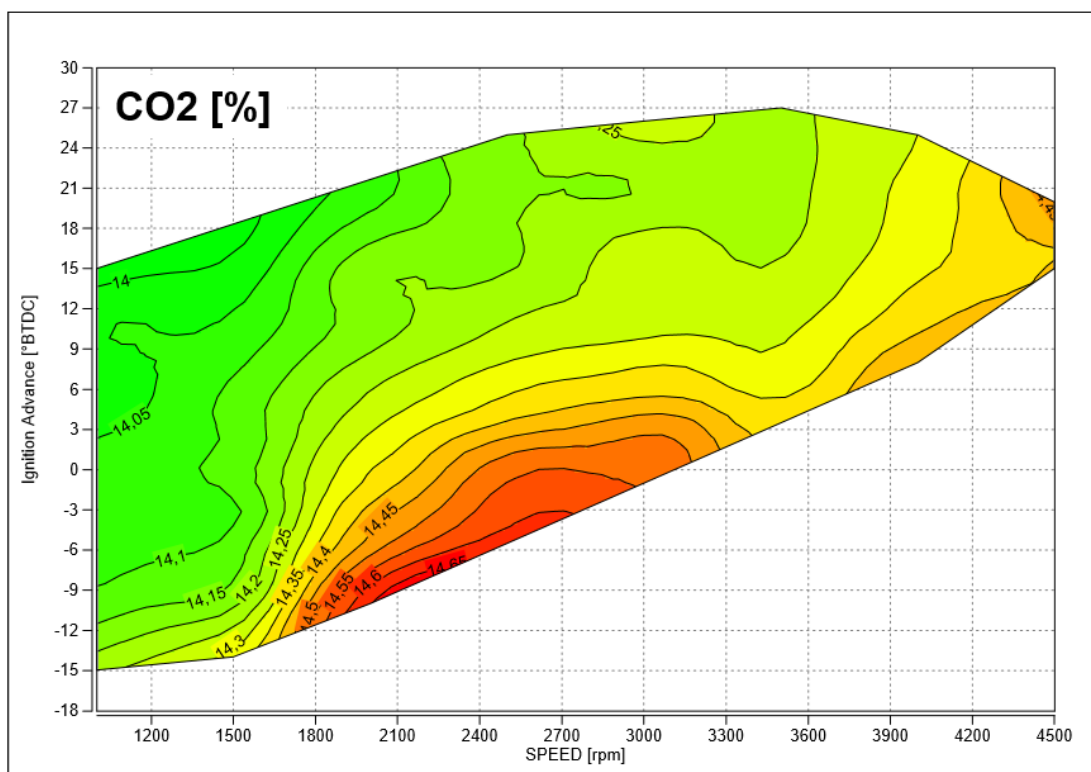
Z hlediska produkce uhlovodíků probíhalo nejlepší spalování kolem 1950 otáček za minutu. V tomto bodě je vidět, že vliv předstihu zážehu na kvalitu spalování je nejmenší. Naopak velmi výrazný vliv předstihu zážehu na produkci HC je kolem hodnoty 2500 otáček za minutu. Při těchto otáčkách je změnou předstihu dosahováno i více jak dvojnásobku produkce uhlovodíků v ppm (při 0° předstihu 43 ppm, při 25° předstihu 108 ppm).



Obr. 30 Množství CO ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu

Z obrázku 30 vyplývá, že z hlediska produkce oxidu uhelnatého je nejlepší se pohybovat v nízkých hodnotách předstihu zážehu, u nízkých otáček (kde to jde), i v zástihu. CO je produktem nedokonalého spalování, a je jednou z nejzávadnějších složek z produkovaných emisí. Problémem je, že v oblastech provozování výhodných z hlediska nízké produkce CO, není provozování motoru výhodné z hlediska výkonostních parametrů.

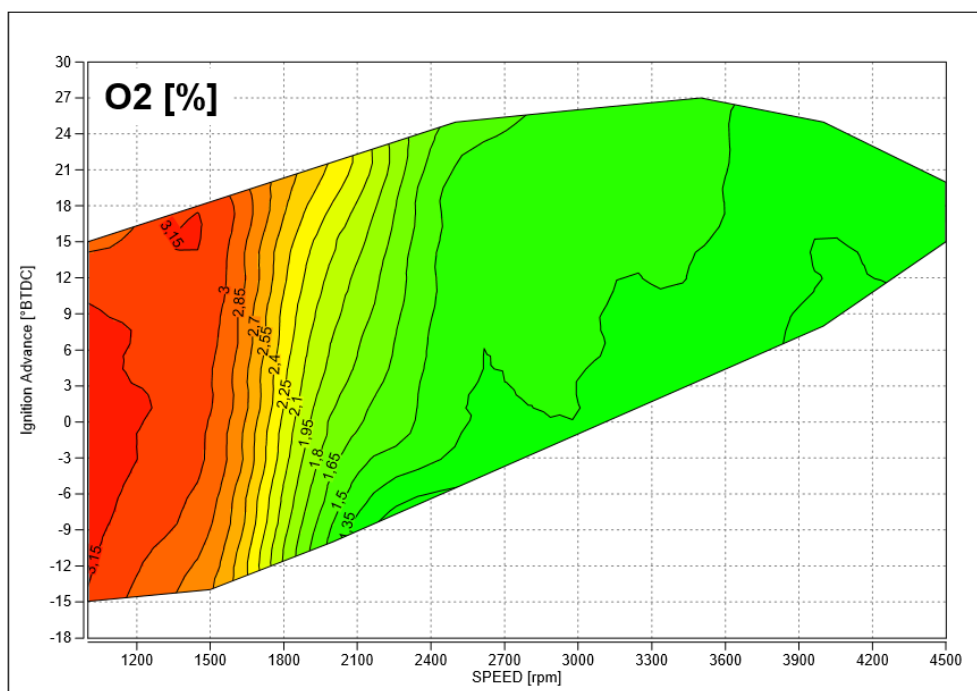
Například v případě 25° předstihu byla produkce oxidu uhelnatého 0,67 % a generovaný výkon 49 kW. Snížením hodnoty předstihu na 0° sice produkce CO klesla na 0,44 %, zároveň s tím ale došlo k poklesu generovaného výkonu na 38,8 kW.



Obr. 31 Množství CO_2 ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu

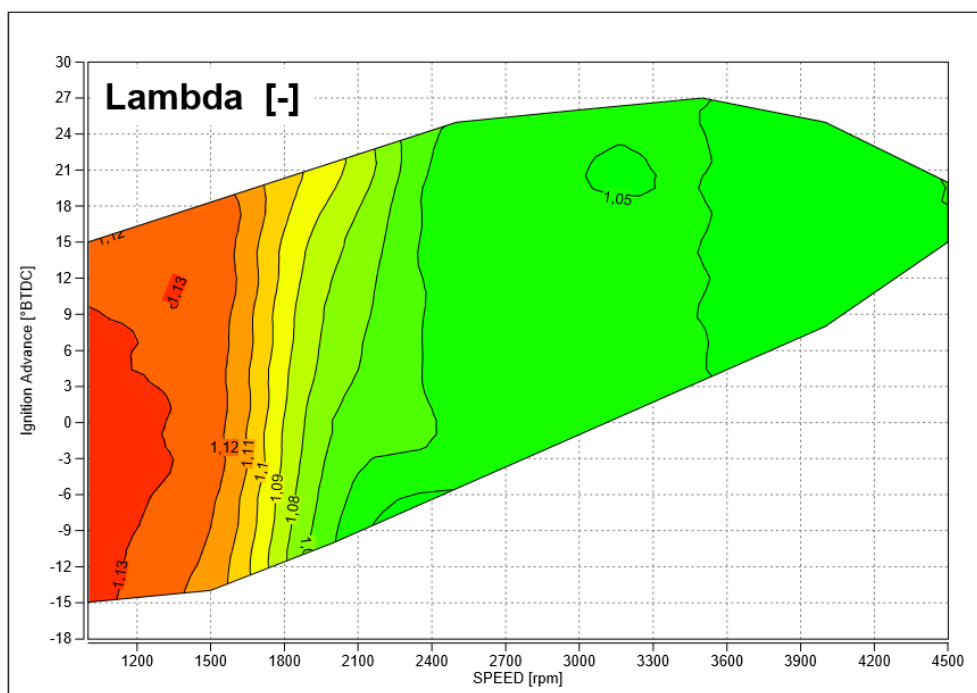
V obrázku 31 je vidět, že nejvyšší produkce oxidu uhličitého je dosahováno při nižších hodnotách předstihu. Příkladem je měření při otáčkách 2000 min^{-1} , kdy produkce CO_2 byla u 10° zástihu asi 14,65 % a naopak u 20° předstihu asi 14,09 %. Na rozdíl od oxidu uhelnatého je CO_2 produktem dokonalého spalování. Obrázky 30 a 31 si korespondují, proto mají opačný průběh.

V oblasti, kde dochází k dokonalému spalování je produkováno více CO_2 a zároveň klesá produkce CO , tedy nedochází k nedokonalému spalování.

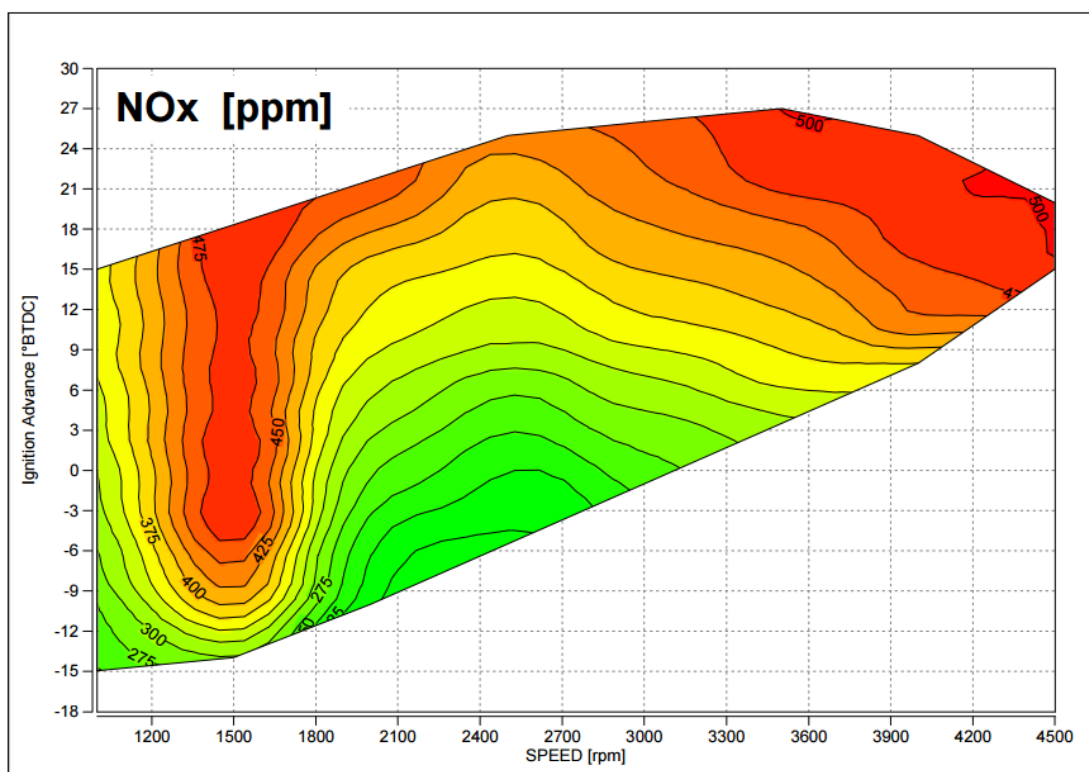


Obr. 32 Množství O_2 ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu

Grafy 32 a 33 spolu úzce souvisí. Analyzátor zaznamenal součinitel přebytku vzduchu v rozsahu otáček od 1000 do 1500 min^{-1} až 1,13. V tomto rozmezí tedy byla zjištěna chudá směs (přebytek kyslíku). Do výfuku se tak dostával zbytkový kyslík.



Obr. 33 Součinitel lambda (zjištěný analyzátozem) v závislosti na otáčkách předstihu zážehu



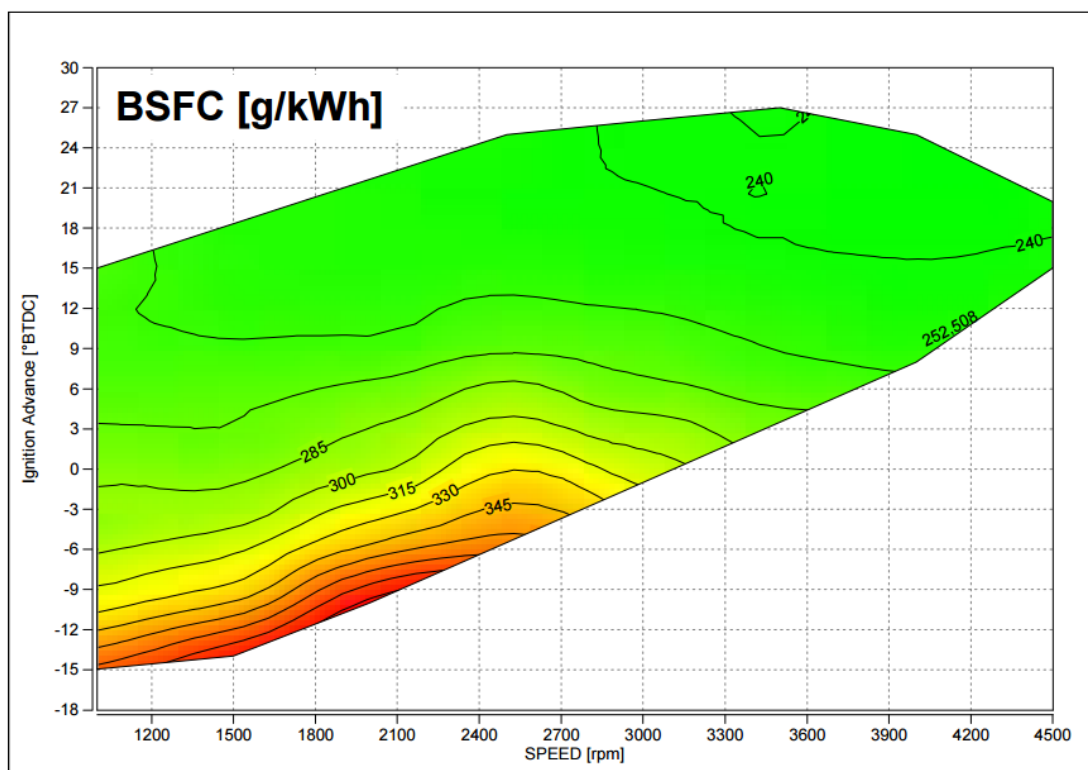
Obr. 34 Množství NO_x ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu

Vzhledem k tomu, že se jednalo o motor TFSI (Turbo fuel Stratified injection), který při technologii přímého vstřikování využívá vrstvení směsi, má zvýšený podíl NO_x ve spalínách své opodstatnění.

Výhodou vrstveného vstřikování je, že při částečném zatížení motoru (kde je motor provozován nejčastěji) je schopen pracovat s velmi chudou směsí (poměr paliva a vzduchu až 1:40). Aby mohlo dojít ke vznícení takto chudé směsi, je do válce během doby sání přiváděn prudký točivý vír. Před koncem zdvihu je do spalovacího prostoru vstříknuto potřebné množství benzínu. Díky zmíněnému víru je ve spalovacím prostoru vytvořeno několik vrstev směsi, o různých poměrech paliva a vzduchu, přičemž nejbohatší směs je soustředěna právě kolem zapalovací svíčky.

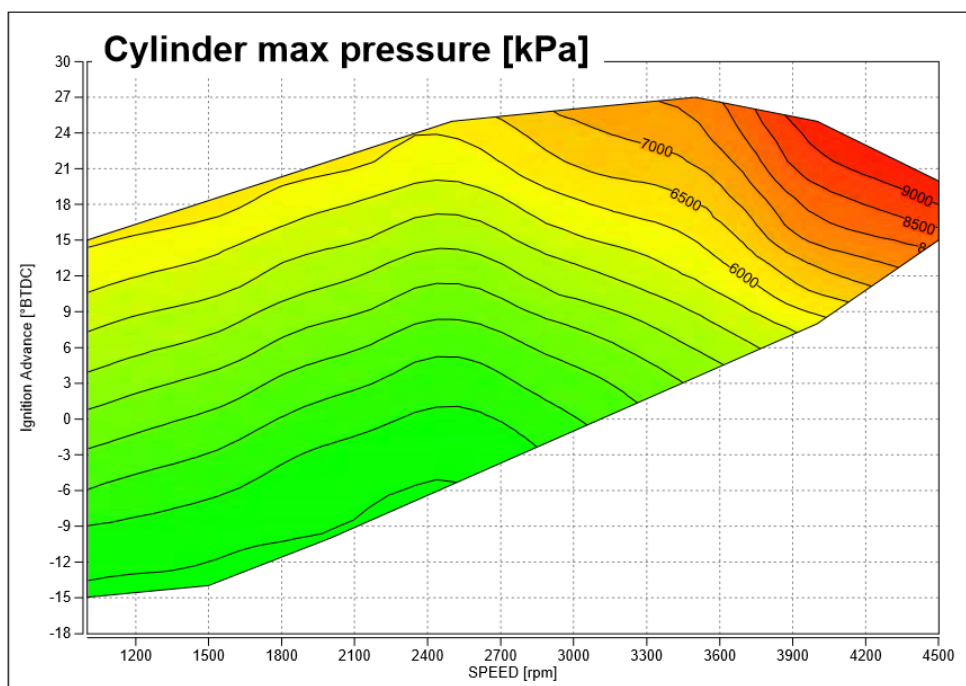
Z hlediska produkce oxidů dusíku je lepší se držet v hodnotách menšího předstihu, kde se dosahuje vyšších teplot výfukových plynů.

Razantní skok při otáčkách 1500 min^{-1} je dán horším vyplachováním. Motor v tomto bodě běžel ještě na základní časování ventilů. Volumetrická účinnost už se blížila k hodnotě 1 a při nízkém profilu výfukové vačky tak nejspíš docházelo k částečnému profukování do výfuku. Vysvětlovalo by to i vyšší výskyt kyslíku v tomto bodě.



Obr. 35 Měrná spotřeba paliva v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu

Měrná spotřeba paliva udává, kolik hmotnostního množství paliva je potřeba k produkci jednotky mechanické práce. Z obrázku je vidět, že při vyšších hodnotách předstihu, kdy dochází ve spalovacím prostoru k vyššímu nárůstu tlaku a tak i k produkci vyššího výkonu, klesá měrná spotřeba paliva. Naopak při nižších hodnotách předstihu nedojde k takovému nárůstu tlaku a není tak využit všechen potenciál paliva. Tento obrázek tedy úzce souvisí a koresponduje s obrázkem 36, kde je zobrazen průběh tlaků ve válci. Rozdíl v měrné spotřebě se významně projevil v celém rozsahu otáček, nejvíce však při 2000 otáčkách za minutu, kdy v případě 20° předstihu byla spotřeba $247 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ a v případě 10° zástihu $409 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$.



Obr. 36 Maximální tlak ve válci v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu

V obrázku 36 je znázorněn vliv předstihu zážehu na maximální tlak vyvinutý ve spalovacím prostoru motoru. Lze vidět, že čím se motor pohybuje dál v oblastech dřívějšího zapálení, tím vyššího tlaku ve válci je dosahováno.

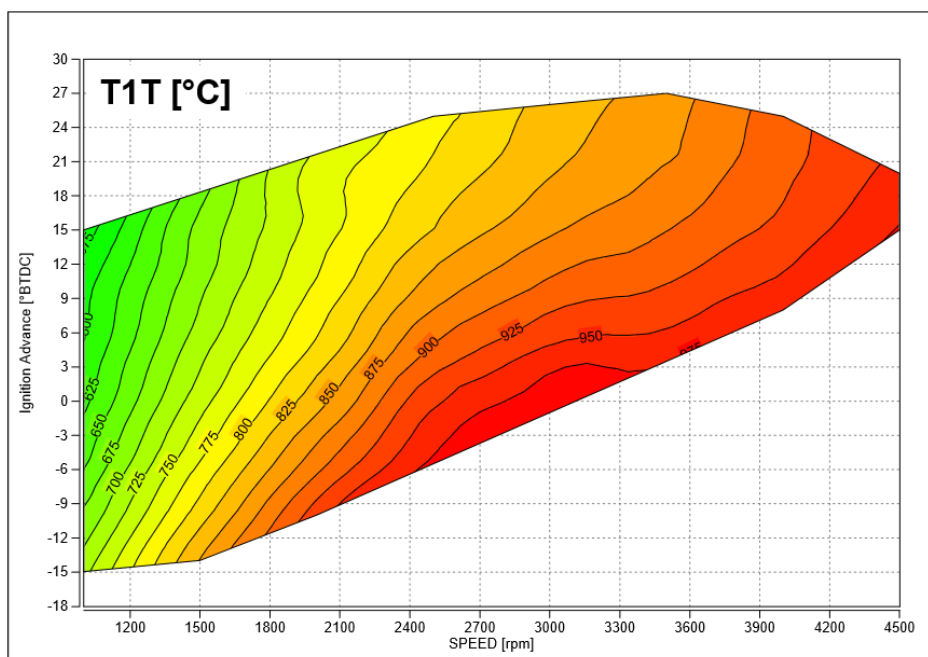
Z vyššího tlaku ve válci plyne generování vyššího točivého momentu a výkonu motoru. To ovšem platí, jen pokud je vývin tlaku ve spalovacím prostoru uskutečněn ve vhodném okamžiku. Že tomu tak není v celém rozsahu změn předstihů, je znázorněno v tabulce 5.

Tab. 5 Vliv max. tlaku ve válci na výkon a točivý moment motoru (pro otáčky 2500 min⁻¹)

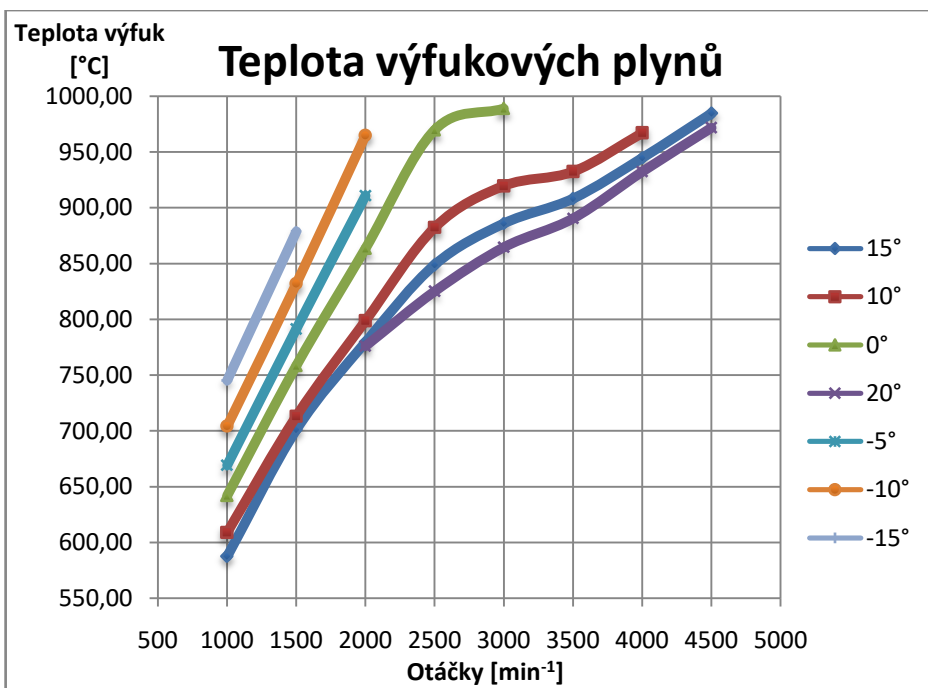
Předstih	[°]	24,99	19,99	15,00	10,00	5,01	0,01
P _{1max}	[kPa]	5831,99	5355,91	4467,84	4101,62	2920,57	2142,36
P _e	[kW]	48,99	48,93	47,90	46,02	42,90	38,78
M _t	[Nm]	187,10	186,90	183,00	175,80	163,90	148,10

V rozmezí předstihu zážehu 5° až 20° byl průběh točivého momentu v zásadě lineární vzhledem k dosaženému tlaku. Při změně předstihu z 20° na 25° vzrostl tlak ve spalovacím prostoru o dalších 0,5 MPa, výkon motoru však zůstal téměř konstantní.

Vysvětlením této skutečnosti je to, že k vývinu tlaku ve spalovacím prostoru došlo příliš brzy před horní úvratí. Tlak tak působil chvíli proti pohybu pístu. Následkem toho nedocházelo k využití veškeré energie uložené v palivu, navíc docházelo k většímu namáhání klikového mechanismu.

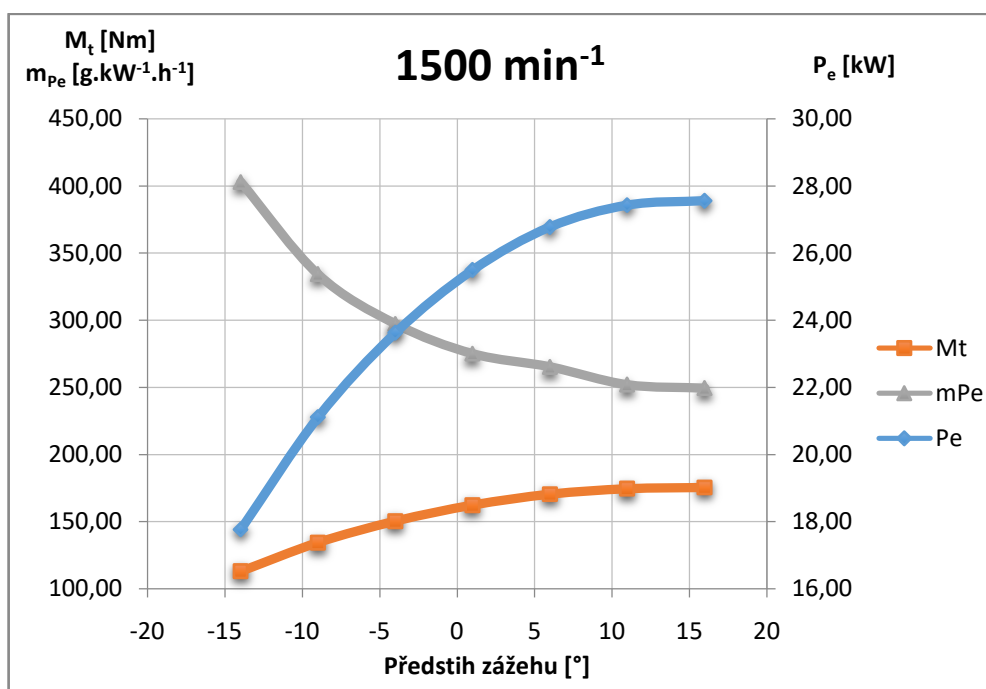


Obr. 37 Teplota spalín před turbodmychadlem v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu

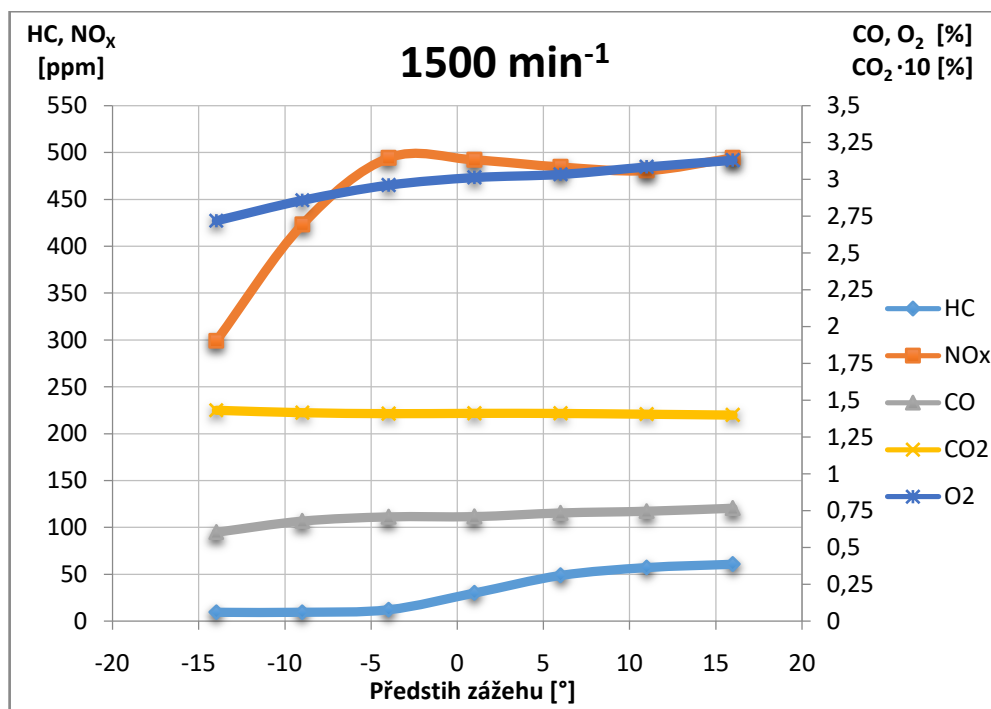


Obr. 38 Průběh teploty spalín pro jednotlivé předstihy zážehu

V obrázcích 37 a 38 je vidět, jaký vliv má předstih zážehu na teplotu spalín. Teplota spalín se nezvyšovala jen s otáčkami, ale výrazně rostla i při snižování předstihu zážehu. Příkladem může být měření při otáčkách 2500 min^{-1} , kdy při 25° předstihu měly spaliny teplotu přibližně 809°C a při 0° předstihu dosahovaly až limitních 990°C . Důvodem vyšší teploty spalín je pozdější zapálení směsi, která tak dohořívá až ve výfuku (teplota spalín byla měřena u vstupu do turbínové skříně turbodmychadla).



Obr. 39 Graf naměřených výkonových parametrů pro 1500 min⁻¹



Obr. 40 Graf naměřených emisí spalín pro 1500 min⁻¹

V obrázku 39 jsou zobrazeny výkonové parametry měřeného motoru při otáčkách 1500 min⁻¹ v závislosti na předstihu zážehu. Lze vidět, že celková změna předstihu o 30° způsobila pokles výkonu přibližně o 10 kW. Točivý moment přitom poklesl o 62 Nm a měrná spotřeba paliva vzrostla o 153 g.kWh⁻¹.

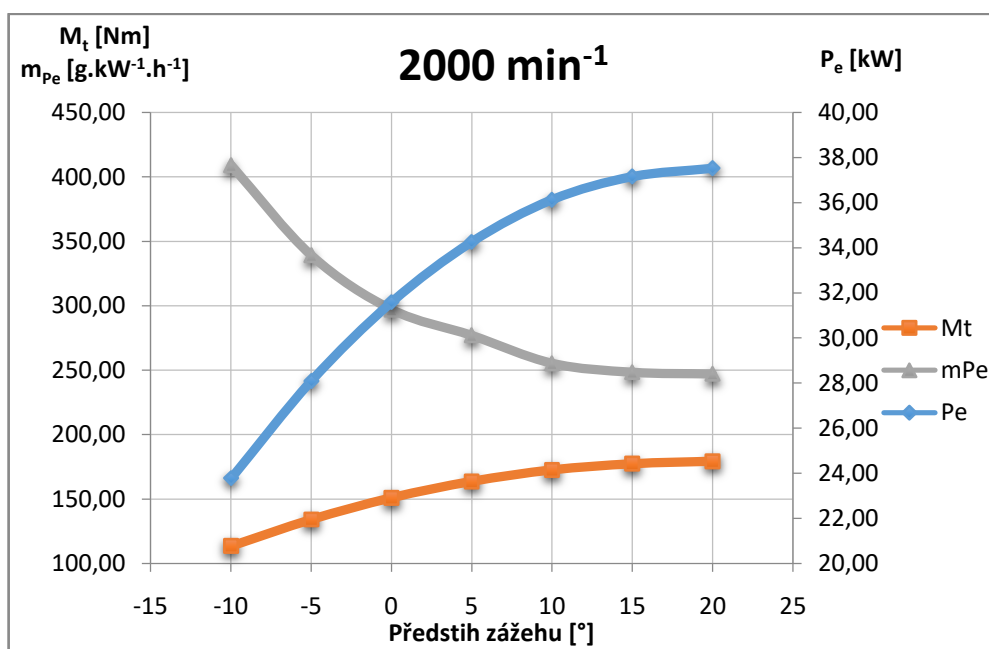
Z obrázku 40 je patrné, jak změna předstihu zážehu ovlivňuje produkované emise. Snížením předstihu celkově o 30° bylo při otáčkách 1500 min^{-1} dosaženo přibližně jedné šestiny produkce HC (z 61 na 9,5 ppm). Dále došlo ke snížení produkce CO z 0,76 na 0,6 %. Tvorba NO_x celkově poklesla ze 494 na 299 ppm, i když mezi 10° předstihu a 5° zástihu docházelo k jejich růstu. Obsah kyslíku ve spalínách klesl z 3,2 na 2,7 %. Obsah CO_2 byl v celém rozsahu téměř konstantní.

Po celkovém zhodnocení lze říci, že z hlediska emisí je výrazně výhodnější zástih, ale z pohledu výkonu a měrné spotřeby jednoznačně předstih.

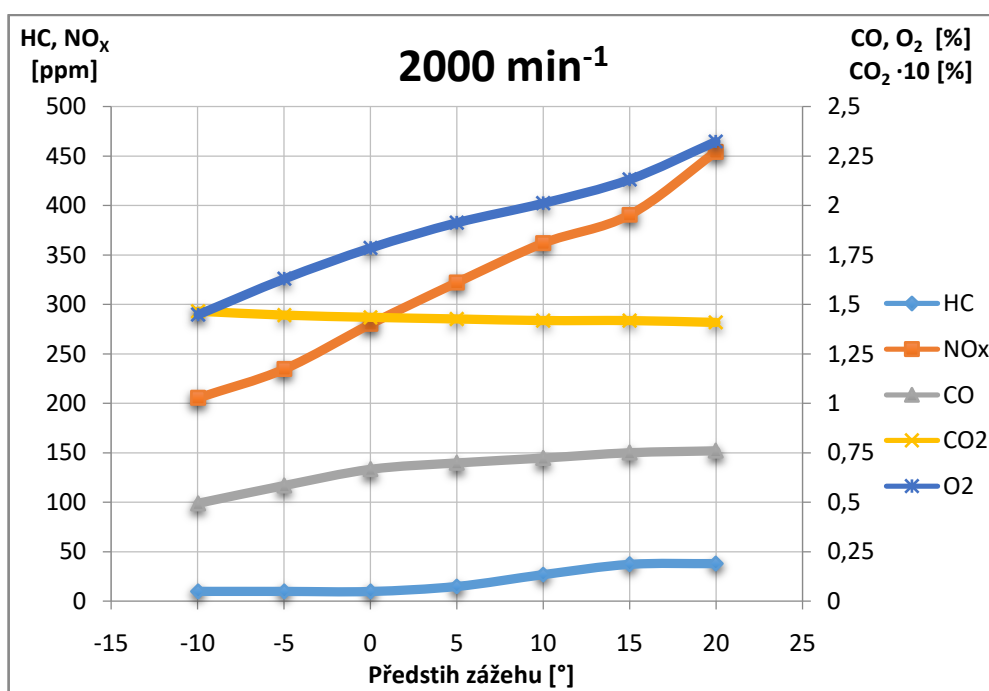
Pokud ale naměřené hodnoty spalín přepočítáme na jednotku generovaného výkonu 1 kW, zjistíme, že kromě složky HC se ani při tak výrazné změně předstihu zážehu produkované emise téměř neliší. Složku HC je navíc možné odbourávat třicetým katalyzátorem. Zůstává nám fakt, že měrná spotřeba je u zástihu výrazně vyšší (asi o 61 %), proto je výhodnější se pohybovat v hodnotách předstihu. (viz tabulka 6).

Tab. 6 Hodnoty jednotlivých složek spalín vztažených na 1kW výkonu (pro otáčky 1500 min^{-1})

Otáčky	Předstih	HC	CO	CO_2	O_2	NO_x	m_{pe}
$[\text{min}^{-1}]$	$[\circ]$	[ppm]	[%]	[%]	[%]	[ppm]	[g/kWh]
1500	15	2,2	0,03	0,05	0,11	17,94	249,54
	-15	0,53	0,03	0,08	0,15	16,84	402,98



Obr. 41 Graf naměřených výkonových parametrů pro 2000 min⁻¹



Obr. 42 Graf naměřených emisí spalín pro 2000 min⁻¹

V obrázku 41 lze vidět, že při otáčkách 2000 min⁻¹ došlo díky snížení předstihu zážehu celkově o 30° k výraznému poklesu výkonu (z přibližně 38 kW na 24 kW) i točivého momentu (z přibližně 180 Nm na 114 Nm). Měrná spotřeba snižováním předstihu vzrostla z 247 na 409 g.kWh⁻¹.

V obrázku 42 je díky výraznému snížení předstihu vidět pokles produkce NO_x ze 454 na 205 ppm, nespálených uhlovodíků z 38 na 10 ppm a O₂ z 2,3 na 1,4 %. Produkce CO klesla z 0,76 na 0,49 %, vyžádala si však nárůst produkce CO₂ z 14 na 14,6 %.

7 ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce bylo poukázat na to, jaký vliv má předstih zážehu na složení spalin a výkonové parametry zážehového motoru, provést vlastní měření a následným zpracováním a vyhodnocením dat tuto problematiku znázornit. Při měření dat, které probíhalo ve firmě ABC v Brně, bylo naměřeno celkem 48 bodů při otáčkách od 1000 min^{-1} do 4500 min^{-1} a změnách předstihů po 5 stupních. Následné zpracování a vyhodnocení dat bylo provedeno v kapitole 6.

Předstih zážehu je spolu s dávkou paliva hlavním řídicím parametrem u zážehových motorů. Při zpracování dat byl prokázán významný vliv právě předstihu zážehu na složení spalin. Například při 1500 otáčkách za minutu došlo změnou bodu zápalu z 15° před horní úvratí na 15° za horní úvratí ke snížení množství nespálených uhlovodíků (HC) na jednu šestinu z původních 61 ppm. Významně klesá s hodnotou předstihu i další škodlivá složka a to oxidy dusíku (při 2000 otáčkách za minutu ze 454 na 205 ppm. Jak se potvrdilo, produkce oxidu uhelnatého (jakožto produktu nedokonalého spalování) a oxidu uhličitého (produktu dokonalého spalování) spolu úzce souvisejí.

Při snižování předstihu byl ale zjištěn v celém rozsahu měření výrazný pokles výkonu a točivého momentu, s čím souvisí i výrazný nárůst měrné spotřeby paliva. Například při měření zmíněných 1500 otáček za minutu došlo k poklesu výkonu z 28 na 18 kW, a v případě točivého momentu ze 176 na 113 Nm. Oproti tomu vrostla měrná spotřeba z 261 na 379 g/kWh.

Důležité je tedy podotknout, že oblast provozování spalovacího motoru, která je pro nás výhodná z hlediska produkovaných emisí, zpravidla není výhodná z hlediska jeho účinnosti, a tak i výkonových parametrů. Proto je třeba při ladění motoru hledat jakýsi kompromis mezi výkonovými parametry a produkovanými emisemi.

8 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory: Studijní opory VUT v Brně*. Brno, 2005.
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8756-4. Dostupné také z: <http://kramerus.mzk.cz/search/handle/uuid:6e3dff00-52c1-11e4-bc71-005056827e52>
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2409-5.
- [4] MACEK, J. -- SUK, B. *Spalovací motory: I*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. 244 s. ISBN 80-01-02085-1.
- [5] POLÍVKA, R. *Ideální oběhy spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 40 s. Vedoucí práce Ing. Josef Štětina, Ph.D.
- [6] VRÁNA, Jan. *Přepřínávání spalovacích motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 42 s. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
- [7] ROBERT BOSCH GmbH. *Řízení zážehového motoru – Základy a komponenty*. Praha: Robert Bosch odbytová spol. s r.o., 2002.
- [8] VLK, František. *Elektrická zařízení motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2005. ISBN 80-239-3718-9.
- [9] MATĚJOVSKÝ, Vladimír. *Automobilová paliva*. Praha: Grada, 2005. ISBN 80-247-0350-5.
- [10] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [11] [ULRICH STEINBRENNER .. ET AL. a PŘEKLAD LUDĚK ŠVEHLA]. *Systém řízení motoru Motronic*. Praha: Robert Bosch, 1999. ISBN 978-809-0258-532.
- [12] *GT-Innovation* [online]. [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://www.gt-innovation.de/wordpress/news/ea888-gen3-tsi-post/>
- [13] PEKÁREK, Stanislav. *Technologie oprav 1* [online]. 2015. Nový Jičín [cit. 2017-02-02]. ISBN 978-80-88058-23-6. Dostupné z: http://www.tznj.cz/uploads/ucebnice_top1/files/06.html
- [14] ČERVENKA, Petr. *Elektronický řídicí systém zážehového spalovacího motoru a jeho diagnostika* [online]. 2008 [cit. 2017-02-03]. Bakalářská práce. Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích. Vedoucí práce PaedDr. Petr Adámek, Ph.D. A.

- [15] NGK: Uspořádání zapalovacích cívek. NGK [online]. [cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <https://www.ngk.de/cz/technicke-detaily/zapalovaci-civky/usporadani-zapalovaci-civky/>
- [16] PECKA, Luboš. *Přehled a princip činnosti senzorů a akčních mechanismů vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 47 s. Vedoucí práce Ing. Marián Laurinec.
- [17] AVL: *Dynamometers for engine testing* [online]. [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <https://www.avl.com/load-unit-for-engine-testing>
- [18] HORIBA: *Portable emissions measurement* [online]. [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <http://www.horiba.com/automotive-test-systems/products/emission-measurement-systems/portable-emission-analyzers/details/mexa-584l-826/>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Ukazatele pracovních oběhů [1]	11
Obr. 2 Indikátorový a porovnávací diagram zážehového (Ottova) motoru [1]	15
Obr. 3 Indikátorový a porovnávací diagram rovnotlakého (Dieslova) motoru [1].....	17
Obr. 4 Indikátorový a porovnávací diagram vznětového motoru [1]	18
Obr. 5 Indikátorový diagram přeplňovaného vznětového motoru [1]	19
Obr. 6 Vliv předstihu na průběh spalovacích tlaků ve válci [4]	21
Obr. 7 Závislost točivého momentu na předstihu zážehu	22
Obr. 8 Závislost točivého momentu na směšovacím poměru	22
Obr. 9 Složení směsi a výsledných produktů hoření zážehových motorů	24
Obr. 10 Vliv součinitele přebytku vzduchu a předstihu zážehu na emise oxidů dusíku [4]	26
Obr. 11 Vliv součinitele přebytku vzduchu a předstihu zážehu na emise oxidu uhelnatého [4]	26
Obr. 12 Vliv součinitele přebytku vzduchu a předstihu zážehu na emise uhlovodíků [4]	26
Obr. 13 Závislost měrné spotřeby paliva na složení směsi a předstihu zážehu [4]	27
Obr. 14 Snímač klepání [13].....	28
Obr. 15 Průběh tlaku ve spalovacím prostoru při různých hodnotách předstihu [2]	29
Obr. 16 Konvenční cívkové zapalování [8]	30
Obr. 17 Odstředivý regulátor předstihu [8]	31
Obr. 18 Podtlakový regulátor předstihu [8]	31
Obr. 19 Kontakty řízené tranzistorové zapalování	32

Obr. 20 Tranzistorové bezkontaktní zapalování	33
Obr. 21 Elektronické zapalování	34
Obr. 22 Pole charakteristik mechanické a elektronické regulace předstihu [8].....	35
Obr. 23 Plně elektronické zapalování	36
Obr. 24 Rozdílné konstrukce zapalovacích cívek výrobce NGK [13]	37
Obr. 25 Průběh korekce bodu zážehu [11]	38
Obr. 26 Motor EA888 [12]	39
Obr. 27 Aktivní dynamometr AVL DynoExact 330 [17]	40
Obr. 28 Analyzátor HORIBA Mexa-584L [18].....	41
Obr. 29 Množství HC ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu.....	44
Obr. 30 Množství CO ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu.....	45
Obr. 31 Množství CO ₂ ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu	46
Obr. 32 Množství O ₂ ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu	47
Obr. 33 Součinitel lambda (zjištěný analyzátozem) v závislosti na otáčkách předstihu zážehu	47
Obr. 34 Množství NO _x ve spalínách v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu.....	48
Obr. 35 Měrná spotřeba paliva v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu.....	49
Obr. 36 Maximální tlak ve válci v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu	50
Obr. 37 Teplota spalin před turbodmychadlem v závislosti na otáčkách a předstihu zážehu	51
Obr. 38 Průběh teploty spalin pro jednotlivé předstihy zážehu	51
Obr. 39 Graf naměřených výkonových parametrů pro 1500 min ⁻¹	52
Obr. 40 Graf naměřených emisí spalin pro 1500 min ⁻¹	52

Obr. 41 Graf naměřených výkonových parametrů pro 2000 min ⁻¹	54
Obr. 42 Graf naměřených emisí spalín pro 2000 min ⁻¹	54

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry měřeného motoru	39
Tab. 2 Parametry použitého dynamometru	40
Tab. 3 Parametry analyzátoru	41
Tab. 4 Laboratorní podmínky	42
Tab. 5 Vliv max. tlaku ve válci na výkon a točivý moment motoru (pro otáčky 2500 min ⁻¹)	50
Tab. 6 Hodnoty jednotlivých složek spalín vztažených na 1kW výkonu (pro otáčky 1500 min ⁻¹)	53

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

p_i	[Pa]	střední indikovaný tlak
D	[m]	vrtání válce motoru
Z	[m]	zdvih
n	[s ⁻¹]	otáčky motoru
i	[-]	počet válců motoru
V_Z	[m ³]	zdvihový objem
$V_{\dot{s}}$	[m ³]	kompresní objem
η_i	[-]	indikovaná účinnost motoru
Q_P	[J]	tepelná energie přivedená v palivu
P_e	[W]	efektivní výkon motoru
P_i	[W]	indikovaný výkon motoru
P_m	[W]	ztrátový výkon
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak
η_m	[-]	mechanická účinnost motoru
m_{Pe}	[g.kWh ⁻¹]	měrná efektivní spotřeba paliva
G_p	[g. h ⁻¹]	hmotnostní spotřeba paliva
η_e	[-]	efektivní účinnost motoru
ρ_s	[kg. m ⁻³]	hustota plnicího vzduchu
r_s	[J.kg ⁻¹ . K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
T_s	[K]	termodynamická teplota nasávaného vzduchu
ECU		Electronic control unit

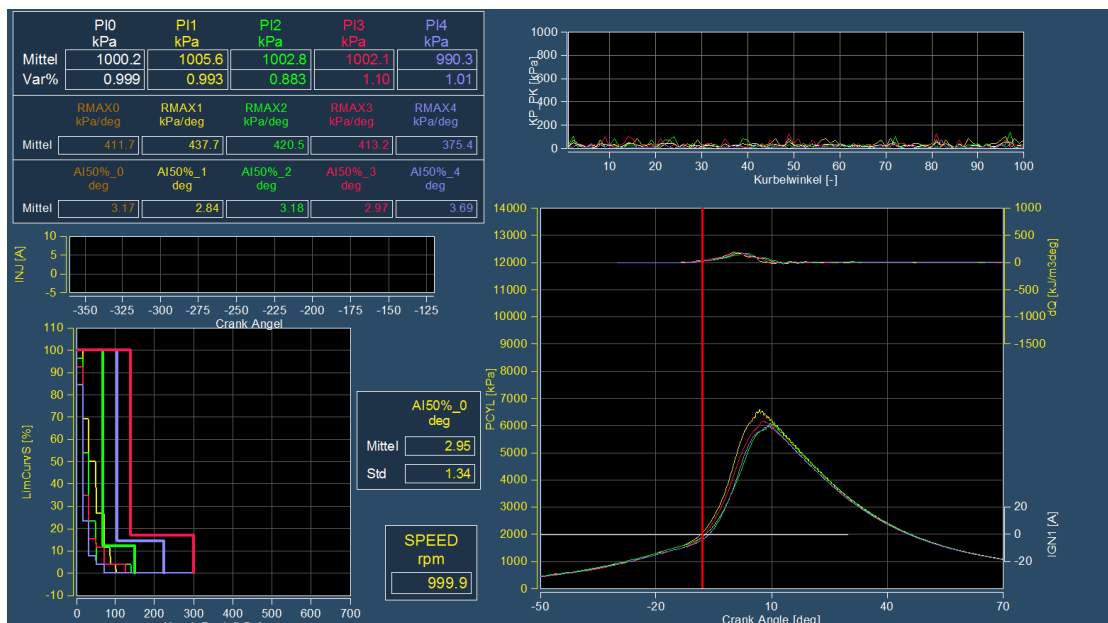
PŘÍLOHY

Seznam příloh

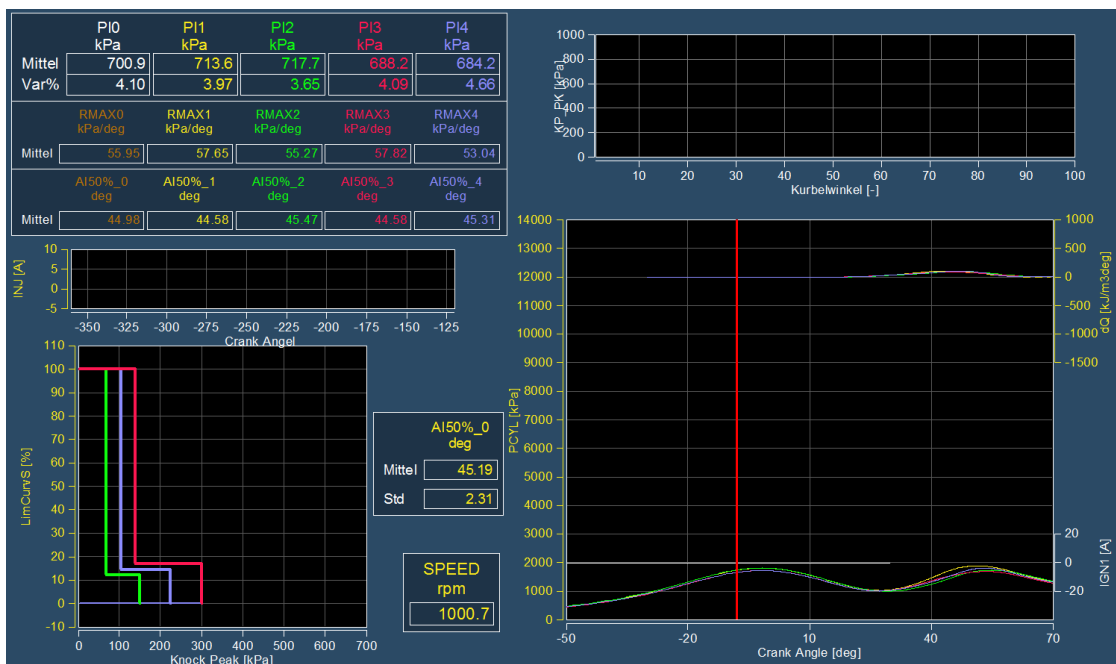
Příloha 1 Výběr z naměřených dat.....	63
Příloha 2 Náhledy z monitorovacího systému (1000 min^{-1}).....	64
Příloha 3 Náhledy z monitorovacího systému (4500 min^{-1}).....	65

	n	Předstih	LAMBDA	TORQUE	POWER	P1E_EGR	T1E_EGR	T1T_B_H	A_I50	mPE	pE	HC	CO	CO2	O2	NOx	Lambda	VE	T_OIL_E	T_W_1
	[min ⁻¹]	[°]	[-]	[Nm]	[kW]	[mbar]	[°C]	[°C]	[°]	[g/kWh]	[bar]	[ppm]	[%]	[%]	[%]	[ppm]	[-]	[-]	[°C]	[°C]
1	999,91	14,99	1,00	160,70	16,83	7,00	27,65	587,52	3,20	260,80	10,18	106,38	0,72	1,40	2,96	362,67	1,12	0,90	83,93	82,14
2	999,90	10,99	1,00	161,70	16,94	13,00	29,02	608,87	7,20	257,50	10,24	84,09	0,71	1,40	3,13	354,03	1,13	0,90	88,73	81,87
3	999,90	5,00	1,00	160,50	16,81	16,00	30,02	623,40	14,00	265,32	10,17	53,95	0,73	1,40	3,20	341,98	1,13	0,91	89,95	81,60
4	999,90	0,00	1,00	155,60	16,30	18,00	30,39	641,91	20,40	281,48	9,86	38,90	0,75	1,41	3,26	324,92	1,14	0,91	90,08	81,82
5	999,93	-4,98	1,00	146,70	15,36	21,00	30,74	669,28	27,60	291,97	9,29	21,56	0,71	1,41	3,25	303,46	1,14	0,92	90,21	81,61
6	999,88	-9,98	1,00	132,10	13,83	24,00	31,34	704,26	36,30	322,84	8,37	12,01	0,67	1,41	3,20	276,10	1,14	0,92	90,53	81,38
7	999,91	-14,97	1,00	114,80	12,02	29,00	31,78	745,25	0,00	378,62	7,27	9,46	0,62	1,42	3,13	247,83	1,13	0,93	90,64	81,30
8	1500,11	15,99	1,00	175,50	27,56	41,00	31,46	701,04	5,70	249,54	11,11	60,73	0,77	1,40	3,13	494,42	1,13	0,93	90,19	81,00
9	1500,10	10,99	1,00	174,60	27,43	43,00	31,74	713,04	0,00	252,07	11,06	57,20	0,75	1,41	3,08	480,86	1,13	0,93	90,46	80,68
10	1500,26	6,00	1,00	170,50	26,78	46,00	31,97	732,49	17,90	265,27	10,80	48,80	0,74	1,41	3,03	484,72	1,13	0,93	90,50	80,43
11	1500,26	1,00	1,00	162,30	25,50	50,00	32,00	758,48	24,70	275,17	10,28	30,00	0,71	1,41	3,01	492,28	1,13	0,94	90,29	80,65
12	1500,18	-3,98	1,00	150,40	23,63	55,00	32,39	791,39	32,10	297,30	9,53	12,17	0,71	1,41	2,96	494,45	1,12	0,94	90,21	80,77
13	1500,37	-8,98	1,00	134,40	21,11	62,00	32,90	832,10	40,80	334,38	8,51	9,46	0,68	1,42	2,86	423,39	1,12	0,94	90,24	80,65
14	1500,39	-13,97	1,00	113,10	17,77	69,00	33,03	878,86	51,50	402,97	7,18	9,43	0,60	1,43	2,72	299,16	1,12	0,94	89,97	80,12
15	2000,30	19,99	1,00	179,20	37,53	53,00	34,66	776,10	6,20	247,16	11,35	37,90	0,76	1,41	2,32	454,25	1,09	0,94	92,44	79,07
16	2000,37	15,00	1,00	177,40	37,16	56,00	35,07	779,48	12,20	248,37	11,24	37,12	0,75	1,42	2,13	390,57	1,08	0,94	92,45	80,33
17	2000,38	10,00	1,00	172,50	36,13	60,00	35,12	798,81	18,40	255,26	10,93	26,71	0,72	1,42	2,01	361,92	1,08	0,94	92,32	80,21
18	2000,79	5,00	1,00	163,60	34,26	68,00	34,89	825,55	25,60	277,05	10,36	14,71	0,70	1,43	1,91	322,10	1,08	0,94	92,14	80,01
19	2000,43	0,01	1,00	150,90	31,59	78,00	35,04	863,49	33,30	297,02	9,55	9,62	0,67	1,43	1,79	280,13	1,07	0,93	91,75	80,10
20	2001,02	-4,98	1,00	134,10	28,09	95,00	35,42	910,84	42,50	339,14	8,49	9,71	0,58	1,45	1,63	234,66	1,07	0,93	91,81	79,88
21	2000,04	-9,97	1,00	113,50	23,78	119,00	35,13	964,96	53,70	408,99	7,19	9,74	0,49	1,46	1,45	205,48	1,06	0,93	91,64	79,43
22	2500,75	24,99	1,00	187,10	48,99	78,00	35,00	808,91	5,70	244,01	11,85	108,44	0,67	1,42	1,61	435,13	1,06	0,93	93,02	80,99
23	2500,67	19,99	1,00	186,90	48,93	84,00	35,39	825,19	11,00	241,81	11,84	97,23	0,65	1,42	1,46	397,51	1,05	0,94	93,03	80,68
24	2500,75	15,00	1,00	183,00	47,90	92,00	35,68	848,78	17,50	249,78	11,59	87,35	0,61	1,42	1,44	367,00	1,05	0,94	93,04	80,78
25	2501,27	10,00	1,00	175,80	46,02	105,00	35,43	882,56	0,00	263,50	11,13	68,99	0,57	1,43	1,43	328,81	1,06	0,94	93,03	81,01
26	2500,46	5,01	1,00	163,90	42,90	123,00	35,42	922,72	32,90	293,55	10,38	54,38	0,53	1,44	1,40	270,12	1,06	0,95	93,06	80,81
27	2500,11	0,01	1,00	148,10	38,78	145,00	35,44	969,92	41,80	328,89	9,36	42,76	0,44	1,45	1,37	225,78	1,06	0,95	92,73	80,67
28	3000,94	25,99	1,00	206,80	64,95	125,00	35,14	853,62	3,40	238,80	13,10	94,58	0,63	1,43	1,44	460,65	1,05	0,99	94,42	81,21
29	3000,94	21,00	1,00	208,00	65,36	131,00	35,70	864,78	8,40	240,10	13,18	93,98	0,64	1,42	1,40	442,43	1,05	0,99	95,11	80,16
30	3000,65	16,00	1,00	206,50	64,87	143,00	35,42	885,88	14,50	244,43	13,08	82,19	0,60	1,43	1,40	408,88	1,05	1,00	95,16	80,37
31	3000,76	11,00	1,00	201,20	63,21	161,00	35,45	919,69	21,10	257,36	12,74	71,41	0,58	1,43	1,38	369,38	1,05	1,00	95,36	80,69
32	3000,45	6,01	1,00	190,80	59,94	186,00	35,69	961,44	28,70	273,62	12,09	54,67	0,54	1,44	1,38	315,30	1,05	1,00	95,26	80,55
33	3000,27	3,01	1,00	184,50	57,96	208,00	35,77	989,12	33,30	292,18	11,69	42,78	0,48	1,45	1,35	286,41	1,06	1,00	95,14	80,35
34	3501,11	26,99	1,00	215,70	79,05	177,00	35,43	881,87	1,90	240,81	13,66	88,51	0,66	1,42	1,39	501,26	1,05	0,98	97,34	80,18
35	3501,01	21,99	1,00	217,90	79,87	185,00	35,13	890,57	6,60	239,74	13,80	86,32	0,65	1,42	1,38	485,73	1,05	0,98	97,68	80,11
36	3501,15	17,00	1,00	217,90	79,87	197,00	35,37	908,23	11,80	239,93	13,80	78,24	0,62	1,42	1,37	435,69	1,05	0,98	97,77	80,30
37	3501,01	12,00	1,00	215,80	79,11	214,00	35,15	932,56	16,90	248,12	13,67	70,28	0,61	1,43	1,34	400,06	1,05	0,99	97,52	80,28
38	3500,81	7,01	1,00	210,40	77,12	239,00	35,62	963,61	23,10	259,42	13,33	52,10	0,59	1,43	1,32	359,14	1,05	0,99	97,34	80,08
39	3501,16	4,01	1,00	206,40	75,65	259,00	35,42	989,26	26,90	272,58	13,07	44,61	0,55	1,44	1,28	323,62	1,05	0,99	97,51	80,15
40	4001,37	24,99	1,00	253,70	106,28	349,00	35,44	928,68	1,10	236,72	16,07	79,96	0,55	1,43	1,21	488,39	1,05	1,00	102,33	79,45
41	4001,46	20,99	1,00	255,10	106,84	351,00	35,38	932,49	4,70	235,27	16,16	79,60	0,54	1,43	1,21	496,26	1,05	1,00	102,32	79,64
42	4001,43	15,99	1,00	253,30	106,11	350,00	35,38	944,77	9,70	239,68	16,04	79,59	0,52	1,43	1,20	477,69	1,05	1,00	101,99	79,45
43	4001,55	11,00	1,00	247,00	103,48	351,00	35,33	967,31	15,60	243,66	15,65	70,20	0,51	1,44	1,20	443,13	1,05	1,01	101,41	79,67
44	4000,93	8,00	1,00	239,90	100,47	349,00	35,44	989,15	19,70	252,49	15,20	57,94	0,49	1,44	1,16	374,58	1,05	1,01	100,98	80,15
45	4501,68	19,99	1,00	280,30	132,08	450,00	34,81	971,89	0,00	239,64	17,75	70,33	0,55	1,45	1,34	501,29	1,05	1,04	102,36	79,68
46	4501,45	17,99	1,00	279,00	131,46	450,00	35,41	977,78	8,40	239,06	17,67	68,94	0,54	1,44	1,32	501,29	1,05	1,04	102,88	79,22
47	4501,83	15,99	1,00	277,40	130,72	451,00	35,70	984,84	10,40	242,45	17,57	62,54	0,53	1,44	1,27	501,29	1,05	1,04	103,32	79,37
48	4501,54	15,00	1,00	275,80	129,95	449,00	35,78	989,62	11,70	242,37	17,46	64,88	0,53	1,44	1,26	497,94	1,05	1,04	103,30	79,68

Príloha 1 Výběr z naměřených dat

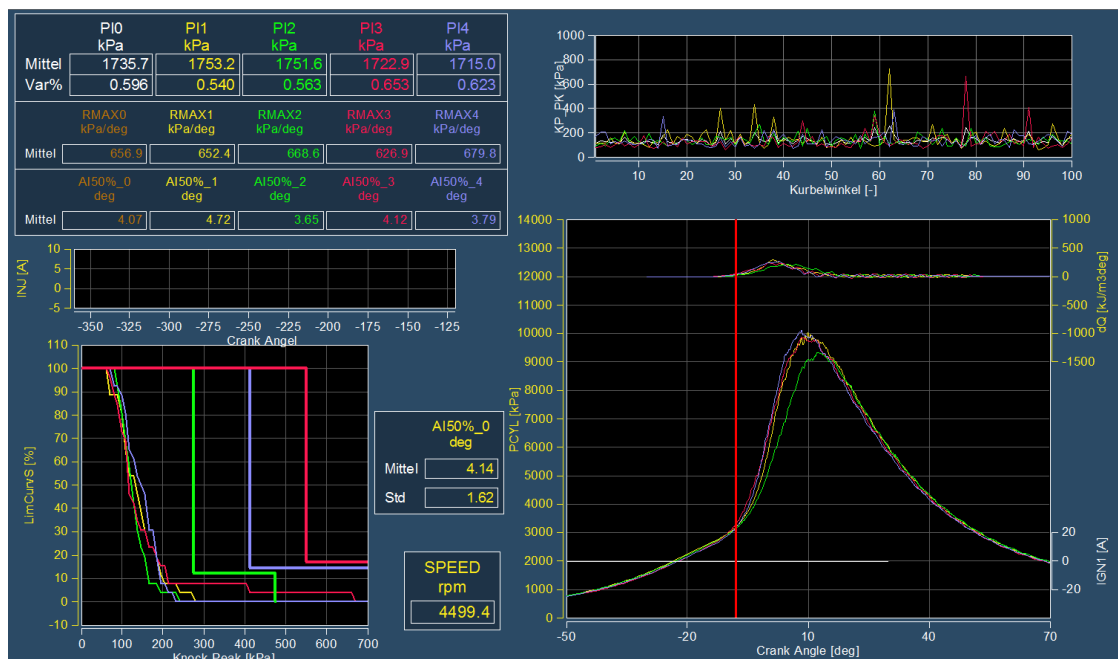


Průběh tlaků ve spalovacím prostoru při 1000 min⁻¹ a 15° předstihu



Průběh tlaků ve spalovacím prostoru při 1000 min⁻¹ a 15° zástihu

Příloha 2 Náhledy z monitorovacího systému (1000 min⁻¹)



Vznik detonačního hoření při 4500 min^{-1} a 22° předstihu

Příloha 3 Náhledy z monitorovacího systému (4500 min^{-1})