



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

# **NÁVRH NASTAVITELNÉHO PŘEDSTIHU PRO ZKUŠEBNÍ MOTOR SUBARU ROBIN EH34**

ADDITIONAL MODIFICATION OF SUBARU TEST ENGINE IGNITION ADVANCE

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**MARTIN GÁŠEK**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**Ing. ZBYNĚK STRECKER, Ph.D.**

BRNO 2015





Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2014/15

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Gášek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Návrh nastavitelného předstihu pro zkušební motor Subaru Robin EH34**

v anglickém jazyce:

#### **Additional modification of Subaru test engine ignition advance**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je nastavení předstihu testovacího motoru Subaru sloužícího na ÚK k analýze p-V diagramů. V současnosti na motoru nelze předstih měnit. Po úpravách bude vliv předstihu na základní charakteristiky motoru experimentálně ověřen.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, návrhový výkres, fotografická dokumentace, laboratorní protokol, funkční výrobek

Typ práce: konstrukční; Účel práce: vzdělávání

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce:

[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2015.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2015.pdf)

Šablona práce: [http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK\\_sablona\\_praci.zip](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip)

Seznam odborné literatury:

VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.

PIPITONE, Emiliano. Spark Ignition Feedback Control by Means of Combustion Phase Indicators on Steady and Transient Operation J. Dyn. Sys., Meas., Control 136, 051021 (2014) (10 pages); Paper No: DS-13-1186; doi:10.1115/1.4026966

GSCHEIDLE, Rolf. Příručka automechanika. Sobotáles 2007. ISBN: 978-80-86706-17-7.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Zbyněk Strecker, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 21. 11. 2014



*v.z. Hartl*  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

*v.z. Katolický*  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan

## **ABSTRAKT**

---

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukcí mechanismu stavitelného předstihu pro motor Subaru Robin EH34, jež je součástí experimentální stanice TecQuipment TD301. V úvodu dává přehled o základní teorii spojené s vlivem bodu zážehu na chod motoru. Popisuje postup při určování hodnoty předstihu a měření zkoumaných charakteristik. Věnuje se výrobě součástí mechanismu a jeho montáži. V závěrečné části je provedeno srovnání p-V a p- $\alpha$  diagramů pro různá nastavení předstihu, jež byly s jeho pomocí získány. Rovněž je experimentálně ověřen vliv bodu zážehu na průběh výkonu v celém rozsahu otáček.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

---

předstih, p-V diagram, experimentální stanice

## **ABSTRACT**

---

This bachelor's thesis deals with design and application of an additional variable ignition advance for Subaru Robin EH34 engine connected with an experimental station TecQuipment TD301. At the beginning, a basic theory for the ignition advance is given. Then a way how to measure an ignition point and engine characteristics is described. Manufacturing and assembly of the mechanism is covered. In the end a comparison of p-V and p- $\alpha$  diagrams for various ignition settings is done. Influence of power output is discussed.

## **KEY WORDS**

---

ignition advance, p-V diagram, experimental station

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

---

GÁŠEK, M. *Návrh nastavitelného předstihu pro zkušební motor Subaru Robin EH34*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 54 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Zbyněk Strecker, Ph.D.



## **PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci „*Návrh nastavitelného předstihu pro zkušební motor Subaru Robin EH34*“ vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Zbyňka Streckera, Ph.D., a v seznamu jsem uvedl veškerou použitou odbornou literaturu i jiné zdroje.

V Brně, dne 21. května 2015

---

Martin Gášek



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji Ing. Zbyňku Streckerovi, Ph.D. za jeho odborné vedení, ochotu a cenné rady, jež mi pomohly při vypracování této práce. Také chci poděkovat Ing. Davidu Škaroupkovi, Ph.D. za pomoc při výrobě součástí mechanismu. V neposlední řadě patří můj dík rodině za podporu při studiu.

---





**OBSAH**

<b>ÚVOD</b>	<b>12</b>
<b>1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>13</b>
1.1 Základní procesy u zážehového motoru	13
1.1.1 Pracovní cyklus čtyřtákního motoru	13
1.1.2 Termodynamika cyklu – p-V diagram	14
1.1.3 Základní vztahy	15
1.2 Vliv bodu zážehu	18
<b>2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>21</b>
2.1 Cíl práce	21
2.2 Motor Subaru Robin EH34	21
2.3 Experimentální stanice TecQuipment TD301	22
2.4 Zapalování zkoumaného motoru	23
2.4.1 Princip systému	24
<b>3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>26</b>
3.1 Zjištění bodu zápalu	26
3.2 Postup zjištění předstihu a získání diagramů na experimentální stanici	27
3.3 Funkční provedení	28
3.4 Možnosti zástavby mechanismu	28
<b>4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>29</b>
4.1 Výsledný návrh mechanismu	29
4.2 Volba materiálu	30
4.3 Montáž	31
<b>5 DISKUZE</b>	<b>33</b>
5.1 Měření charakteristiky standardního předstihu	33
5.2 Měření p-V a p- $\alpha$ diagramů	34
5.2.1 Charakteristiky pro $n \approx 1300 \text{ min}^{-1}$	35
5.2.2 Charakteristiky pro $n \approx 2000 \text{ min}^{-1}$	38
5.2.3 Charakteristiky pro $n \approx 2700 \text{ min}^{-1}$	41
5.3 Průběhy výkonu a krouticího momentu	43
5.4 Zhodnocení	45
<b>6 ZÁVĚR</b>	<b>46</b>
<b>7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>47</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ</b>	<b>48</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK</b>	<b>49</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>51</b>
<b>SAMOSTATNÉ PŘÍLOHY</b>	<b>52</b>

## ÚVOD

Nedílnou součástí pracovního cyklu zážehového spalovacího motoru je zapálení směsi v závěru fáze komprese. To se děje pomocí přeskočení elektrické jiskry mezi elektrodami zapalovací svíčky v daném okamžiku. Načasování zážehu (tzv. předzápal či předstih) je klíčové pro správnou funkci motoru. Může být buďto automaticky měněno v závislosti na otáčkách, nebo zejména u menších motorů pevně dáno. Pohonná jednotka Subaru Robin EH34, využívaná na experimentální stanici v laboratoři Ústavu konstruování, má předstih v rámci pracovních otáček neměnný, což je s ohledem na její pracovní režim v praxi pochopitelné. Pro laboratorní účely a zkoumání vlivu hodnoty předstihu na chod motoru je nutno měřicí stanici dovybavit mechanismem, který by umožňoval změnu bodu zápalu. Jeho návrh, výroba a experimentální ověření je hlavním cílem této práce. Vliv této úpravy bude také v závěrečné části zhodnocen.

# 1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

**1**

## 1.1 Základní procesy u zážehového motoru

1.1

Pro lepší pochopení funkce zapalování je nutné se zevrubně seznámit s pracovním cyklem zážehového spalovacího motoru. Cyklus bude vysvětlen na čtyřtaktním motoru, jelikož v současné době je výrazně rozšířenější než jeho dvoutaktní alternativa, zejména kvůli vysoké spotřebě paliva a také z ekologických důvodů [1]. Dá se však říci, že podstata a děje při zapálení směsi jsou u obou typů obdobné.

### 1.1.1 Pracovní cyklus čtyřtaktního motoru

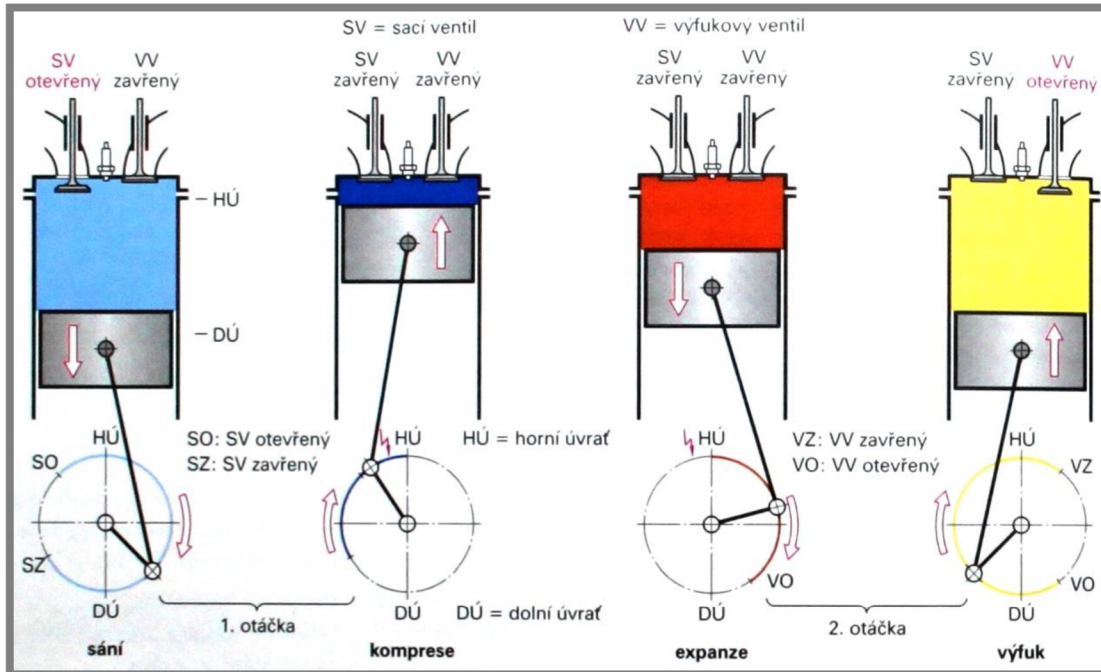
1.1.1

Základními konstrukčními součástmi motoru jsou: klikový hřídel, který je pomocí ojnice spojen s pístem; válec s hlavou válce, jež tvoří prostor pro vratný pohyb pístu; sací a výfukový ventil (často se jich na jeden válec používá více než jednoho druhu) a zapalovací svíčka. Podstatou spalovacího motoru je přeměna tepelné energie spalovaného paliva na energii mechanickou, a to na translační pohyb pístu ve válci, který je dále převeden na rotační pohyb klikového hřídele [2].

Cyklus je znázorněn na obr. 1. V prvním taktu, nazývaném sání, se píst ve válci pohybuje z horní polohy (tzv. horní úvrať, píst nejbližší u hlavy válce) do dolní (dolní úvrať, píst nejdále od hlavy válce). Horní úvrať budeme zkráceně značit TDC (z anglického „top dead centre“). Ve válci díky tomu vzniká podtlak a otevřeným sacím ventilem je do pracovního prostoru nasávána směs vzduchu a paliva (obvykle benzínu) ve správném poměru. Výfukový ventil je uzavřen. V druhém taktu, zvaném komprese, se píst pohybuje v opačném směru, z dolní úvrati do horní. Oba ventily jsou uzavřeny a nasátá směs je stlačována, čímž dochází k jejímu zahřátí, odparu kapalného paliva a tvorbě homogenní směsi. Ve třetím taktu, expanzi, jsou stále sací i výfukové ventily uzavřeny a do procesu se zapojuje zapalování, které dodává elektrický výboj zapalovací svíčky. Těsně před tím, než píst dosáhne horní úvrati, mezi jejími elektrodami přeskočí jiskra a dojde k zapálení stlačené směsi. Expanze hořících plynů tlačí píst směrem k dolní úvrati, dochází k výše zmíněné přeměně energie a koná se mechanická práce. V posledním, čtvrtém taktu se píst pohybuje směrem k horní úvrati, sací ventil je uzavřen, výfukový otevřen. Působením zbytkového tlaku po expanzi a pohybem pístu jsou spaliny hoření vytlačovány vysokou rychlostí (až rychlostí zvuku) výfukovým ventilem z prostoru válce. S následným pohybem pístu do dolní úvrati se celý cyklus opakuje [2].

U skutečného motoru k otevírání a uzavírání ventilů nedochází striktně v rámci jednoho určitého taktu, ale doby jejich otevření se obvykle překrývají přes dva z nich [2]. Pro pochopení funkce však postačí tento zjednodušený popis.

Zapalování má tedy zásadní význam v průběhu expanze. Mezi zapálením směsi a plným rozvojem čela plamene uplyne jistý časový okamžik. Z toho důvodu je optimální bod zápalu závislý na otáčkách motoru - zhruba  $0^\circ$  až  $40^\circ$  úhlu natočení klikového hřídele před horní úvrati ( $^\circ$  BTDC - z anglického „before top dead centre“), aby byl k dispozici potřebný čas pro nárůst spalovacího tlaku, který dosahuje maxima krátce za horní úvrati ( $4^\circ$  až  $10^\circ$  úhlu natočení) [2].



Obr. 1 Pracovní cyklus čtyřtaktního motoru [2]

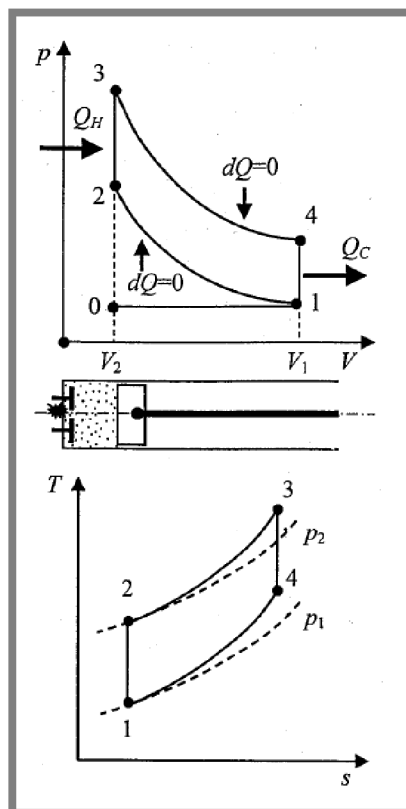
## 1.1.2

**1.1.2 Termodynamika cyklu – p-V diagram**

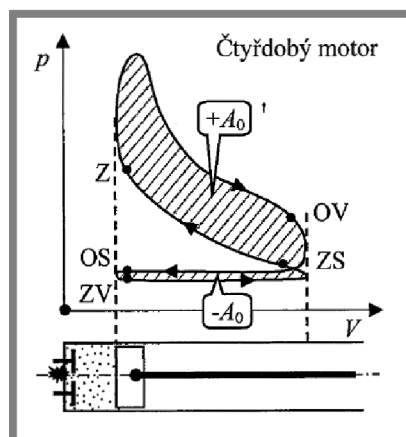
Termodynamické děje ideálního zážehového motoru probíhají podle Ottova cyklu, který lze zobrazit v p-V diagramu (obr. 2). Ten se skládá ze dvou izochor a dvou adiabat. Nejdříve je směs vzduchu a par paliva nasáta do válce (0-1) a je adiabaticky stlačena (děj 1-2). Poté, při dosažení horní úvrati, dochází k izochorickému přívodu tepla z okolí (2-3). Následná expanze (3-4) opět probíhá jako adiabatický děj. Izochorický odvod tepla nastává v dolní úvrati pístu a nahrazuje výfuk spalin z prostoru válce. Výtlak zbylých spalin je dokončen pohybem pístu k horní úvrati (1-0). Pak se celý cyklus opakuje [3].

Cyklos skutečného motoru (obr. 3) se k Ottovu cyklu může pouze přiblížit, což je zapříčiněno mechanickými a tepelnými ztrátami. Koná menší mechanickou práci. V důsledku toho je také snížena jeho účinnost. Nejvýraznější jsou následující odlišnosti:

- Ottův cyklus je založen na využití ideálního plynu a všechny děje jsou plně vratné. To pro skutečné motory neplatí.
- Při nasávání směsi je vlivem pohybu pístu v prostoru válce vytvořen mírný podtlak oproti tlaku okolního prostředí. Ve fázi výfuku naopak nastává mírný přetlak. Z toho důvodu se koná malá záporná práce  $-A_0$ .
- Tepelná výměna probíhá i během komprese a expanze, děje tudíž nejsou adiabatické, ale polytropické.
- Dodání tepla neprobíhá zvenčí, nýbrž je způsobeno hořením směsi. Jeho odvod probíhá zejména ve formě výfuku spalin a po určitý časový okamžik, nikoli pouze v horní úvrati pístu. Pozorujeme tedy odklon od izochorického děje.
- Tvar diagramu skutečného cyklu je rovněž ovlivněn časováním otevření a uzavření sacích a výfukových ventilů [1][3].



Obr. 2 Ottův cyklus v p-V a T-s diagramu [3]



Obr. 3 Skutečný cyklus čtyřdobého zážehového motoru (Z - zážeh, OV - otevřený výfukový ventil, OS - otevřený sací ventil, ZV - zavřený výfukový ventil, ZS - zavřený sací ventil) [3]

### 1.1.3 Základní vztahy

V této kapitole jsou vysvětleny základní výpočty pro určení veličin, jež s měřeními p-V a p- $\alpha$  diagramy přímo souvisí a které jsou schopny softwaru ECA100 a VDAS zaznamenávat. O použité experimentální stanici a systémech pojednává kapitola 2.2. Budeme pracovat rovněž s anglickou terminologií, neboť se s ní v uvedených programech setkáváme.

Sřední indikovaný tlak  $\bar{p}_i$  (*IMEP* - indicated mean effective pressure)

Tato veličina je definována jako pomyslný konstantní tlak působící na píst, který by na dráze jednoho zdvihu vykonal na pístu motoru stejnou práci jako skutečný proměnlivý tlak během celého cyklu [9]. Je znázorněna na obr. 4 a popsána vztahem:

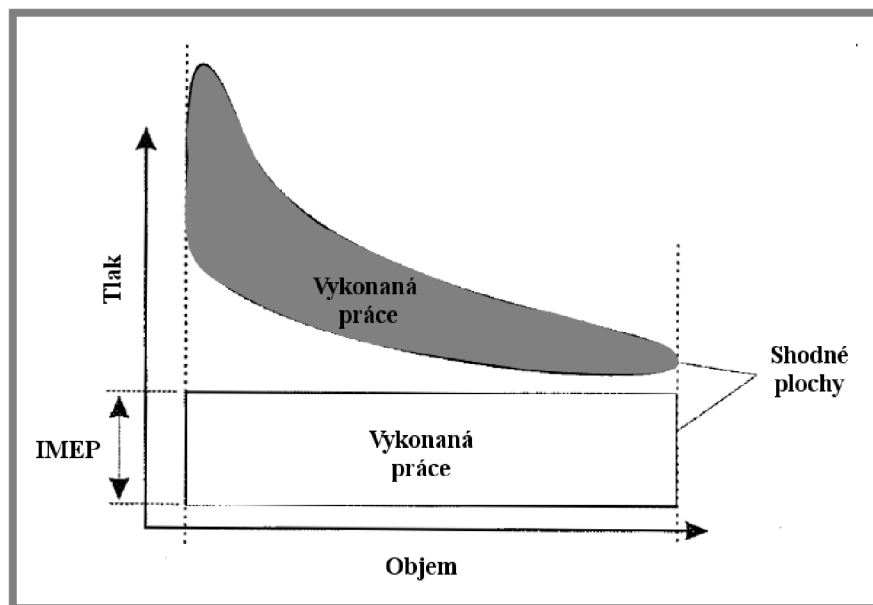
$$\bar{p}_i = \frac{A_c}{V_z} \quad (1.1)$$

kde:

$\bar{p}_i$  [Pa] - střední indikovaný tlak  
 $A_c$  [J] - celková práce vykonaná během jednoho cyklu  
 $V_z$  [m<sup>3</sup>] - zdvihový objem

Tato forma vyjádření je nezávislá na počtu válců a otáčkách motoru. Práci odpovídá obsah ploch v p-V diagramu. Software ECA100 vypočítává  $\bar{p}_i$  z celkové vykonané práce, tzn. od obsahu horní smyčky (stlačování a expanze) je odečtena škodná práce dolní smyčky (nasávání a výfuk) [4]. Hodnota je vyjádřena v jednotkách bar. Pro přepočet na jednotky Pa platí:

$$1 \text{ bar} = 100\,000 \text{ Pa} \quad (1.2)$$



Obr. 4 Sřední indikovaný tlak v p-V diagramu [4]

Indikovaný výkon (*IP* - indicated power)

Indikovaný výkon představuje teoretický výkon motoru při daných otáčkách bez uvažování ztrát [4]. Pro čtyřtaktní motor platí:

$$P_i = \bar{p}_i \cdot V_z \cdot \frac{n}{2} \quad (1.3)$$

kde:

$P_i$ [W]	- indikovaný výkon
$\bar{p}_i$ [Pa]	- střední indikovaný tlak
$V_z$ [m <sup>3</sup> ]	- zdvihový objem
$n$ [s <sup>-1</sup> ]	- otáčky motoru

Výkon na klikovém hřídeli (*BP* - brake power)

Jde o užitečný výkon motoru zjištěný na dynamometru.

$$P = 2\pi nM \quad (1.4)$$

kde:

$P$ [W]	- výkon na klikovém hřídeli
$n$ [s <sup>-1</sup> ]	- otáčky motoru
$M$ [Nm]	- krouticí moment

Střední užitečný (efektivní) tlak  $\bar{p}_b$  (*BMEP* - brake mean effective pressure)

Na rozdíl od středního indikovaného tlaku jde o pomyslný konstantní tlak působící na píst, který by na dráze jednoho zdvihu vykonal na klikovém hřídeli stejnou práci jako skutečný proměnlivý tlak během celého cyklu [9]. Jedná se o jeden z parametrů, jež vypočítává systém VDAS.

$$\bar{p}_b = \frac{P}{V_z \cdot n} \quad (1.5)$$

kde:

$\bar{p}_b$ [Pa]	- střední užitečný tlak
$P$ [W]	- výkon na klikovém hřídeli
$V_z$ [m <sup>3</sup> ]	- zdvihový objem
$n$ [s <sup>-1</sup> ]	- otáčky motoru

Tato hodnota odpovídá střednímu indikovanému tlaku poníženému o ztráty. S výhodou ji lze využít pro porovnání motorů rozdílných objemů [4]. Opět jej software uvádí v jednotkách bar.

Mechanická účinnost  $\eta$

Mechanická účinnost vyjadřuje poměr výkonu na klikovém hřídeli a indikovaného výkonu, resp. poměr středního užitečného tlaku a středního indikovaného tlaku [4]. V procentech je vyjádřena následovně:

$$\eta = \frac{P}{P_i} \cdot 100 = \frac{\bar{p}_b}{\bar{p}_i} \cdot 100 \quad (1.6)$$



## 1.2 Vliv bodu zážehu

V optimálním případě je bod zážehu stanoven tak, že maximální tlak spalování nastává těsně za horní úvratí (asi  $10^\circ$  až  $20^\circ$  natočení klikového hřídele) [2]. Tento bod je pohyblivý v závislosti na provozních podmínkách – otáčkách a zatížení.

### Správný bod zážehu ( $Z_{ZR}$ )

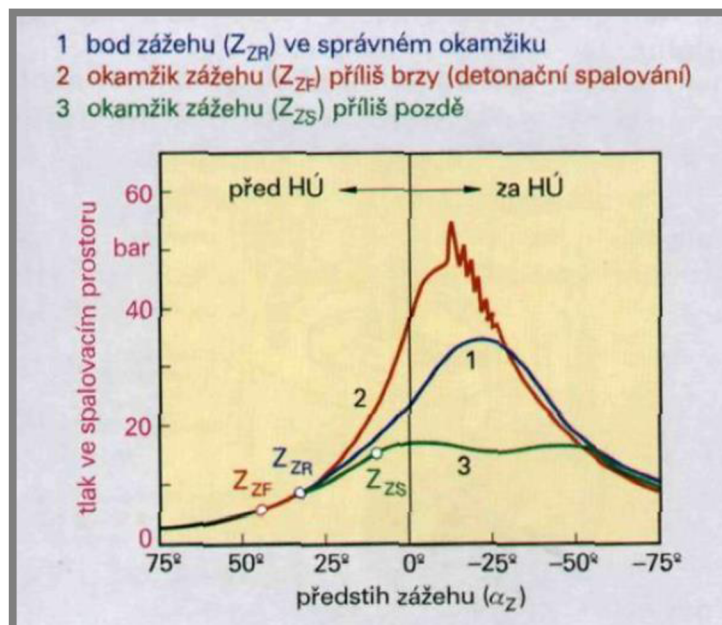
Při konstantním plnění je doba pro prohoření směsi paliva a vzduchu vždy stejně dlouhá. I při nízkých otáčkách je nutné pro dosažení maxima tlaku za horní úvratí nastavit bod zážehu vždy před ní. Pracuje-li motor v částečné zátěži, nevyužívá plný výkon, ke své činnosti vyžaduje chudší směs (tzn. směs s větším podílem vzduchu) a spalování probíhá pomaleji. Proto je předstih oproti prostému nastavení vzhledem k otáčkám ještě více zvětšen.

### Příliš časný bod zážehu ( $Z_{ZF}$ )

Dochází k abnormálnímu zvýšení tlaků a teplot v prostoru válce. Nastává nekontrolované detonační spalování zvyšující mechanické namáhání součástí. Projevuje se klepání, které může vést ke zničení motoru. Výrazně se zhoršují emise výfukových plynů a zpravidla klesá výkon.

### Příliš pozdní bod zážehu ( $Z_{ZS}$ )

Úplné shoření směsi paliva a vzduchu nastává později za horní úvratí, nemůže dojít k vytvoření dostatečného tlaku a není přenesena odpovídající práce na rotační pohyb klikového hřídele. Pro zachování požadovaného výkonu musí motor pracovat s bohatší směsí, což vede ke zvýšené spotřebě paliva. Čelo plamene zasahuje větší povrch válců, tudíž se motor přehřívá a může dojít k jeho zničení [2]. Uvedené situace jsou vykresleny v obr. 5.



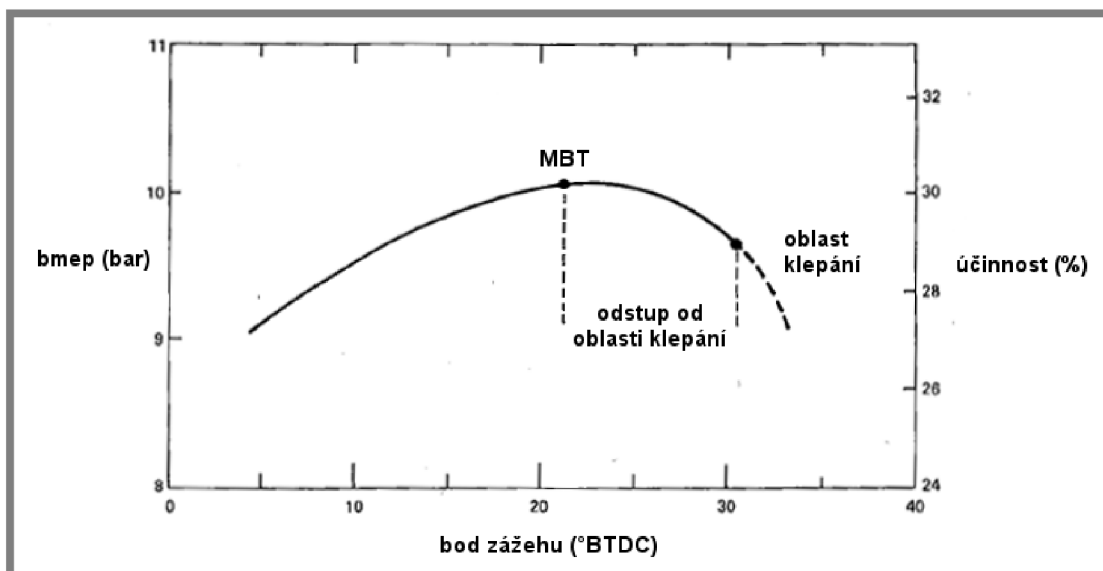
Obr. 5 Vliv předstihu zážehu  $\alpha_z$  na průběh tlaků při spalování [2]



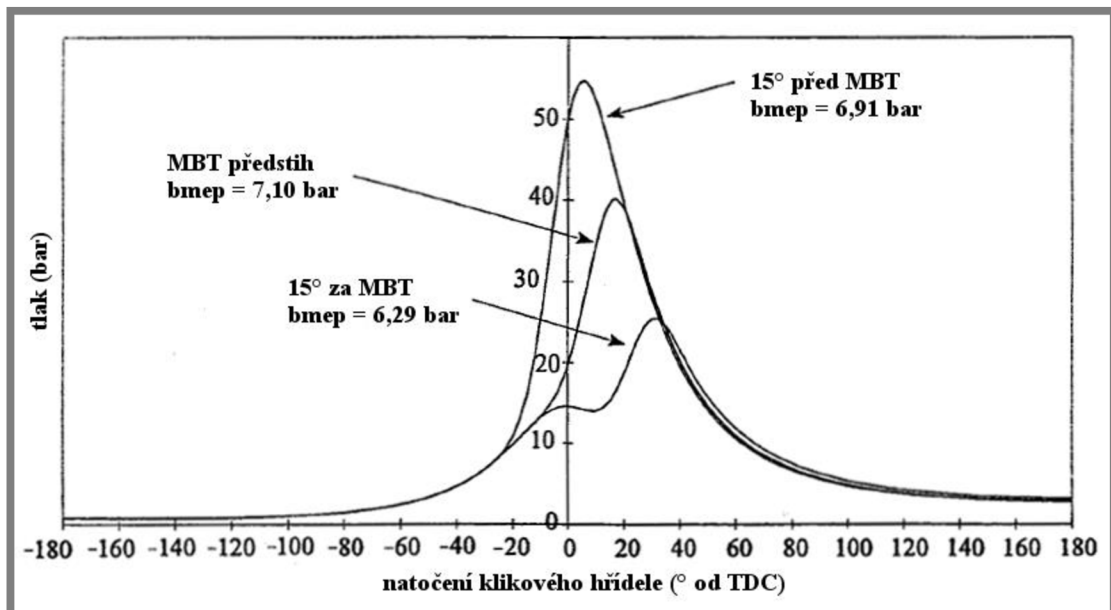
Jelikož je bod zážehu vždy situován před horní úvrať pístu, dochází ke zvýšení tlaku v prostoru nad pístem ještě před jejím dosažením. Narůstá tedy práce nutná ke stlačení plynů, která je škodná. Zároveň se však při zvětšení předstihu zvyšuje tlak v horní úvrať pístu a následně také při opačném pohybu pístu v průběhu expanze, čímž je navýšena užitečná práce motoru. Je zřejmé, že správná hodnota předstihu je kompromisem těchto dvou jevů.

Průběh spalování a výkon motoru je však ovlivněn také dalšími faktory. Při příliš pozdním zážehu existuje riziko, že spálení směsi neproběhne kompletně před otevřením výfukového ventilu, což jednak vede k jeho přehřátí a rovněž zvyšuje emise neshořelých uhlovodíků ve výfukových plynech. Pro předčasný zážeh obecně platí, že čím nastává dříve před horní úvrať, tím je nárůst škodné práce při stlačování výraznější než navýšení užitečné práce při expanzi. Proto dochází k poklesu výkonu, jak bylo uvedeno výše.

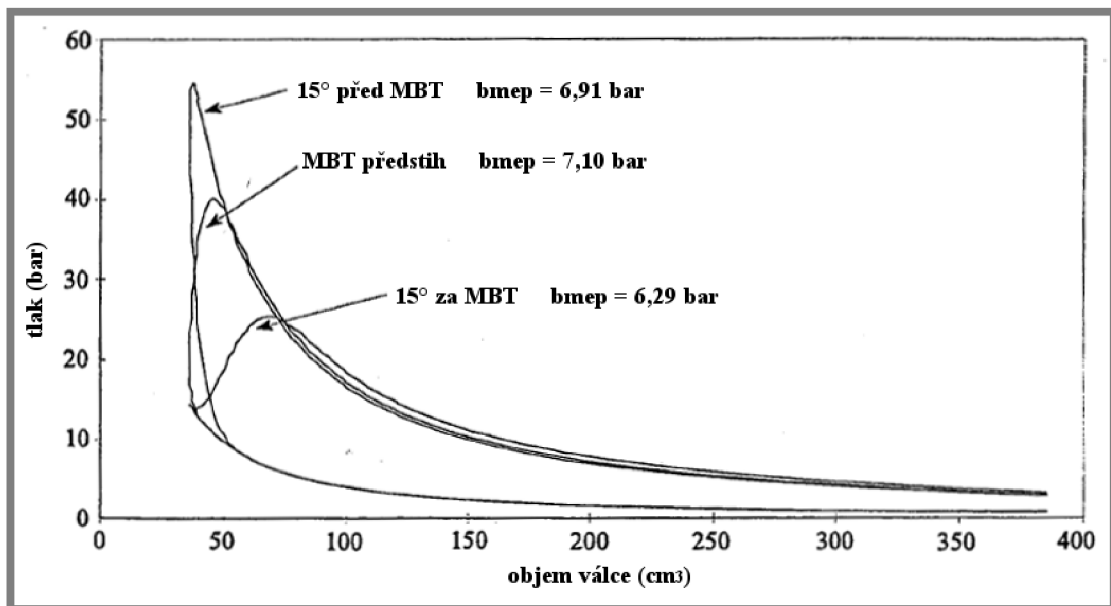
Logickou snahou je získat z motoru co největší výkon a účinnost. Jak je patrné z obr. 6, při zvyšování předstihu klesá účinnost a střední užitečný tlak (tedy i výkon) strměji, navíc se může projevit sklon ke klepání. Je tudíž výhodnější nastavit bod zážehu mírně za výkonové maximum na stranu menšího předstihu. Tato hodnota je označována jako MBT (z anglického „minimum advance for best torque“ – minimální předstih pro nejlepší kroučící moment). Při zkoumání závislosti kroučícího momentu na předstihu za konstantních otáček, bohatosti směsi a polohy klapky sání se dá říci, že MBT odpovídá hodnotě, kdy v průběhu zpoždování předstihu je momentová křivka mírně za svým maximem [1]. Vliv změny bodu zážehu oproti MBT ukazují obr. 7 a 8.



Obr. 6 Střední užitečný tlak a účinnost motoru v závislosti na bodu zážehu [1]



Obr. 7 Předčasný a pozdní předstih v porovnání s MBT hodnotou v p- $\alpha$  diagramu [1]



Obr. 8 Předčasný a pozdní předstih v porovnání s MBT hodnotou v p-V diagramu [1]

## 2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2

### 2.1 Cíl práce

2.1

S ohledem na rozšíření možností experimentální stanice TecEquipment TD301 je předmětem práce návrh a zkonstruování zařízení, které bude umožňovat změnu předstihu zapalování motoru Subaru Robin EH34, jenž je její součástí. Předpokládá se permanentní umístění mechanismu na stanici, možnost jeho nastavení za chodu motoru a jednoduchá ovladatelnost.

Očekáváme, že posun bodu zážehu se projeví změnami v měřených charakteristikách. Proto je dalším cílem práce získání p-V a p- $\alpha$  diagramů pro jeho různé hodnoty, které budou v závěru práce vyhodnoceny. Rovněž nás bude zajímat vliv předstihu na výkonové křivky motoru.

### 2.2 Motor Subaru Robin EH34

2.2



Obr. 9 Motor Subaru Robin EH34 [13]

Předmětem konstrukční úpravy je průmyslová pohonná jednotka Robin EH34 japonského výrobce Subaru (obr. 9). Je využívána v laboratoři Ústavu konstruování k provádění měření v součinnosti s připojeným dynamometrem a diagnostickým zařízením. Jedná se o jednoválcový čtyřtaktní zážehový spalovací motor s horizontálně umístěným klikovým hřídelem a ventilovým rozvodem OHV. Řada EH v daném provedení nabízí čtyři motory o výkonech 6 až 11 HP, přičemž model EH34 je nejvýkonnějším z nich [11]. Chlazen je náporovým vzduchem pomocí ventilátoru na setrvačnicku. Z důvodu eliminace vibrací je vybaven vyvažovacím hřídelem. Mazání je

prováděno rozstříkem oleje ze dna klikové skříně. Zapalování je bezkontaktní, tranzistorové. Směs vzduchu a paliva je připravována pomocí karburátoru [5]. V praxi je tento motor využíván zejména pro pohon zahradní, farmářské a komunální techniky, například středně výkonných sekaček na trávu, fréz a elektrocentrál. V současnosti se jedná o výběhový model. Motory EH 6 až 11 HP jsou kompletně nahrazovány modernějšími jednotkami EX s rozvodem OHC [12].

## 2.3

### 2.3 Experimentální stanice TecQuipment TD301

Uvedená pohonná jednotka je součástí experimentální stanice sloužící ke zkoumání charakteristik spalovacího motoru, viz obr. 10. Tato stanice se využívá zejména při výuce předmětu Konstruování strojů – mechanismy (6KM).



Obr. 10 Experimentální stanice v laboratoři ÚK

Základními prvky stanice jsou již zmíněný čtyřtaktní zážehový motor a dynamometr na společné lavici, stolní počítač se soustavou měřících modulů a nezbytné příslušenství pro chod stanice. Tímto rozumíme elektrickou rozvodnou skříň zařízení, airbox sloužící k vyhlazení pulzujícího tlaku ze vstupu do motoru, přenosnou palivovou nádrž se systémem měření spotřeby a ventilátor pro odtah výfukových plynů do okolního prostředí.

Pohonná jednotka je připojena k elektrickému stejnosměrnému motoru, který ji zatěžuje. Je vybavena měřícím zařízením značky TecQuipment. Stanice obsahuje celkově čtyři oddělené panely pro ovládání a zobrazování měřených veličin a samostatný modul pro analýzu pracovního cyklu motoru.

První z panelů je zobrazovací modul pro otáčky a krouticí moment (DTS3). Obsahuje vstupy dat ze snímače otáček dynamometru a tenzometru pro určení krouticího momentu. Dále se jeho prostřednictvím ovládá chod dynamometru (start, stop a regulace otáček) [6].

Zobrazovací modul pro tlak a teplotu (DPT1) ukazuje rozdíl tlaku v airboxu a tlaku okolního prostředí. Rovněž je připojen k termočládkům pro určení teploty okolního prostředí a teploty výfukových plynů [6].

Zobrazovací modul spotřeby paliva je připojen k soustavě snímání průtoku paliva, jež je součástí stojanu s palivovou nádrží. Samotné určení spotřeby je založeno na optickém snímání průtoku paliva skrz systém baněk daných objemů (8 ml a 16 ml). Modul umožňuje určení spotřeby na základě spálení daného množství paliva v bankách a také spojitě během chodu motoru [6].

Všechny tyto moduly jsou vybaveny digitálním výstupem dat, které jsou zpracovávány pomocí modulu VDAS – Versatile Data Acquisition System. Odtud jsou poté přes rozhraní USB odesílány do počítače, kde jsou zobrazovány softwarem VDAS [6].

Posledním měřicím zařízením je ECA100 – Engine Cycle Analyser. Pomocí něj jsou shromažďována data ze senzorů umístěných na motoru. První z nich je umístěn v hlavě válce poblíž zapalovací svíčky a slouží k odečítání tlaku v prostoru válce. Mechanismus ručního startování je demontován a na jeho místě se nachází senzor natočení klikového hřídele. Mimo to je v tlumiči výfuku umístěn již zmíněný termočlánek pro určení teploty spalin, data z něj však zařízení ECA100 nevyužívá. Analyzátor je vybaven zesilovačem pro změnu rozsahu měření a také analogovým vstupem s BNC konektorem pro připojení rozličných přídatných zařízení. Pomocí samostatného softwaru pro ECA100 lze vykreslit graf závislosti tlaku v pracovním prostoru válce na jeho okamžitém objemu (p-V diagram), případně na natočení klikového hřídele (p- $\alpha$  diagram). Grafy mohou být doplněny právě o data z analogového vstupu.

## 2.4 Zapalování zkoumaného motoru

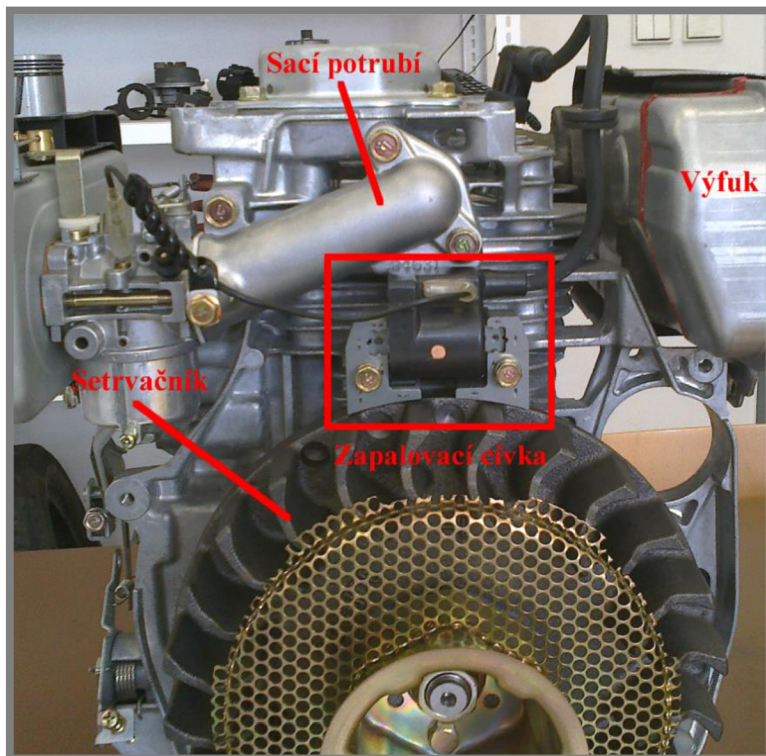
2.4

---

Výše popsany motor, jak již bylo zmíněno, využívá bezkontaktního tranzistorového zapalování s cívkou napevno umístěnou z vnějšku setrvačnicku s indukčním magnetem [5], viz obr. 11. Tento systém je běžně využíván u většiny motorů s podobným pracovním zaměřením. Obvykle je hodnota předstihu fixně stanovena v celém rozsahu otáček, a pokud je známa, lze snadno určit, při jaké poloze magnetu vůči cívce dochází k přeskočení jiskry mezi elektrodami svíčky a zapálení směsi ve válci.

Jednotka Subaru Robin je však oproti očekávání vybavena proměnnou charakteristikou předstihu v závislosti na otáčkách (obr. 13) [5]. Tohoto řešení je využito z důvodu usnadnění startování. Dle servisního manuálu má docházet ke změně bodu zápalu skokově, a to přibližně na hodnotě otáček 700 – 800 min<sup>-1</sup>. Rozsah změny by měl být od 16° do 23° natočení klikového hřídele před horní úvratí [5]. Vzhledem k naladění cívky na dva body zážehu bude provedeno změřením průběhu předstihu vzhledem k otáčkám pro přesnější nalezení oblasti přechodu mezi těmito režimy. K určení okamžiku přeskočení jiskry bude nutné doplnit experimentální stanici o přídatné zařízení, které toho bude schopno. Systému zjišťování předstihu bude rovněž využíváno při dalších experimentech.



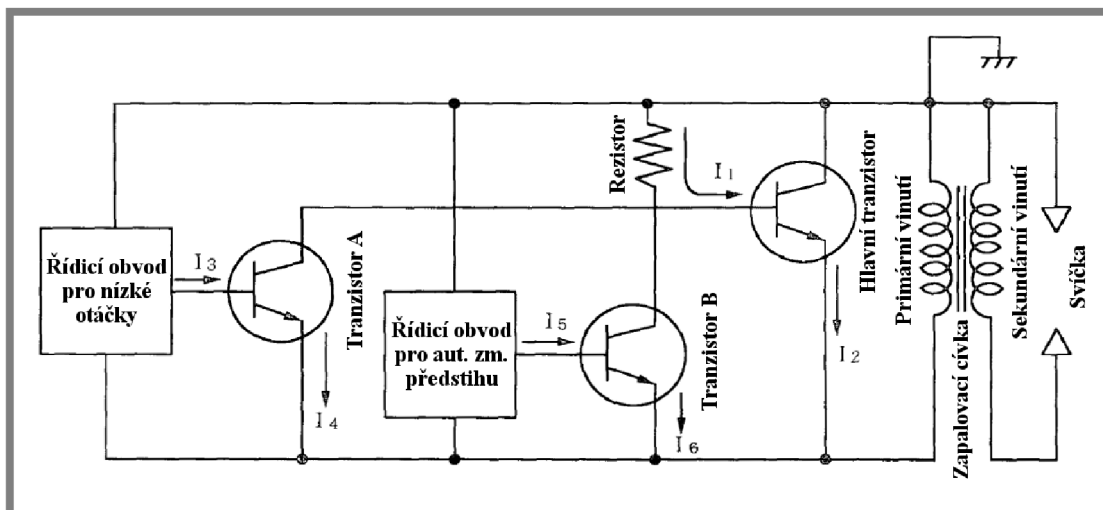


Obr. 11 Pohled na motor bez krytu - původní stav

## 2.4.1

## 2.4.1 Princip systému

Na obr. 12 je vyobrazeno schéma zapojení obvodu zapalování.

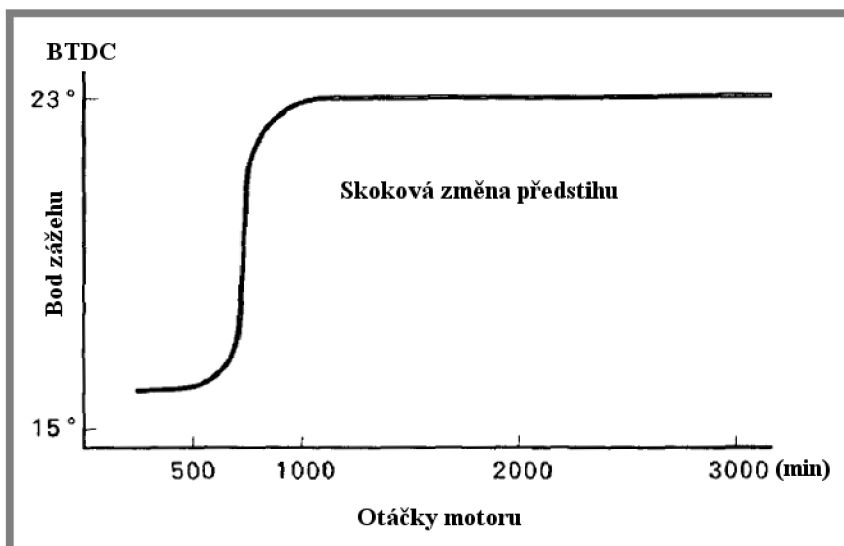


Obr. 12 Schéma zapojení zapalování motoru Subaru [5]

- Rotace setrvačnicku s integrovaným magnetem indukuje napětí na primárním vinutí zapalovací cívky, přičemž proud  $I_1$  spíná hlavní tranzistor a obvodem prochází proud  $I_2$ .
- V pomalých otáčkách motoru průchod magnetu kolem cívky zprovozní řídicí obvod pro nízké otáčky, který budí proud  $I_3$ , jež spouští tranzistor A. Nyní může proud  $I_1$  pokračovat jako proud  $I_4$ . Zároveň dochází k vypnutí hlavního

tranzistoru, je zkratován proud  $I_2$ , což indukuje vysoké napětí na sekundárním vinutí a dochází k přeskočení jiskry na zapalovací svíčke.

- Po zvýšení otáček je systém ovládán řídicím obvodem pro automatickou změnu předstihu. Proud  $I_5$  spíná tranzistor B, čímž se mění proud  $I_1$  na proud  $I_6$ . Ve stejném okamžiku se vypíná hlavní tranzistor, proud  $I_2$  je opět zkratován, dochází k indukovaní sekundárního, vysokého napětí a přeskočení jiskry [5].



Obr. 13 Průběh předstihu v závislosti na otáčkách motoru [5]

### 3.1 Zjištění bodu zápalu

Pro relevantní výsledky měření po instalaci mechanismu pro změnu předstihu je účelné zjistit přesné hodnoty a průběh charakteristiky. Modul ECA100 disponuje zmíněným analogovým vstupem. S výhodou tedy můžeme pro určení využít indukčních kleští, které bývají součástí diagnostických stanic pro motorová vozidla. Pomocí tohoto zařízení jsme schopni vykreslit průběh napětí v sekundárním obvodu zapalovací cívky. Z něj následně lze vyčíst nejen bod zážehu, ale obecně stav zapalovací soustavy a její případné závady [7].

Pro naše účely byly zvoleny vysokonapěťové snímací kleště HVC95-A značky JB-ELEKTRONIK (obr. 14). Snímají magnetické i elektrické pole okolo VN zapalovacího kabelu – disponují induktivním i kapacitním snímáním.

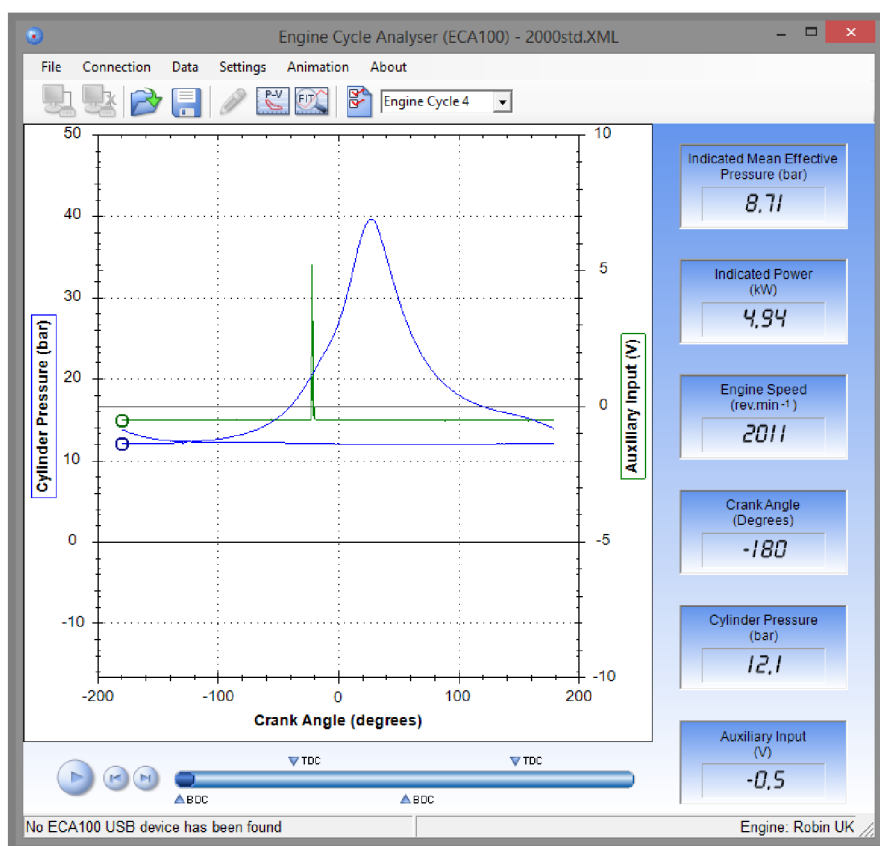
Průběh vykreslený v kapacitním režimu (snímání elektrického pole) je úměrný průběhu napětí na zapalovací svíčke nebo na vývodu indukční cívky. Z naměřeného průběhu lze například vyčíst dobu sycení indukční cívky či dobu hoření a zhášení jiskry. Při určování předstihu je pro nás důležitý induktivní režim (snímání magnetického pole). Je vykreslen průběh se strmou náběžnou hranou, neodpovídající průběhu proudu ve VN kabelu [8].



Obr. 14 Vysokonapěťové snímací kleště HVC95-A [8]



### 3.2 Postup zjištění předstihu a získání diagramů na experimentální stanici



Obr. 15 Pracovní prostředí programu ECA100

- Konektor kleští připojíme zezadu k modulu ECA100 a kleště připneme na vysokonapěťový kabel vedoucí k zapalovací svíčke na motoru. Kleště musí pracovat v indukčním režimu.
- Spustíme software ECA100 (obr. 15). V záložce Settings vybereme Auxiliary Input a nastavíme jej jako aktivní. Je vhodné v sekci Data Representation dvakrát data multiplikovat, aby byly naměřené hodnoty napětí na kleštích zřetelnější.
- Zahájíme komunikaci softwaru se zařízením zvolením tlačítka Initiate communications with device. Program následně vykresluje aktuální průběh měřených veličin v motoru.
- Stiskem ikony pastelky zaznamenáme 5 následujících pracovních cyklů motoru. Po jejich proběhnutí můžeme soubor s výsledky uložit pomocí sousední ikony.
- Data můžeme zpracovávat ihned, případně je lze opětovně načíst z ikony složky.
- Graf lze přepínat mezi p-V a p- $\alpha$  diagramem. Bod zážehu je v obou diagramech zřejmý z náhlého krátkodobého zvýšení napětí na indukčních kleštích. Pokud je toto navýšení neznatelné, jsou kleště k zapalovacímu kabelu připojeny

se špatnou polaritou. Je nutné je připnout opačně a měření opakovat. Při manipulaci s kleštěmi je nutno dbát bezpečnostních pokynů v návodu [8]. Riziko úrazu elektrickým proudem!

---

**3.3****3.3 Funkční provedení**

Technicky nejjednodušším a nejlevnějším řešením změny bodu zážehu se jeví mechanicky měnitelná poloha zapalovací cívky. Při jejím tangenciálním posunutí proti směru rotace motoru projde magnet okolo tělesa cívky dříve, což zapříčiní dřívější přeskok jiskry s ohledem na natočení klikového hřídele. Posunutí v opačném směru předstih zmenšuje. Při pohybu má být udržována konstantní vzdálenost kontaktů cívky od procházejícího magnetu 0,3 mm – 0,5 mm [5]. Z tohoto důvodu je nutné, aby vedení cívky o tvaru kruhového oblouku bylo co nejpřesnější, bez výrazných vůlí. Musíme brát v potaz také poměrně značný silový účinek otáčejícího se magnetu a zaručit dostatečnou tuhost systému.

Ovládání posuvu mechanismu má být řešeno tak, aniž by bylo nutné ze stanice cokoli demontovat. Mělo by umožňovat rychlou změnu bodu zápalu bez použití speciálních nástrojů či výrazné síly. Je vhodné na zařízení umístit stupnici s vyznačeným nastavením. Ta bude však sloužit pouze pro přibližné polohování, neboť přesný údaj o předstihu poskytnou indukční kleště, jimiž byla stanice dovybavena.

---

**3.4****3.4 Možnosti zástavby mechanismu**

O umístění stanice v laboratoři dává představu obr. 10. Samotný dynamometr se zkoušeným motorem je umístěn po pravé ruce obsluhy sedící za stolem s počítačem a ovládacím panelem. Z této pozice je dobře přístupný. Napravo od stanice je zhruba 50 cm prostor od stěny místnosti. Při vhodném uspořádání příslušenství stanice (palivová nádrž, ventilátor a hadice pro odvod spalin) je uspokojivý přístup rovněž odsud. Obsluha se však již musí vzdálit od ovládacích prvků a pracovala by v blízkosti zdroje tepla (výfuk).

Motor je vybaven plechovým krytem rotujícího setrvačnicku. Ten z vnitřní strany obsahuje deflektor usměrňující vzduch z chladicího ventilátoru na žebrování válce, v jeho horní části se pod ním však skýtá dostatek prostoru pro montáž požadovaného zařízení.

K ovládání mechanismu byla zvažována možnost využití montážního otvoru pro elektrický startér, který je na popisovaném motoru zaslepen plechovou krytkou (motor se roztáčí dynamometrem). Nastavení bylo zamýšleno otočným ovladačem s pákou ovládající táhlo. Výhodou této konfigurace by bylo ponechání krytování stroje bez úprav. V blízkosti se však rovněž nachází sběrač výfukových plynů, který omezuje přístup do těchto míst, a tak bylo od tohoto řešení upuštěno.

Ergonomicky výhodnější se jeví vyvedení ovládání na druhou stranu stanice, směrem k obsluze. Při tomto uspořádání je nutno počítat s drobnou úpravou krytování umožňující vyvést ovládací táhlo vně stroje.

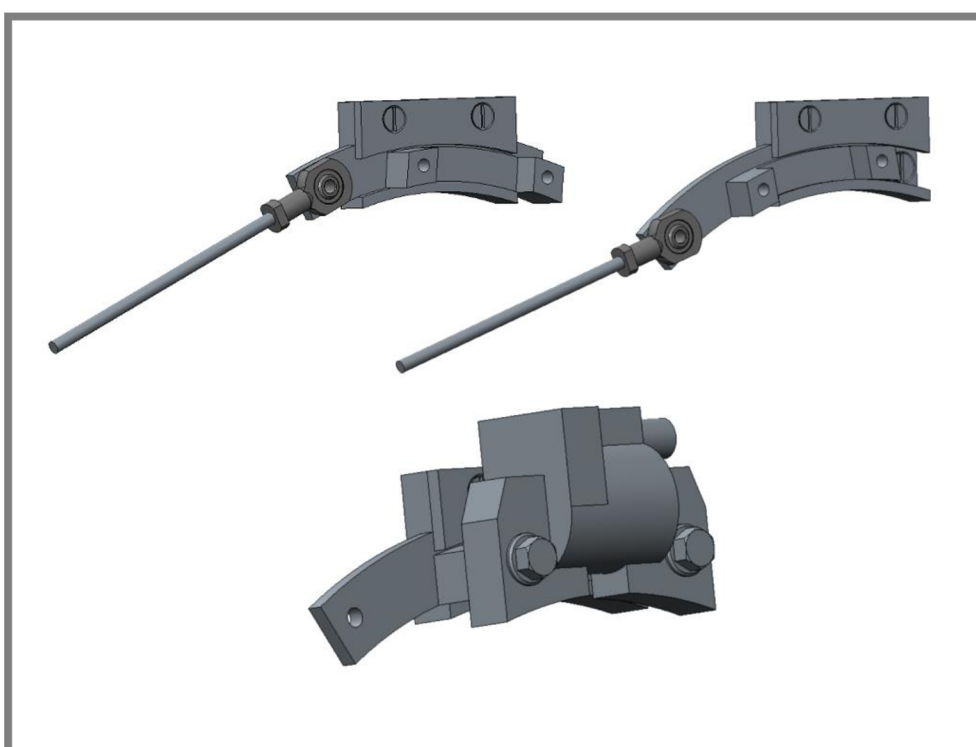
## 4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

4

### 4.1 Výsledný návrh mechanismu

4.1

Konečná podoba zařízení byla konstruována s ohledem na požadavky v kapitolách 2.1 a 3.3. Cívka je k bloku motoru přichycena pomocí třídílného držáku, jež tvoří kluzné vedení. Jednotlivé dílce jsou tvarovány nejen s ohledem na funkci, ale také z pohledu co nejjednoduššího obrábění. Základna je přišroubována přímo k bloku na původním místě pro cívku. Má funkci spodního obloukového vedení pro posuvný segment. Ten je zajištěn v horní části příložkou, která dotvoří tvarový zámek umožňující pohyb pouze v tangenciálním směru. Ten je prováděn pomocí táhla a stavěcí matice. Vizualizace návrhu viz obr. 16.



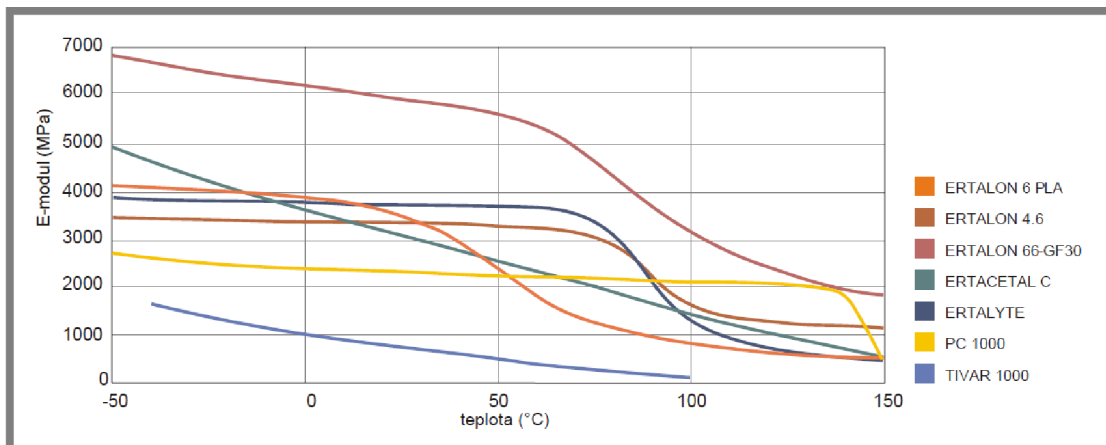
Obr. 16 CAD model (nahore zobrazení krajních poloh, dole sestava s namontovanou zapalovací cívkou), prostředí PTC Creo Parametric 2.0

Pohyb cívky proti směru hodinových ručiček omezuje koleno sání motoru. Z toho důvodu musí být cívka z původní polohy mírně předsazena dále od bloku (v axiálním směru vůči rotaci setrvačníku). Musíme brát v potaz velikost budícího magnetu. Ten je širší než paket cívky. Magnet bude přecházet přes celou šířku paketu, pokud cívku předsadíme maximálně o 8 mm. Pro minutí kolena sání je však nutné ji vysunout alespoň o 10 mm. Byl proveden zkušební start motoru s cívkou v této pozici a nebyl sledován žádný vliv na jeho chod.

## 4.2 Volba materiálu

Zprvu bylo uvažováno, že dílce tělesa uchycujícího cívku budou zhotoveny z hliníkové slitiny, což by odpovídalo požadavkům na tuhost a přesnost vedení, byť by bylo nutné provádět jeho častější mazání. Avšak zejména z důvodu vysoké ceny za obrábění těchto dílců u odborné firmy (cca 5500 Kč) byla snaha nalézt snáze obrobitelný materiál, aby dílce mohly být vyrobeny s využitím strojového parku Ústavu konstruování. Materiály vyhovující našim požadavkům z hlediska uspokojivé pevnosti, obrobitelnosti, třecích vlastností a odolnosti vyšším teplotám lze najít mezi technickými plasty.

Z široké nabídky byl vybrán ERTALON 66 GF-30. Jedná se o extrudovaný polyamid vyztužený 30% skleněných vláken, což zvyšuje jeho pevnost, tuhost, odolnost proti tečení a rozměrovou stálost. Je schopen dlouhodobě odolávat teplotám 110 °C, krátkodobě až 240 °C (v rámci hodin). Vyniká vysokou hodnotou modulu pružnosti (5600 MPa při 50 °C, 3300 MPa při 100 °C, 1800 MPa při 150 °C viz obr. 17) [10].



Obr. 17 Tuhost technických plastů v závislosti na teplotě [10]

Tento materiál jsme již byli schopni obrobit na CNC frézce Charly2U přímo na Ústavu konstruování, čímž byly výrazně ušetřeny náklady na výrobu, viz obr. 18.



Obr. 18 Výroba dílců na frézce Charly2U



### 4.3 Montáž

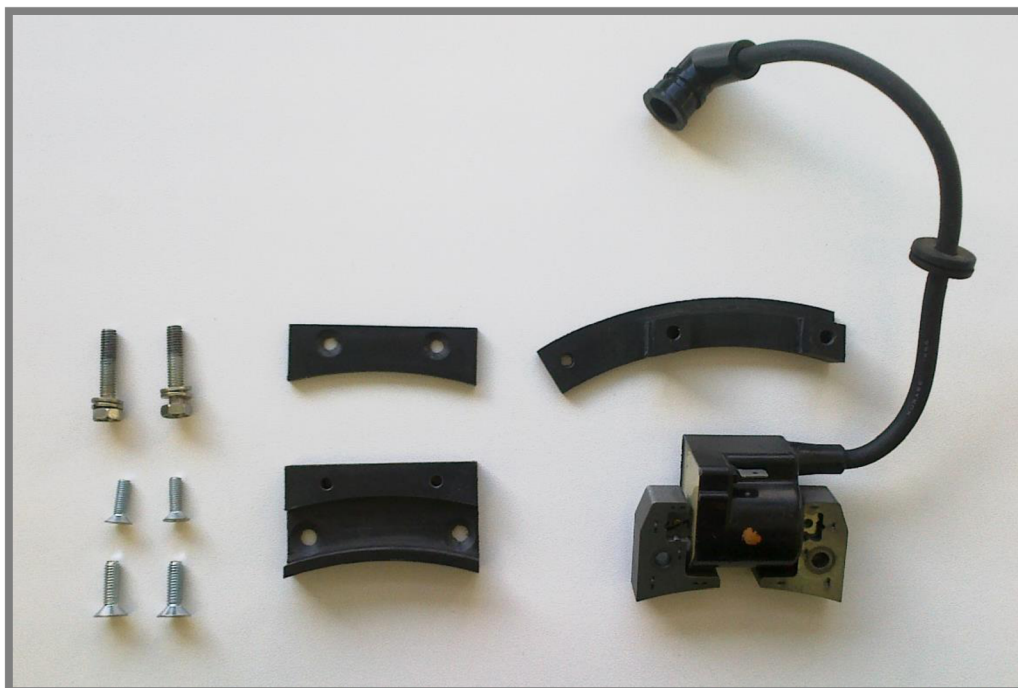
I když je funkčně nutné cívku oproti originálnímu stavu předsadit, stále tato pozice neposkytuje dostatek místa pro zástavbu samotného mechanismu mezi ní a blokem motoru. Proto musí být původní nálitky držící cívku o 15 mm zkráceny. Z prostorových důvodů bylo k připevnění použito šroubů se zápusťnou hlavou. Samotná vodící drážka byla mírně namazána plastickým mazivem.

Pro posuv cívky v tangenciálním směru za účelem nastavení předstihu je zpod krytování vyvedena závitová tyč (v krytu byl vytvořen obdélníkový zářez o rozměrech cca 15 mm × 30 mm, viz obr. 20). Tyč je jedním koncem spojena pomocí kloubové hlavice SKF SAKB 5 F s pohyblivým segmentem nesoucím cívku. Na ní je našroubována stavěcí matice, viz obr. 22. Ta je otočně umístěna v plechovém držáku, který je přimontován jedním z existujících šroubů krytu, a to tak, aby se mohl volně naklápět. Naklápění je nutné s ohledem na kinematiku celé sestavy. Závitová tyč má zářezy indikující polohu cívky, která byla určena pomocí indukčních kleští. Jsou zvýrazněny červenou barvou. Standardní pozice je označena modře. Značky se zarovnávají k čelu matice vzdálenějšímu od motoru. Při otáčení po směru hodinových ručiček je předstih zvětšován a naopak.

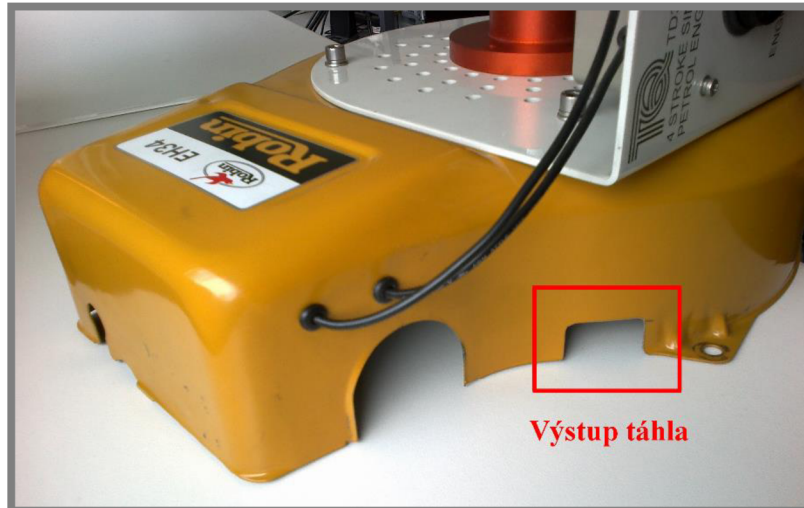
Jelikož je cívka k motoru přimontována přes plastové součásti, je nutné pro její funkci provést vodivé spojení s blokem. Od jednoho z uchycujících šroubů byl vyveden propojovací kabel na šroub příruby sání.

Po testovacím spuštění bylo shledáno, že pravděpodobně vlivem vibrací a změny mechanických vlastností plastu při vyšších teplotách se povolují šrouby spojující blok a plastovou sestavu. Byly proto pojištěny lepidlem na závity.

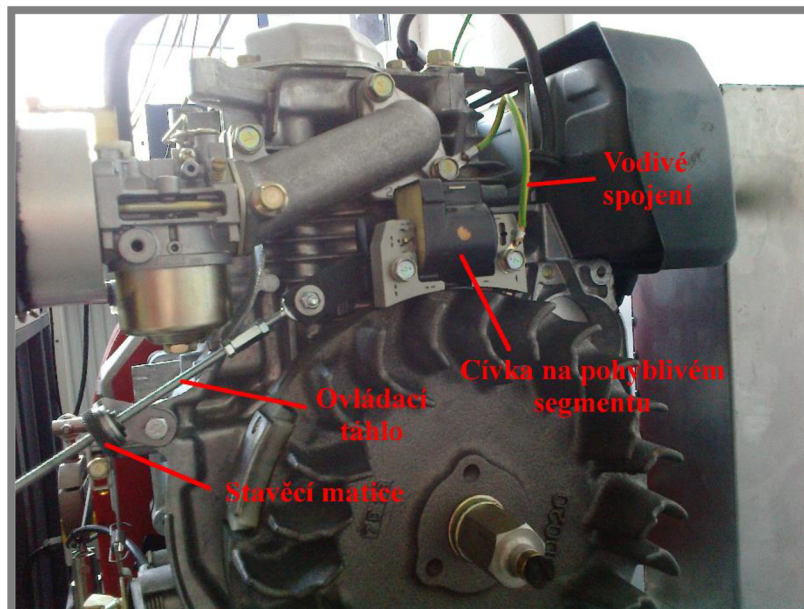
Jednotlivé části mechanismu zachycuje obr. 19, smontovaný stav pak obr. 21.



Obr. 19 Dílce posuvného mechanismu a cívka před sestavením



Obr. 20 Úprava krytu motoru



Obr. 21 Zkompletovaný mechanismus



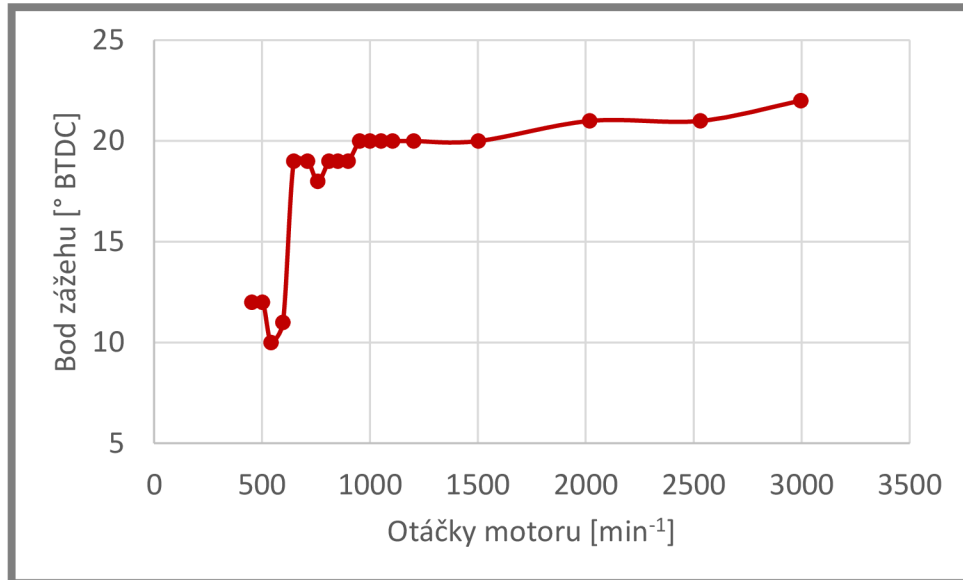
Obr. 22 Umístění stavěcí matice

### 5.1 Měření charakteristiky standardního předstihu

Ještě před provedením úpravy bylo pomocí připojených kleští provedeno měření polohy bodu zápalu při různých otáčkách motoru. Rozsah měření byl přibližně od 500 do 3500  $\text{min}^{-1}$ . Začátek měření byl proveden při menším kroku s ohledem na očekávanou skokovou změnu předstihu. Naměřené hodnoty uvádí tab. 1, graficky jsou znázorněny v grafu 1.

Tab. 1 Naměřené hodnoty bodu zážehu

Číslo měření	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Bod zážehu [ $^{\circ}\text{BTDC}$ ]
1	454	12
2	503	12
3	542	10
4	597	11
5	647	19
6	711	19
7	759	18
8	811	19
9	852	19
10	899	19
11	953	20
12	1000	20
13	1052	20
14	1106	20
15	1204	20
16	1503	20
17	2019	21
18	2532	21
19	2996	22



Graf 1 Naměřená charakteristika předstihu

Při nejnižších měřených otáčkách sice je cívka schopna indukovat dostatečné napětí pro přeskok jiskry, ale pozorujeme, že motor startuje až zhruba při otáčkách  $550 \text{ min}^{-1}$  až  $600 \text{ min}^{-1}$ . Do  $650 \text{ min}^{-1}$  se předstih pohybuje v rozmezí  $10^\circ$  až  $12^\circ$  před horní úvratí. Při vyšších otáčkách nastává zvýšení předstihu na  $18^\circ$  až  $20^\circ$ . Po překonání této hranice v grafech často pozorujeme dva napěťové peaky. Cívka má mnohdy snahu indukovat napětí při obou přednastavených natočeních, k přeskoku jiskry a zápalu směsi však dochází vždy při prvním navýšení. Dá se očekávat, že pro druhý přeskok již nebude dostatečně naindukovaný sekundární obvod a k vytvoření jiskry nedojde, avšak i kdyby přeskok mezi elektrodami svíčky nastal, směs již je zapálena.

## 5.2

## 5.2 Měření p-V a p- $\alpha$ diagramů

Po úspěšné montáži mechanismu pro změnu předstihu na pohonnou jednotku zkušební stanice byly provedeny měření prokazující vliv této úpravy na její chod. Zvolili jsme tři hodnoty otáček  $n$ :  $1300 \text{ min}^{-1}$ ,  $2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $2700 \text{ min}^{-1}$ . Pro každé otáčky byly pomocí zařízení ECA100 zaznamenány p-V a p- $\alpha$  diagramy pro tři různé body zážehu při využití celého rozsahu zařízení. Zkoumali jsme tedy pro každou ze zmíněných hodnot otáček dopad minimálního nastavitelného předstihu ( $\alpha_z = 17^\circ \text{ BTDC}$ ), standardní hodnotu, se kterou motor továrně pracuje ( $\alpha_z = \text{cca } 23^\circ \text{ BTDC}$ ) a maximální hodnotu z rozsahu ( $\alpha_z = 29^\circ \text{ BTDC}$ ). Při všech měřeních byla naplno otevřena klapka sání. Bylo použito běžného paliva Natural 95. Vedle záznamů ze systému ECA100 jsme ke každému z nich provedli odečtení dat ze systému VDAS, ze kterých nás zajímá především spotřeba paliva  $FC$ , střední užitečný tlak  $BMEP$  a výkon na klikovém hřídeli  $BP$ . Provedeme srovnání jednotlivých nastavení.

Jak již bylo řečeno, modul ECA100 zaznamenává vždy pět po sobě následujících cyklů. Při každém otočení klikového hřídele o  $1^\circ$  jsou do souboru shromážděny data o úhlu natočení, tlaku v pracovním prostoru válce, momentální objem prostoru nad pístem a napětí z analogového vstupu. Získaná data byla zpracována pomocí prostředí Microsoft Excel 2013. Z hodnot tlaků ze všech cyklů daného souboru byl vy-

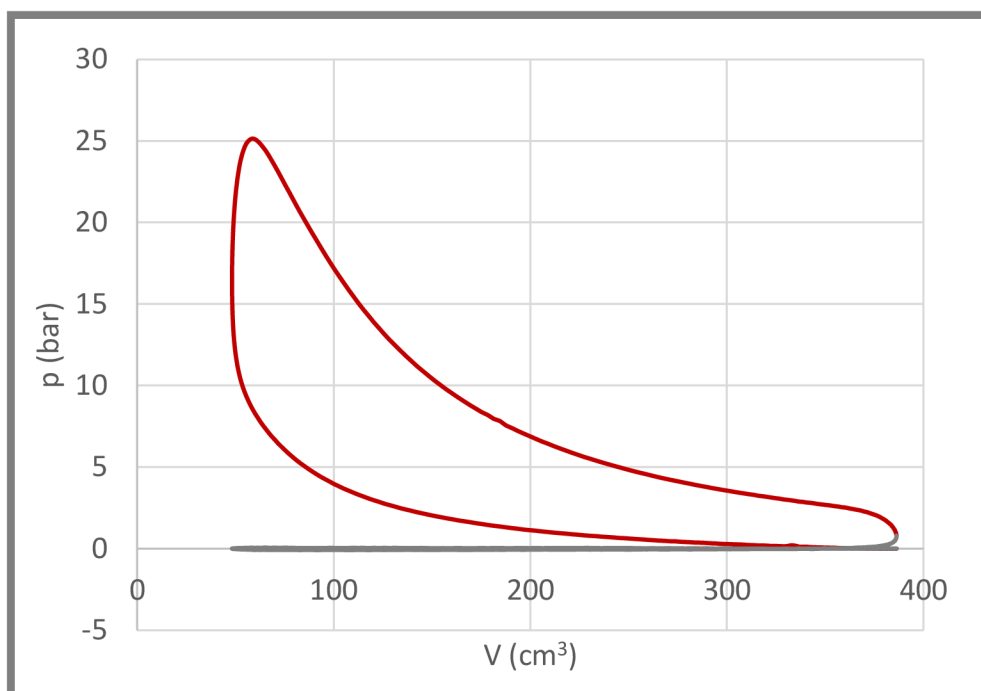


tvořen aritmetický průměr a následně byly vykresleny požadované p-V a p- $\alpha$  diagramy. Bod zážehu se nejnázne určí přímo v prostředí ECA100 pomocí pohybu kurzoru v grafu a odečtení hodnoty natočení při prudkém nárůstu v oblasti snímaného napětí. Z datových souborů ze systému VDAS byly odečteny zmíněné hodnoty spotřeby a středního užitečného tlaku.

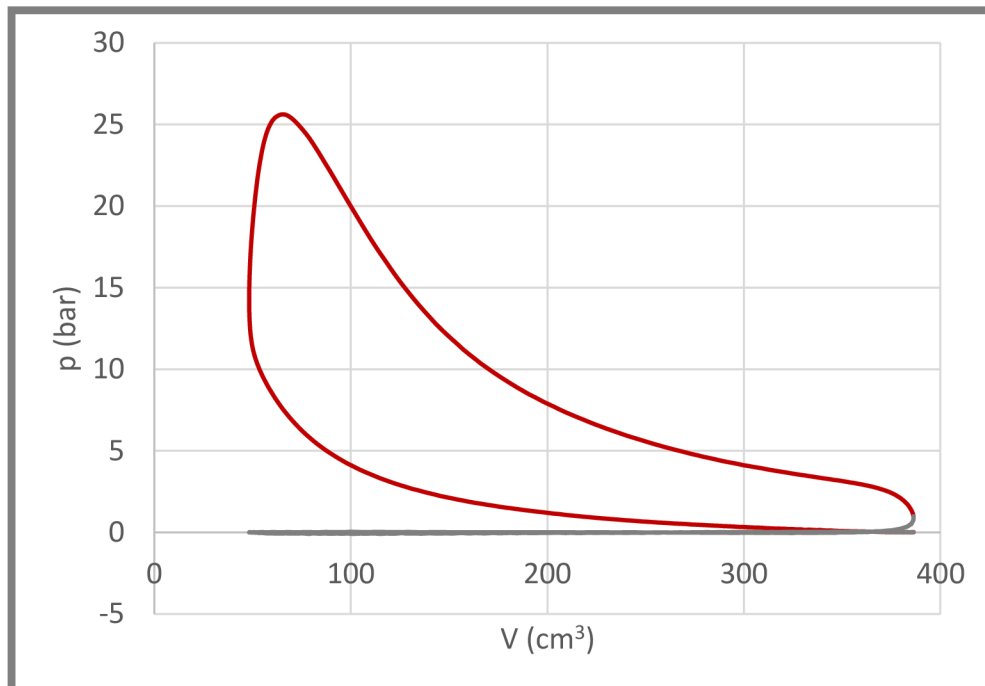
### 5.2.1 Charakteristiky pro $n \approx 1300 \text{ min}^{-1}$

5.2.1

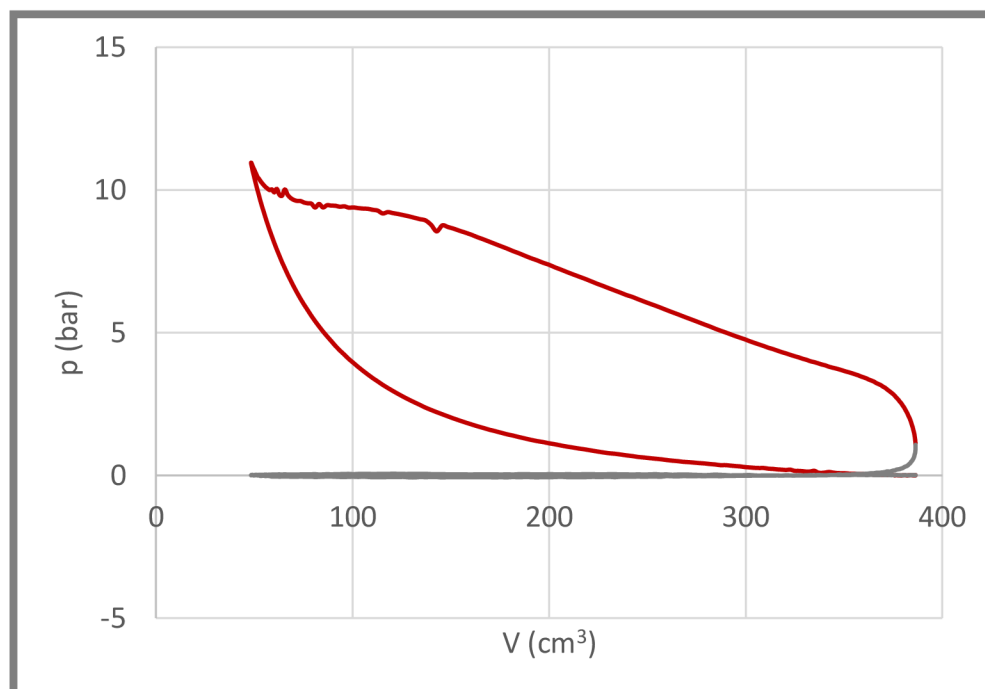
Diagramy závislosti tlaku na objemu zobrazují grafy 2, 3 a 4.



Graf 2 p-V diagram pro  $n = 1311 \text{ min}^{-1}$  a  $29^\circ \text{ BTDC}$



Graf 3 p-V diagram pro  $n = 1298 \text{ min}^{-1}$  a  $20^\circ \text{ BTDC}$



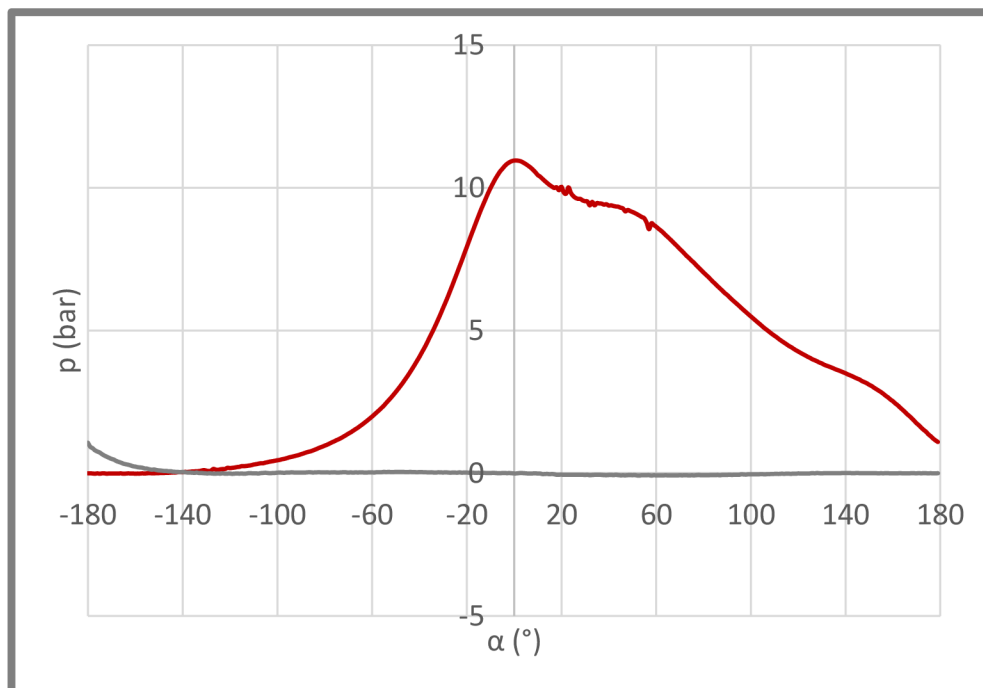
Graf 4 p-V diagram pro  $n = 1300 \text{ min}^{-1}$  a  $5^\circ \text{ BTDC}$

Tab. 2 Charakteristiky pro  $n \approx 1300 \text{ min}^{-1}$ 

$n$	$\alpha_z$	$IMEP$	$IP$
[ $\text{min}^{-1}$ ]	[ $^{\circ}$ BTDC]	[bar]	[kW]
1311	29	6,75	2,49
1298	20	7,80	2,85
1300	5	4,81	1,76
$BMEP$	$BP$	$FC$	$\eta$
[bar]	[kW]	[ $\text{ml}\cdot\text{min}^{-1}$ ]	[%]
5,78	1,94	22,3	85,58
6,24	2,27	23,8	80,02
4,41	1,62	22,5	91,76

Provedené měření při této hodnotě otáček jako jediné proběhlo při nejnižším předstihu  $5^{\circ}$  BTDC. Ačkoli by již zapalovací cívka měla při daných otáčkách pracovat při obecně vyšším předstihu, při tomto měření tomu tak nebylo a vedle zpoždění bodu zážehu vlivem jejího posunutí nastal rovněž přechod do nízkootáčkového režimu. Proběhla změna zážehu o dalších  $12^{\circ}$  blíže k horní úvratí. Jev je pravděpodobně důsledkem nastavené větší mezery mezi cívkou a setrvačником (cca 0,8 mm). Bylo tak učiněno z bezpečnostních důvodů, neboť dochází k mírnému průhybu držáku cívky vlivem působení rotujícího magnetu a hrozil její kontakt se setrvačником. V cívce není za daných podmínek indukováno dostatečné napětí pro přepnutí do režimu většího předstihu.

Souhrn získaných hodnot uvádí tab. 2. Pro standardní hodnotu předstihu se prokázalo, že motor podává nejvyšší výkon. Maximální dosahované tlaky se pohybují okolo 25 bar pro hodnoty  $20^{\circ}$  BTDC i  $29^{\circ}$  BTDC. Oproti teoretickým předpokladům nenastává maximum při největším předstihu, ale při standardním. Rozdíl mezi nimi je však do 1 bar. Diagram pro bod zážehu  $5^{\circ}$  BTDC je značně odlišný. Vzhledem k pozdnímu zapálení směsi dochází k prohoření paliva až výrazně za horní úvratí. Nejvyšší tlak 11 bar je vyvozen právě v horní poloze pístu, a to zejména důsledkem pouhého stlačení plynů. Pozdní expanze již nedokáže kompenzovat rychlý nárůst objemu při jeho pohybu do dolní úvratí. Z  $p$ - $\alpha$  diagramu pro tyto podmínky je patrné, že nejvýraznější zvýšení tlaku expanzí nastává přibližně  $40^{\circ}$  až  $50^{\circ}$  za horní úvratí, kde je viditelné jisté zpomalení při tlakovém poklesu, viz graf 5. I přes nízký výkon pracuje motor s nejvyšší mechanickou účinností z těchto tří stavů, zřejmě z důvodu překonávání nízkých tlaků ve fázi komprese.

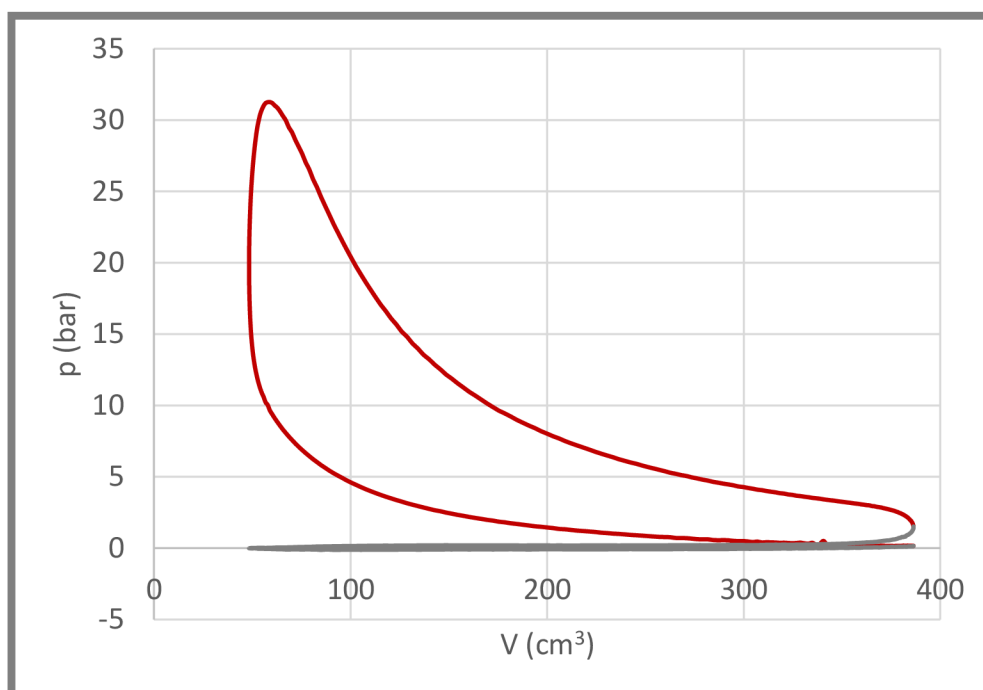


Graf 5  $p$ - $\alpha$  diagram pro  $n = 1300 \text{ min}^{-1}$  a  $5^\circ$  BTDC

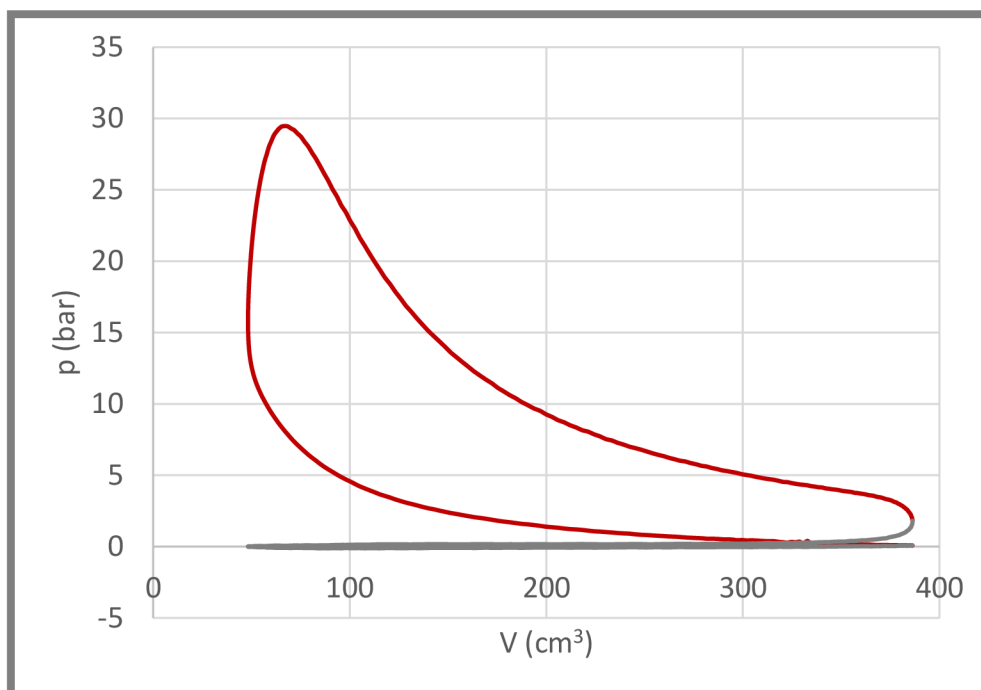
### 5.2.2

#### 5.2.2 Charakteristiky pro $n \approx 2000 \text{ min}^{-1}$

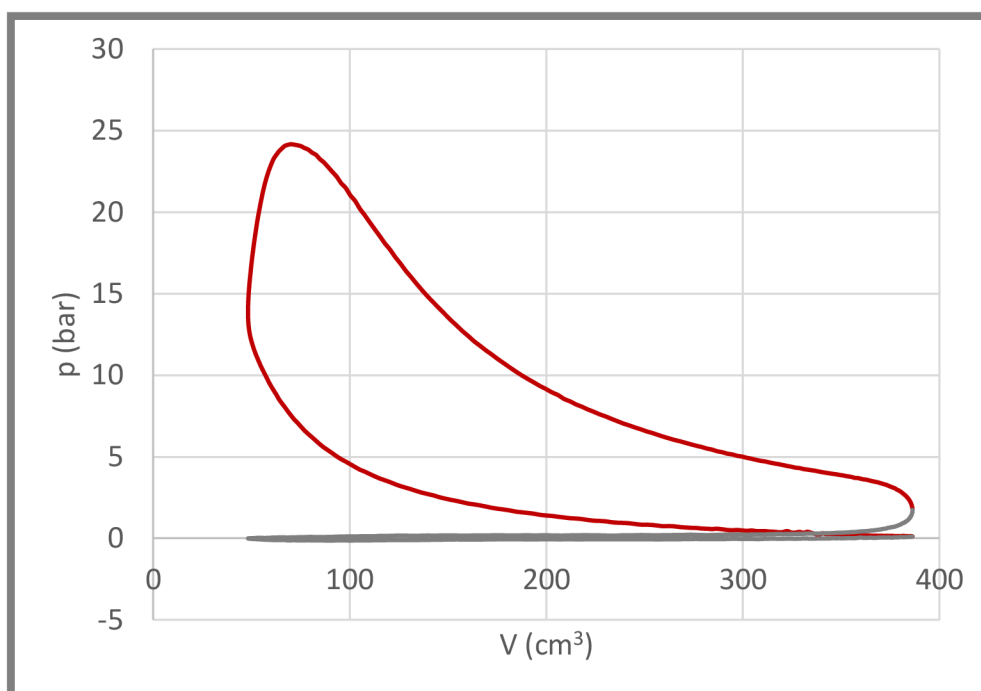
Při stejné metodice byly získány grafy 6, 7 a 8.



Graf 6  $p$ - $V$  diagram pro  $n = 2005 \text{ min}^{-1}$  a  $29^\circ$  BTDC



Graf 7 p-V diagram pro  $n = 2013 \text{ min}^{-1}$  a  $22^\circ \text{ BTDC}$

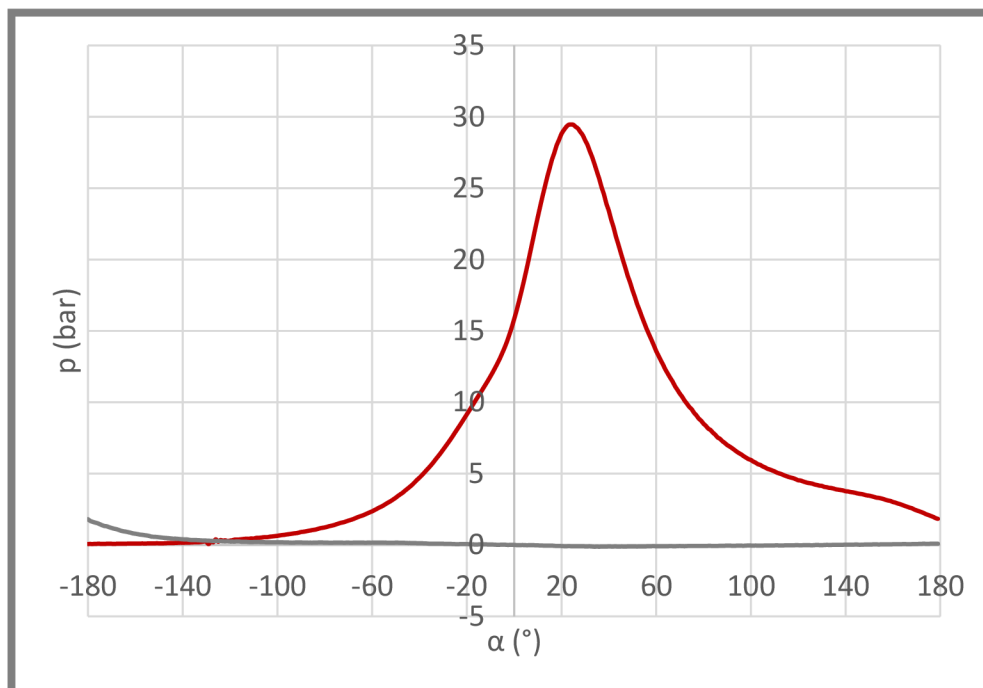


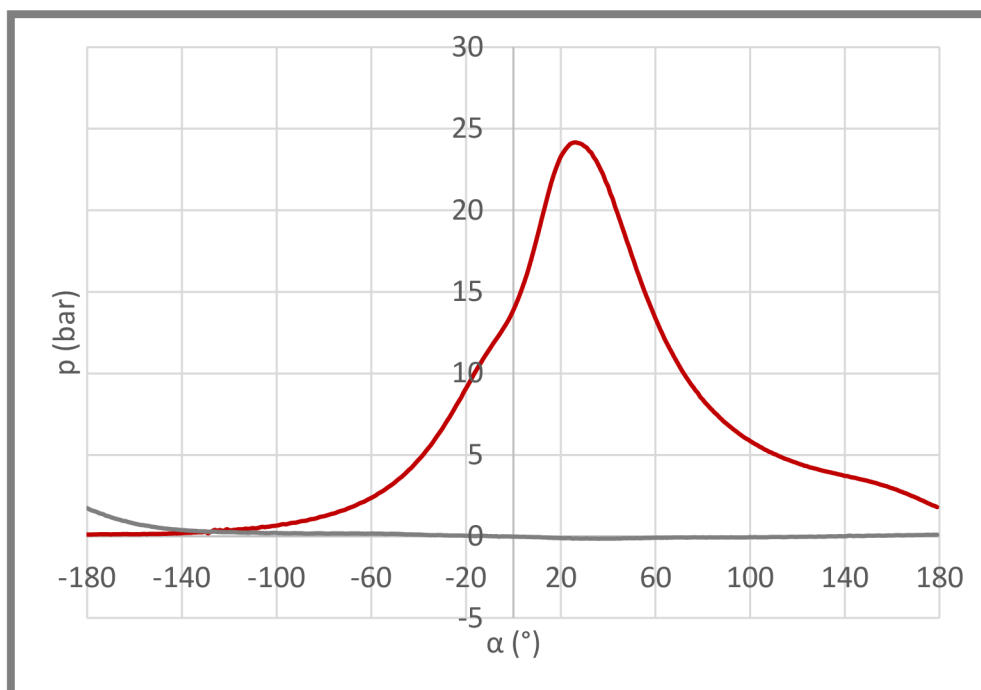
Graf 8 p-V diagram pro  $n = 1999 \text{ min}^{-1}$  a  $17^\circ \text{ BTDC}$

Tab. 3 Charakteristiky pro  $n \approx 2000 \text{ min}^{-1}$ 

$n$	$\alpha_z$	$IMEP$	$IP$
[ $\text{min}^{-1}$ ]	[ $^\circ \text{ BTDC}$ ]	[bar]	[kW]
2005	29	7,87	4,45
2013	22	8,91	5,05
1999	17	8,09	4,56
$BMEP$	$BP$	$FC$	$\eta$
[bar]	[kW]	[ $\text{ml} \cdot \text{min}^{-1}$ ]	[%]
7,09	4,02	32,2	90,07
7,97	4,52	34,7	89,47
7,19	4,05	32	88,83

V souladu s teorií je při časném zážehu ve spalovacím prostoru dosahováno nejvyšších tlaků, a to mírně přes 30 bar. Opět však rozdíl oproti standardu není velký (přibližně 2 bar). Stejně jako při nižších otáčkách, nejvyšší výkon i spotřeba odpovídá továrnímu předstihu. Mechanická účinnost je velice podobná pro všechny případy a pohybuje se přibližně na 90 %. Je evidentní vliv načasování zážehu na polohu maxima tlaku. Při  $29^\circ \text{ BTDC}$  nastává maximum velice brzy za horní úvratí a tlak následně strmě klesá. Průběh zbylých dvou nastavení se liší zejména v části nad 10 bar, kdy je při pozdním zážehu dosaženo o zhruba 5,5 bar nižší hodnoty. Extrém nastává v obou případech okolo  $25^\circ$  za horní polohou pístu, viz graf 9 a 10. Konkrétní zjištěné hodnoty shrnuje tab. 3.

Graf 9 p- $\alpha$  diagram pro  $n = 2013 \text{ min}^{-1}$  a  $22^\circ \text{ BTDC}$

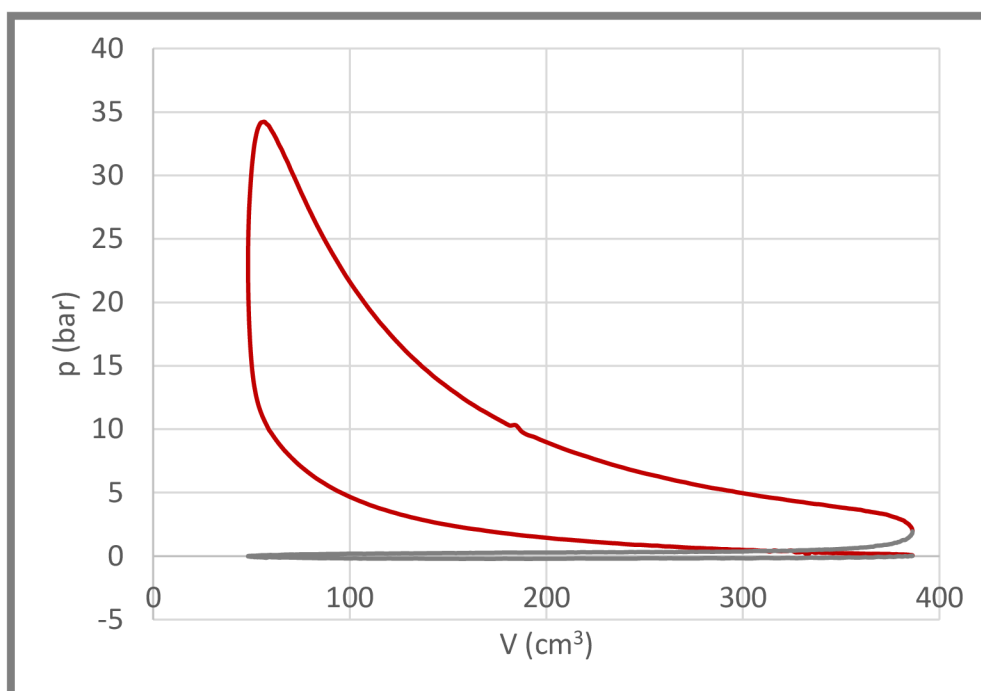


Graf 10 p- $\alpha$  diagram pro  $n = 1999 \text{ min}^{-1}$  a  $17^\circ \text{ BTDC}$

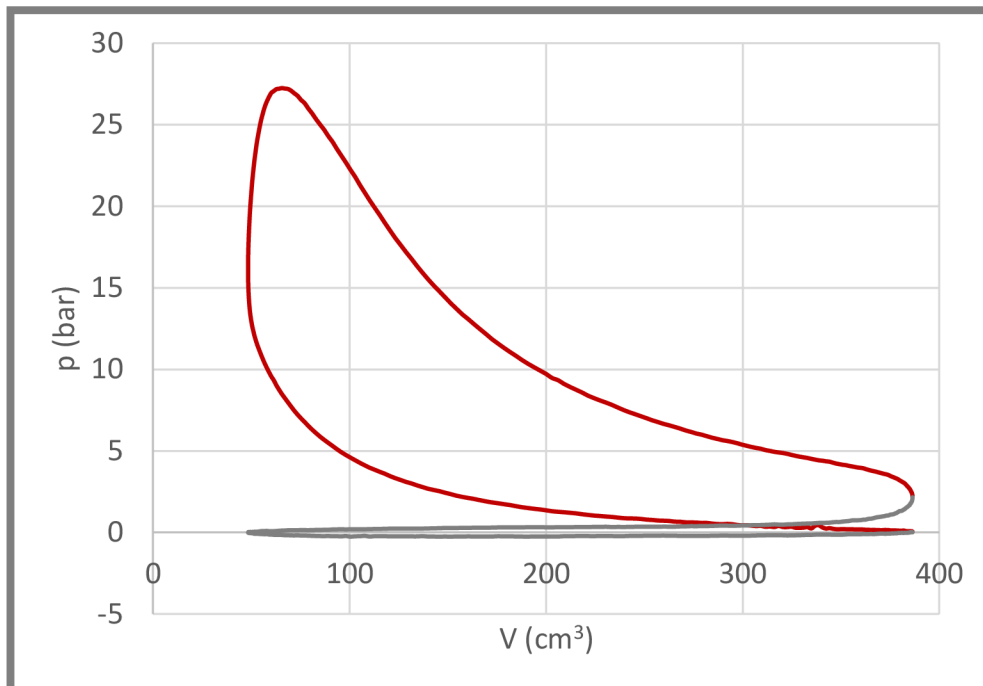
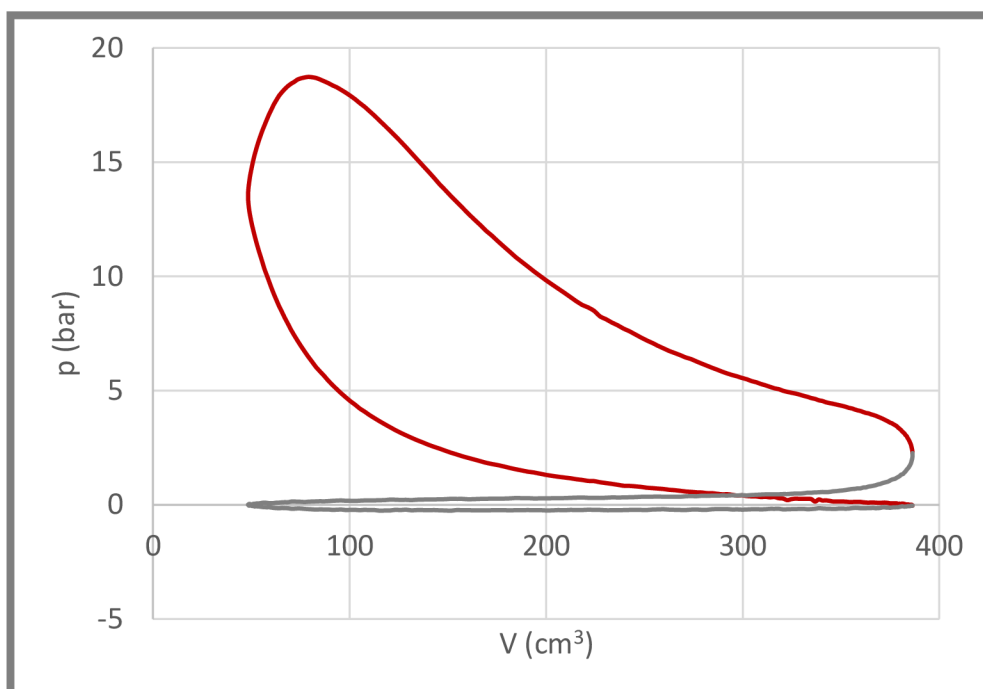
### 5.2.3 Charakteristiky pro $n \approx 2700 \text{ min}^{-1}$

Výsledky měření při nejvyšších otáčkách (graf 11, 12 a 13):

5.2.3



Graf 11 p-V diagram pro  $n = 2696 \text{ min}^{-1}$  a  $29^\circ \text{ BTDC}$

Graf 12 p-V diagram pro  $n = 2700 \text{ min}^{-1}$  a  $23^\circ \text{ BTDC}$ Graf 13 p-V diagram pro  $n = 2692 \text{ min}^{-1}$  a  $17^\circ \text{ BTDC}$



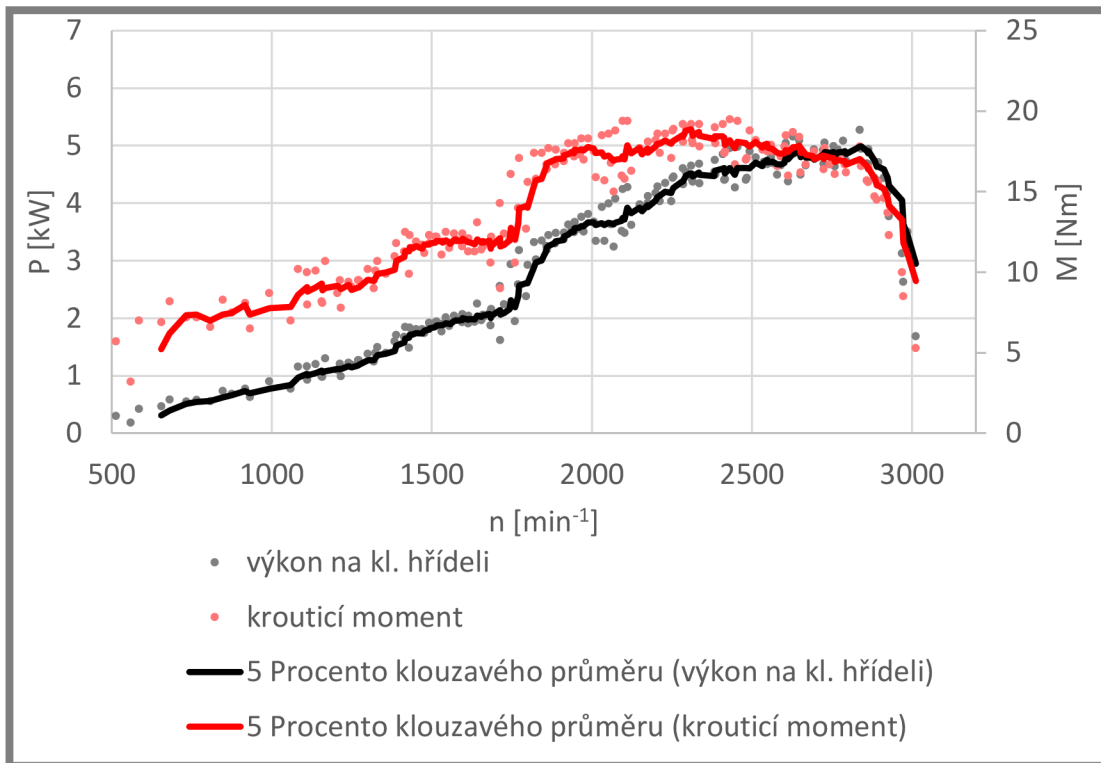
Tab. 4 Charakteristiky pro  $n \approx 2000 \text{ min}^{-1}$ 

$n$	$\alpha_z$	$IMEP$	$IP$
[ $\text{min}^{-1}$ ]	[ $^{\circ}$ BTDC]	[bar]	[kW]
2696	29	8,62	6,55
2700	23	8,63	6,56
2692	17	7,80	5,91
$BMEP$	$BP$	$FC$	$\eta$
[bar]	[kW]	[ $\text{ml}\cdot\text{min}^{-1}$ ]	[%]
7,6	5,79	33,5	88,17
7,77	5,90	36,9	90,08
6,95	5,27	36	89,15

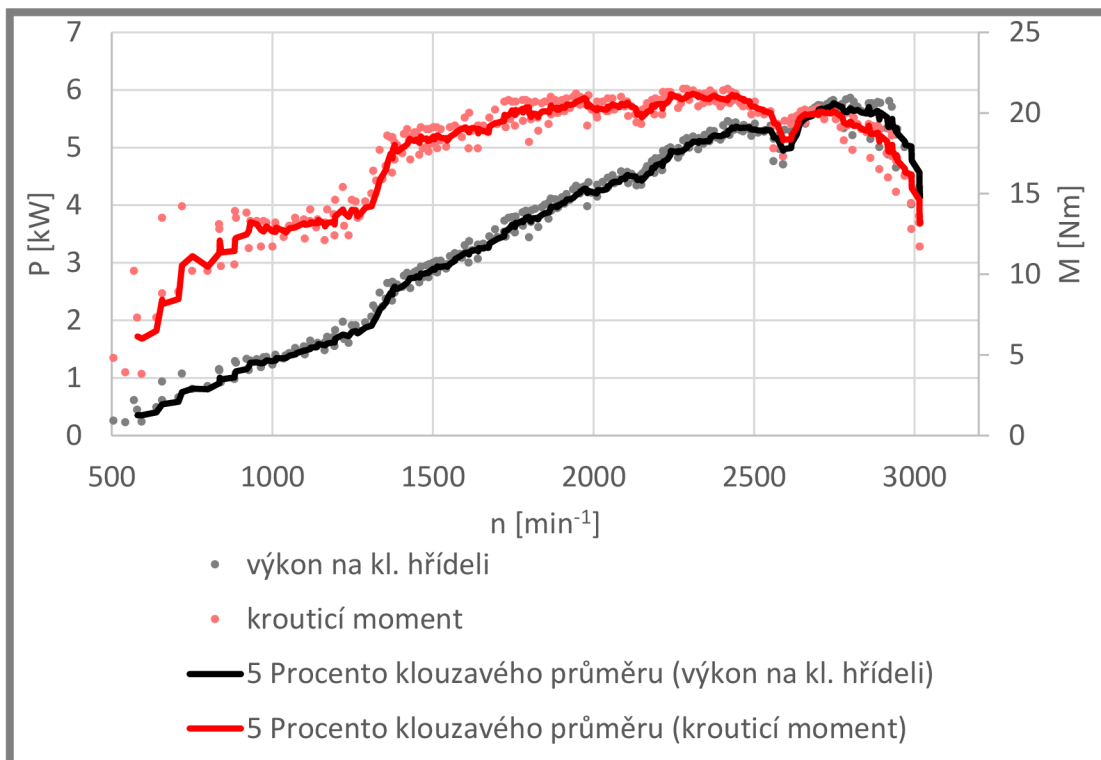
Jak bylo zmíněno v kapitole 1.2, doba prohoření směsi ve válci při konstantním plnění je stále stejná. Jelikož motor již pracuje při vyšších otáčkách, začínají se potlačovat nevýhody většího předstihu. Z tab. 4 vyplývá, že motor při předstihu  $29^{\circ}$  BTDC i  $23^{\circ}$  BTDC podává téměř shodný výkon ( $IP = 6,55 \text{ kW}$ , resp.  $IP = 6,56 \text{ kW}$ ). Při dřívějším zážehu dokonce vykazuje nižší spotřebu paliva. Průběh tlaků v rozsahu  $0 - 10 \text{ bar}$  je velice podobný. Při předstihu  $17^{\circ}$  BTDC dochází k plné expanzi pozdě (přibližně  $32^{\circ}$  za horní úvratí) a tlak se v maximum nedostává přes  $20 \text{ bar}$ . Následkem je nižší výkon při téměř shodné spotřebě s výchozím nastavením. Účinnost je pro všechna tři nastavení opět na podobné úrovni okolo  $90\%$ . Při těchto otáčkách se poprvé výrazněji projevuje škodná práce při plnění válce a vytlačování spalin.

### 5.3 Průběhy výkonu a krouticího momentu

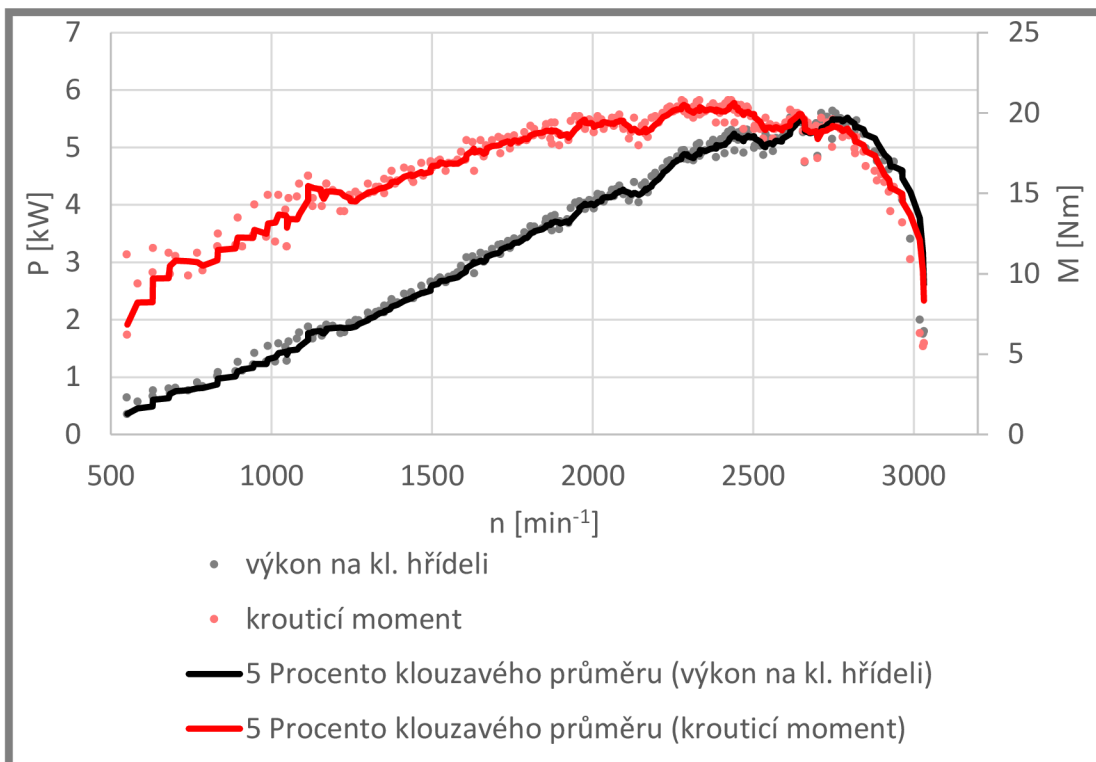
Tyto charakteristiky (grafy 14, 15 a 16) byly zjišťovány pomocí systému VDAS. Pro získání co nejreálnějších výsledků byly pro každé ze tří nastavení předstihu provedeny vždy tři měření při vzorkování po  $0,5 \text{ s}$ . Záznam dat probíhal od nulových otáček do přibližně  $3100 \text{ min}^{-1}$ , kdy zasahuje omezovač. Grafy jsou zobrazeny v rozsahu cca  $500 \text{ min}^{-1}$  až  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Hodnoty byly poté vyneseny do bodového grafu a proloženy spojnici trendu klouzavého průměru. Ten je vypočítáván vždy z pěti po sobě následujících bodů, ze kterých získává střední hodnotu.



Graf 14 Průběh krouticího momentu a výkonu pro předstih 17° BTDC (pro režim vyšších otáček)



Graf 15 Průběh krouticího momentu a výkonu pro předstih 23° BTDC (pro režim vyšších otáček)



Graf 16 Průběh krouticího momentu a výkonu pro předstih 29° BTDC (pro režim vyšších otáček)

## 5.4 Zhodnocení

5.4

Z uvedených závislostí tlaku na objemu a natočení vyplývá, že motor ve všech zkoumaných režimech dává nejlepší výkon s továrně definovanou polohou bodu zážehu (přibližně 23° BTDC). Byť je vliv jeho změny ve všech měřeních patrný, vzhledem k faktu, že motor běžně nedosahuje otáček nad 3000  $\text{min}^{-1}$ , je jeho stálá poloha plně vyhovující. Pouze při otáčkách nad 2700  $\text{min}^{-1}$  může být výhodné nastavit předstih o několik stupňů natočení klikové hřídele dříve. Patrně dojde k mírnému vylepšení poměru spotřeba/výkon. Pozorujeme, že při pracovních otáčkách přibližně od 2000  $\text{min}^{-1}$  výše jsou ztráty (způsobené třením, pohonem ventilového rozvodu, atp.) přibližně 10 %.

Zabývali jsme se především p-V diagramy, jež dávají dobrou představu o probíhajících dějích. Z p- $\alpha$  diagramů byly blíže popsány jen ty, jež pomáhají lépe vyjádřit konkrétní jev. Ostatní z nich jsou uvedeny v příloze A. Obecně můžeme říci, že jsme na žádném z nich nepozorovali sklon k detonačnímu spalování, jak ukazuje obr. 5.

U naměřených průběhů momentu a výkonu jsou zřetelné prudké nárůsty hodnot pro nejmenší předstih v rozmezí otáček 1700  $\text{min}^{-1}$  až 1800  $\text{min}^{-1}$  a také u standardního nastavení přibližně při 1300  $\text{min}^{-1}$ . Tyto jevy jsou s největší pravděpodobností způsobeny přechodem zapalovací cívky ze startovacího nastavení předstihu do pracovního režimu. Dochází k nim při vyšších otáčkách, nežli udává změřená charakteristika v části 5.1. Toto zpoždění se dá vysvětlit již zmíněnou větší mezerou mezi cívkou a budícím magnetem, čehož je následkem snížené indukované napětí. Při největším předstihu není tento nárůst patrný. I tato měření prokázala, že nejvýhodnější z hlediska dosahovaných výkonů je tovární nastavení bodu zážehu (max. výkon na hranici 6 kW). Rovněž krouticí moment je za daných podmínek v širokém rozsahu od 1400  $\text{min}^{-1}$  do 2500  $\text{min}^{-1}$  stabilně na vysokých hodnotách 18 – 21 Nm.

## 6 ZÁVĚR

Primárním cílem této bakalářské práce bylo navrhnout a zkonstruovat mechanismus stavitelného předstihu pro pohonnou jednotku Subaru Robin EH34 za účelem experimentálního ověření vlivu bodu zážehu na charakteristiky tohoto motoru. Tato dodatečná úprava byla uvedena do provozu a je plně funkční, tudíž hlavní cíl práce byl splněn.

Dalším z cílů bylo prozkoumat vliv změny předstihu na charakteristiky motoru. Byly porovnávány  $p-V$  a  $p-\alpha$  diagramy pro tři různé hodnoty otáček a tři nastavení předstihu. Pro stejné hodnoty předstihu jsme naměřili průběhy krouticího momentu a výkonu. Veškerá měření byla provedena pomocí zařízení a softwaru, jimiž je experimentální stanice vybavena. Výsledky jsou zhodnoceny v kapitole 5.

Zprvu se očekávalo, že zapalovací cívka má neměnnou hodnotu bodu zážehu. Potvrdil se však opak a proto byla práce rozšířena o zjištění průběhu předstihu v závislosti na otáčkách pomocí přidaných indukčních kleští.

Aplikovaný mechanismus otevírá nové možnosti v rámci studia chování testovaného motoru za rozličných podmínek. Dává prostor k rozšíření výuky o další edukační úlohy. Dalším posunem v experimentálních možnostech stanice by byla zástavba automaticky měnitelného předstihu v závislosti na otáčkách, buďto mechanickým či elektronickým způsobem. Uvedenými podněty se může zabývat některá z budoucích závěrečných prací.

- [1] STONE, Richard. *Introduction to internal combustion engines*. 4th ed. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012, 494 p. ISBN 978-023-0576-636.
- [2] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles, 2001, 629 s. ISBN 80-859-2076-X.
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [4] Manuály ke stanici Regenerative Engine Test Set TD300, TecEquipment Ltd, Bonsall Street, Long Eaton, Nottingham NG10 2AN, UK.
- [5] *Service Manual: Models EH30, EH34*. Wood Dale: Robin America, Inc. 83 p.
- [6] NOVÁK, M. *Realizace edukačních úloh na experimentální stanici pro testování spalovacích motorů*. 2010. 83s. Diplomová práce na Fakultě strojního inženýrství Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Martin Vrbka.
- [7] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel*. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 444 s. ISBN 80-239-7064-X.
- [8] *VN snímací kleště HVC95 (návod k použití)*. Pardubice: JB-ELEKTRONIK, 2015. 4 s.
- [9] FORMAN, Zdeněk. *Spalovací motory - teorie* [online]. 2015 [cit. 2015-04-29]. Dostupné z: <http://strojarna.webnode.cz/l4/dst/>
- [10] TRIBON, s.r.o. *Technické plasty* [online]. 2015 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.technicke-plasty-tribon.cz/prodej-plastu/prospekty>
- [11] URL: <http://www.subarupower.com/pspecsheet.aspx?pid=11> [cit. 2014-11-08].
- [12] URL: <http://www.amicz.cz/subaru-eh-horizontal-15/> [cit. 2015-05-12]
- [13] URL: <http://www.amicz.cz/produkt/subaru-eh34-prumyslovy-motor-96> [cit. 2015-05-12].

---

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

---

$A_c$ [J]	- celková práce vykonaná během jednoho cyklu
$A_0$ [J]	- dílčí práce cyklu
$BMEP$	- brake mean effective pressure
BNC	- Bayonet Neill-Concelman
$BP$	- brake power
BTDC	- before top dead centre
$E$ [MPa]	- modul pružnosti
ECA	- Engine Cycle Analyser
$IMEP$	- indicated mean effective pressure
$IP$	- indicated power
MBT	- minimum advance for best torque
$M$ [Nm]	- krouticí moment
$n$ [ $s^{-1}$ ]	- otáčky motoru
OHC	- overhead camshaft
OHV	- overhead valves
OS	- otevřený sací ventil
OV	- otevřený výfukový ventil
$P$ [W]	- výkon na klikovém hřídeli
$\bar{p}_b$ [Pa]	- střední užitečný tlak
$P_i$ [W]	- indikovaný výkon
$\bar{p}_i$ [Pa]	- střední indikovaný tlak
USB	- Universal Serial Bus
VDAS	- Versatile Data Acquisition System
$V_z$ [ $m^3$ ]	- zdvihový objem
Z	- zážeh
ZS	- zavřený sací ventil
ZV	- zavřený výfukový ventil
$Z_{ZF}$	- příliš časný bod zážehu
$Z_{ZR}$	- správný bod zážehu
$Z_{ZS}$	- příliš pozdní bod zážehu
$\alpha_z$ [ $^\circ$ BTDC]	- předstih zážehu
$\eta$ [%]	- mechanická účinnost



---

## SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK

---

### Seznam obrázků

<b>Obr. 1</b> Pracovní cyklus čtyřtakového motoru [2]	14
<b>Obr. 2</b> Ottův cyklus v p-V a T-s diagramu [3]	15
<b>Obr. 3</b> Skutečný cyklus čtyřdobého zážehového motoru [3]	15
<b>Obr. 4</b> Střední indikovaný tlak v p-V diagramu [4]	16
<b>Obr. 5</b> Vliv předstihu zážehu $\alpha_z$ na průběh tlaků při spalování [2]	18
<b>Obr. 6</b> Střední užitečný tlak a účinnost motoru v závislosti na bodu zážehu [1]	19
<b>Obr. 7</b> Předčasný a pozdní předstih v porovnání s MBT hodnotou v p- $\alpha$ diagramu [1]	20
<b>Obr. 8</b> Předčasný a pozdní předstih v porovnání s MBT hodnotou v p-V diagramu [1]	20
<b>Obr. 9</b> Motor Subaru Robin EH34 [13]	21
<b>Obr. 10</b> Experimentální stanice v laboratoři ÚK	22
<b>Obr. 11</b> Pohled na motor bez krytu - původní stav	24
<b>Obr. 12</b> Schéma zapojení zapalování motoru Subaru [5]	24
<b>Obr. 13</b> Průběh předstihu v závislosti na otáčkách motoru [5]	25
<b>Obr. 14</b> Vysokonapěťové snímací kleště HVC95-A [8]	26
<b>Obr. 15</b> Pracovní prostředí programu ECA100	27
<b>Obr. 16</b> CAD model	29
<b>Obr. 17</b> Tuhost technických plastů v závislosti na teplotě [10]	30
<b>Obr. 18</b> Výroba dílců na frézce Charly2U	30
<b>Obr. 19</b> Dílce posuvného mechanismu a cívka před sestavením	31
<b>Obr. 20</b> Úprava krytu motoru	32
<b>Obr. 21</b> Zkompletovaný mechanismus	32
<b>Obr. 22</b> Umístění stavěcí matice	32

### Seznam grafů

<b>Graf 1</b> Naměřená charakteristika předstihu	34
<b>Graf 2</b> p-V diagram pro $n = 1311 \text{ min}^{-1}$ a $29^\circ$ BTDC	35
<b>Graf 3</b> p-V diagram pro $n = 1298 \text{ min}^{-1}$ a $20^\circ$ BTDC	36
<b>Graf 4</b> p-V diagram pro $n = 1300 \text{ min}^{-1}$ a $5^\circ$ BTDC	36
<b>Graf 5</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 1300 \text{ min}^{-1}$ a $5^\circ$ BTDC	38
<b>Graf 6</b> p-V diagram pro $n = 2005 \text{ min}^{-1}$ a $29^\circ$ BTDC	38
<b>Graf 7</b> p-V diagram pro $n = 2013 \text{ min}^{-1}$ a $22^\circ$ BTDC	39
<b>Graf 8</b> p-V diagram pro $n = 1999 \text{ min}^{-1}$ a $17^\circ$ BTDC	39
<b>Graf 9</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 2013 \text{ min}^{-1}$ a $22^\circ$ BTDC	40
<b>Graf 10</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 1999 \text{ min}^{-1}$ a $17^\circ$ BTDC	41
<b>Graf 11</b> p-V diagram pro $n = 2696 \text{ min}^{-1}$ a $29^\circ$ BTDC	41
<b>Graf 12</b> p-V diagram pro $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ a $23^\circ$ BTDC	42
<b>Graf 13</b> p-V diagram pro $n = 2692 \text{ min}^{-1}$ a $17^\circ$ BTDC	42
<b>Graf 14</b> Průběh krouticího momentu a výkonu pro předstih $17^\circ$ BTDC (pro režim vyšších otáček)	44
<b>Graf 15</b> Průběh krouticího momentu a výkonu pro předstih $23^\circ$ BTDC (pro režim vyšších otáček)	44

---

<b>Graf 16</b> Průběh krouticího momentu a výkonu pro předstih $29^\circ$ BTDC (pro režim vyšších otáček)	45
<b>Graf 17</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 1311 \text{ min}^{-1}$ a $29^\circ$ BTDC	52
<b>Graf 18</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 1298 \text{ min}^{-1}$ a $20^\circ$ BTDC	52
<b>Graf 19</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 2005 \text{ min}^{-1}$ a $29^\circ$ BTDC	53
<b>Graf 20</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 2696 \text{ min}^{-1}$ a $29^\circ$ BTDC	53
<b>Graf 21</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 2700 \text{ min}^{-1}$ a $23^\circ$ BTDC	53
<b>Graf 22</b> p- $\alpha$ diagram pro $n = 2692 \text{ min}^{-1}$ a $17^\circ$ BTDC	53

### Seznam tabulek

<b>Tab. 1</b> Naměřené hodnoty bodu zážehu	33
<b>Tab. 2</b> Charakteristiky pro $n \approx 1300 \text{ min}^{-1}$	37
<b>Tab. 3</b> Charakteristiky pro $n \approx 2000 \text{ min}^{-1}$	40
<b>Tab. 4</b> Charakteristiky pro $n \approx 2000 \text{ min}^{-1}$	43

---

## SEZNAM PŘÍLOH

---

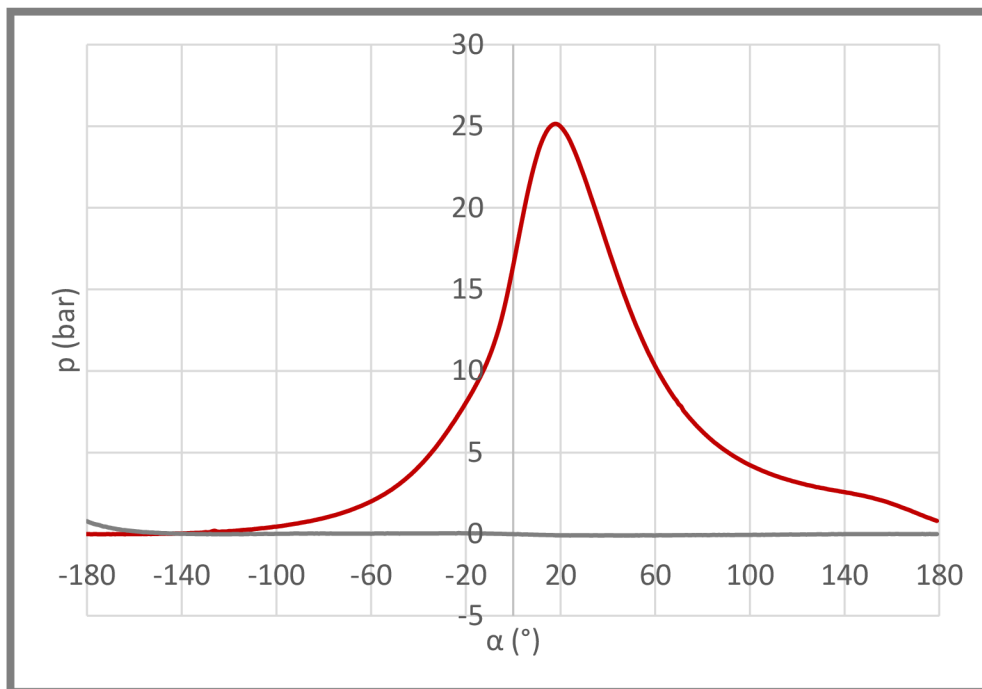
**Příloha A** - Ostatní měřené p- $\alpha$  diagramy

**Příloha B** - Výkresová dokumentace

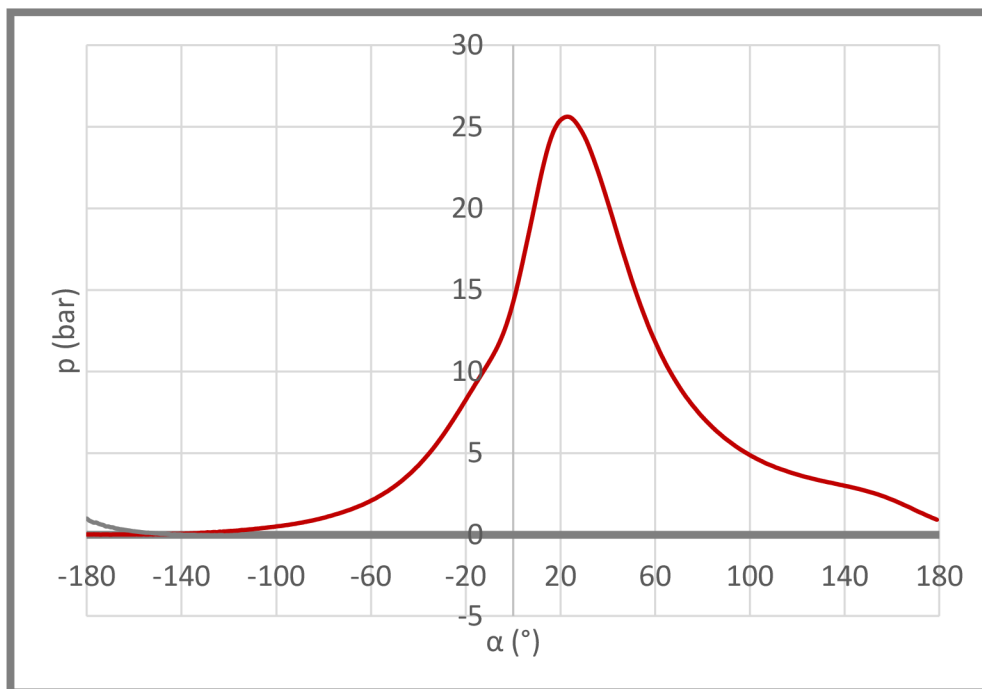
## SAMOSTATNÉ PŘÍLOHY

### Příloha A

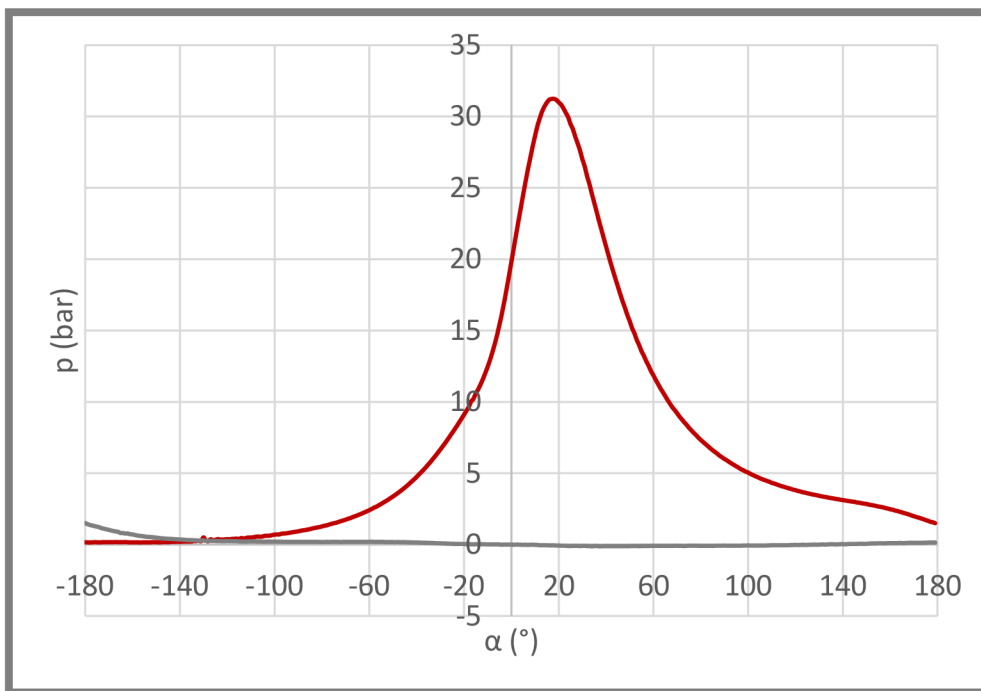
#### Ostatní měřené $p$ - $\alpha$ diagramy



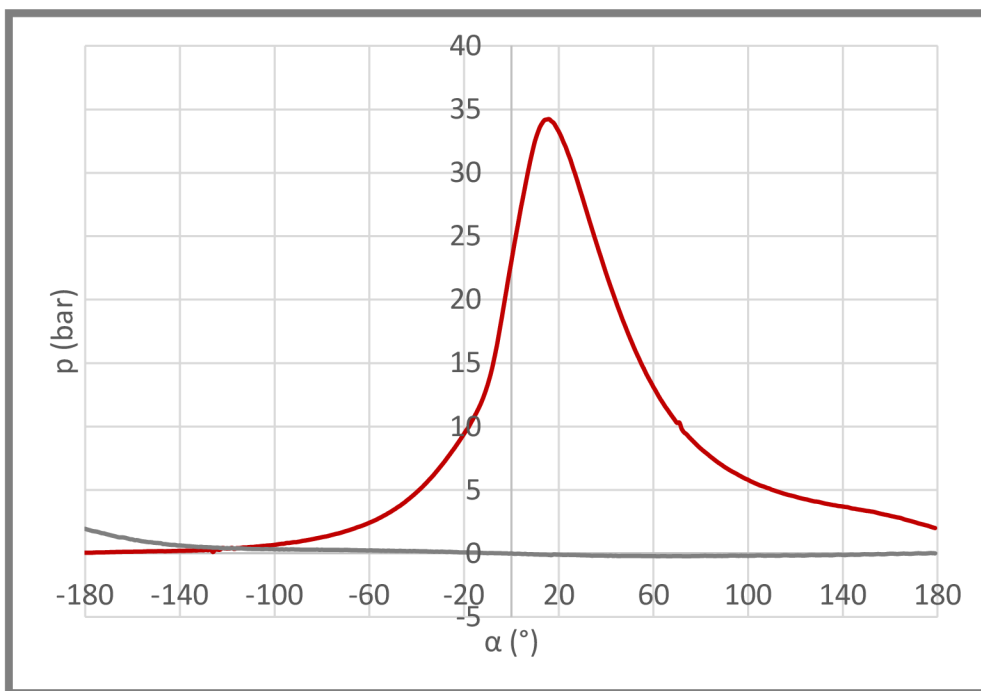
Graf 17  $p$ - $\alpha$  diagram pro  $n = 1311 \text{ min}^{-1}$  a  $29^\circ$  BTDC



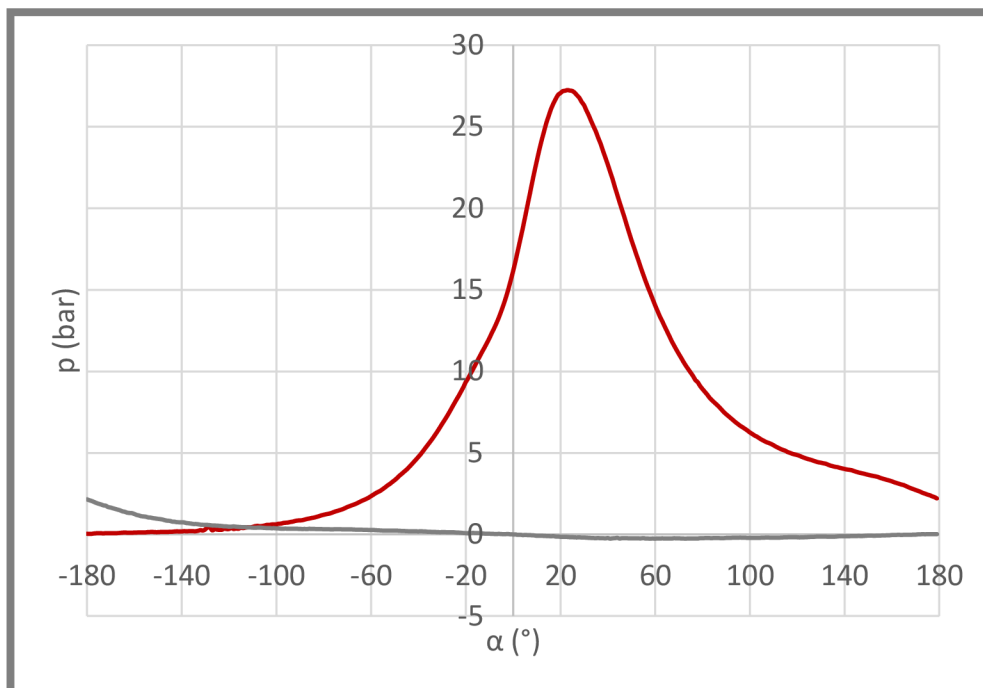
Graf 18  $p$ - $\alpha$  diagram pro  $n = 1298 \text{ min}^{-1}$  a  $20^\circ$  BTDC



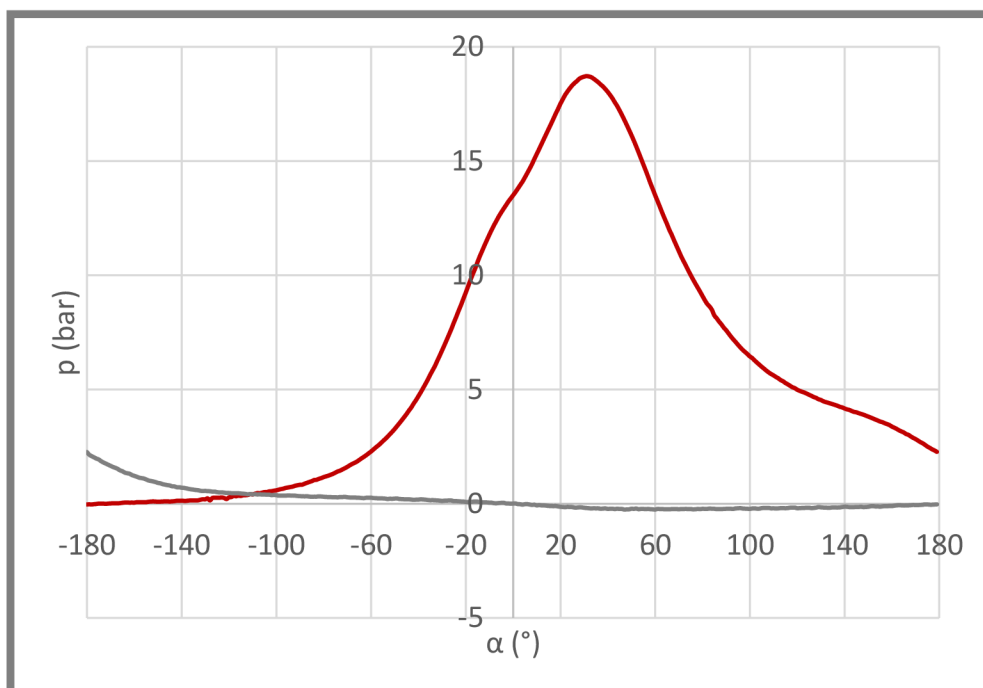
Graf 19 p- $\alpha$  diagram pro  $n = 2005 \text{ min}^{-1}$  a  $29^\circ$  BTDC



Graf 20 p- $\alpha$  diagram pro  $n = 2696 \text{ min}^{-1}$  a  $29^\circ$  BTDC



Graf 21 p- $\alpha$  diagram pro  $n = 2700 \text{ min}^{-1}$  a  $23^\circ$  BTDC



Graf 22 p- $\alpha$  diagram pro  $n = 2692 \text{ min}^{-1}$  a  $17^\circ$  BTDC

## Příloha B

### Výkresová dokumentace

- viz přiložená složka