VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODELY PŘESTUPU TEPLA A PŘÍVODU TEPLA PRO ZÁŽEHOVÉ MOTORY
HEAT TRANSFER MODELS FOR SPARK-IGNITION ENGINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. Martin Ptáček
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Bc. Martin Ptáček**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	**prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.**
Akademický rok:	2019/20

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 diplomové práce:

Modely přestupu tepla a přívodu tepla pro zážehové motory

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

0D modelování tepelných cyklů spalovacích motorů je stále populární při návrhu a analýze spalovacích motorů. Příkladem vývojového nástroje založeném na tomto principu je GT–Suite. Uživatel, který chce využít všechny možnosti, by měl být orientován ve fyzikálních základech, na kterých je postaven. Proto je vhodné některé přístupy v 0D modelování prozkoumat samostatně pomocí skriptů v MATLABu.

Cíle diplomové práce:

Cílem je vytvořit sadu skriptů v MATLABu pro výpočty přestupu tepla a modelování přívodu tepla spalováním pro zážehové motory. Na základě těchto modelů sestavit kompletní model 0D reálného cyklu motoru a porovnat s daty z indikace tohoto motoru a modelem v GT–Suite. Provést diskusi nad výsledky parametrické studie zpracované pomocí skriptů.

Seznam doporučené literatury:

ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A. Thermodynamics an engineering approach. 8. New York: McGraw-Hill, 2015, 1115 s. ISBN 978-0-07-339817-4.

INCROPERA, Frank, DEWITT, David, BERGMAN, Theodore, LAVINE, Adrienne. Principles of heat and mass transfer. 7th ed., international student version. Singapore: John Wiley, 2013, xxiii, 1048 s. ISBN 978-0-470-64615-1.

BOBER, William. MATLAB essentials: a first course for engineers and scientists. 1. Boca Raton: Taylor&Francis, 2018. ISBN 978-1-138-56328-5.

MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-8--01-05015-6.

BEROUN, Stanislav, PÁV, Karel. Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů: (doplňková skripta pro magisterský studijní program). Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2013. ISBN 978-80-73-2-957-8.

KIRKPATRICK, Allan T., FERGUSON, Colin R.. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Předmětem diplomové práce je modelování termodynamiky zážehového motoru za předpokladu využití průběhu tlaku z indikace. Model vytvořený v softwaru Matlab využívá Vibeho funkci pro uvolňování tepla z paliva a Woschniho vztahy pro výpočet přestupu tepla mezi náplní válce a jeho stěnami. Tento model zahrnuje pouze fázi komprese a expanze, z tohoto důvodu jsou podmínky na počátku komprese a celkové přivedené teplo vypočteny z naměřeného průběhu tlaku z motoru Škoda 1.0 MPI. Vytvoření transparentního modelu pomocí skriptů v Matlabu umožňuje uživatelům lépe si osvojit základy „0-D“ modelování, na kterém jsou postaveny některé komerční řešiče, jako je software GT-Power.

První část práce je zaměřena na základní fyzikální zákonitosti přívodu a přestupu tepla, popis vztahů pro jejich modelování a jejich aplikací. Většina práce je věnována právě modelu v Matlabu, kde je zdůvodněno použití konkrétních vstupních parametrů, popis funkce modelu a studie vlivu jednotlivých parametrů na průběh tlaku. V neposlední řadě je v práci řešena problematika měření spalovacích tlaků a tvorba simulace v softwaru GT-Power pro srovnání s vytvořeným modelem v Matlabu. V závěru práce jsou diskutovány rozdíly mezi vytvořenými simulacemi a motorem 1.0 MPI.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zážehový motor, Vibeho funkce, Woschniho vztahy, měření spalovacích tlaků, Matlab

ABSTRACT

The subject of this diploma thesis is the creation of a spark ignition thermodynamics model using pressure data measured on the actual engine. The model made in Matlab programming language combines Wiebe function for fuel energy release and Woschni correlation for heat transfer between in-cylinder gasses and cylinder walls. The created model contains compression and expansion stroke only, that's why are conditions at the start of compression and total heat addition calculated by measured pressure data from Skoda 1.0 MPI engine. Creation of transparent model by Matlab scripts enables other users to understand the basics of „zero-dimensional“ thermodynamics models properly, which are used by number of commercial solvers such as GT-Power simulation software.

First part of this thesis deals with fundamental laws of heat addition and heat transfer, description of equations for its modelling and application. The major section is devoted to Matlab model, where defined input parameters are mentioned, description of model operation and model parameters influence study. Next parts develops issues of combustion pressure measurement and creation of engine simulation by GT-Power software used for comparison with Matlab model. In the thesis conclusion are simulations and actual engine data differences discussed.

KEYWORDS

Spark ignition engine, Wiebe function, Woschni heat transfer correlation, combustion pressure measurement, Matlab

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PTÁČEK, Martin. *Modely přestupu tepla a přívodu tepla pro zážehové motory*. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124216. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 93 s. Vedoucí práce prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Josefa Štětiny, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020 ……..……..

Martin Ptáček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat panu prof. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za odborné vedení při vypracování této diplomové práce. Dále chci poděkovat Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. a Ing. Martinu Beranovi za pomoc při laboratorním měření.

OBSAH

Úvod **11**

1 Cykly spalovacích motorů **12**
1.1 Termodynamické cykly 12
1.2 Parametry spalovacího prostoru 13
1.3 Parametry cyklů spalovacích motorů 15
1.4 Ottův cyklus 15
1.5 Reálné cykly spalovacích motorů 17

2 Přestup tepla **19**
2.1 Mechanismy přestupu tepla 19
2.1.1 Přestup tepla vedením 19
2.1.2 Přestup tepla prouděním 20
2.1.3 Přenos tepla radiací 21
2.2 Součinitel přestupu tepla 22
2.2.1 Průměrný součinitel přestupu tepla 22
2.2.2 Časově proměnný součinitel přestupu tepla 23

3 Modelování přívodu tepla **25**
3.1 Zážeh směsi a šíření plamene 25
3.2 Teplota a rychlost šíření plamene 27
3.3 Výpočet průběhu uvolňování tepla 28
3.4 Výpočet průběhu tlaku 30

4 Měření spalovacích tlaků **31**
4.1 Popis motoru 1.0 MPI 31
4.2 Indikace spalovacích tlaků 32
4.2.1 Měřící řetězec 32
4.2.2 Snímače tlaku 32
4.2.3 Snímač otáček 34
4.2.4 Zařízení pro sběr naměřených dat 35
4.2.5 Průběh a výsledky měření 36
4.3 Zpracování naměřených dat 37

5 Termodynamický model spalovacího motoru **40**
5.1 Popis funkce modelu 40
5.2 Výpočet podmínek na začátku komprese 41
5.3 Výpočet průběhu uvolňování tepla 42
5.4 Výpočet přestupu tepla 43
5.4.1 Výpočet plochy spalovacího prostoru 43
5.4.2 Volba střední teploty stěny válce 46
5.4.3 Výsledky přestupů tepla 48
5.5 Výsledné průběhy tlaku a parametry cyklu 50

6 Parametrické studie **52**
6.1 Parametry ovlivňující přestup tepla do stěn válce 52
6.1.1 Parametr Vibeho funkce φ_S 52
6.1.2 Parametr Vibeho funkce φ_d 54

6.1.3 Další parametry Vibeho funkce ... 55
6.1.4 Celkové přivedené teplo Q_p ... 57
6.2 Parametry ovlivňující přestup tepla do stěn válce ... 58
6.2.1 Teplota stěny válce ... 58
6.2.2 Plocha kompresního prostoru ... 59
6.2.3 Součinitel přestupu tepla (Woschni) ... 61
6.2.4 Další vztahy pro výpočet přestupu tepla ... 63
6.3 Vliv parametrů na střední indikovaný tlak ... 66

7 Model spalovací motoru v GT Power ... 68
7.1 Popis modelu ... 68
7.2 Vstupní parametry ... 68
7.3 Postup simulace a výsledky ... 70

8 Srovnání simulací s reálným motorem ... 74
8.1 Srovnání průběhů tlaku a významných hodnot ... 74
8.1.1 Srovnání v logaritmickém p-V diagramu ... 75
8.1.2 Srovnání středních indikovaných tlaků ... 77
8.2 Srovnání práce cyklu ... 77
8.3 Hoření paliva a přivedené teplo ... 79
8.4 Srovnání přestupu tepla ... 80
8.4.1 Srovnání modelů součinitele přestupu tepla v GT-Power ... 83
8.4.2 Hledání vhodných parametrů Woschniho vztahu ... 83
8.5 Srovnání vlastností plynů ... 85

Závěr ... 86

Seznam použitých zkratek a symbolů ... 90

Seznam příloh ... 93

ÚVOD

Již dlouhou dobu jsou automobily se spalovacími motory součástmi našich každodenních životů a nedokážeme si představit život bez mobility, kterou nám umožňují. Od počátku jejich existence byla snaha vytvářet výpočtové modely. První snahou o pochopení jejich funkce bylo vytvoření tzv. ideálních cyklů, které jednoduše a názorně vysvětlovaly, co se děje se směsí vzduchu a paliva uvnitř válce motoru. V dnešní době je snahou zvyšování výkonu, snižování spotřeby paliva, a především snižování negativního dopadu spalovacích motorů na životní prostředí, které je ve velké míře prosazováno legislativou. Proto již od 60. let minulého století vznikaly s rozvojem výpočetní techniky termodynamické modely spalovacích motorů, které umožňovaly detailnější popis spalovacího procesu. Postupným vývojem docházelo k jejich zdokonalování až do podoby komplexních nástrojů pro řešení problematiky spalovacích motorů, jako je například software GT-Power. Dalším důležitým nástrojem jsou „3-D“ CFD simulační softwary. Jejich problémem je však vysoká náročnost na výpočetní techniku a čas výpočtu. Z tohoto důvodu stále mnoho výrobců spalovacích motorů používá při jejich vývoji klasické „1-D“ nástroje, jako je již zmiňovaný GT-Power.

Cílem této diplomové práce je vytvořit výpočtový model v softwaru Matlab, který bude počítat průběh tlaku v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele motoru pomocí jednoduchých empirických vztahů pro výpočet přívodu tepla z paliva a přestupu tepla do stěn válce. Na základě vytvořeného modelu je vhodné provést studii, která bude sledovat vliv jednotlivých parametrů na celkový průběh tlaku. Na závěr bude vytvořený model srovnán se simulací v komerčním softwaru GT-Power a s daty naměřenými na reálném motoru. Vytvořený model bude svými rozměry vycházet ze zážehového motoru Škoda 1.0 MPi, se kterým bude následně srovnán. Účelem srovnání bude zhodnocení průběhů sledovaných parametrů a celkové posouzení úspěšnosti vytvořeného modelu.

Nevýhodou komerčních softwarů je, že uživateli není umožněno nahlédnout do algoritmů a tak zjistit, jakým způsobem je konkrétní veličina vypočtena. To umožňuje model sestavený ze skriptů v Matlabu. Jedná se o transparentní kód, ve kterém může uživatel dohledat jednotlivé výpočtové vztahy. To by mu mělo pomoci lépe se zorientovat v dané problematice a pochopit, jak teoretické vztahy použít v praxi. Důležité je také ověřit, zda se výsledky tohoto jednoduchého modelu budou blížit softwaru GT-Power využívanému v praxi.

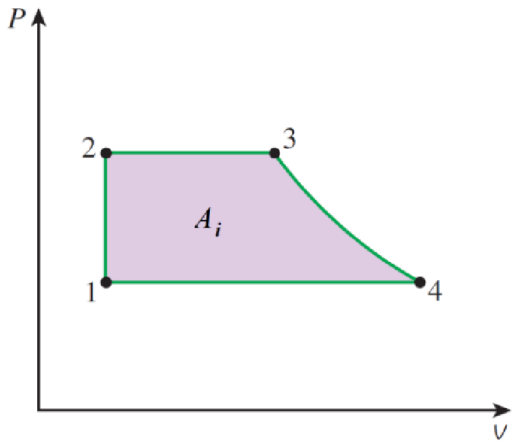
1 CYKLY SPALOVACÍCH MOTORŮ

1.1 TERMODYNAMICKÉ CYKLY

Spalovací motory fungují na principu tepelných strojů. Tepelný stroj získává teplo z horkého zásobníku. Část z tohoto tepla přemění v užitečnou práci a zbylé teplo odevzdá do chladného zásobníku. Tepelné stroje pracují v termodynamických cyklech, které se periodicky opakují. Ke své funkci používají pracovní látku, která se v průběhu termodynamického cyklu mění a na konci cyklu je nahrazena novou látkou se stejnými počátečními vlastnostmi [3].

Termodynamický cyklus se skládá z několika po sobě jdoucích termodynamických dějů. Po provedení těchto dějů, se soustava vrátí do původního stavu. Přímé cykly slouží k získávání práce. Naopak nepřímé práci spotřebovávají.

Cykly spalovacích motorů můžeme porovnávat graficky pomocí diagramů. Základním diagramem pro srovnání spalovacích motorů je diagram závislosti průběhu tlaku na objemu motoru. V *p-V* diagramech představuje plocha ohraničená křivkami jednotlivých dějů práci A_i vykonanou během jednoho cyklu (obr. 1.1) [3]. Hodnoty tlaku budou v celé práci uváděny v jednotce *bar* z důvodu srovnání hodnot s použitou literaturou.



Obr. 1.1 Přímý cyklus v p-V diagramu [3]

Práci jednoho cyklu A_i můžeme získat integrací tlaku podle objemu (rov. 1.1) podél křivky ohraničující plochu na obrázku 1.1 [3].

$$A_i = \int p \cdot dV \tag{1.1}$$

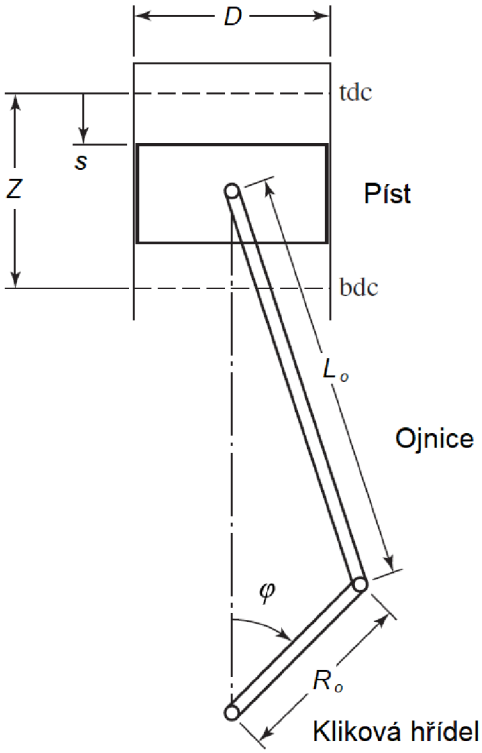
Výkon jednoho válce motoru lze následně určit pouze pomocí práce A_i a otáček motoru (rov. 1.2). Jeden cyklus čtyřdobého zážehového motoru odpovídá dvěma otáčkám klikové hřídele, ze kterých pouze jedna je pracovní. Proto jsou otáčky motoru v rovnici 1.2 děleny dvěma.

$$P_{ind} = \frac{1}{2} \cdot A_i \cdot n_{rpm} \tag{1.2}$$

Rovnice 1.1 a 1.2 vyjadřují indikovanou práci a indikovaný výkon. Indikovaná práce je závislá pouze na průběhu tlaku uvnitř spalovacího prostor. Přímé měření tlaku ve válci motoru nazýváme indikací spalovacích tlaků. Efektivní výkon získáme, pokud od indikovaného výkonu odečteme výkon ztrátový, který je způsoben mechanickým třením. Efektivní výkon lze změřit na klikovém hřídeli pomocí motorového dynamometru. Poměrem efektivního a indikovaného výkonu je mechanická účinnost motoru η_m [1, 2].

1.2 PARAMETRY SPALOVACÍHO PROSTORU

Ve spalovacích motorech se píst pohybuje mezi dolní (*BDC*) a horní úvratí (*TDC*). Hlavními rozměry spalovacího prostoru jsou zdvih *Z*, který vyjadřuje vzdálenost mezi dolní a horní úvratí, a vrtání *D*, které je rovno průměru spalovacího prostoru (viz obr. 1.2). Kompresní objem vyjadřuje minimální objem spalovacího prostoru, kterého je dosaženo, když se píst nachází v horní úvrati. Objem, který vznikne rozdílem objemů v horní a dolní úvrati, se nazývá zdvihový. [3].



Obr. 1.2 Geometrie spalovacího prostoru a klikového mechanismu [1]

Spalovací motory používají k transformaci translačního pohybu na rotační pohyb zkrácený klikový mechanismus, který se skládá z pístu, ojnice a klikové hřídele. Aktuální polohu

klikového mechanismu vyjadřuje úhel natočení klikového hřídele φ (viz obr. 1.2). Pokud platí $\varphi = 0$ °, píst se nachází v horní úvrati a při $\varphi = 180$ ° se píst nachází v dolní úvrati. Úhel natočení klikového hřídele slouží k výpočtu změny objemu spalovacího prostoru během pohybu klikového mechanizmu. [1].

Maximálního objemu spalovacího prostoru je dosaženo, když je píst v dolní úvrati, naopak objem spalovacího prostoru je nejmenší, pokud je píst v horní úvrati. Poměr maximálního a minimálního objemu spalovacího prostoru se nazývá kompresní poměr ε (rov. 1.3).

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_c + V_z}{V_c} \tag{1.3}$$

Zdvihový objem se určuje podle rovnice 1.4. Objem v dolní úvrati V_1 vyjadřuje součet zdvihového a kompresního objemu.

$$V_z = V_1 - V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \tag{1.4}$$

Kompresní objem lze určit vyjádřením z rovnice 1.3 jako funkci zdvihového objemu a kompresního poměru (rov. 1.5).

$$V_c = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \tag{1.5}$$

Objem válce v závislosti na vzdálenosti pístu od horní úvrati s, definuje rovnice 1.6. Vyjádřením vzdálenosti s v závislosti na úhlu φ (viz obr. 1.2), vznikne rovnice 1.7 [2, 4].

$$V = V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \tag{1.6}$$

$$V(\varphi) = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} + \frac{V_z}{2} \cdot \left[1 + \frac{L_o}{R_o} - cos\,\varphi - \left(\left(\frac{L_o}{R_o}\right)^2 - sin^2\,\varphi\right)^{\frac{1}{2}}\right] \tag{1.7}$$

Pro výpočet přestupu tepla mezi pracovní látkou a stěnami válce, je nutné znát také plochu stěn spalovacího prostoru v závislosti na úhlu φ. Plochu stěn spalovacího prostoru lze rozdělit na plochu při maximální kompresi S_0, která je konstantní a na plochu stěny válce, která se mění při změně úhlu φ (rov. 1.8). Vyjádřením vzdálenosti s z rovnice 1.6 a dosazením do vztahu 1.8 získáme rovnici 1.9 [1].

$$S = S_0 + \pi \cdot D \cdot s \tag{1.8}$$

$$S(\varphi) = S_0 + \frac{4}{D} \cdot (V(\varphi) - V_c) \tag{1.9}$$

1.3 PARAMETRY CYKLŮ SPALOVACÍCH MOTORŮ

Hlavním úkolem spalovacích motorů je vytvářet práci. Schopnost tepelných stojů vykonávat užitečnou práci reprezentuje termická účinnost η_t. Termická účinnost vyjadřuje podíl mezi vykonanou prací a přivedeným teplem během jednoho cyklu. Práci cyklu lze určit jako rozdíl přivedeného a odvedeného tepla (rov. 1.10) [3].

$$\eta_t = \frac{A_i}{Q_P} = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_P} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_P} \tag{1.10}$$

Termická účinnost umožňuje porovnávat efektivitu cyklů spalovacích motorů na základě vykonané práce a přivedeného tepla. Dalším parametrem pro srovnávání cyklů je střední teoretický tlak, který vyjadřuje množství vykonané práce během cyklu na jednotku zdvihového objemu (rov. 1.11). Střední teoretický tlak je fiktivní tlak, který by při působení v průběhu jednoho zdvihu, vykonal stejné množství práce, jako skutečný spalovací motor během jednoho cyklu. Střední tlak je vhodný pro porovnání motorů s různým zdvihovým objemem. Pokud k výpočtu použijeme indikovanou práci, mluvíme o středním indikovaném tlaku [1,2,3].

$$p_i = \frac{A_i}{V_z} = \frac{2 \cdot P_i}{n_{rpm} \cdot V_z} \tag{1.11}$$

Dalším parametrem, který se používá při porovnávání cyklů spalovacích motorů je měrná efektivní spotřeba m_{pe}, která vyjadřuje, jak efektivně dokáže přeměnit motor dodanou energie z paliva na práci. Měrná efektivní spotřeba je poměrem hmotnostní toku paliva a efektivního výkonu (rov. 1.12). Nejlepší spalovací motory mají hodnotu měrné efektivní spotřeby pod 200 $g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$ [2].

$$m_{pe} = \frac{\dot{m}_p}{P_e} = \frac{\dot{m}_p}{\eta_m \cdot P_i} \tag{1.12}$$

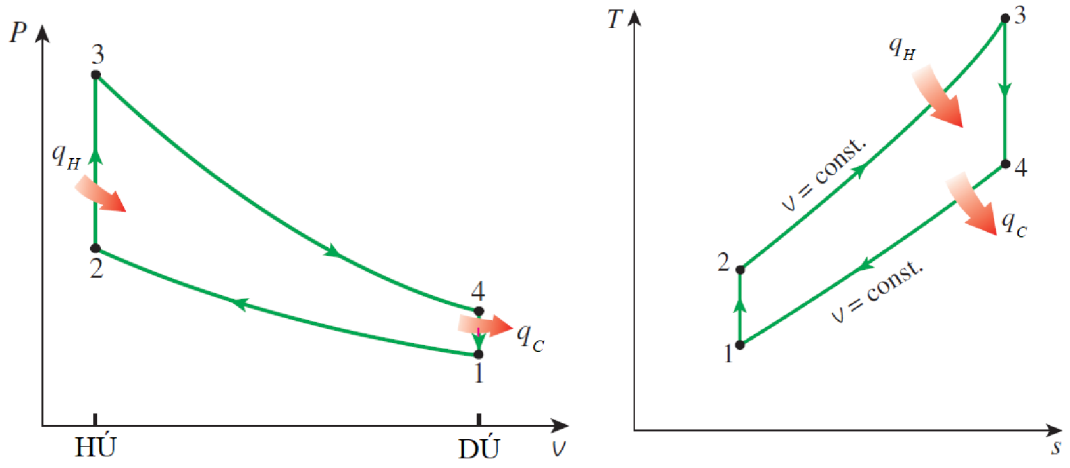
Měrná efektivní spotřeba je vhodná pro porovnávání skutečných motorů za provozu. Při tvorbě počítačových simulací je jednodušší počítat s měrnou indikovanou spotřebou m_{pi}, protože nevyžaduje znalost mechanické účinnosti [1]. Měrná indikovaná spotřeba vyjadřuje podíl hmotnosti přivedeného paliva během jednoho cyklu a indikované práce (rov. 1.13).

$$m_{pi} = \frac{m_p}{A_i} \tag{1.13}$$

1.4 OTTŮV CYKLUS

Ottův cyklus je idealizovaným cyklem čtyřdobého zážehového motoru, který se skládá ze sání, komprese, expanze a výfuku. V průběhu jedné doby vykoná klikový hřídel motoru polovinu otáčky. Píst spalovacího motoru se pohybuje mezi horní (*HÚ*) a dolní úvratí (*DÚ*) [1, 3].

Ottův cyklus se skládá z adiabatické komprese (1-2), izochorického přívodu tepla (2-3), adiabatické komprese (3-4) a izochorického odvodu tepla (4-1). Během děje 2-3 je přivedeno měrné teplo q_h a během děje 4-1 je odvedeno měrné teplo q_c. Ottův cyklus je znázorněn na obrázku 1.3 [3].



Obr. 1.3 p-V a T-s diagram Ottova cyklu [3]

Termickou účinnost Ottova cyklu lze získat z rovnice 1.10 dosazením vztahů pro výpočet přivedeného a odvedeného tepla. Následnou úpravou získáme vztah 1.12.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{1.12}$$

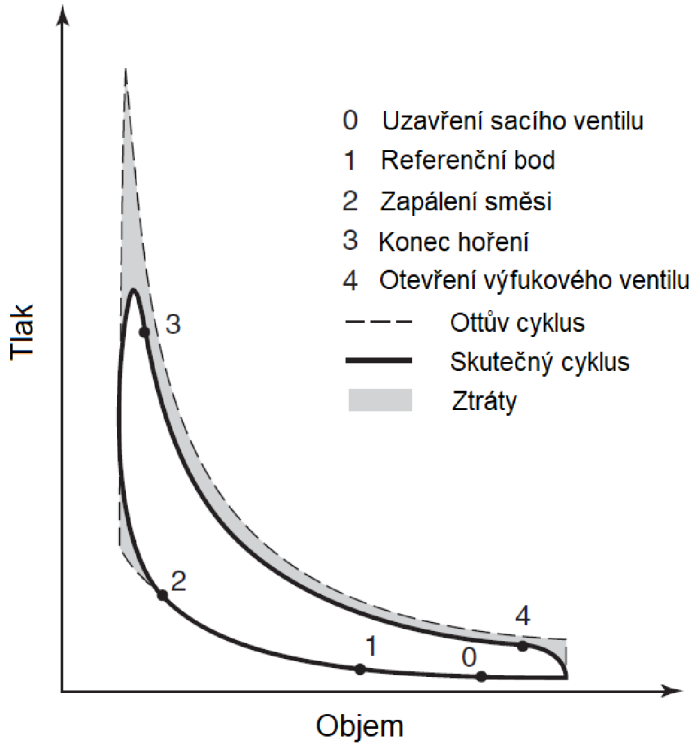
Podle rovnice 1.12 roste účinnost Ottova cyklu s rostoucím kompresním poměrem ε motoru a Poissonovou konstantou pracovní látky κ. U zážehových motorů dochází při zvyšování kompresního poměru k růstu teploty až dojde ke samovznícení směsi benzínu se vzduchem. Následuje tzv. detonační hoření, které poškozuje motor. Odolnost vůči samovznícení lze zvýšit zvyšováním oktanového čísla benzínu přidáním aditiv [1, 3].

Zvyšování účinnosti zážehových motorů pomocí Poissonovy konstanty je problematické. Poissonova konstanta roste s klesajícím počtem atomů v molekule pracovní látky. Nejvyšší hodnotu mají tedy jedno-atomové plyny. Ideální Ottův cyklus uvažuje jako pracovní látku dvou-atomový vzduch. Ve skutečný cyklech se vyskytují plyny s více atomy jako je např. oxid uhličitý CO_2. Hodnota Poissonovy konstanty navíc klesá s rostoucí teplotou, proto je hodnota Poissonovy konstanty u reálných motorů ještě nižší [3].

Ottův cyklus je možné použít pouze pro základní výpočty termodynamiky zážehových motorů, protože obsahuje výrazná zjednodušení. Spalování pracovní látky je tak rychlé, že probíhá okamžitě beze změny objemu. Pracovní látkou je vzduch, jehož vlastnosti se v průběhu termodynamického cyklu nemění. Uvažuje uzavřenou soustavu, a proto neobsahuje sání a výfuk jako součást cyklu spalovacího motoru. Rovnici 1.12 nelze u skutečných motorů použít, protože účinnost spalovacích motorů je ovlivněna i dalšími skutečnostmi, které budou uvedeny v následujících kapitolách [1, 3].

1.5 REÁLNÉ CYKLY SPALOVACÍCH MOTORŮ

U reálných cyklů se vyskytuje mnoho odchylek od idealizovaných cyklů spalovacích motorů. Všechny tyto odchylky způsobují nižší účinnost u skutečných motorů. Rozdíl mezi p-V diagramem Ottova cyklu a reálného cyklu zobrazuje obr. 1.4. Plocha skutečného cyklu je přibližně rovna 80 % plochy odpovídajícího Ottova cyklu [2]. Hodnota, která vznikne podělením velikostí těchto ploch, je označována jako účinnost plnosti indikátorového diagramu. Rozdílem těchto ploch je práce, která zůstane nevyužita z důvodu níže uvedených odchylek od ideálního cyklu (v textu vyznačeny kurzívou) [1, 2].



Obr. 1.4 Srovnání Ottova cyklu se skutečným cyklem [1]

Jednou z odchylek od ideálních cyklů je *přestup tepla* mezi pracovní látkou a stěnami válce motoru. Při kompresi dochází k přestupu tepla ze stěn do směsi vzduchu s benzínem, tento efekt je však téměř zanedbatelný. Mnohem důležitější je přestup tepla ze spalin do stěn válce při expanzi. Tyto tepelné ztráty snižují celkovou účinnost spalovacího motoru [2].

Další odlišností je způsob *přívodu tepla* do motoru, který neprobíhá za stálého objemu jako u Ottova cyklu. Přívod tepla začíná běžně 10 ° až 40 ° natočení klikového hřídele před horní úvratí (viz obr. 1.4) a končí 30 ° až 40 ° za horní úvratí [2]. Maximálního tlaku není dosaženo přímo při kompresním objemu, nýbrž přibližně 15 ° za horní úvratí v závislosti na zvoleném úhlu předstihu. Hodnota maximálního tlaku je skutečných motorů nižší, protože maximálního tlaku je dosaženo při větším objemu. Nižší hodnota maximálního tlaku je též způsobena přestupem tepla [1, 2].

Ideální cykly uvažují jako pracovní médium vzduch, které má v průběhu cyklu neměnné vlastnosti. U zážehových motorů vstupuje vzduch složený z kyslíku a dusíku s benzínem, který se skládá z velkého množství uhlovodíků. Po zážehu této směsi dochází k chemické reakci řízenou spalovací rovnicí, která určuje složení produktů této reakce. Pro dokonalé spálení 1 kg benzínu je zapotřebí přibližně 14,8 kg vzduchu. Tento poměr vzduchu a paliva se nazývá stechiometrický. Při dokonalém spalování jsou produkty spalovaní pouze oxid uhličitý, voda a nevázaný dusík. Pokud není dodržen stechiometrický poměr, hovoříme o nedokonalém spalování, při němž vzniká dále oxid uhelnatý, oxidy dusíku a nespálené uhlovodíky [1, 2, 3].

Vlivem neustálé změny v chemickém složení pracovní látky, dochází ke změnám *termodynamických vlastností plynů*. Měrné tepelné kapacity i Poissonova konstanta jsou závislé na aktuálním chemickém složení pracovní látky a na teplotě. S rostoucí teplotou rostou hodnoty tepelných kapacit, naopak hodnota Poissonovy konstanty klesá [18].

Po každém cyklu zůstává v motoru *nespálená směs*, která je složená ze zbytků paliva, vzduchu, a především z produktů hoření. Složení těchto zbytkových plynů se během sání a komprese téměř nemění, protože chemické reakce jsou zamrzlé vlivem nízké teploty. Hoření se řídí spalovací rovnicí a během expanze reakce zpomalují až se zastaví úplně a proces se opakuje. Množství zbytkových plynů se pohybuje přibližně od 7 % při plném zatížení motoru až do 20 % při nízké zátěži [1, 2].

Před dolní úvratí dochází při expanzi k *otevření výfukového ventilu*, po kterém následuje ukončení chemických reakcí vlivem nízkých teplot, případně reakce probíhají ve výfukovém potrubí. Před otevřením výfukového ventilu však nejsou veškeré reakce ukončené a z motoru odcházejí produkty, které by byly ještě spalitelné a mohly tak konat užitečnou práci. Tyto nevyužité uhlovodíky mohou dosahovat až 5 % z celkového přivedeného paliva. Množství nevyužitého paliva je ovlivněno bohatostí směsi. Poměr využité a nevyužité energie z paliva se nazývá účinnost hoření, která se u zážehových motorů pohybuje kolem 95 % [2].

Růst tlaku ve válci způsobuje *únik části pracovní látky* vlivem netěsnosti spalovacího prostoru. K úniku dochází především mezi pístem, pístními kroužky a stěnou válce. Únik způsobuje snížení množství směsi ve válci [2].

2 PŘESTUP TEPLA

Přestup tepla má u spalovacích motorů velký význam. Během hoření paliva vznikají uvnitř motoru velmi vysoké teploty, které jsou vyšší, než je teplota tání oceli a slitin hliníku. Průměrná teplota uvnitř motoru je sice výrazně nižší než její maximální hodnota, přesto je nezbytné zajistit chlazení kritických částí, jako jsou píst, sací a výfukové ventily, samotné válce a hlava válců. Vysoká teplota těchto částí může u zážehových motorů způsobovat samovznícení směsi a následné klepání. Příliš vysoká teplota válce by způsobila jeho deformaci vlivem teplotní roztažnosti, která by způsobila netěsnost spalovacího prostoru [1]. Dále je také důležité udržovat teplotu vnitřní strany válce pod 180 °C, aby nedocházelo ke snižování mazacích schopností motorového oleje [2]. Proto je důležité navrhnout efektivní chladící soustavu, která předá odvedené teplo z motoru do okolí [1, 2].

2.1 MECHANISMY PŘESTUPU TEPLA

Přestup tepla vyjadřuje přenos tepelné energie vlivem rozdílu teplot [6]. Rozlišujeme tři mechanismy přestupu tepla: *vedení* (kondukce), *proudění* (konvekce) a *záření* (radiace). Tyto mechanismy se liší způsobem, jakým dochází k přestupu tepla a skupenstvím látek, mezi kterými dochází k interakci [5, 6].

2.1.1 PŘESTUP TEPLA VEDENÍM

Přenos tepla kondukcí probíhá u pevných látek a tekutin, které jsou v klidu, vlivem rozdílu teplot. Vedení tepla může probíhat u jednoho objektu, jehož části mají odlišnou teplotu, nebo mezi více objekty o různých teplotách, které jsou ve fyzickém kontaktu. Kondukce se v látkách uskutečňuje na molekulární úrovni. U tekutin probíhá kondukce nárazy molekul s vyšší kinetickou energií do molekul s nižší kinetickou energií. U pevných látek probíhá kmitáním atomů kolem rovnovážné polohy. U elektricky vodivých pevných látek je dominantní přestup tepla vlivem pohybu volných elektronů [2, 5].

Množství tepla přeneseného za jednotku času jednotkovou plochou nazýváme hustota tepelného toku q_w. Hustotu tepelného toku při vedení tepla kondukcí definuje Fourierův zákon. Fourierův zákon pro 1D vedení tepla vyjadřuje rovnice 2.1 [2, 5].

$$q_w = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \tag{2.1}$$

Součinitel tepelné vodivost λ je materiálovou charakteristikou. Záporné znaménko v rovnici 2.1 vyjadřuje skutečnost, že hustota tepelného toku nabývá kladné hodnoty při přestupu tepla z horkého objektu na chladný [5].

2.1.2 PŘESTUP TEPLA PROUDĚNÍM

Přenos tepla konvekcí probíhá mezi tekutinami, které jsou vůči sobě v pohybu, a mezi povrchem pevné látky, který je v kontaktu s pohybující se tekutinou. Při studiu konvekce mezi povrchem pevného tělesa a tekutiny je nutné zahrnout poznatky z mechaniky tekutin. Na hranici povrchu pevné látky a tekutiny vzniká oblast, která se nazývá mezní vrstva. V rychlostní mezní vrstvě dochází ke změně rychlosti od nuly na povrchu pevné látky do hodnoty u_∞, která vyjadřuje rychlost tekutiny v dostatečné vzdálenosti od povrchu pevné látky. Teplotní mezní vrstva je oblast mezi povrchem tělesa o teplotě T_w a ustálenou teplotou tekutiny T_∞. Pokud jsou tyto teplota rozdílné, dochází k přestupu tepla [2, 5, 6]. Přestup tepla v mezní vrstvě je ovlivněn jak náhodným pohybem jednotlivých molekul, tak celkovým pohybem tekutiny. Rychlost tekutiny na horkém povrchu je nulová, proto zde dochází k přestupu tepla pouze vlivem pohybu molekul tekutiny. Teplo, které se přenese z horkého povrchu do mezní vrstvy, je unášeno ve směru pohybu tekutiny až nakonec mezní vrstvu opustí [6].

V mezní vrstvě vznikají smyková napětí mezi vrstvami tekutiny. Smyková napětí působí v rovinách rovnoběžných s vektorem rychlosti a závisí na rychlostním gradientu tekutiny a dynamické viskozitě (rov. 2.2) [2, 5, 6].

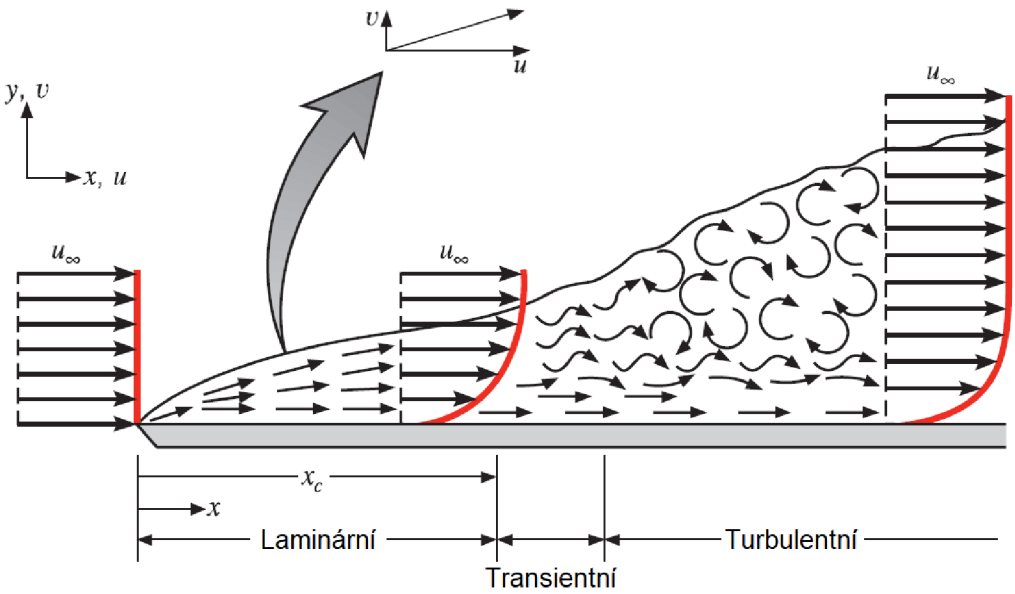
$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} \tag{2.2}$$

Podělením dynamické viskozity μ hustotou tekutiny ρ získáme kinematickou viskozitu υ (rov. 2.3).

$$\upsilon = \frac{\mu}{\rho} \tag{2.3}$$

Konvekci rozdělujeme podle zdroje proudění na přirozenou a nucenou. Při nucené konvekci je proudění způsobeno externími zdroji jako je vítr či větrák, nebo v případě kapalin čerpadlo. Přirozená konvekce vzniká u proudění, které je způsobeno vztlakovými silami vlivem rozdílné hustoty v tekutině. Příčinou změny hustoty je proměnlivost teploty tekutiny [6].

U proudění tekutin rozlišujeme laminární, přechodové (transientní) a turbulentní proudění. Rozdíly mezi druhy proudění jsou zřejmé z obrázku 2.1, který zobrazuje proudění tekutiny na povrchu desky. Pohyb tekutiny je charakterizován rychlostí ve směru osy x a y. Pohyb tekutiny ve směru y je způsoben zpomalováním tekutiny poblíž povrchu desky. Proto s rostoucí souřadnicí x roste i tloušťka mezní vrstvy. Laminární proudění je charakterizováno uspořádaným pohybem částic, které se pohybují podél proudnic. Transientní proudění vyjadřuje přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním. Turbulentní proudění je charakterizováno náhodným pohybem částic. Jednotlivé vrstvy tekutiny se neuspořádaně mísí mezi sebou. Vlivem neuspořádaného pohybu dochází k unášení pomalu se pohybující tekutiny od povrchu desky. Vlastnosti turbulentního proudění nejsou v danou chvíli konstantní, ale dochází k významným změnám hodnot. Turbulentní proudění má náhodný charakter, proto je velmi složité ho matematicky popsat [5, 6]. Rychlostní profil laminárního a turbulentního proudění je zobrazen na obrázku 2.1 (uprostřed a vpravo).



Obr. 2.1 Proudění tekutiny na povrchu desky [6]

Hustotu tepelného toku při přestupu tepla konvekcí mezi povrchem tělesa o teplotě T_w a tekutinou o teplotě T vyjadřuje podle Newtonova zákona rovnice 2.4 [2].

$$q_w = \alpha \cdot (T_w - T) \tag{2.4}$$

Součinitel přestupu tepla α je závislý na geometrii, na vlastnostech tekutiny a na rychlosti proudění tekutiny [5]. Součinitel přestupu tepla nabývá široké škály hodnot a velmi se liší pro různé aplikace přestupu tepla. Cílem je tedy určit co nejpřesnější hodnotu. Výpočet součinitele přestupu tepla bude předmětem dalších kapitol.

2.1.3 PŘENOS TEPLA RADIACÍ

Přenos tepla radiací probíhá na základě vyzařování a absorpce elektromagnetických vln mezi povrchy těles, které mají nenulovou teplotu. Elektromagnetické záření je charakterizováno vlnovou délkou. V případě přenosu tepla radiací mluvíme o tepelném záření. Při přenosu tepla radiací se většina tepla vyzáří ve vlnách o vlnové délce 0,1 až 100 µm [5]. Přenos tepla zářením nevyžaduje přítomnost média, probíhá tedy i ve vakuu, kde je nejefektivnější. Těleso, jehož povrch vyzařuje a pohlcuje veškeré záření, nazýváme černé těleso. Emisivita ε_r vyjadřuje schopnost povrchu tělesa vyzařovat energii vzhledem k černému tělesu. Hustota tepelného toku mezi dvěma rovnoběžnými deskami, mezi kterými je vakuum, definuje rovnice 2.5 [2, 5, 6].

$$q_w = \varepsilon_r \cdot \sigma \cdot (T_a^4 - T_b^4) \tag{2.5}$$

Stefan-Boltzmanova konstanta σ je rovna $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$. Emisivita černého tělesa je rovna jedné. Většina objektů však nejsou černá tělesa, proto jejich emisivita nabývá hodnot od 0 do 1. Emisivita reálných těles závisí na materiálu tělesa a na úpravě jeho povrchu [2, 6].

2.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA

Ve spalovacích motorech dochází k přestupu tepla konvekcí z plynů uvnitř spalovacího prostoru do stěn válce, pístů, ventilů a hlavy válců. Skrz stěny válce a hlavu válců probíhá přestup tepla kondukcí. Přestup tepla z komponent motoru do okolního vzduchu nebo chladící kapaliny probíhá opět konvekcí. Přestup tepla radiací má znatelný význam u vznětových motorů, u zážehových motorů ho lze zanedbat [2].

Přestup tepla ve spalovacích motorech se řídí rovnicí 2.4, kde je největším problémem určení součinitele přestupu tepla α [6]. Při jednoduchých výpočtech lze uvažovat průměrný součinitel přestupu tepla v průběhu celého cyklu motoru. Pro složitější výpočty se počítá s časově proměnným součinitelem α, který je funkcí úhlu natočení klikového hřídele φ. U CFD simulací se počítá i s lokálně a časově proměnným součinitelem α, který se liší pro různé části spalovacího prostoru [1]. Znalost součinitele přestupu tepla pro jednotlivé oblasti spalovacího prostoru je nutná pro teplotní analýzu metody konečných prvků [2]. V následujících kapitolách se budeme zabývat pouze průměrným a časově proměnným součinitelem přestupu tepla.

2.2.1 PRŮMĚRNÝ SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA

Hodnotu průměrného součinitele přestupu α lze určit pomocí bezrozměrných podobnostních čísel. Podobnostní čísla potřebná pro určení součinitele přestupu tepla při nucené konvekci jsou: Nusseltovo (rov. 2.6), Reynoldsovo (rov. 2.7) a Prandtlovo [1]. Prandtlovo číslo je fyzikální vlastností a jeho hodnotu lze nalézt v literatuře [6].

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \tag{2.6}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} = \frac{u \cdot D}{\upsilon} \tag{2.7}$$

Reynoldsovo číslo vyjadřuje poměr mezi setrvačnými silami a třecími silami uvnitř tekutiny [6]. Pokud je Reynoldsovo číslo malé, setrvačné síly jsou zanedbatelné, veškeré neuspořádané pohyby tekutiny jsou utlumeny a proudění zůstává laminární. Naopak pro velké hodnoty Reynoldsova čísla jsou setrvačné síly dostatečně velké, že neuspořádané pohyby tekutiny přejdou do turbulentního proudění [6]. Pro proudění uvnitř kruhové trubky považujeme proudění při hodnotě Reynoldsova čísla menší než 2300 za laminární. Mezi hodnotami 2300 a 10 000 je proudění přechodové (transientní). Pokud je Reynoldsovo číslo

větší než 10 000, považujeme proudění za zcela turbulentní [5]. Tyto hodnoty jsou pouze orientační a pro různé aplikace se budou lišit.

Nusseltovo číslo vyjadřuje bezrozměrný teplotní gradient na povrchu tělesa a slouží primárně pro určování součinitele přestupu tepla α [5, 6]. Při nucené konvekci se hodnota Nusseltova čísla liší pro různé kombinace Reynoldsova a Prandtlova čísla. Tuto závislost lze vyjádřit rovnicí 2.8 [1, 6].

$$Nu = E \cdot Re^{F} \cdot Pr^{G} \tag{2.8}$$

Koeficienty E, F, G závisí na geometrii povrchu a na druhu proudění. Hodnoty koeficientů se určují experimentálně pro danou geometrii a lze je nalézt v literatuře [6]. Koeficienty pro výpočet Nusseltova čísla v kruhové trubici při turbulentním proudění vyjadřuje rovnice 2.9.

$$Nu = 0{,}023 \cdot Re^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}3} \tag{2.9}$$

Pomocí rovnic 2.6, 2.7 a 2.9 lze určit hodnotu součinitele přestupu tepla α pro proudění tekutiny uvnitř kruhové trubice. Následným dosazením do rovnice 2.4 vypočteme množství tepla, které se předá mezi tekutinou a trubicí.

2.2.2 ČASOVĚ PROMĚNNÝ SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA

Ve spalovacích motorech se v průběhu termodynamického cyklu výrazně mění nejen tlak a teplota, ale i rychlost proudění plynů. Proto není vhodné použít pro celý cyklus jedinou hodnotu součinitele přestupu tepla α, ale počítat hodnotu součinitele jako funkci úhlu natočení klikového hřídele φ [1, 2].

Problematikou spalovacích motorů se v minulém století zabýval *Woschni*, který pomocí experimentu vytvořil sadu vztahů pro výpočet součinitele přestupu tepla [1]. Woschni uvažoval rychlost plynů uvnitř spalovacího prostoru jako součet příspěvku od rychlosti pohybu pístu a příspěvku rychlosti vlivem nárustu tlaku. Během sání, komprese a výfuku je rychlost plynů závislá pouze na střední pístové rychlosti (rov. 2.10). Během hoření a expanze je rychlost závislá jak na střední pístové rychlosti, tak i na změně tlaku uvnitř motoru. Výsledný vztah pro výpočet rychlosti pohybu plynů vyjadřuje rovnice 2.11 [1, 2].

$$u_s = 2 \cdot Z \cdot n_{rpm} \tag{2.10}$$

$$u = C_1 \cdot u_s + C_2 \cdot \frac{V_z \cdot T_1}{P_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_k) \tag{2.11}$$

Veličiny p_1, V_1, T_1 jsou hodnoty tlaku, objemu a teploty v nějakém referenčním bodě. Člen $p - p_k$ je rozdílem celkového tlaku a kompresního tlaku a vyjadřuje změnu tlaku vlivem hoření. Velikost kompresního tlaku určuje rovnice 2.12 [1]. Dosazením rovnic 1.4, 1.5 a 2.12 do rovnice 2.11 vznikne rovnice 2.13.

$$p_k = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\kappa} \tag{2.12}$$

$$u = C_1 \cdot u_s + C_2 \cdot T_1 \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{p}{P_1} - \left(\frac{V}{V_1}\right)^{-\kappa}\right) \tag{2.13}$$

Hodnoty koeficientů C_1 a C_2 se liší podle fáze cyklu spalovacího motoru (tab. 2.1) [2].

Tab. 2.1 Hodnoty koeficientů C_1 a C_2

	C_1 [-]	C_2 [-]
Komprese	2,28	0
Hoření a expanze	2,28	0,00324
Sání a výfuk	6,18	0

Výsledný Woschniho vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla definuje rovnice 2.14. Podle rovnice 2.14 je součinitel přestupu tepla α funkcí vrtání válce, tlaku, teploty a rychlosti plynů, která je určena rovnicí 2.13. Pro získání součinitele v základních jednotkách je nutné zadat průměr D [m], tlak p [kPa], teplotu T [K] a rychlost plynů u [m.s^{-1}] v rovnici 2.14 [1, 2].

$$\alpha = 3{,}26 \cdot D^{-0{,}2} \cdot p^{0{,}8} \cdot T^{-0{,}55} \cdot u^{0{,}8} \tag{2.14}$$

Pokud vyjádříme všechny proměnné v rovnici 2.14 s výjimkou vrtání D jako funkci úhlu natočení klikového hřídele φ, získáme součinitel přestupu tepla ve tvaru $\alpha = f(\varphi)$. Tepelný tok je roven množství tepla, které přestoupí mezi pracovní látkou a stěnami spalovacího prostoru při změně polohy pístu. Velikost tohoto tepla lze vypočítat pomocí diferenciální rovnice 2.15 [1].

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \alpha(\varphi) \cdot S(\varphi) \cdot (T(\varphi) - T_w) \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot n_{rpm}} \tag{2.15}$$

Součinitel přestupu tepla $\alpha(\varphi)$ definuje rovnice 2.14 a výpočet plochy $S(\varphi)$ definuje rovnice 1.9. Teplotu stěny T_w budeme v tuto chvíli považovat za konstantní, v následujících kapitolách bude zkoumán její vliv na velikost tepelného toku.

3 MODELOVÁNÍ PŘÍVODU TEPLA

Uvolňování tepla z paliva patří k nejsložitějším procesům ve spalovacích motorech. Tento proces probíhá v prostředí rychle měnících se tlaků a teplot, kde vznikají složité děje, které ovlivňují celkovou termodynamiku motoru [7]. Během hoření dochází zpočátku k pomalému uvolňování tepla, poté dosáhne rychlost uvolňování tepla svého maxima a při dohořívání dojde opět ke snížení rychlosti až k nulové hodnotě. Průběh hoření je ovlivněn typem paliva a také poměrem přivedeného vzduchu a paliva [1].

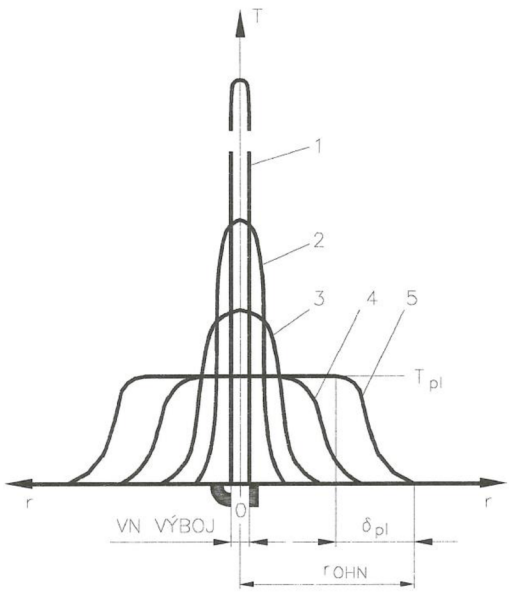
Před samotným spalovacím procesem je zapotřebí vytvořit směs paliva se vzduchem. Rozlišujeme vnější a vnitřní tvorbu. Vnitřní tvorba směsi probíhá přímo ve válci motoru. Vnější tvorba směsi probíhá v sacím potrubí a v sacím kanále v hlavě válců, do motoru tak vstupuje již promísená směs vzduchu a paliva. U zážehových motorů s vnější tvorbou směsi dochází k odpařování benzínu již v sacím traktu a vzniká tak téměř homogenní směs benzínových par se vzduchem [7].

3.1 ZÁŽEH SMĚSI A ŠÍŘENÍ PLAMENE

K zapálení směsi benzínu se vzduchem se v zážehových motorech používá zapalovací svíčka. K zážehu směsi dojde vysokonapěťovým výbojem mezi dvěma elektrodami zapalovací svíčky. Množství potřebné energie k zážehu se odvíjí od bohatosti směsi, kde nejméně energie je potřeba pro zažehnutí stechiometrické směsi [1,7]. Pro zažehnutí směsi je třeba dosáhnout zápalné teploty, která je především ovlivněna aktivační energií E_A [7]. Cílem počáteční fáze hoření je vytvořit ohnisko zážehu, které se bude následně samovolně šířit spalovacím prostorem.

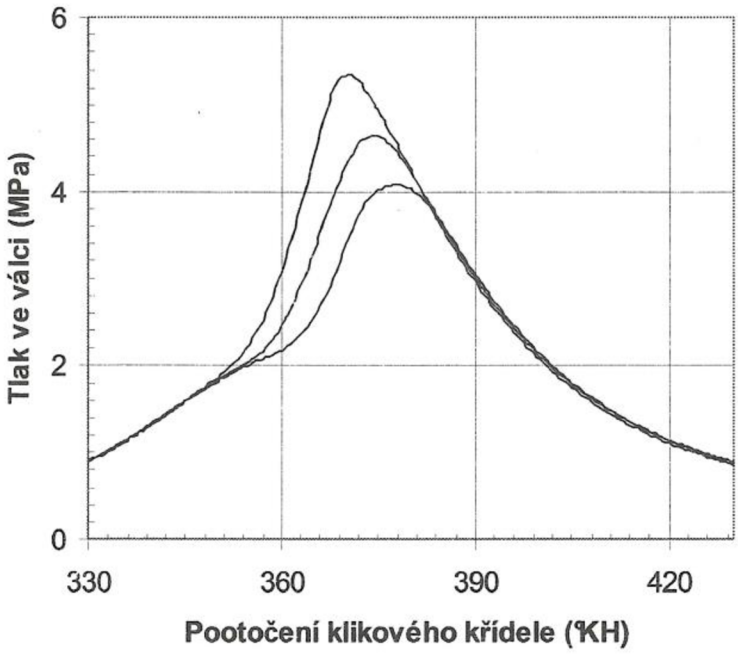
V okamžiku zážehu dojde mezi elektrodami k prudkému nárůstu teploty až na 10 000 °C [7]. Průběh teploty těsně po vysokonapěťovém výboji reprezentuje křivka č. 1 na obrázku 3.1. Po výboji dochází k šíření tepla směrem od zapalovací svíčky. Mezi elektrodami tak dochází k postupnému klesání teploty (křivky č. 2 a 3). V další fázi dochází k postupnému ustálení teploty na hodnotě T_{pl}, protože teplo odváděné z ohniska hoření začíná být kompenzováno uvolňovaným teplem z paliva (křivky č. 4 a 5). Pokud se během této fáze hoření vzniklo dostatečně velké ohnisko o poloměru r_{OHN}, dojde k samovolnému šíření čela plamene radiálně od zapalovací svíčky [7].

V další fázi dochází k rozšiřování čela plamene δ_{pl} (obr. 3.1) a vlivem turbulentního proudění se zvyšuje rychlost hoření. Čelo plamene lze rozdělit na dvě zóny. V první zóně dochází k vedení tepla z čela plamene do nespálené směsi a dochází tak k ohřevu na zápalnou teplotu. Ve druhé zóně dochází k samotnému hoření směsi. Postupně roste teplota a snižuje se koncentrace reaktantů probíhajících chemickým reakcím. Reaktanty jsou postupně spotřebovány až jejich koncentrace v čele plamene klesne na nulu [1,7].



Obr. 3.1 Rozložení teplotního pole v okolí zapalovací svíčky [7]

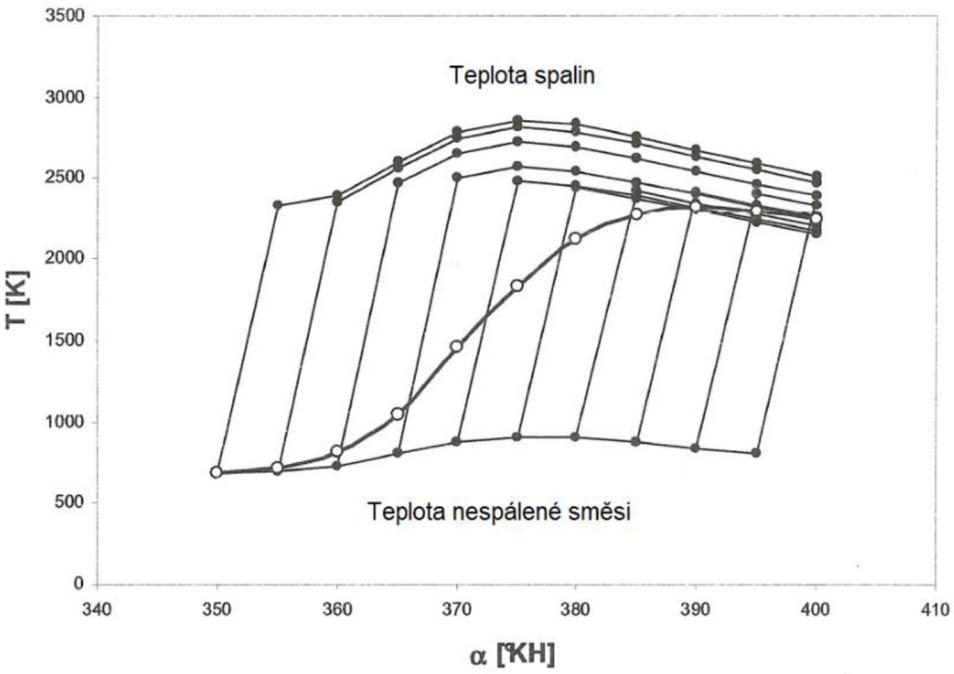
Celkový průběh hoření od zážehu až po vyhořívání je značně ovlivněn podmínkami v ohnisku zážehu těsně před vysokonapěťovým výbojem. Na to má vliv energie výboje, rozvíření směsi, homogenita směsi a také přítomnost zbytků z předchozího cyklu [7]. Důsledkem těchto vlivů dochází ke značné mezi-cyklové variabilitě, která způsobuje, že každý cyklus má odlišný průběh tlaku (obr. 3.2). Značné je kolísání hodnoty maximálního tlaku a úhlu počátku přívodu tepla. Mezi-cyklová variabilita je problémem všech zážehových motorů [7].



Obr. 3.2 Proměnlivost průběhu tlaku (mezi-cyklová variabilita) [7]

3.2 TEPLOTA A RYCHLOST ŠÍŘENÍ PLAMENE

Významnými parametry hoření ve spalovacích motorech jsou teplota plamene a rychlost šíření plamene ve válci motoru. Během hoření postupně roste teplota a tlak ve válci, proto jsou podmínky pro hoření těsně po zážehu a při dohořívání směsi odlišné. Ve válci vzniká nehomogenní teplotní pole nejen mezi spálenou a nespálenou směsí, ale také mezi jednotlivými zónami hoření. Spalovací prostor lze rozdělit na několik vrstev (zón hoření), kde postupně probíhá hoření od zážehu dané vrstvy až do úplného vyhoření vrstvy. Obrázek 3.3 zobrazuje průběhy teplot v 10 vrstvách. Každá zóna má zpočátku teplotu nespálené směsi, poté dojde k prohoření dané zóny a ke zvýšení teploty na teplotu spalin. Nejprve shoří směs v zóně nejblíže zapalovací svíčky, poté plamen postupuje do dalších zón. Teplota spalin se v jednotlivých zónách mění vlivem hoření v dalších zónách [7].



Obr. 3.3 Průběhy teplot v zónách spalovacího prostoru [7]

Křivka vymezená bílými body (obr. 3.3) znázorňuje průběh teploty ve spalovacím prostoru při uvažování homogenního teplotního pole. Z obrázku 3.3 je patrné, že se teplota v jednotlivých vrstvách výrazně liší od střední teploty náplně válce (homogenního teplotního pole). Teplota plamene závisí na počáteční teplotě směsi, výhřevnosti paliva, bohatosti směsi a na chemické účinnosti hoření. Teplotu plamene výrazně snižuje efekt disociace [7].

Rychlost šíření plamene vyjadřuje rychlost přestupu tepla z čela plamene do nespálené směsi. Rychlost šíření plamene lze také definovat jako rychlost difuse aktivovaných částic ze zóny hoření do nespálené směsi před čelem plamene [7]. Rozlišujeme laminární a turbulentní rychlost šíření plamene. Laminární rychlost plamene je určena rovnicí 3.1 [7].

$$v_{PL-L} = konst \cdot \sqrt{\frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \cdot w_{HOŘ}} \tag{3.1}$$

Parametr λ v rovnici 3.1 vyjadřuje součinitel tepelné vodivosti. Rychlost hoření $w_{HOŘ}$ závisí na koncentraci paliva a kyslíku a na konstantě určené Arrheniovým vztahem, který vyjadřuje závislost rychlosti chemické reakce na teplotě [7].

Laminární rychlost šíření plamene lze určit korelačním vztahem 3.2 získaným z experimentálních dat [1].

$$v_{PL-L} = v_0 \cdot \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^b \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^c \cdot (1 - 2{,}1 \cdot f) \tag{3.1}$$

Parametr f vyjadřuje podíl spalin z předchozího cyklu. T_u je teplota nespálené směsi. Koeficienty v_0, b, c se liší podle druhu paliva a podle směšovacího poměru λ_s. Koeficienty z rovnice 3.1 lze pro benzín určit pomocí rovnic 3.2 až 3.4 [2].

$$b = 2{,}18 - 0{,}8 \cdot \left(\frac{1}{\lambda_s} - 1\right) \tag{3.2}$$

$$c = -0{,}16 + 0{,}22 \cdot \left(\frac{1}{\lambda_s} - 1\right) \tag{3.3}$$

$$v_0 = 30{,}5 - 54{,}5 \cdot \left(\frac{1}{\lambda_s} - 1{,}21\right)^2 \tag{3.4}$$

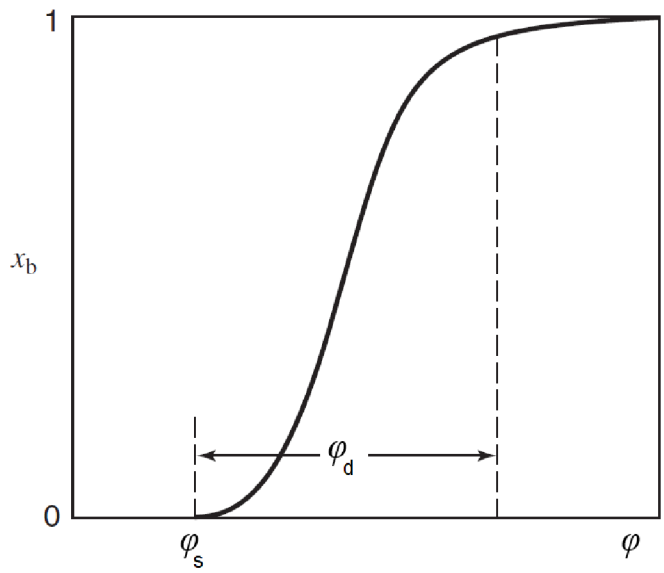
S rostoucím množstvím zbytkových spalin rychlost plamene klesá. Maximální rychlost šíření plamene je dosažena při mírně bohatých směsích. Z porovnání koeficientů b, c vyplývá, že laminární rychlost plamene závisí silně na teplotě nespálené směsi, výrazně méně závisí na aktuálním tlaku [1]. Velikost laminární rychlosti šíření plamene se pohybuje v jednotkách metrů za sekundu [7]. Turbulentní rychlost šíření plamene může dosahovat 30 až 40 metrů za sekundu. Turbulentní spalování má náhodnou povahu což velmi stěžuje jeho výzkum [7].

3.3 VÝPOČET PRŮBĚHU UVOLŇOVÁNÍ TEPLA

Teoretický model zážehového motoru diskutovaný v kapitole 1.4 je pro podrobnější analýzy nevhodný. Pro určení průběhu uvolňování tepla se běžně používá Vibeho model, někdy označovaný jako „0-D“ model spalovacího motoru, protože je pouze funkcí úhlu natočení klikového hřídele φ [1]. Hmotnostní zlomek spálené směsi x_b vyjadřuje procentuální množství uvolněné energie z paliva. Průběh x_b v závislosti na úhlu φ je definován Vibeho funkcí, jejíž exponentální tvar vyjadřuje rovnice 3.5 [1].

$$x_b(\varphi) = 1 - exp\left[-a\left(\frac{\varphi - \varphi_s}{\varphi_d}\right)^n\right] \tag{3.5}$$

Parametr φ_s z rovnice 3.5 vyjadřuje úhel počátku uvolňování tepla, parametr φ_d reprezentuje dobu hoření jako úhel, během kterého dochází k uvolňování tepla [1]. Parametr Vibeho funkce a je koeficient úměrnosti, n označuje parametr hoření [7]. Hodnoty těchto parametrů budou diskutovány v dalších kapitolách. Průběh Vibeho funkce zobrazuje obrázek 3.4.

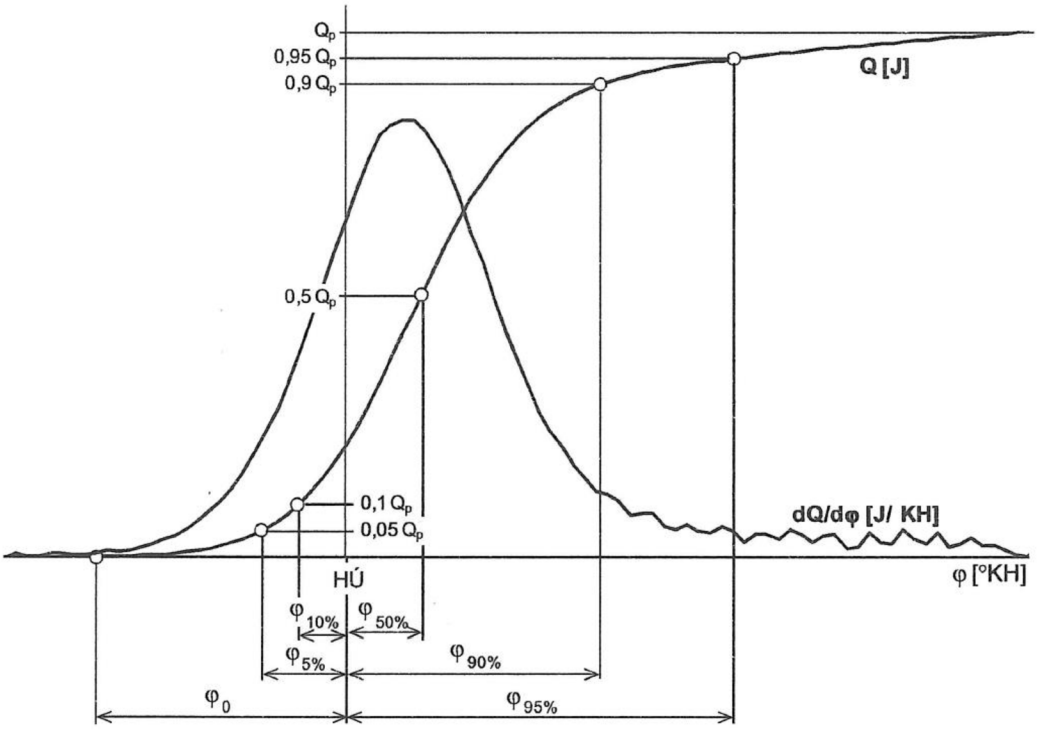


Obr. 3.4 Vibeho funkce [1]

Průběh uvolňování tepla je dán diferenciální rovnicí 3.6 jako součin celkového uvolněného tepla Q_p a derivace hmotnostního zlomku spálené směsi x_b podle úhlu φ [1].

$$\frac{dQ}{d\varphi} = Q_p \cdot \frac{dx_b}{d\varphi} \tag{3.6}$$

Z obrázku 3.4 je patrné, že se křivka Vibeho funkce asymptoticky blíží k hodnotě 1. Z toho vyplývá, že je těžké přesně určit konec uvolňování tepla, proto se určují konkrétní úhly φ, při který je uvolněno 90 % nebo 95 % tepla z celkového uvolněného tepla Q_p. Obdobně je problematické také určení počátku uvolňování tepla, kde hledáme úhel 5 % případně 10 % uvolněného tepla Q_p. Důležitým sledovaným parametrem je také úhel 50 % uvolněného tepla. Všechny výše uvedené úhly jsou zobrazeny na obrázku 3.5 na křivce Vibeho funkce vynásobené celkovým uvolněným teplem Q_p. Na obrázku 3.5 je dále vykreslen průběh uvolňování tepla podle rovnice 3.6 [1,7]



Obr. 3.5 Průběh uvolňování tepla a jeho charakteristické body [7]

3.4 VÝPOČET PRŮBĚHU TLAKU

Hlavním důvodem, proč využíváme „0-D“ model spalovacího motoru, je výpočet průběhu tlaku v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele φ. Výsledný průběh tlaku je určen diferenciální rovnicí 3.7 [1]. Tato rovnice zahrnuje změnu tlaku vlivem komprese a expanze pracovního plynu, uvolňováním tepla z paliva (rov. 3.6) a přestupem tepla mezi pracovním plynem a stěnami spalovacího prostoru (rov. 2.15). Změna termodynamických vlastností je v rovnici reprezentována Poissonovou konstantou κ.

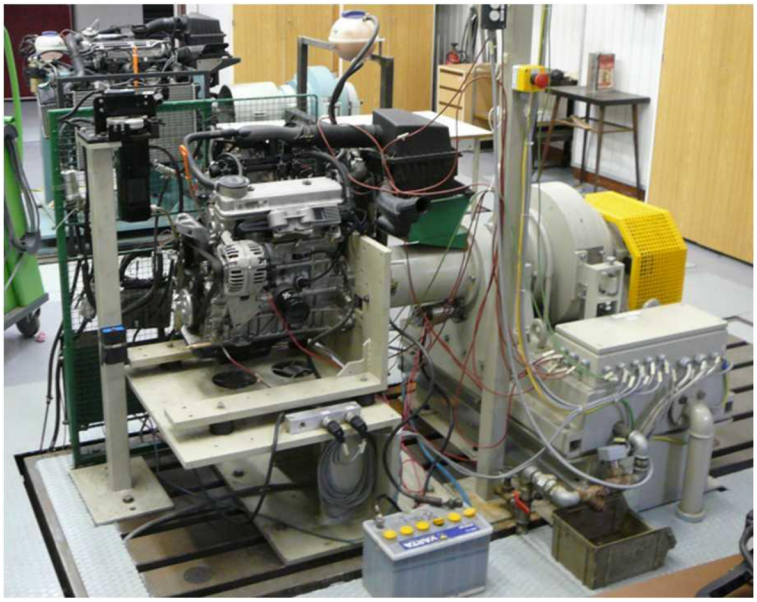
$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{\kappa - 1}{V} \cdot \left[Q_p \cdot \frac{dx_b}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi} \right] - \kappa \cdot \frac{p}{V} \frac{dV}{d\varphi} \tag{3.7}$$

Rovnice 3.7 je odvozena z diferenciálních tvarů stavové rovnice ideálního plynu a rovnice 1. zákona termodynamiky. Rovnice 3.7 nemá jednoduché analytické řešení, je nutné ji řešit numerickou integrací. Integrace začíná v dolní úvrati na začátku komprese a končí expanzí opět v dolní úvrati. Důležitým předpokladem této diferenciální rovnice je uzavřená termodynamická soustava [1].

Rovnice 3.7 se častěji využívá k výpočtu průběhu celkového tepla dQ v závislosti na úhlu φ z hodnot tlaku naměřených při indikaci spalovacích tlaků [7]. Tento přístup bude podrobněji popsán v následující kapitole.

4 MĚŘENÍ SPALOVACÍCH TLAKŮ

K ověření teoretický poznatků na reálném motoru byl použit motor Škoda 1.0 MPI, nacházející se na motorové zkušebně Ústavu automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně. Motorová zkušebna je vybavena vířivým dynamometrem MEZ V125. Použité zkušební stanoviště je zobrazeno na obrázku 4.1 [8].



Obr. 4.1 Motorová zkušebna ÚADI [8]

4.1 POPIS MOTORU 1.0 MPI

Použitý motor je zážehový kapalinou chlazený čtyřválec s ventilovým rozvodem OHV a dvěma ventily na válec. Jedná se o motor s označením ARV, který byl použit ve Škodě Fabia první generace, kde byl uložen před přední poháněnou nápravou. Motor má nepřímé vstřikování paliva do sacího potrubí, každý válec má vlastní vstřikovač. Vstřikování paliva a zážeh směsi je řízen elektronickou řídící jednotkou SIMOS 3PB, která reguluje množství vstřikovaného paliva a úhel předstihu zážehu. Motor je dále vybaven třícestným katalyzátorem, lambda sondou pro regulaci bohatosti směsi a regulací klepání. Technické údaje motoru jsou uvedeny v tabulce 4.1 [9].

Tab. 4.1 Parametry motoru 1.0 MPI

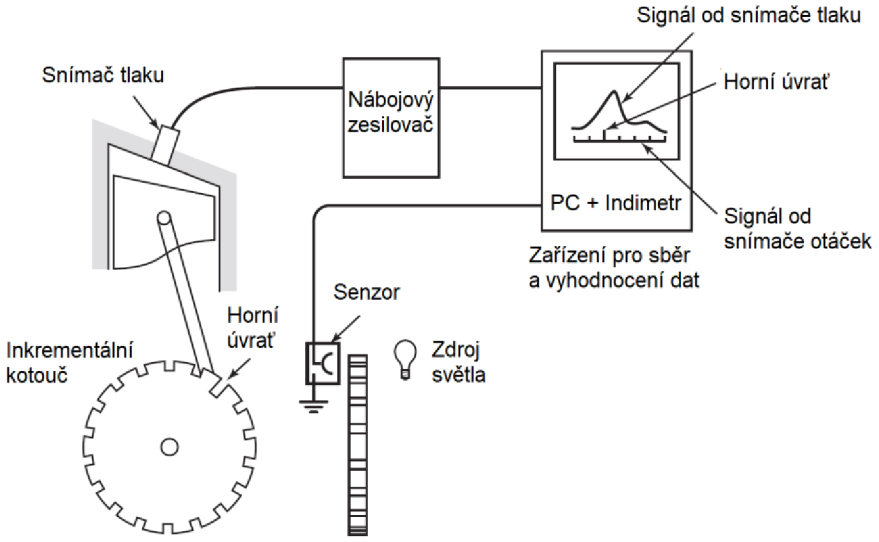
Zdvihový objem	[dm^3]	0,997
Vrtání	[mm]	72
Zdvih	[mm]	61,2
Kompresní poměr	[-]	10
Výkon	[kW / min^{-1}]	37 / 5000
Točivý moment	[Nm / min^{-1}]	84 / 2750

4.2 INDIKACE SPALOVACÍCH TLAKŮ

K analýze dějů probíhajících ve válci spalovacího motoru je nutné znát přesný průběh tlaku v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Díky následné analýze těchto dat je možné dále optimalizovat spalovací proces. To umožňuje zvyšovat účinnost motoru a snižovat emise výfukových plynů. Cílem této analýzy je stanovení průběhu přívodu tepla a určení celkové práce jednoho pracovního cyklu [10].

4.2.1 MĚŘÍCÍ ŘETĚZEC

Měřící řetězec se skládá z piezoelektrického snímače tlaku, zesilovače náboje, snímače otáček klikového hřídele, hardware a software pro rychlý sběr a analýzu dat COMBI a počítače. Schéma měřícího řetězce je zobrazeno na obrázku 4.2.

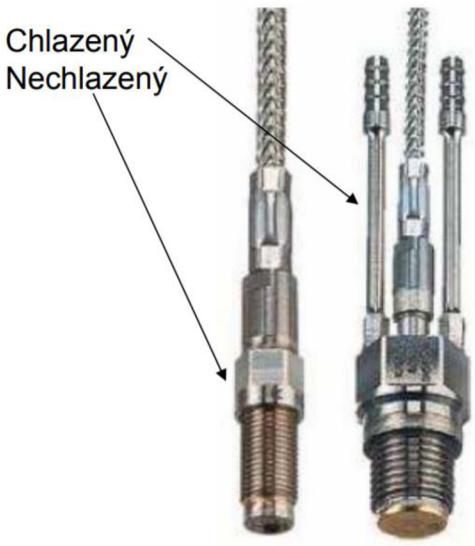


Obr. 4.2 Schéma měřící řetězce pro indikaci spalovacích tlaků [1]

4.2.2 SNÍMAČE TLAKU

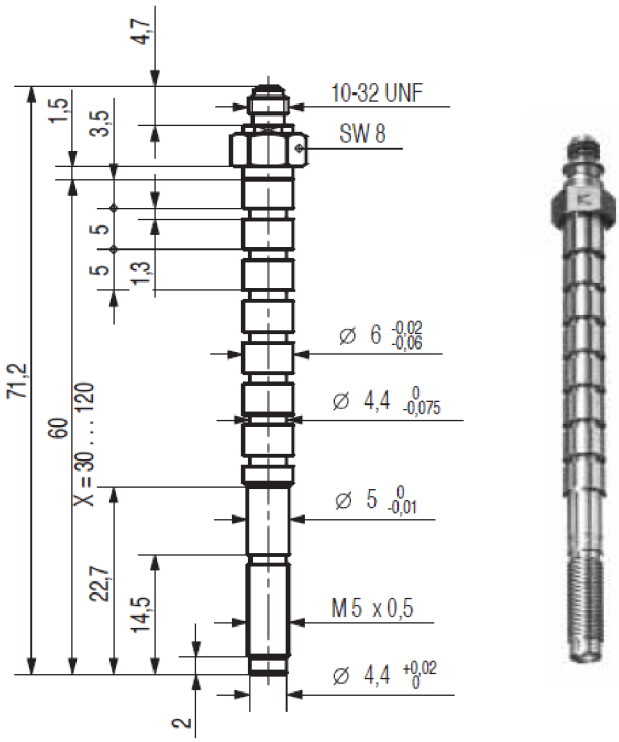
Nejčastěji se k určení spalovacích tlaků používá měření pomocí piezoelektrických snímačů [1]. Snímače fungují na principu piezoelektrického jevu, který způsobuje, že se u některých látek vlivem působení sil a následné deformace generuje elektrický náboj. Tento jev se vyskytuje u některých polykrystalických dielektrik, u piezoelektrických snímačů se využívá křemík SiO_2 [10]. Elektrický náboj se převádí na výstupní napětí v zesilovači náboje [10].

Do teploty přibližně 240 °C lze použít nechlazené snímače, při vyšších teplotách se využívají snímače s přídavnými adaptéry pro přívod chladící vody [10]. Chlazený a nechlazený snímač jsou zobrazeny na obrázku 4.3. Speciálním typem je snímač zakomponovaný do zapalovací svíčky. Výhodou takového řešení je, že není potřeba vytvářet otvor pro snímač v hlavě válců.



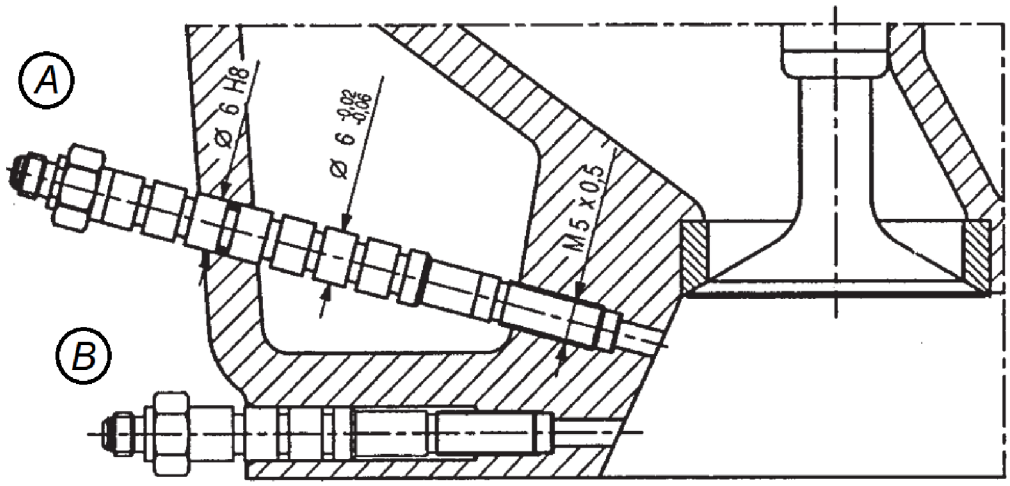
Obr. 4.3 Srovnání chlazeného a nechlazeného snímače tlaku [10]

K měření spalovacích tlaků motoru 1.0 MPI byl využit snímač Kistler 6053BB (obr. 4.4). Jedná se o nechlazený snímač s menšími zástavbovými rozměrům, díky kterým je vhodný pro menší spalovací motory s větším počtem ventilů na válce [11].



Obr. 4.4 Snímač tlaku Kistler 6053BB [11]

Při průchodu snímače přes kanál chladící kapaliny (obr. 4.5 a), je snímač osazen těsnícími kroužky zamezující úniku chladící kapaliny [11]. U použitého motoru 1.0 MPI bylo možné umístit snímač bez zásahu do kanálů chladící kapaliny (obr. 4.5 b).



Obr. 4.5 Umístění snímače tlaku v hlavě válců [11]

4.2.3 SNÍMAČ OTÁČEK

Dalším důležitý měřeným parametrem je úhel natočení klikové hřídele. Snímání úhlu klikové hřídele je nezbytné pro další práci s naměřeným průběhem tlaku. Slouží především k určení polohy horní úvrati a k určení posunu snímaného tlaku vůči úhlu klikové hřídele [1]. Pro měření byl použit snímač Kistler 2613 B (obr. 4.6). Snímač se skládá ze snímaného kotouče a fotoelektrického článku, který snímá značky z kotouče. Kotouč dále obsahuje jednu značku označující horní úvrať a 360 úhlových značek. Celé snímací zařízení je uzavřeno proti vniknutí prachu nebo jiných částic [12].

Obr. 4.6 Snímač úhlu klikové hřídele Kistler 2613 B [12]

Snímač je přišroubován na volný konec klikové hřídele, kde musí být přesně vycentrován, aby nedocházelo k vibracím. Snímač může být umístěn na klikovou hřídel pod libovolným úhlem [12]. Před samotným měřením spalovacích tlaků musí být určen posun mezi unikátní značkou na snímači otáček a horní úvratí motoru. Určení posunu probíhá tak, že se vypne zapalování motoru, snímač tlaku tak měří pouze kompresní tlaky. Vychází se z předpokladu, že maximum kompresního tlaku leží v horní úvrati motoru, z důvodu nejmenšího objemu spalovacího prostoru. Maximum kompresního tlaku může být ovlivněno přestupy tepla a profuky přes pístní kroužky, proto se před měřením musí nastavit korekce. Z důvodu přesnosti musí měření probíhat při vyšších otáčkách a při zahřátém motoru [13]. Výrobce snímače udává chybu při určování horní úvrati cca. 0,1 ° [12].

Snímač otáček generuje 3 TTL signály. Prvním signálem je úhel klikové hřídel s nastavitelnou rozlišovací schopností od 0,1 ° do 6 °. Druhým signálem je značka označují horní úvrať motoru. Třetím signálem je opět úhel klikové hřídele, který má pevné rozlišení 1 ° a slouží k měření otáček motoru nebo pro řídící systém motoru [12].

4.2.4 ZAŘÍZENÍ PRO SBĚR NAMĚŘENÝCH DAT

Pro sběr signálů od snímačů a následné vyhodnocení dat byl použit indimetr COMBI od firmy SMETEC (obr. 4.7), jehož software je kompatibilní s operačním systémem Microsoft Windows. Do softwaru se zadávají údaje o typu motoru, rozměrech válců a termodynamické konstanty [13].

Obr. 4.7 Indimetr COMBI od firmy SMETEC [14]

V software indimetru COMBI se také počítá korekce tlaku. Piezoelektrické snímače nedokážou měřit absolutní hodnotu tlaku, měří pouze jeho změnu v dané časovém intervalu [10]. Absolutní tlak se při indikaci spalovacích tlaků určuje polytropickou korekcí. V určitém rozmezí úhlu klikového hřídele se přepokládá, že se komprese pracovní látky řídí rovnicí polytropy (rov. 4.1).

$$p \cdot V^N = konst. \tag{4.1}$$

Polytropická komprese se uvažuje od úhlu uzavření sacího ventilu po úhel zážehu směsi. V tomto rozmezí je změna tlaku ovlivněna pouze změnou objemu a přestupem tepla ze stěn, který má výrazně menší vliv na změnu tlaku. Oblast polytropické komprese se nachází

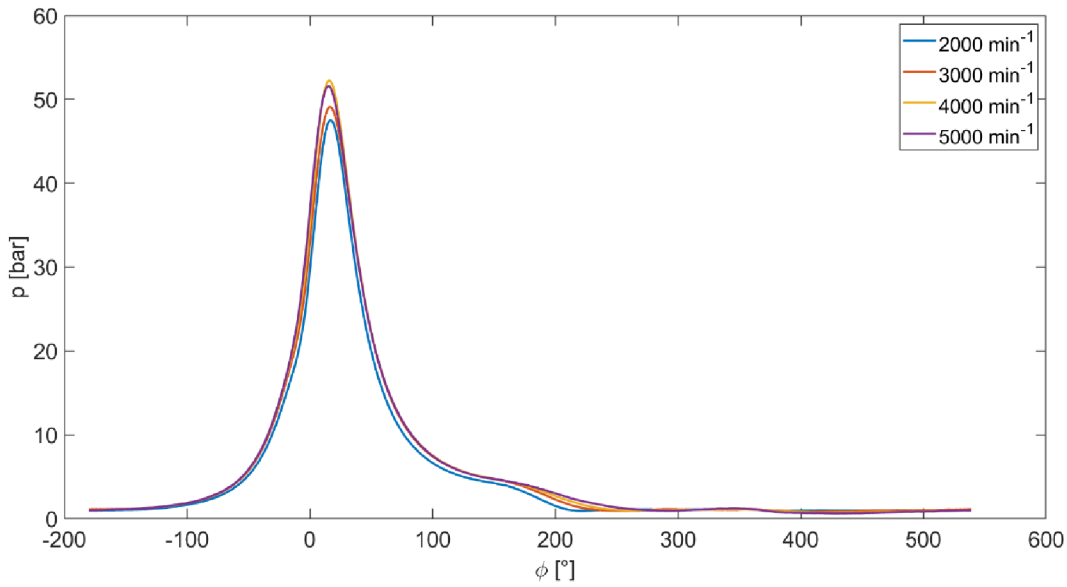
přibližně mezi 40 ° až 120 ° úhlu klikové hřídele před horní úvratí. Hodnota polytropického exponentu N se pro zážehové motory doporučuje v rozmezí 1,32 až 1,35 [7, 13]. Absolutní tlak se z naměřených hodnot změny tlaku určí pomocí rovnice 4.2, kde člen $(p_2\text{-}p_1)$ vyjadřuje naměřenou hodnotu změny tlaku.

$$p_2 = (p_2 - p_1) \cdot \frac{{V_1}^N}{{V_1}^N - {V_2}^N} \tag{4.2}$$

4.2.5 PRŮBĚH A VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Po sestavení měřicího řetězce a zahřátí motoru na provozní teplotu mohlo začít samotné měření spalovacích tlaků. Měření probíhalo při plném zatížení a se směšovacím poměrem λ_s = 1 od 2000 min^{-1} do 5000 min^{-1} s krokem 1000 min^{-1}. Konstantní otáčky motoru byly udržovány vířivým motorovým dynamometrem. Po nastavení požadovaných otáček a nastavení úhlu předstihu na hranici klepání bylo uloženo několik po sobě jdoucích průběhů tlaku. Po každém měření byl zaznamenán úhel předstihu, teplota nasávaného vzduchu a efektivní výkon motoru.

Z důvodu mezi-cyklové variability (viz kapitola 3.1) má každý po sobě jdoucí cyklus lehce odlišný průběh. Proto bylo uloženo více průběhů tlaku, ze kterých byl následně v indimetru COMBI vytvořen průměrný průběh tlaku. Po provedení polytropické korekce byly průběhy absolutního tlaku společně s odpovídajícími úhly klikové hřídele exportovány do datového souboru. Změřené průběhy spalovacích tlaků jsou vykresleny na obrázku 4.8.



Obr. 4.8 Naměřená data z indikace spalovacích tlaků

Kromě dat z aparatury pro měření spalovacích tlaků byla také shromažďována data z motorové brzdy a ze snímačů na motoru. Byl měřen směšovací poměr λ_s, který byl řídící

jednotkou udržován na hodnotě „1“, úhel předstihu zapalování, teplota nasávaného vzduchu, teplota chladící kapaliny, točivý moment a efektivní výkon motoru. Některé z parametrů jsou uvedeny v tabulce 4.2.

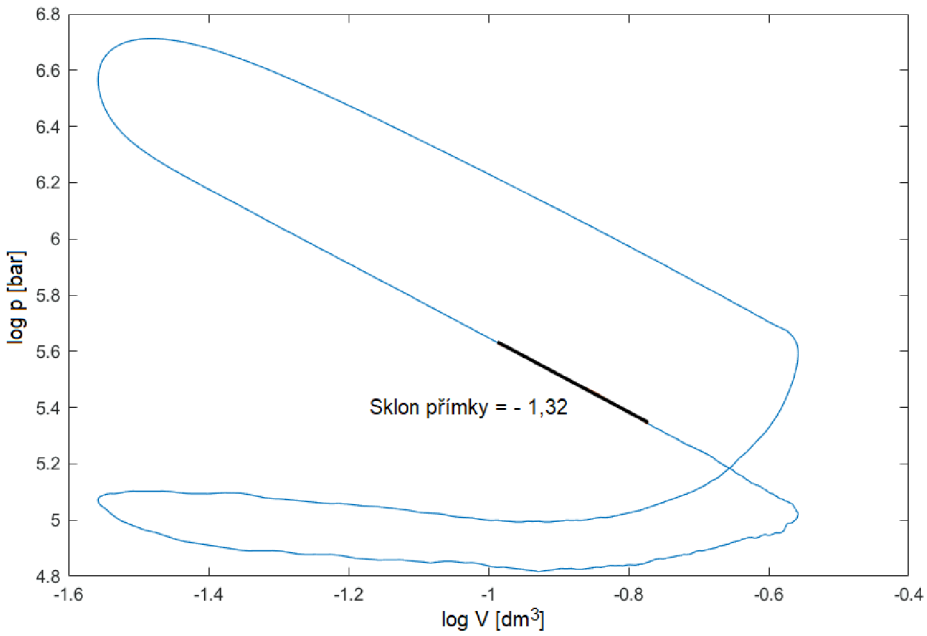
Tab. 4.2 Parametry motoru měřené při indikaci

n_{rpm} [min^{-1}]	P_e [kW]	M_t [Nm]	φ_s [°]	t_i [°C]
2000	15,02	71,7	23	20,7
3000	23,80	75,8	24	21,2
4000	30,60	73,1	28	22,8
5000	35,50	67,8	31	24,4

4.3 ZPRACOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Získané průběhy spalovacích tlaků byly dále analyzovány v softwaru Matlab za účelem výpočtu indikované práce cyklu, termické účinnosti, indikovaného výkonu, průběhu uvolňování tepla a celkového přivedeného tepla.

Nejprve byla provedena polytropická korekce, protože bylo zjištěno, že polytropický exponent neodpovídá nastavené hodnotě v indimetru COMBI. Volně přístupný skript pro výpočet polytropické korekce byl převzat [15] a upraven pro konkrétní použití. Parametry přímky prokládající naměřená data jsou vypočteny metodou nejmenších čtverců. Sklon přímky prokládající naměřená data reprezentuje v logaritmickém p-V diagramu polytropický exponent (obr. 4.9).



Obr. 4.9 Polytropický exponent v logaritmickém p-V diagramu

Práce cyklu byla vypočtena jako plocha v *p-V* diagramu (viz obr. 1.1) v Matlabu pomocí numerické integrace lichoběžníkovou metodou. Termická účinnost a střední indikovaný tlak byly vypočteny podle vztahů uvedených v kapitole 1.3 a indikovaný výkon podle vztahu 1.2. Vypočtené hodnoty indikovaného výkonu jedno válce, práce, termické účinnosti a středního indikovaného tlaku pro různé otáčky motoru jsou uvedeny v tabulce 4.3.

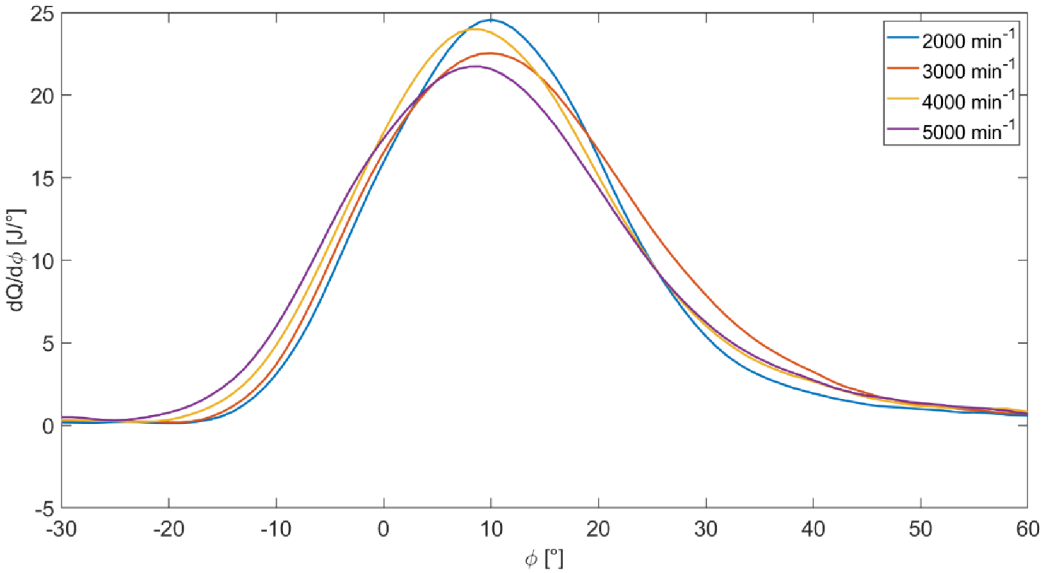
Tab. 4.3 Vypočtené parametry jednoho válce

n_{rpm} [min^{-1}]	P_i [kW]	A_i [J]	η_t [-]	p_i [bar]
2000	4,13	247,7	0,375	9,94
3000	6,71	268,6	0,387	10,78
4000	9,15	274,6	0,386	11,02
5000	11,26	270,3	0,388	10,85

Jak již bylo uvedeno, pro posouzení efektivity přeměny chemické energie z paliva na mechanickou se vyhodnocuje průběh uvolňování tepla při hoření [7]. Množství tepla, které se uvolní z paliva při pootočení klikového mechanismu o daný úhel φ, definuje rovnice 4.3, která vznikla vyjádřením $dQ/d\varphi$ z rovnice 3.7 [1]. Člen $dp/d\varphi$ v rovnici 4.3 byl vypočten numerickou derivací z naměřených hodnot tlaku.

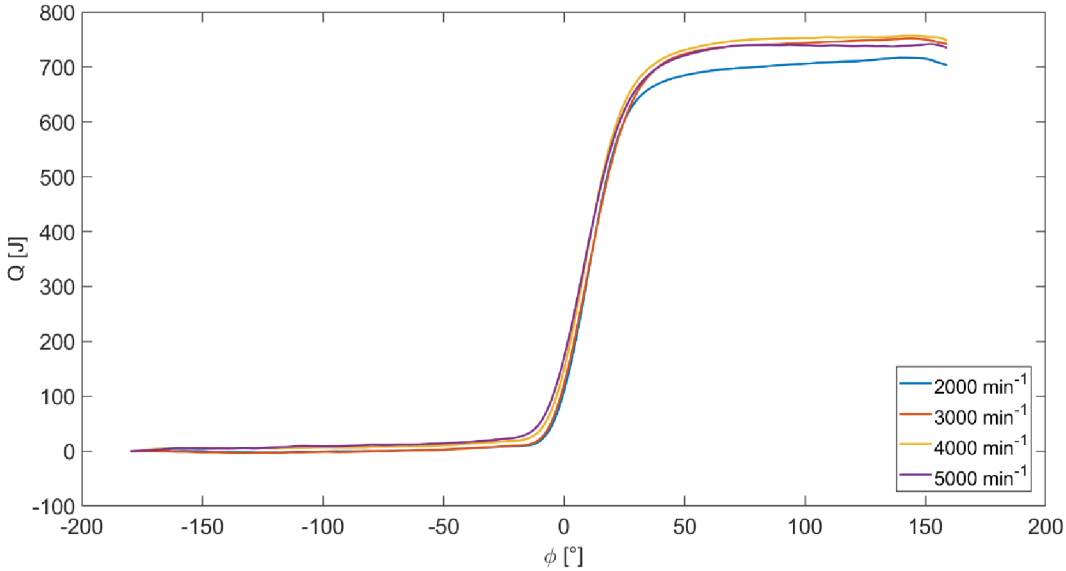
$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \left(V \cdot \frac{dp}{d\varphi} + \kappa \cdot p \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right) + \frac{dQ_w}{d\varphi} \tag{4.3}$$

Pomocí rovnice 4.3 bylo vypočteno množství uvolněného tepla v závislosti na úhlu φ. Jednotlivé členy z rovnice 4.3 budou detailněji popsány v dalších kapitolách. Výsledné průběhy uvolňování tepla jsou vykresleny na obrázku 4.10.



Obr. 4.10 Průběhy uvolňování tepla z paliva

Numerickou integrací průběhu uvolňování tepla definovaného rovnicí 4.3 lze určit průběh celkového uvolněného tepla (obr. 4.11). Maximum jednotlivých křivek vyjadřuje celkové přivedené teplo během jednoho cyklu.



Obr. 4.11 Průběhy celkového uvolněného tepla z paliva

5 TERMODYNAMICKÝ MODEL SPALOVACÍHO MOTORU

Již od počátku existence spalovacích motorů na konci 19. století se inženýři snaží vytvořit výpočtový model, který by simuloval funkci spalovacího motoru. V této době vznikaly jednoduché ideální cykly spalovacího motoru, které pomáhali pochopit samotný princip fungování motorů. Mezi tyto ideální cykly patří například Ottův cyklus popsaný v kapitole 1.4. K významnému zlepšení simulací motorů došlo až v 60. letech 20. století s rozvojem výpočetní techniky [16]. Tyto simulační modely uvažovali pouze jednu zónu při šíření plamene ve válci motoru. Následovali 2-zónové modely, které dělí spalovací prostor na zónu spálené a nespálené směsi [1]. U 2-zónových modelů se počítají rovnice pro změnu tlaku a teploty zvlášť pro každou zónu. Důležitým parametrem je u tohoto modelu hmotnostní zlomek spálené směsi, který určuje aktuální objem zóny spálené a nespálené směsi [1]. V roce 1979 popsal J. Heywood jednu z prvních 3-zónových simulací [16]. V tomto modelu byla zóna spálené směsi rozdělena na adiabatické jádro, ve kterém již nedocházelo k šíření tepla, a na mezní vrstvu, která byla na okraji nespálené zóny. V této mezní vrstvě docházelo k přestupu tepla do nespálené směsi [16]. Následovali modely s více zónami, které se zaměřovali na predikci emisí oxidů dusíku [16].

Vytvořený 1-zónový model termodynamiky spalovacího motoru v softwaru Matlab je postaven na empirických vztazích popsaných v předchozích kapitolách. Tyto empirické poznatky jsou zformulovány do diferenciálních rovnic, které jsou řešeny ve vytvořeném skriptu v Matlabu. Vytvořený model z vychází z motoru Škoda 1.0 MPI (kapitola 4.1). Pro tvorbu modelu byla použita i část naměřených dat z indikace spalovacích tlaků.

5.1 POPIS FUNKCE MODELU

Termodynamický model spalovacího motoru vytvořený v softwaru Matlab se skládá z několika „skriptů“. Základem je skript „Integrace.m“, který po spouštění vyvolává ostatní skripty, které jsou ve formě funkcí. Výpočet probíhá po jednom stupni natočení klikové hřídele. V každém kroku jsou vypočteny hodnoty všech veličin, následně jsou uloženy do příslušných matic nebo vektorů a výpočet probíhá znovu. Po vypočtení všech kroků se hlavní výpočtový cyklus ukončí a jsou vykresleny grafy a vypsány výsledné hodnoty veličin. Výpočtový cyklus začíná na začátku komprese a končí expanzí.

Po definování vstupních parametrů a přípravě nulových matic pro zápis výsledných hodnot, je vyvolána funkce „tlak.m“, ve které probíhá samotná integrace diferenciálních rovnic. Do funkce vstupují hodnoty rozměrů motoru pro výpočet objemu v daném kroku, parametry pro výpočet uvolňování tepla, parametry pro výpočet přestupu tepla, aktuální hodnota úhlu klikové hřídele a hodnotu tlaku z přechozího kroku. Nejprve je vypočtena aktuální hodnota objemu (rov. 1.7) a plochy spalovacího prostoru (rov. 1.9). Uvolňování tepla z paliva je řízeno derivací Vibeho funkcí (rov. 3.5), která je vynásobena hodnotou celkového přivedeného tepla (rov. 3.6). Výsledný vztah vyjadřuje rovnice 5.1, kde je původní Vibeho funkce vyjádřena hmotnostním zlomkem spálené směsi x_b.

$$\frac{dQ}{d\varphi} = Q_p \cdot \left[\frac{(1-x_b)\cdot n \cdot a}{\varphi_d} \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_s}{\varphi_d}\right)^n\right] \tag{5.1}$$

Přestup tepla ze směsi ve válci do stěn vyjádřený tepelným tokem je počítán pomocí upraveného Newtonova vztahu (rov. 2.15). Součinitel přestupu tepla α v rovnici 2.15, je vypočten sadou Woschniho vztahů (rov. 2.10 až 2.14). Střední teplota stěny válce T_w je po celou dobu výpočtu považována za konstantní. Střední teplota plynu T je počítána stavovou rovnicí ideálního plynu (rov. 5.2). Hodnoty stavových veličin na počátku komprese jsou označeny indexem „1“, hodnoty veličin bez indexu náleží daném výpočtovému kroku (rov. 5.2). Hmotnost směsi ve válci je během celého výpočtu považována za konstantní.

$$T = T_1 \cdot \frac{p}{p_1} \cdot \frac{V}{V_1} \cdot \frac{r_1}{r} \tag{5.2}$$

Mezi veličiny získané integrací patří tlak (rov. 3.7), práce cyklu (rov. 1.1) a kumulativní teplo odvedené do stěn válce (rov. 2.15). Numerická integrace je v Matlabu provedena řešičem „ode45“, který vychází z explicitní metody pro řešení obyčejných diferenciálních rovnic Dormand – Prince [17].

Po vyvolání funkce „tlak.m“ jsou všechny sledované veličiny uloženy do předpřipravených matic. Po provedení polytropické korekce ve funkci „indpress.m“ je vypočteno celkové přivedené teplo z naměřených průběhů spalovacích tlaků. V poslední části programu jsou příkazy pro vykreslení příslušných grafů a vypsání výsledných hodnot do konzole.

Výpočet probíhá pro otáčky 2000, 3000, 4000 a 5000 min^{-1}. Vstupní parametry se liší pro jednotlivé otáčky motoru. Shodné jsou rozměry motoru a z nich plynoucí průběhy objemu a plochy spalovacího prostoru.

5.2 VÝPOČET PODMÍNEK NA ZAČÁTKU KOMPRESE

Výpočet začíná na začátku komprese v dolní úvrati při hodnotě úhlu natočení klikové hřídele φ = – 180 °. Aby mohl výpočet začít, je nutné zjistit okrajové podmínky v prvním kroku výpočtu. Je potřeba definovat tlak, teplotu a termodynamické konstanty směsi plynů. Hodnoty těchto parametrů na začátku komprese jsou označeny indexem „1“.

Jelikož se jedná o „0-D“ model, není znám průběh tlaku v sacím potrubí před zavřením ventilů, proto nelze přesně určit hodnota tlaku na začátku komprese. Byla zvažována i možnost použití hodnoty atmosférického tlaku p_0, ale z důvodu vyšší přesnosti modelu byly použity hodnoty tlaku změřené na indikovaném motoru. Použité hodnoty tlaku jsou následně uvedeny v tabulce 5.1.

Teplota na začátku komprese T_1 byla vypočtena pomocí stavové rovnice. Pro výpočet teploty T_1 je nutná znalost hmotnosti směsi, která se vypočte z celkového přivedeného tepla Q_p, stechiometrického poměru L_t a výhřevnosti paliva H_u (rov. 5.3). Pomocí vypočtené teploty byla následně získána hodnota Poissonovy konstanty κ_1. Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku c_p, která je potřebná pro výpočet Poissonovy konstanty, je vypočtena pomocí funkce „CpSpalin.m“. Výsledné hodnoty jsou uvedené v tabulce 5.1.

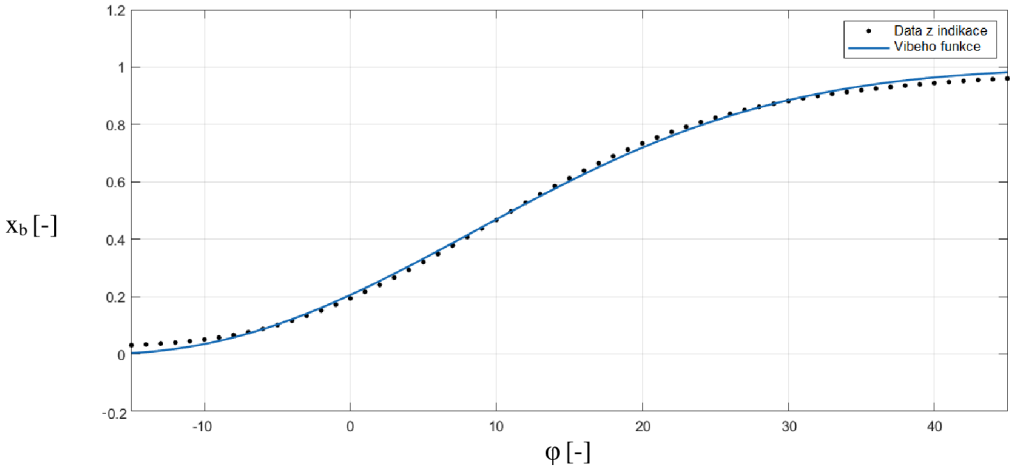
$$m_s = \frac{Q_p \cdot (L_t + 1)}{H_u} \tag{5.3}$$

Tab. 5.1 Hodnoty veličin na počátku komprese

	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
P_1 [kPa]	104,7	117,7	113,5	116,4
T_1 [K]	409,2	438,5	419,5	439,3
κ_1 [-]	1,332	1,327	1,331	1,327

5.3 VÝPOČET PRŮBĚHU UVOLŇOVÁNÍ TEPLA

Průběh uvolňování tepla je řízen Vibeho funkcí (rov. 3.5). Teplo se začíná uvolňovat z paliva po dosažení úhlu φ_s. Uvolňování tepla probíhá po dobu úhlu φ_d a při úhlu $\varphi_s + \varphi_d$ je veškeré teplo uvolněno. Hodnoty těchto parametrů byly určeny proložením vypočtených průběhů uvolňování tepla z indikace Vibeho funkcí (obr. 4.10). Křivky na obrázku 4.10 byly poděleny svojí maximální hodnotou, aby nabývaly hodnot od 0 do 1 jako Vibeho funkce. K proložení křivek Vibeho funkcí byl použit nástroj „Curve Fitting Toolbox“ (obr. 5.1), který je součástí softwaru Matlab. Účelem použití tohoto nástroje je nalezení optimální kombinace parametrů Vibeho funkce φ_s, φ_d, n, a. Výsledné hodnoty parametrů jsou uvedeny v tabulce 5.2.



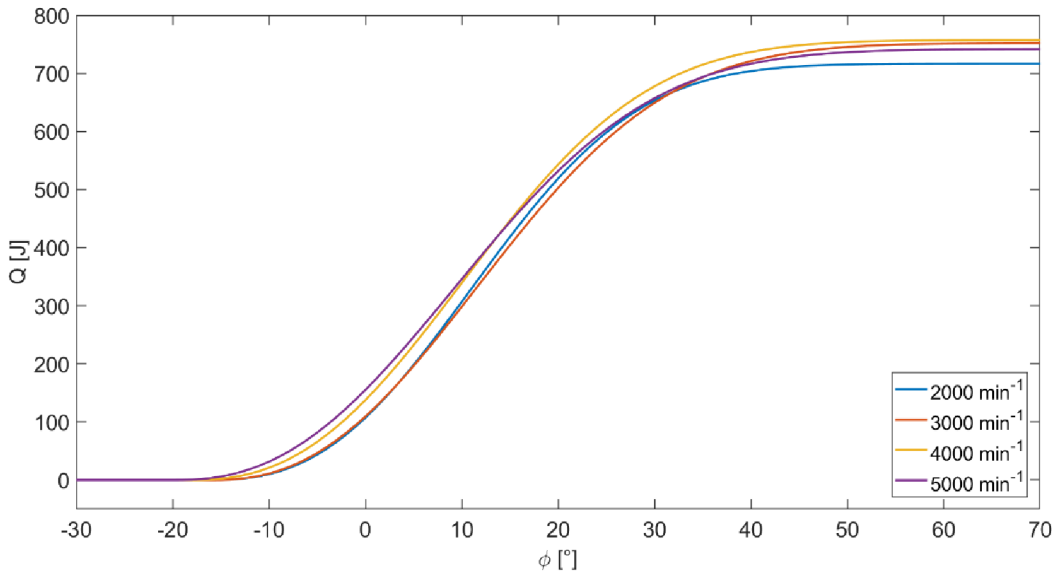
Obr. 5.1 Proložení dat z indikace Vibeho funkcí

Velikost celkového přivedeného tepla závisí především na množství přivedeného paliva a účinnosti hoření. Množství paliva pak závisí na plnící účinnosti motoru, která říká kolik vzduchu bylo skutečně do motoru přivedeno. Plnící účinnost u nepřeplňovaných motorů závisí především na celkovém nastavení sacího traktu, na délkách a průřezech potrubí a na tvaru sacího kanálu a průřezu sacího ventilu. Pro tento model spalovacího motoru, který se nezabývá nastavením sacího traktu, je velmi složité určit přesnou hodnotu přivedeného tepla z paliva. Proto byla použita hodnota celkového přivedeného tepla ze skutečného motoru, výpočtem ze změřených průběhů tlaku. Průběhy přivedeného tepla jsou zobrazeny na obrázku 4.10, použita byla maximálního hodnota jednotlivých křivek, která odpovídá hledané hodnotě přivedeného tepla Q_p (tab. 5.2).

Tab. 5.2 Hodnoty parametrů Vibeho funkce a přivedené teplo

	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
φ_s [°]	-16,4	-16,0	-18,4	-20,0
φ_d [°]	60,9	64,7	65,6	66,6
a [-]	4,93	4,53	4,82	4,35
n [-]	2,60	2,40	2,50	2,43
Q_p [J]	717	752	757	742

Výsledné průběhy celkového uvolněného tepla pro jednotlivé otáčky jsou zobrazeny na obrázku 5.2. Jednotlivé křivky odpovídají parametrům Vibeho funkce uvedeným v tabulce 5.2. Maximální hodnoty jednotlivých křivek jsou rovny celkovému přivedenému teplu Q_p.



Obr. 5.2 Výsledné průběhy celkového uvolněného tepla

5.4 VÝPOČET PŘESTUPU TEPLA

V rovnici pro výpočet přestupu tepla (rov. 2.15) vstupuje součinitel přestupu tepla α (rov. 2.14), plocha spalovacího prostoru S (rov. 1.9), střední teplota plynů T (rov. 5.2) a střední teplota stěny spalovacího prostoru T_w. Výpočet střední teploty plynů T byl společně se součinitelem α byly popsány v předchozích kapitolách. V této kapitole bude diskutována úskalí výpočtu plochy a teploty stěn spalovacího prostoru. V závěrečné části budou uvedeny výsledné hodnoty.

5.4.1 VÝPOČET PLOCHY SPALOVACÍHO PROSTORU

V rovnici pro výpočet plochy S (rov. 1.9) vystupuje plocha S_0, která vyjadřuje součet ploch spalovací komory v horní úvrati. Plocha S_0 se skládá z plochy pístu a z plochy spalovací

komory v hlavě válců. Velikost této plochy je při funkci motoru konstantní. Přesné určení této hodnoty se jeví jako značně složité. Pro účely tohoto modelu však postačuje přibližná hodnota. Plochu spalovacího prostoru S_0 lze určit podle vztahu 5.4, kde symbol r_{AV} vyjadřuje poměr mezi plochou povrchu spalovacího prostoru v horní úvrati a kompresním objem motoru.

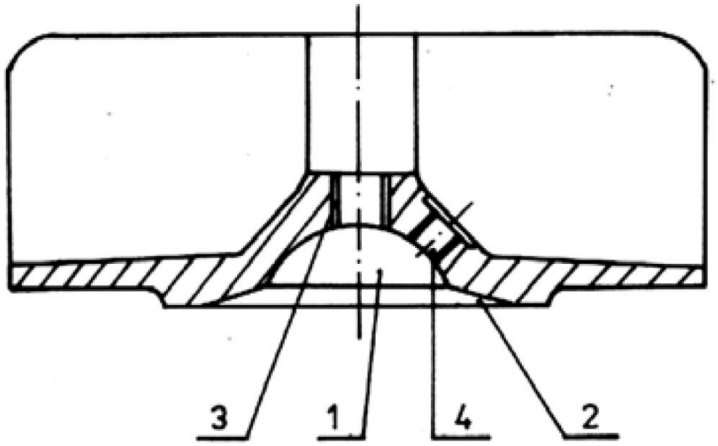
$$S_0 = r_{AV} \cdot V_c \tag{5.4}$$

Kompresní objem je přesně určen pomocí kompresního poměru a zdvihového objemu motoru. Problémem je však určení poměru r_{AV}, který závisí na konkrétním tvaru spalovacího prostoru. V literatuře byla hodnota poměru $r_{AV} = 306\ m^{-1}$ pro čtvercový motor (vrtání je rovno zdvihu) s rozvodem SV [1]. Konstrukce tohoto motoru se výrazně liší od použitého motoru 1.0 MPI, proto byla provedena série výpočtů. V prvním kroku byl proveden výpočet u jednoduchých těles, která měla průměr podstavy shodný s vrtáním válce D a objem roven kompresnímu objemu V_c.

Výpočet byl proveden u následujících těles:

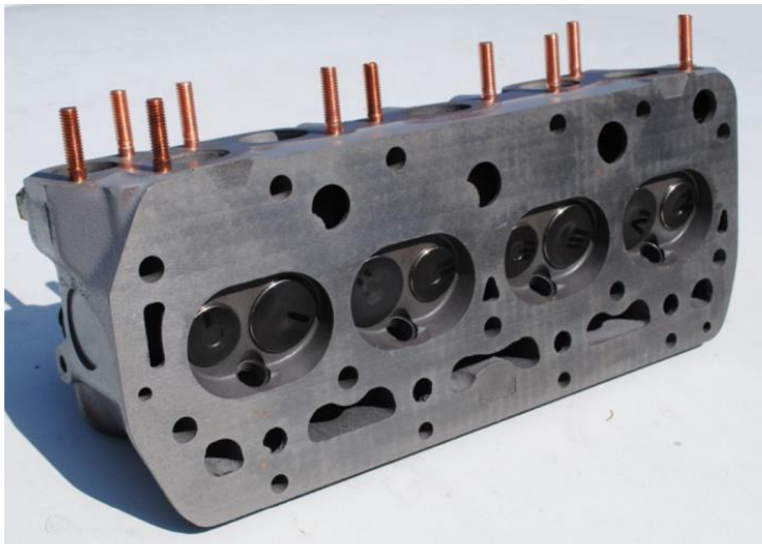
- Válec: $r_{AV} = 350\ m^{-1}$
- Kužel: $r_{AV} = 316\ m^{-1}$
- Kulová úseč: $r_{AV} = 313\ m^{-1}$
- Válec + kužel: $r_{AV} = 328\ m^{-1}$

Dalším krokem byl analytický výpočet plochy nějakého skutečného motoru, kde byl zvolen spalovací prostor dvoudobého vzduchem chlazeného motoru (obr. 5.3). Výpočet byl proveden ve třech krocích podle obtížnosti výpočtu. Rozměry byly voleny proporčně vzhledem k obrázku 5.3. V prvním kroku byl uvažován rovný píst a hlavní část spalovacího prostoru (pozice „1“) byla počítána jako polokoule. Antidetonační štěrbina (pozice „2“) byla rovnoběžně s pístem. Poměr r_{AV} nabýval hodnoty 358 m^{-1}. Ve druhém kroku byla polokoule nahrazena kulovou úsečí při zachování plochého pístu a antidetonační štěrbiny. V tomto případě byl poměr r_{AV} roven hodnotě 334 m^{-1}. V posledním kroku byl spalovací prostor nahrazen opět kulovou úsečí. Na rozdíl od předchozích výpočtů byl píst kuželový a antidetonační štěrbina dosedala na kuželovou plochu pístu (viz obr. 5.3). Výsledná hodnota byla $r_{AV} = 344\ m^{-1}$.



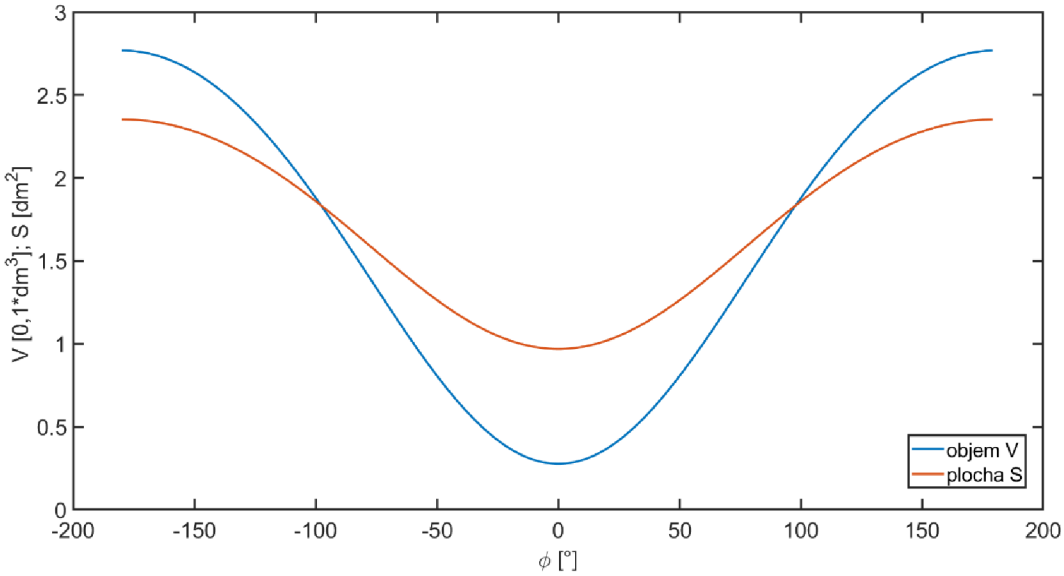
Obr. 5.3 Hlava válců dvoudobého motoru chlazeného vzduchem [19]

I přes detailní výpočet plochy povrchu spalovacího prostoru dvoudobého motoru, stále není jasné, zda tyto hodnoty odpovídají řešenému motoru 1.0 MPI. Konkrétně pro motor 1.0 MPI nebyla nalezena fotografie, která by zachycovala tvar spalovacího prostoru. Obecně pro OHV motory značky Škoda bylo nalezeno velké množství tvarů spalovacích prostorů. Jeden z nalezených tvarů spalovacího prostoru je na obrázku 5.4, který byl vybrán z důvodu jednoduchého tvaru, který lze analyticky spočítat. Největší rozměr je roven vrtání motoru D a objem tělesa opět shodný s kompresním objemem motoru 1.0 MPI. Bylo vytvořené myšlené těleso s podstavou složenou ze čtverce a dvou půlkružnic na každé straně (viz obr. 5.4). Podstava byla vytažena do takové výšky, aby byl objem tělesa roven kompresnímu objemu. Horní rovina tělesa byla sklopená pod úhlem 45 °, aby těleso odpovídalo klínovitému spalovacímu prostoru na obrázku 5.4. Výsledná hodnota poměru r_{AV} je rovna 377 m^{-1}.



Obr. 5.4 Hlava válců OVH motoru značky Škoda [20]

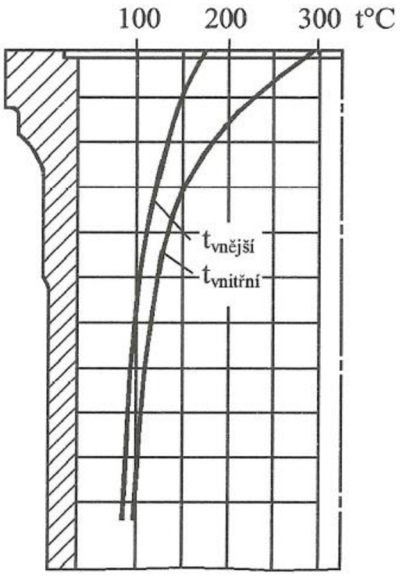
Protože přesný tvar spalovacího prostoru není znám a z výpočtů vyplývá, že poměr r_{AV} bude pravděpodobně nabývat hodnot v rozmezí od 300 m^{-1} do 400 m^{-1}, byla výsledná zvolená hodnota poměru $r_{AV} = 350\ m^{-1}$. Průběh plochy spalovacího prostoru S je zobrazen na obrázku 5.5 společně s průběhem objemu válce V, jehož hodnoty jsou na obrázku 10krát zvětšeny. Diskutovaná plocha kompresního prostoru S_0 je rovna minimu červené křivky na obrázku 5.5. Na obrázku si lze povšimnout, že plocha se v průběhu cyklu mění výrazně méně než objem motoru. Zatímco kompresní plocha tvoří v dolní úvrati 41 % z celkové plochy spalovacího prostoru, kompresní objem zaujímá pouze 10 % z celkového objemu válce (odpovídá kompresnímu poměru).



Obr. 5.5 Průběh plochy a objemu spalovacího prostoru

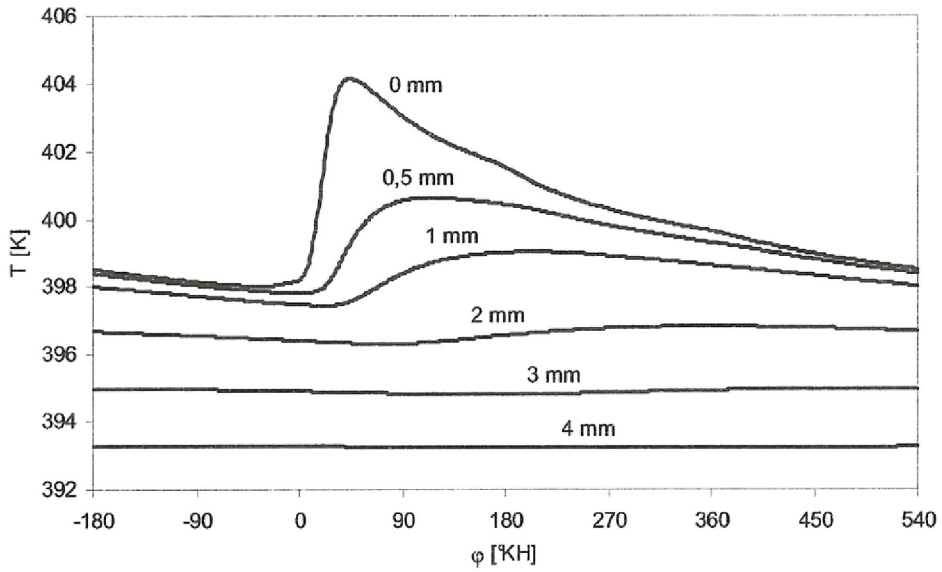
5.4.2 VOLBA STŘEDNÍ TEPLOTY STĚNY VÁLCE

Velké množství autorů se ve svých publikacích zabývá teplotním zatížením jednotlivých komponent spalovacího motoru [2, 7, 16]. Jako příklad je na obrázku 5.6 zobrazeno teplotní pole vložky válce vodou chlazeného motoru [7]. V Newtonově vztahu pro výpočet přestupu tepla však vystupuje pouze střední teplota T_w, proto je potřeba zahrnout teploty všech komponent spalovacího motoru, přes které přestupuje teplo, do jedné hodnoty. V literatuře se u výpočtů zážehových motorů vyskytuje hodnota $T_w = 450\ K$ [1, 16].



Obr. 5.6 Průběh teploty na vnější a vnitřní straně vložky válce [7]

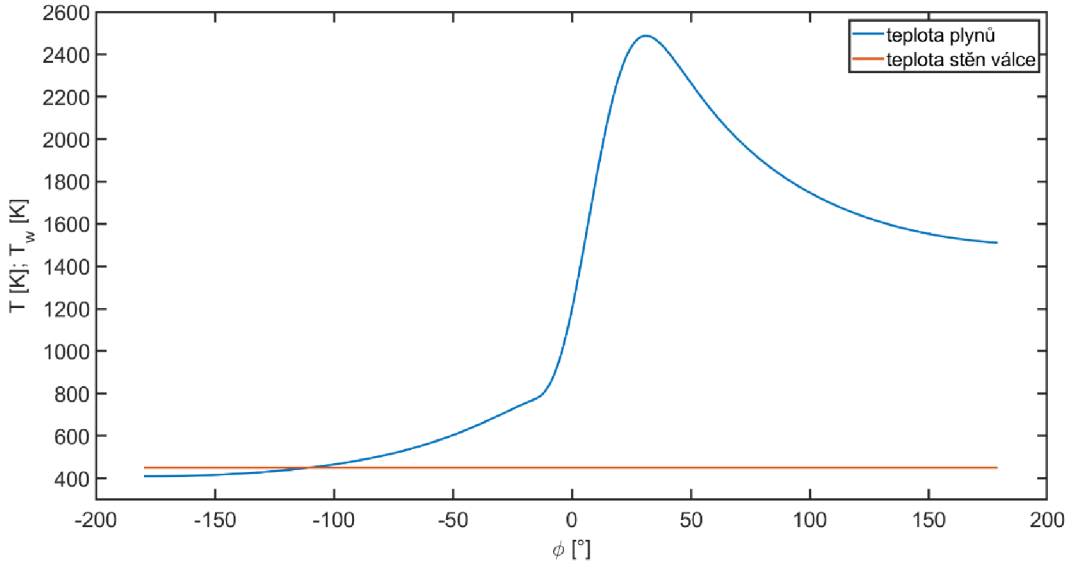
Vzhledem k literatuře byla zvolena střední teplota stěn $T_w = 450\ K$. Obrázek 5.7 zobrazuje průběh střední teploty stěny v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele měřené v různé hloubce stěny spalovacího prostoru. Z hlediska modelu je důležitý průběh teploty na povrchu spalovacího prostoru (křivka pro 0 mm). Z obrázku 5.7 vyplývá, že se rozdíl teploty na povrchu stěny během celého cyklu je přibližně 6 K. Vzhledem k maximálním teplotám ve spalovacím motoru je tato změna zanedbatelná. Proto je hodnota střední teploty stěny T_w průběhu celého cyklus zvolena jako konstantní.



Obr. 5.7 Průběh střední teploty stěny válce v různých hloubkách [7]

Během indikace spalovacích tlaků docházelo s rostoucími otáčky motoru k růstu teploty nasávaného vzduchu a provozních kapalin. Z těchto poznatků lze předpokládat, že rostla i teplota stěn spalovacího prostoru. Proto je u modelu uvažováno zvýšení teploty o 10 K při každém nárůstu o 1000 otáček za minutu. Použité hodnoty teploty T_w jsou tedy v rozmezí od 450 K do 480 K pro otáčky 2000 min^{-1} až 5000 min^{-1}.

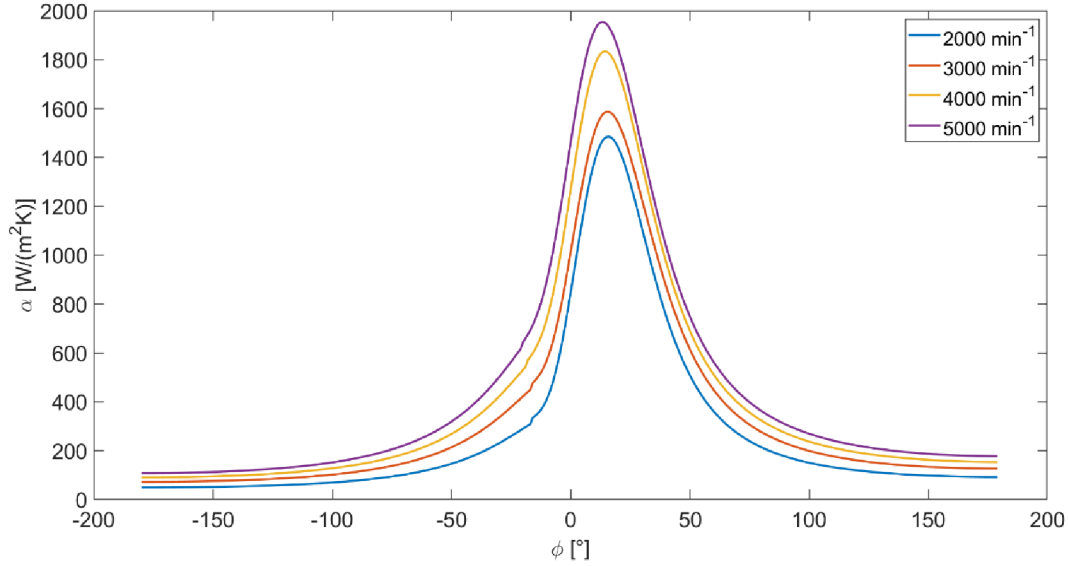
Zvolená teplota stěn T_w je na obrázku 5.8 porovnána s průběhem teploty plynů ve spalovacím prostoru. Na začátku komprese je teplota stěn vyšší než teplota plynů, proto dochází k přestupu tepla ze stěn do směsi plynů. Při úhlu klikové hřídele 110 ° před horní úvratí se teploty vyrovnají a tepelný tok je nulový. Poté začne teplota plynů prudce narůstat a dochází k tepelnému toku z plynů do stěn válce, kde výrazně větší rozdíl teplot, proto i větší tepelný tok.



Obr. 5.8 Srovnání teploty stěn válce s teplotou plynů

5.4.3 VÝSLEDKY PŘESTUPŮ TEPLA

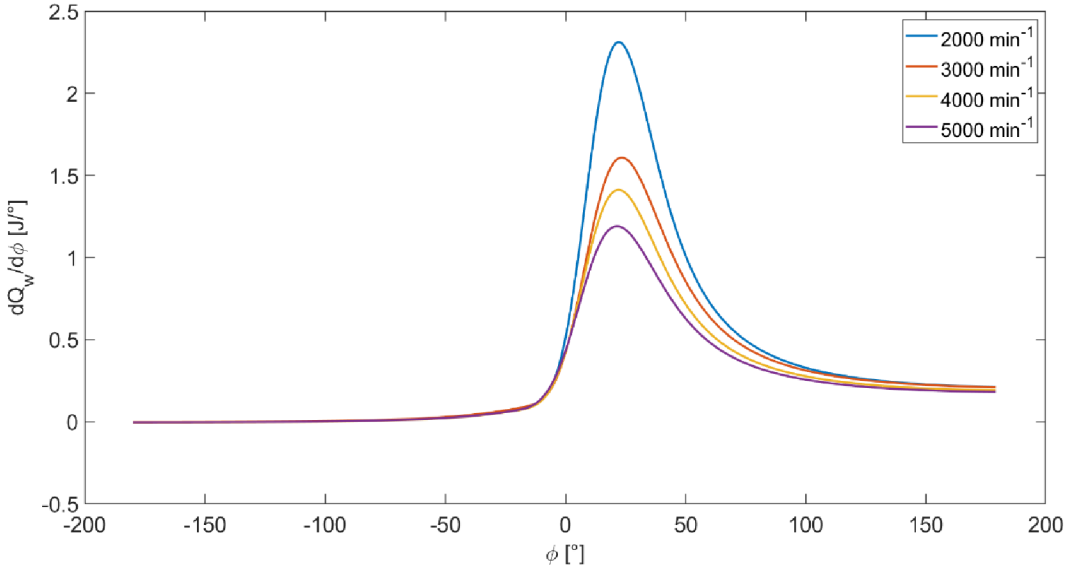
Výsledné průběhy součinitele přestupu tepla pro jednotlivé otáčky určeného pomocí Woschniho vztahu jsou zobrazeny na obrázku 5.9. Hodnota součinitele přestupu tepla roste s rostoucími otáčkami motoru. To je způsobeno větší rychlostí plynů ve spalovacím prostoru. Z hlediska Woschniho vztahu je to také způsobeno vyššími tlaky a teplotami.



Obr. 5.9 Součinitel přestupu tepla v závislosti na otáčkách

Výsledné průběhy tepelného toku mezi plyny ve válci a stěnami válce jsou zobrazeny na obrázku 5.10. K největšímu tepelnému toku dochází při nízkých otáčkách, protože termodynamický cyklus motoru trvá déle, a z motoru tak během otočení o jeden stupeň úhlu

klikové hřídele odejde více tepla. Při pohledu na rozdíly v maximu tepelného toku mezi jednotlivými křivkami je hodnota pro otáčky 3000 min^{-1} menší (obr. 5.10), než by měla být. Na začátku komprese jsou hodnoty tepelného toku záporné (velmi malá hodnota), protože dochází k přestupu tepla ze stěn do směsi ve válci (obr. 5.10).



Obr. 5.10 Tepelný tok mezi plyny a stěnami válce

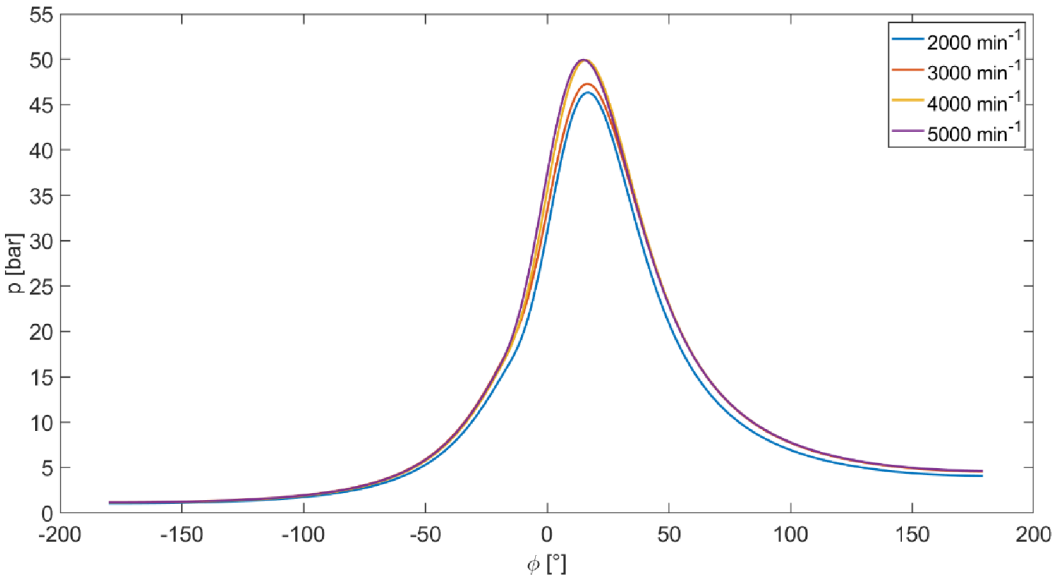
V tabule 5.3 jsou uvedeny hodnoty celkového tepla odvedeného do stěn válce Q_T, maximální hodnoty odvedeného tepla za stupeň úhlu natočení klikové hřídele $dQ_w/d\varphi$ (obr. 5.10), hustoty tepelného toku q_w, součinitele přestupu tepla α (obr. 5.9), teploty plynů T a hodnota teploty stěny válce T_w. Při otáčkách 2000 min^{-1} přestoupilo z plynů do stěn válce 134,6 J (tab. 5.3). Naopak ze stěn do plynů během komprese přestoupilo při stejných otáčkách pouze 0,2 J. Hodnoty Q_T s rostoucími otáčky klesají, z důvodu klesání hodnot $dQ_w/d\varphi$ (tab. 5.3). Naopak roste hustota tepelného toku q_w, která není v porovnání s $dQ_w/d\varphi$ přímo závislá na otáčkách motoru. Hustota tepelného toku závisí pouze na hodnotách teplot T a T_w, a na součiniteli přestupu tepla, který s otáčkami roste.

Tab. 5.3 Výsledné hodnoty parametrů přestupu tepla

		2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
Q_T	[J]	134,6	109,9	96,4	86,6
max $dQ_w/d\varphi$	[J/°]	2,31	1,61	1,41	1,19
max q_w	[MW/m^2]	2,67	2,77	3,27	3,46
max α	[W/(m^{2}K)]	1485	1587	1834	1954
max T	[K]	2487	2497	2531	2543
T_w	[K]	450	460	470	480

5.5 VÝSLEDNÉ PRŮBĚHY TLAKU A PARAMETRY CYKLU

Hlavním cílem tohoto termodynamického modelu spalovacího motoru bylo získat průběh indikovaného tlaku. Na obrázku 5.11 jsou zobrazeny vypočtené průběhy indikovaného tlaku, které jsou pro jednotlivé otáčky podobné. Nejvyššího tlaku bylo dosaženo při otáčkách 4000 min^{-1} a 5000 min^{-1} (tab. 5.4).



Obr. 5.11 Průběhy indikovaného tlaku termodynamického modelu

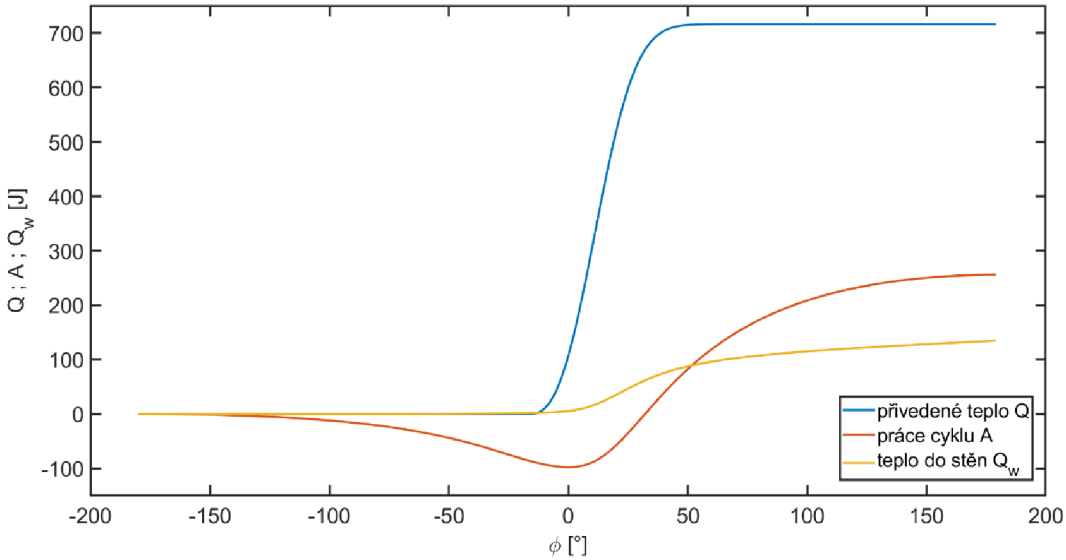
Z průběhů indikovaného tlaku na obrázku 5.11 byla vypočtena integrací indikovaná práce cyklu A_i. Z práce cyklu byl dále vypočten střední indikovaný tlak p_i, termická účinnost η_t, indikovaný výkon P_{ind} a měrná indikovaná spotřeba m_{pi} (tab. 5.4). Indikovaný výkon P_{ind} se vztahuje na jeden válec motoru.

Tab. 5.4 Výsledné parametry cyklu motoru

		2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
A_i	[J]	255,8	272,8	282,4	277,9
p_i	[bar]	10,2	10,9	11,3	11,1
max p	[bar]	46,3	47,3	49,9	49,9
η_t	[-]	0,357	0,363	0,373	0,375
P_{ind}	[kW]	4,2	6,8	9,4	11,6
m_{pi}	[g·kW^{-1}·h^{-1}]	229,8	225,9	219,9	218,9

Na obrázku 5.12 je srovnána práce cyklu A s průběhem celkového přivedeného tepla Q a s teplem, které přestoupilo do stěn válce Q_w. Při kompresy jsou hodnoty přestupu tepla Q_w zanedbatelné a přivedené teplo je až do úhlu zážehu nulové. Práce A se spotřebovává na kompresi čerstvé směsi a je až do horní úvrati nulová. Na stlačení směsi se spotřebovalo téměř 100 J. Za horní úvratí se již koná užitečná práce a přibližně 30 ° za horní úvratí je vyrovnána práce potřebná ke kompresi, velikost práce cyklu narůstá až do konce expanze.

Hodnoty přestupu tepla Q_w začínají narůstat až po uvolnění 50 % energie z paliva a rostou až do konce expanze.



Obr. 5.12 Srovnání práce, přivedeného tepla a přestupu tepla do stěn

Při otáčkách 2000 min^{-1} z celkového přivedeného tepla Q_p tvoří práce A_i přibližně 36 % a teplo přestoupené do stěn Q_T přibližně 19 %. Přibližně 45 % energie pak odchází ve výfukových plynech ven z vozidla.

6 PARAMETRICKÉ STUDIE

Model spalovacího motoru v prostředí Matlabu popsaný v minulé kapitole je založen na výpočtu přívodu a přestupu tepla pomocí diferenciálních rovnic. Použité rovnice, které ve velké míře vycházejí z experimentálního měření, obsahují velké množství parametrů. Hodnoty těchto parametrů použité ve výpočtovém modelu podstatně ovlivňují jeho přesnost. Proto je vhodné provést studii, která bude sledovat vliv těchto parametrů na průběh tlaku, uvolňování tepla a přestup tepla do stěn válce. Doporučené hodnoty parametrů, které jsou uvedené v literatuře [1, 2, 7], byly naměřeny na různých typech motorů, proto nemusí být pro konkrétní motor vhodné. Aby byla zjištěna přesná závislost průběhu tlaku na hodnotě parametrů, bude se vždy měnit pouze jeden z parametrů a ostatní zůstanou neměnné. Nejprve byla vypočtena závislost středního indikovaného tlaku na hodnotě všech sledovaných parametrů. Parametry, které nejvíce ovlivňovaly střední indikovaný tlak, byly následně podrobeny detailnějšímu zkoumání, které je popsané v kapitole 5. Parametry byly rozděleny na dvě skupiny, podle toho, zda ovlivňují průběh uvolňování tepla z paliva nebo přestup tepla ze stěn válce.

6.1 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ PŘESTUP TEPLA DO STĚN VÁLCE

První část parametrické studie se zabývala parametry ovlivňující uvolňování tepla z paliva. Byl zkoumán vliv těchto parametrů na tvar křivky uvolňování tepla. Mezi zkoumané parametry patří:

- Úhel počátku uvolňování tepla φ_S
- Úhel délky uvolňování tepla φ_D
- Parametr Vibeho funkce a
- Exponent Vibeho funkce n
- Celkové přivedené teplo Q_p

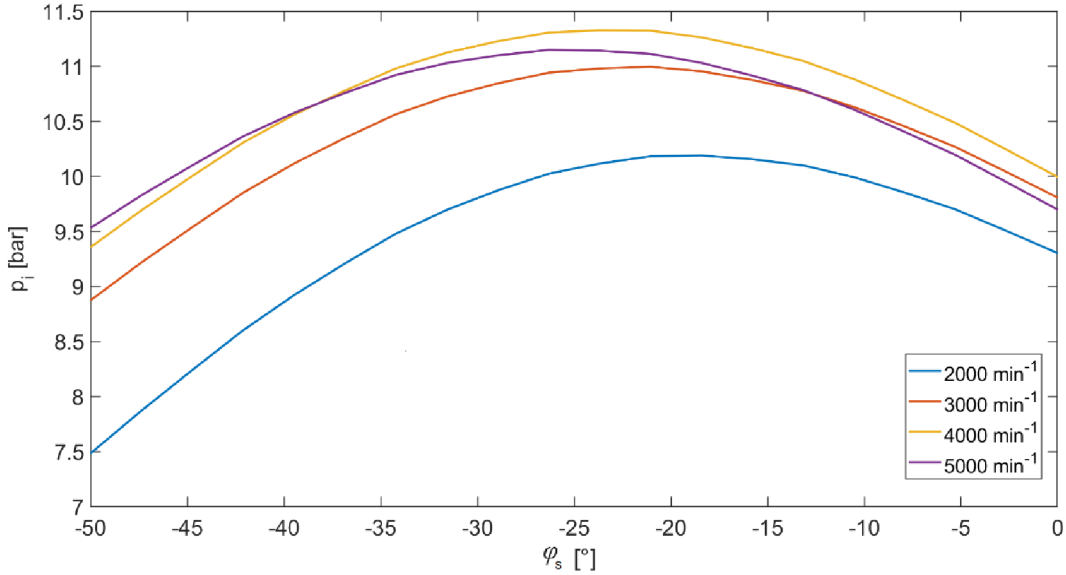
Zkoumané parametry jsou uvedeny v rovnici 6.1, které vznikla spojením rovnice 3.5 a 3.6. Rovnice 6.1 vyjadřuje množství tepla, které se uvolní z paliva během otočení klikové hřídele o jeden stupeň.

$$\frac{dQ}{d\varphi} = Q_p \cdot \frac{d\left\{1 - exp\left[-a\left(\frac{\varphi - \varphi_s}{\varphi_d}\right)^n\right]\right\}}{d\varphi} \tag{6.1}$$

6.1.1 PARAMETR VIBEHO FUNKCE Φ_S

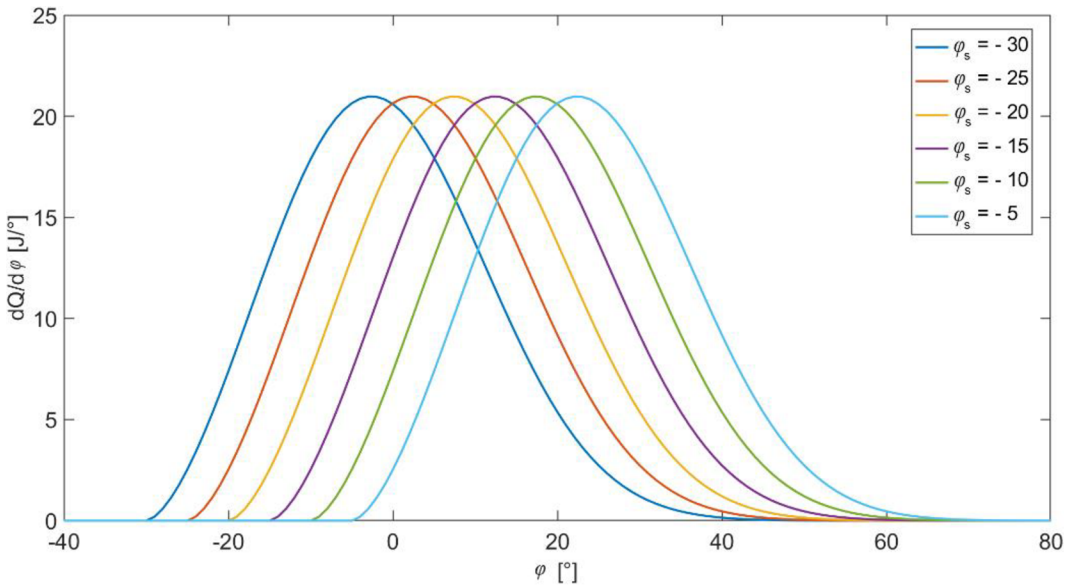
Prvním sledovaným parametrem Vibeho funkce je úhel počátku uvolňování tepla φ_s. Závislost středního indikovaného tlaku na úhlu φ_s je zobrazena na obrázku 6.1. Maximální hodnoty p_i se nacházejí v rozmezí 15 ° až 30 ° před horní úvratí. Nejvyšší hodnoty středního tlaku

dosahuje křivka odpovídající otáčkám 4000 min^{-1}. Maximální hodnota středního indikovaného tlaku se s rostoucími otáčkami posouvá doleva, tedy uvolňování tepla začíná dříve. To odpovídá skutečným motorům, kde se s rostoucími otáčkami zvyšuje úhel předstihu. Toho bylo dosaženo i při měření motoru 1.0 MPI (tab. 4.2).



Obr. 6.1 Závislost středního indikovaného tlaku na úhlu φ_s

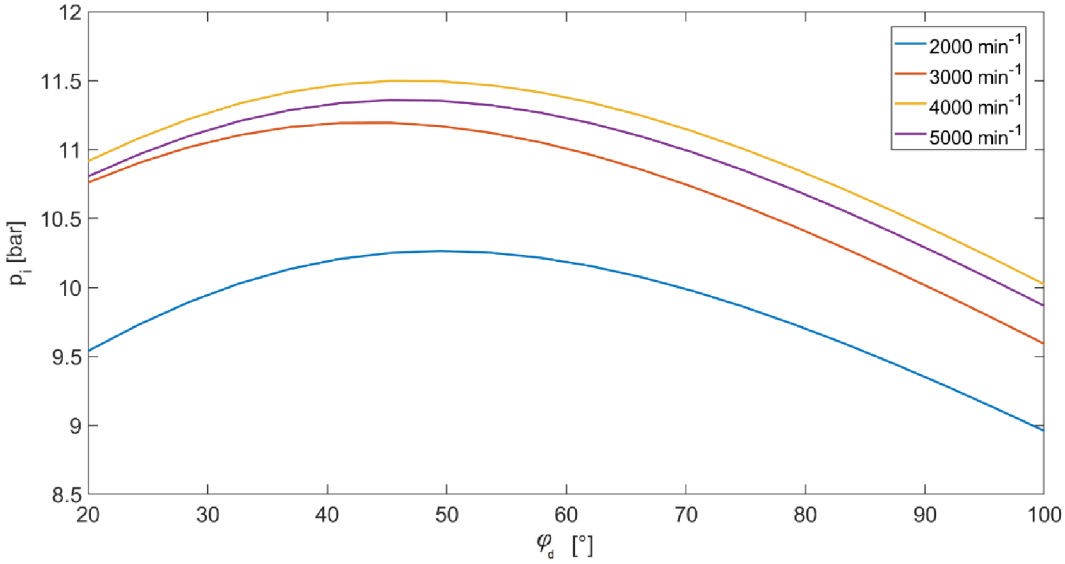
Úhel φ_s určuje pouze počáteční úhel, ve které se začne teplo uvolňovat. Neovlivňuje tvar křivky, ani dobu uvolňování tepla. Všechny křivky v obrázku 6.2 jsou pouze posunuté mezi sebou o 5 ° úhlu klikové hřídele.



Obr. 6.2 Závislost průběhu uvolňování tepla na parametru „φ_s“

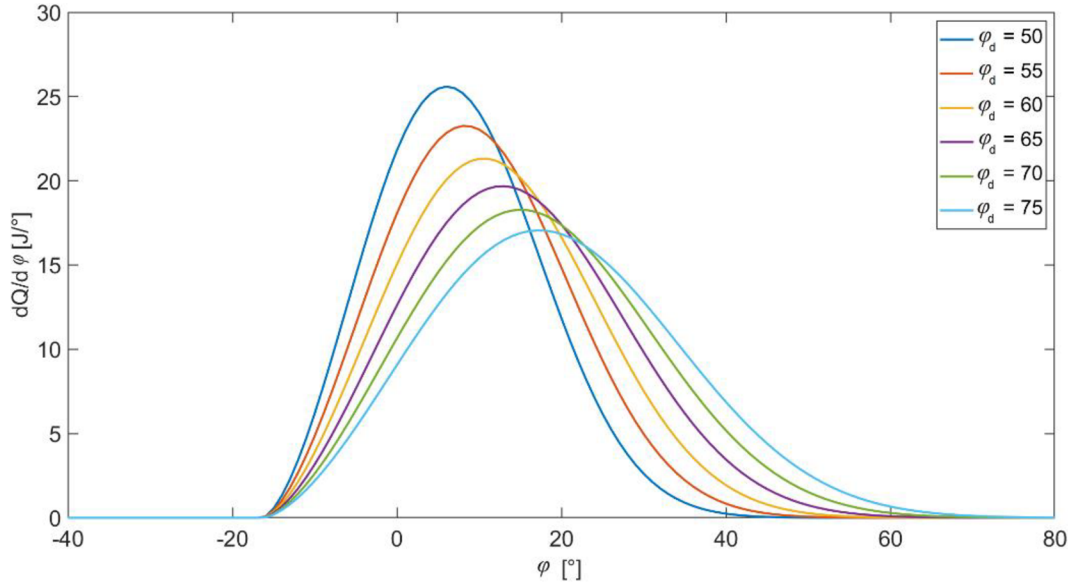
6.1.2 PARAMETR VIBEHO FUNKCE Φ_D

Dalším důležitým parametrem Vibeho funkce je úhel φ_d, který reprezentuje dobu uvolňování tepla. Závislost středního indikovaného tlaku na úhlu φ_d je zobrazena na obrázku 6.3. Z hlediska středního indikovaného tlaku jsou vhodné hodnoty parametru φ_d v rozmezí od 40 ° do 60 °.



Obr. 6.3 Závislost středního indikovaného tlaku na úhlu φ_d

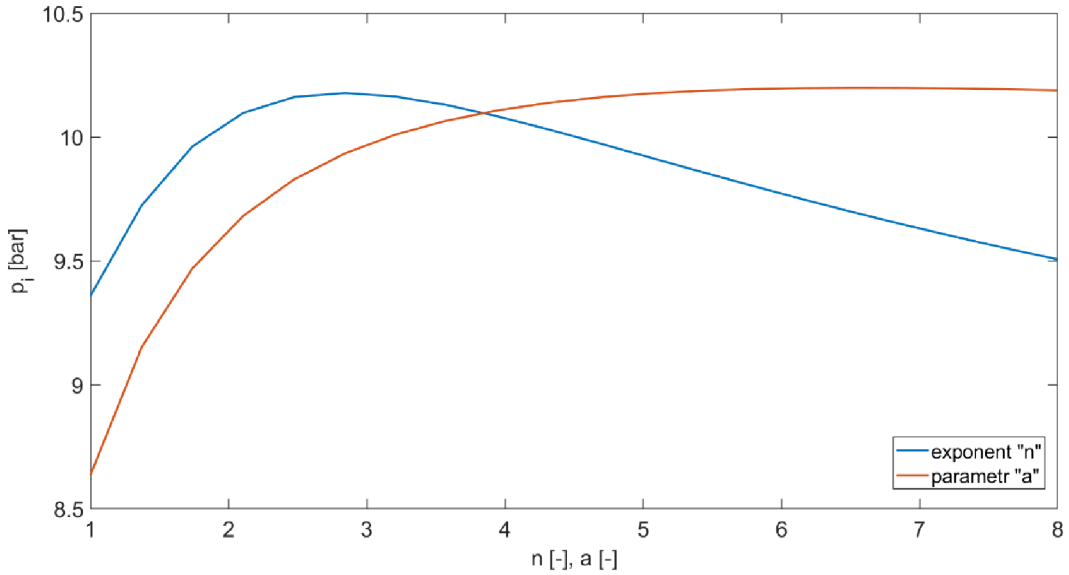
S ohledem na použité hodnoty parametru φ_d uvedené v kapitole 5 a z porovnání křivek uvolňování tepla mezi skutečným motorem (obr. 4.9) a modelem (obr. 6.4), se hodnota doby uvolňování tepla pohybuje v rozmezí od 50 ° do 75 °. S rostoucí hodnotou tohoto parametru se snižuje maximální hodnota $dQ/d\varphi$ a při překročení hodnoty 50 ° se snižuje také střední indikovaný tlak (obr. 6.3). Hodnota celkového uvolněného tepla z paliva je však u všech křivek na obrázku 6.4 shodná.



Obr. 6.4 Závislost průběhu uvolňování tepla na parametru „φ_d“

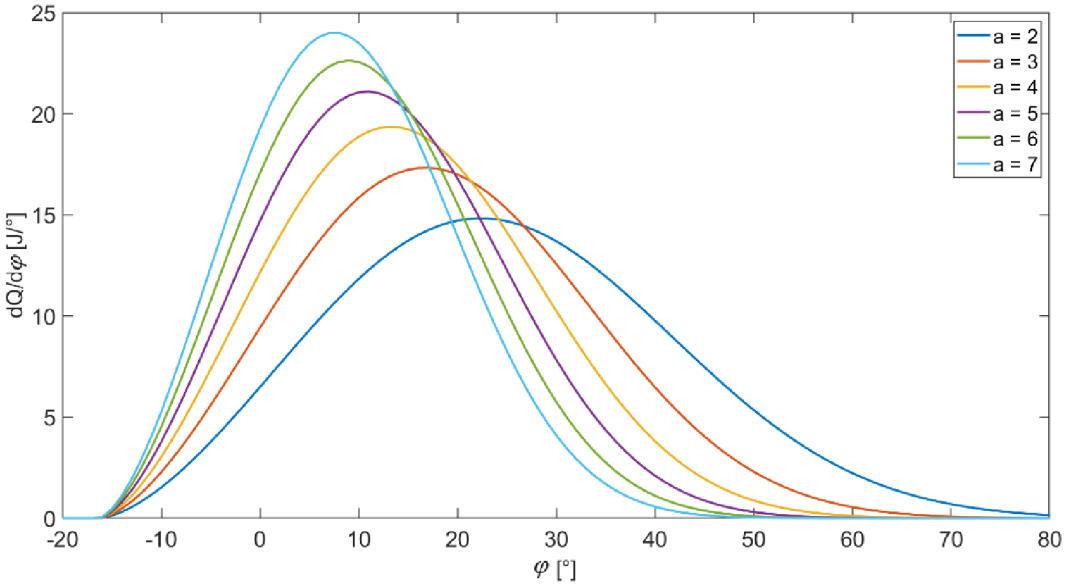
6.1.3 DALŠÍ PARAMETRY VIBEHO FUNKCE

Pro získání kompletního přehledu o vlivu parametrů Vibeho funkce, je zapotřebí prozkoumat i vliv koeficientu *a* a exponentu *n*. Oba parametry dosahují podobných hodnot, proto budou probírány společně. Podobně jako u parametru φ_d (obr. 6.3), jsou křivky závislosti středního indikovaného tlaku pro jednotlivé otáčky téměř identické, proto jsou na obrázku 6.5 zobrazeny pouze závislosti obou parametrů při otáčky 2000 min^{-1}. Bylo zjištěno, že při těchto otáčkách dochází k největší relativní změně středního indikovaného tlaku.



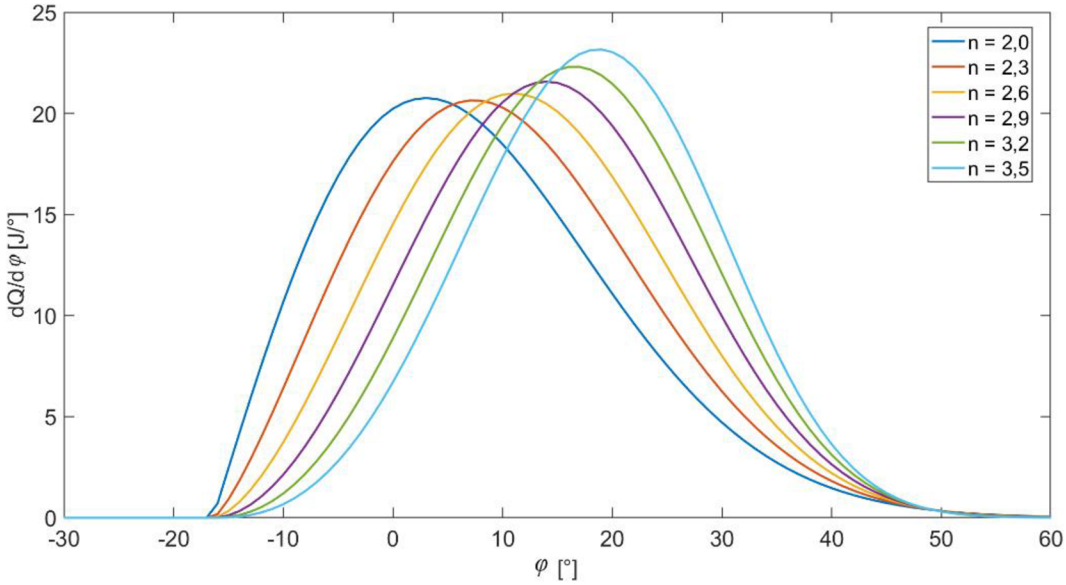
Obr. 6.5 Závislost středního indikovaného tlaku při 2000 min^{-1}

S ohledem na použité hodnoty parametru *a* uvedené v kapitole 5 a z porovnání křivek uvolňování tepla mezi skutečným motorem (obr. 4.9) a modelem (obr. 6.6), se hodnota parametru *a* pohybuje v rozmezí 4 až 5. Hodnoty použité v modelu spalovacího motoru se nacházejí ve stejném rozmezí. Při pohledu na obrázek 6.5 je při zvyšování hodnoty *a* střední indikovaný tlak téměř konstantní, naopak při jeho snižování pod uvedené rozmezí hodnot střední indikovaný tlak výrazně klesá. Při hodnotách parametru *a* menších než 3, dochází k výraznému prodlužování doby uvolňování tepla (obr. 6.6), což způsobuje, že se úhel 50 % uvolněného tepla výrazně vzdaluje od horní úvrati.



Obr. 6.6 Závislost průběhu uvolňování tepla na parametru „a“

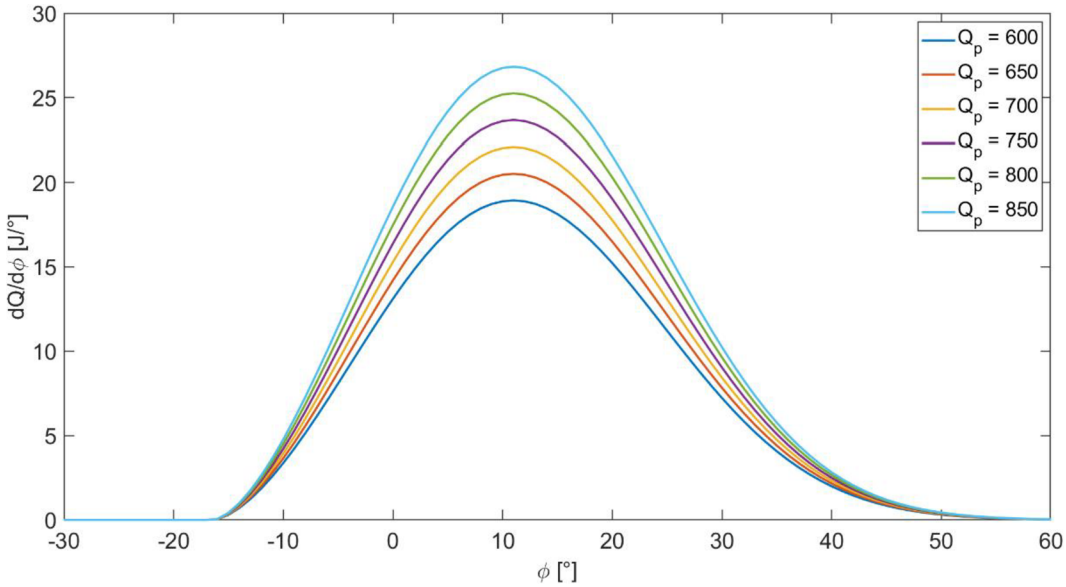
Podobným způsobem jako v případě parametru *a* bylo zjištěno, že hodnota parametru *n* pohybuje v rozmezí od 2 do 3,5 (obr. 6.7). Mimo tyto hodnoty parametru *n* dochází k příliš prudkým nárustům nebo poklesům křivky uvolňování tepla. Hodnoty použité v modelu spalovacího motoru se pohybují v rozmezí od 2,4 do 2,6.



Obr. 6.7 Závislost průběhu uvolňování tepla na parametru „n“

6.1.4 CELKOVÉ PŘIVEDENÉ TEPLO Q_P

Důležitým parametrem, který významně ovlivňuje průběh uvolňování tepla, je celkové uvolněné teplo Q_p. Celkové uvolněné teplo určené z naměřených dat a vytvořených simulací nabývá hodnot od 690 J do 760 J. Závislost středního indikovaného tlaku na parametru Q_p je lineární. S rostoucí hodnotou Q_p roste i střední indikovaný tlak, závislost na otáčkách motoru je zanedbatelná. Vyšší hodnota parametru Q_p výrazně zvyšuje maximální hodnotu $dQ/d\varphi$ (obr. 6.8). Počátek ani konec uvolňování tepla není ovlivněn.



Obr. 6.8 Závislost průběhu uvolňování tepla na celkovém přivedeném teple Q_p

6.2 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ PŘESTUP TEPLA DO STĚN VÁLCE

V druhé části parametrické studie byla věnována pozornost parametrům ovlivňující přestup tepla z náplně válce do jeho stěn. Byly zkoumány následující parametry:

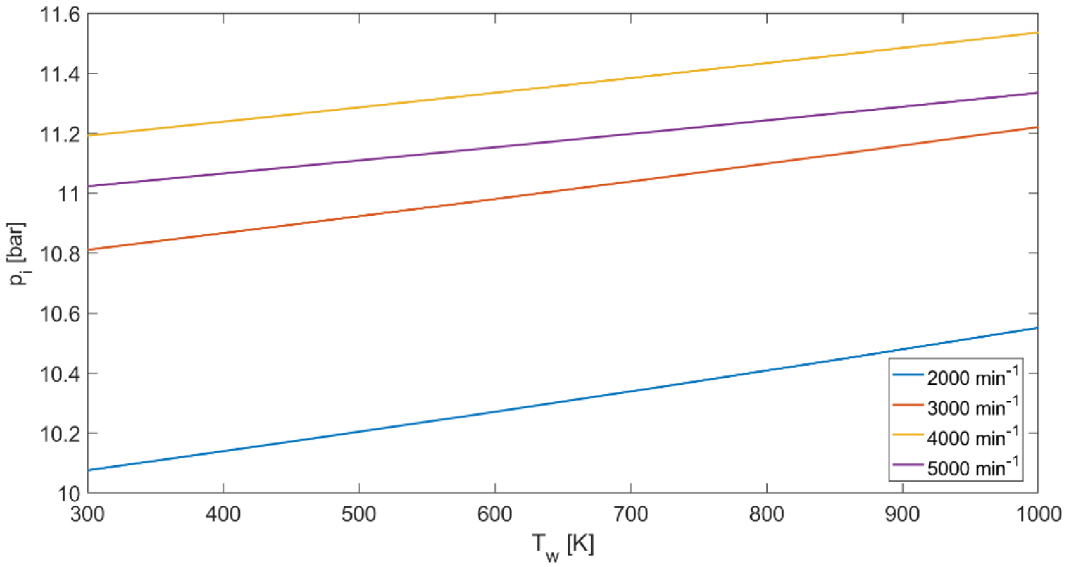
- Teplota stěny válce T_w
- Plocha kompresního prostoru S_0
- Součinitel přestupu tepla α

Zkoumané parametry jsou uvedeny v rovnici 6.2, které vznikla spojením rovnice 1.9 a 2.15. Rovnice 6.2 vyjadřuje množství tepla, které přestoupí z plynu do stěn válce během otočení klikové hřídele o jeden stupeň.

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \alpha \cdot \left[S_0 + \frac{4}{D} \cdot (V - V_c)\right] \cdot (T - T_w) \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot n} \qquad (6.2)$$

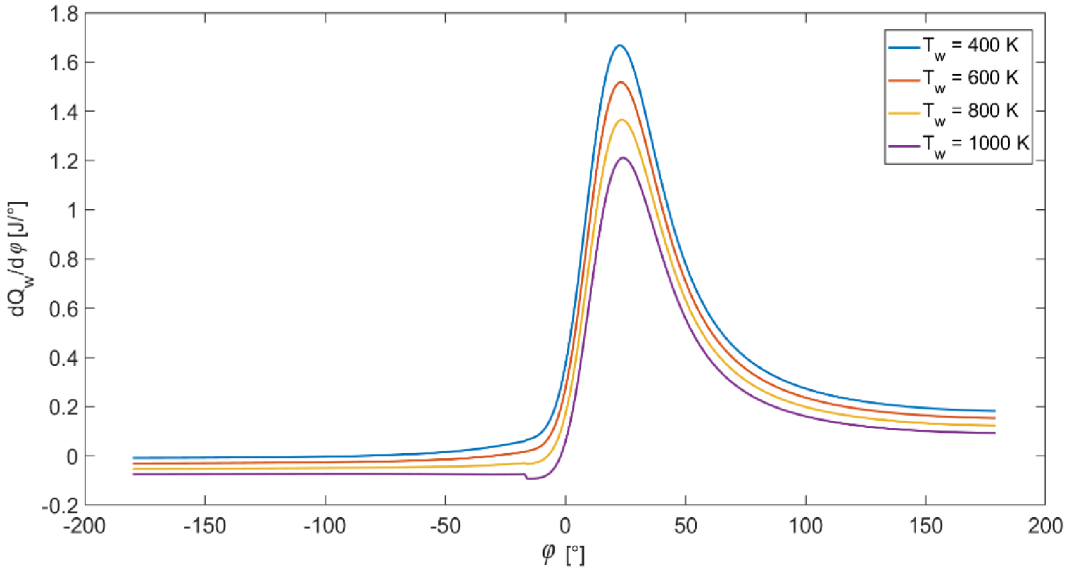
6.2.1 TEPLOTA STĚNY VÁLCE

Hodnota teploty stěny válce T_w určuje tepelný spád mezi náplní motoru a stěnou válce, který způsobuje samotný přestup tepla. Čím větší je v danou chvíli tepelný spád, tím větší je přestup tepla. Podle obrázku 6.9 roste střední indikovaný tlak s rostoucí teplotou T_w. Z hlediska přestupů tepla je pro motor výhodnější vyšší teplota stěny, protože je tak menší rozdíl teplot a důsledkem toho i přestup tepla z plynů do stěn válce. Naopak na začátku komprese, kdy dochází k přestupu tepla ze stěn do plynů, je opět výhodnější vyšší střední teplota stěny T_w.



Obr. 6.9 Závislost středního indikovaného tlaku na teplotě T_w

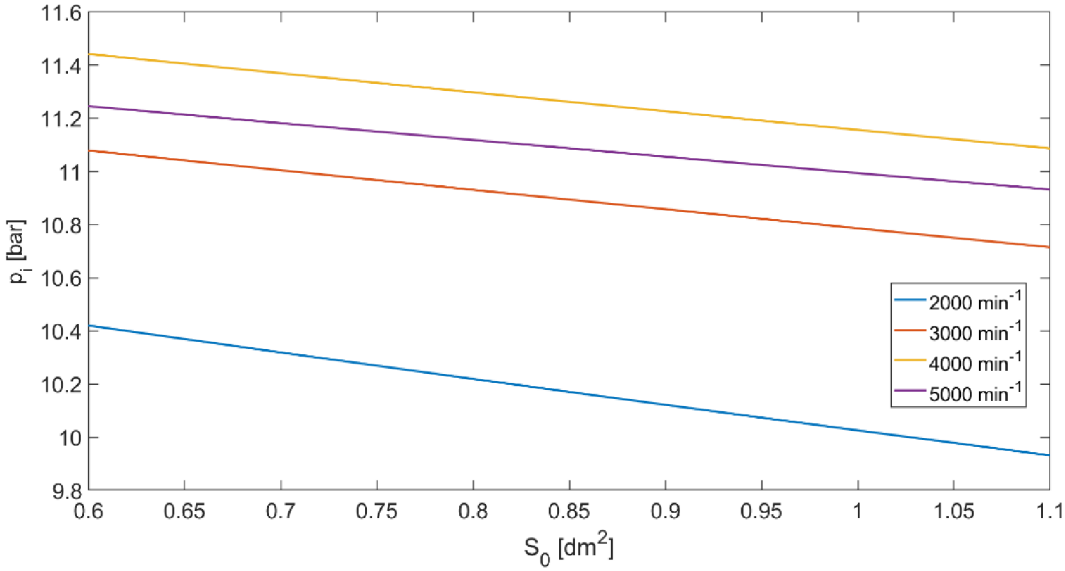
Závislost tepelného toku $dQ_w/d\varphi$ na teplotě T_w je zobrazena na obrázku 6.10. Z obrázku plyne, že s rostoucí střední teplotou stěn válce, klesá přestup tepla z náplně motoru do stěn válce. Z důvodu nižších ztrát roste účinnost motoru, a proto roste i střední indikovaný tlak (obr. 6.9). Pro vykreslení grafů 6.9 a 6.10 byly použity hodnoty teplot T_w výrazně vyšší, než jsou reálně. Přesto lze vidět malé rozdíly mezi jednotlivými křivkami. Tato skutečnost je způsobena tím, že teplot T_w velmi málo ovlivňuje tepelný tok, a z hlediska přestupů tepla má malý význam.



Obr. 6.10 Závislost tepelného toku na střední teplotě stěny T_w

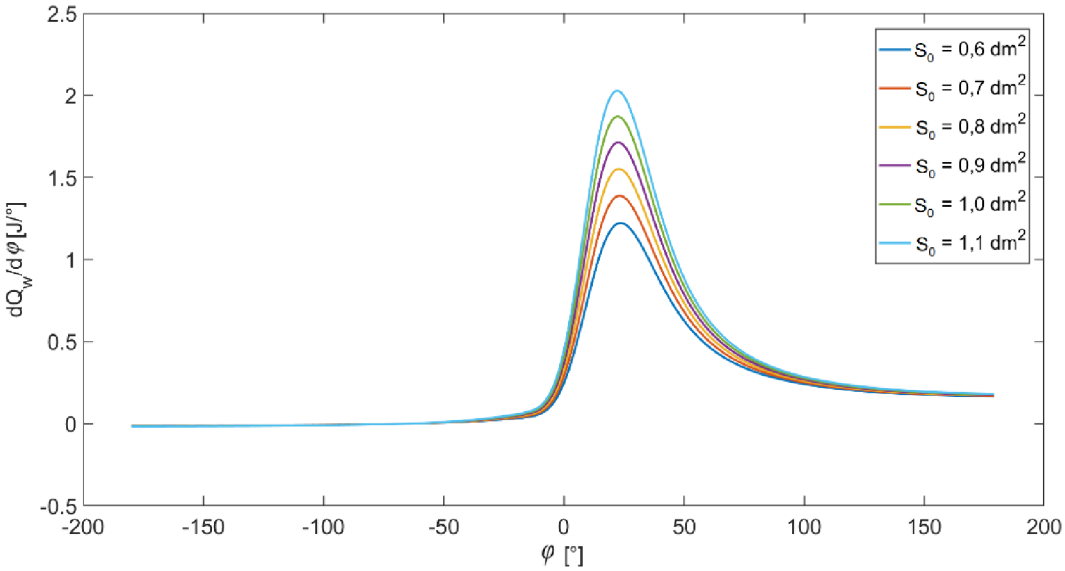
6.2.2 PLOCHA KOMPRESNÍHO PROSTORU

Dalším zkoumaným parametrem je plocha kompresního prostoru S_0, jejíž přesné určení, jak bylo uvedené v kapitole 5, může být problematické. Závislost středního indikovaného tlaku na ploše S_0 je zobrazen na obrázku 6.11. S rostoucí plochou kompresního prostoru roste celková plocha, přes kterou odchází z motoru teplo, proto se zvyšují tepelné ztráty a klesá střední indikovaný tlak (obr. 6.11).



Obr. 6.11 Závislost středního indikovaného tlaku na ploše S_0

Tepelný tok je změnou plochy kompresního prostoru ovlivněn pouze v oblasti hoření paliva v horní úvrati (obr. 6.12), protože je zde dominantní plocha kompresního prostoru a aktuální plocha stěny válce je výrazně menší. Naopak na začátku komprese je dominantní plocha stěny válce a relativně malá změna plochy kompresního prostoru se na tepelném toku neprojeví. Navíc tepelný tok je zde obecně výrazně menší v porovnání s oblastí hoření paliva, proto křivky v oblasti komprese splývají.



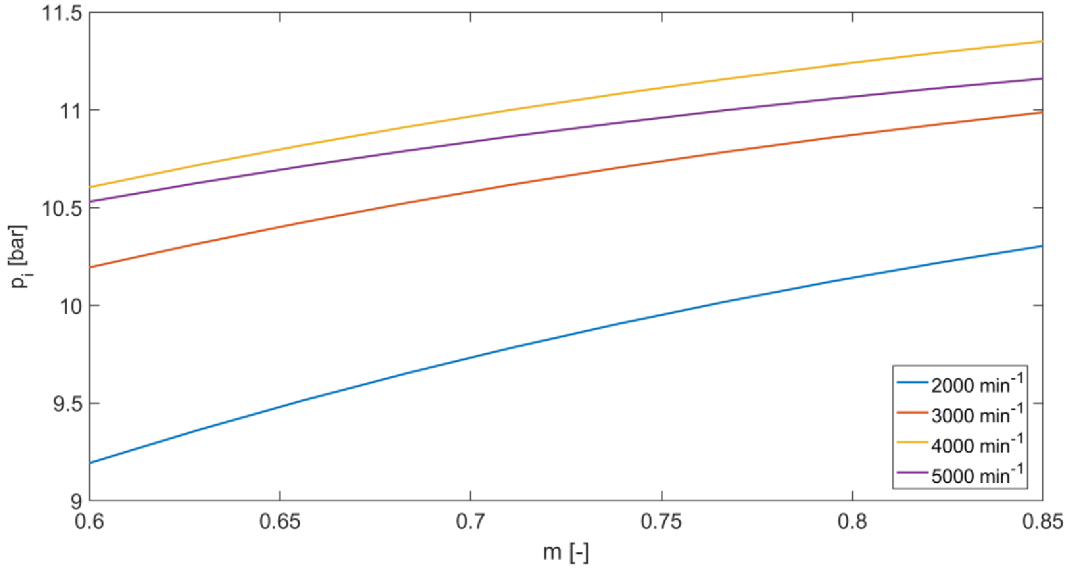
Obr. 6.12 Závislost tepelného toku na ploše kompresního prostoru S_0

6.2.3 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA (WOSCHNI)

Parametrem, kterému bude věnována největší pozornost, je součinitel přestupu tepla α. Důvodem pro podrobnější zkoumání je obtížnost jeho přesného určení diskutovaná v kapitole 2. Součinitel přestupu tepla určený Woschniho vztahem je obecně definován rovnicí 6.3 [2]. Běžně používané hodnoty parametrů z rovnice 6.3 jsou rovny C = 3,26 a m = 0,8 [1, 2]. S těmito hodnotami je rovnice 6.3 shodná s rovnicí 2.14.

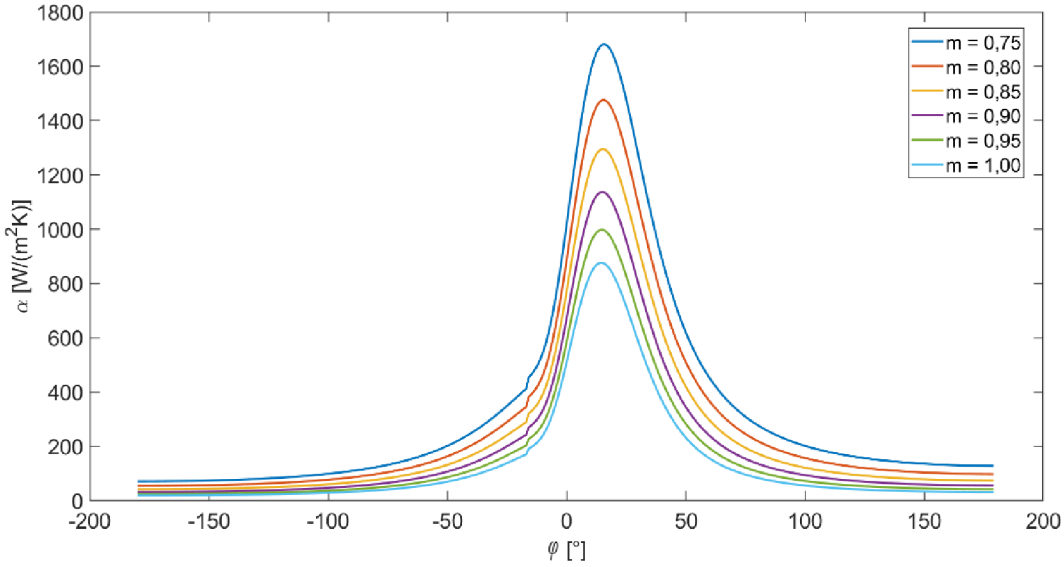
$$\alpha = C \cdot D^{m-1} \cdot p^{m} \cdot T^{0,75-1,62 \cdot m} \cdot u^{m} \qquad (6.3)$$

Nejprve byl sledování vliv parametru *m* na střední indikovaný tlak (obr. 6.13). S rostoucí hodnotou parametru *m* klesá součinitel přestupu tepla a tepelný tok, to má za následek růst středního indikovaného tlaku.



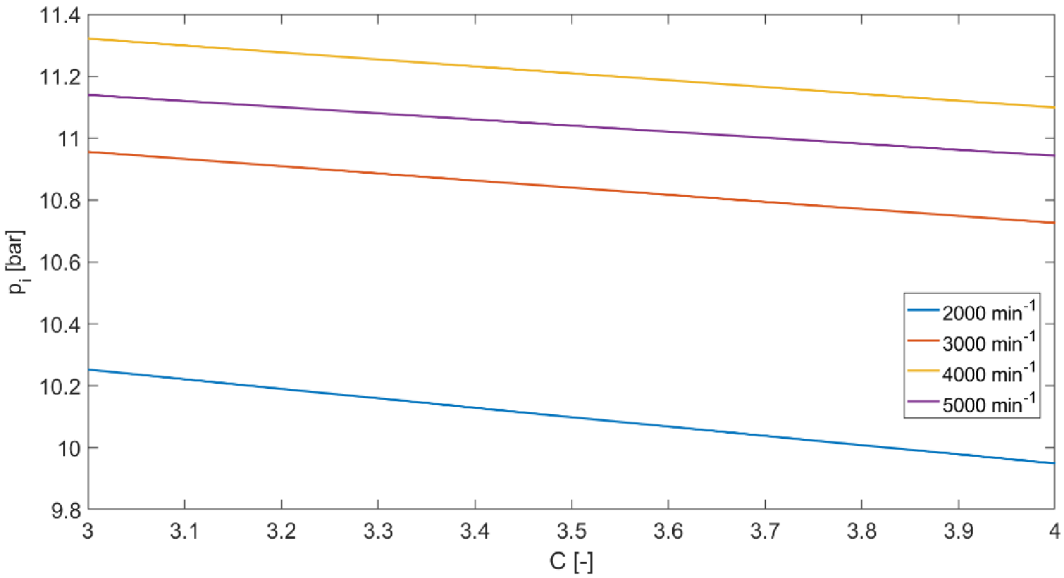
Obr. 6.13 Závislost středního indikovaného tlaku na parametru „m“

Součinitel přestupu tepla klesá s rostoucí hodnotou parametru *m*. Křivky závislosti součinitele α na parametru *m* jsou zobrazeny na obrázku 6.14. S rostoucí hodnotou parametru *m* klesají hodnoty součinitele přestupu tepla, proto bude klesat i tepelný tok.



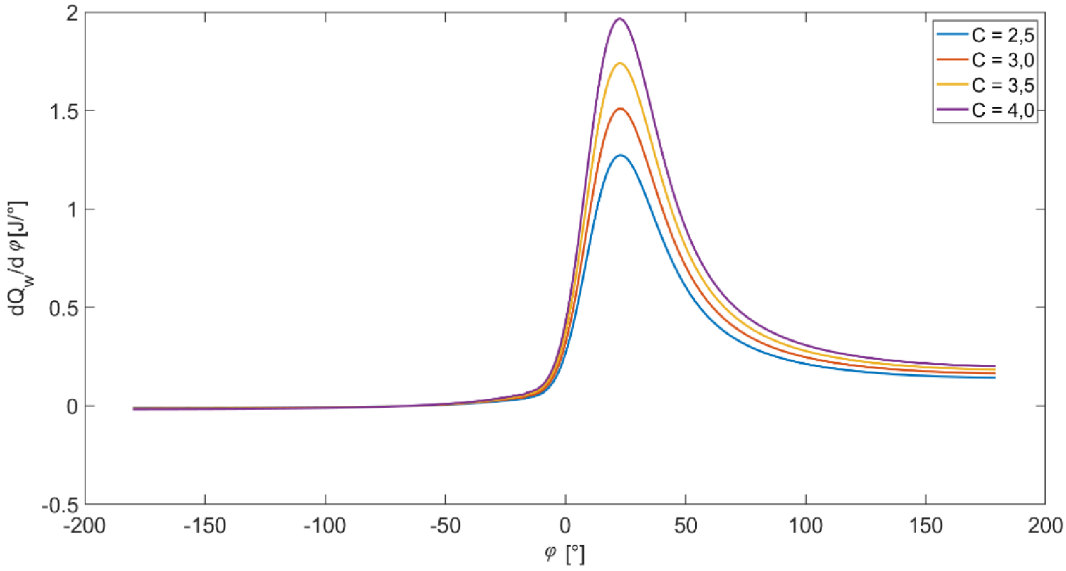
Obr. 6.14 Závislost součinitele přestupu tepla na parametru „m“

Další sledovaným parametrem byl koeficient *C* z rovnice 6.3. Závislost středního indikovaného tlaku na koeficientu *C* je zobrazena na obrázku 6.15.



Obr. 6.15 Závislost středního indikovaného tlaku na parametru „C“

Na obrázku 6.16 je závislost tepelného toku na koeficientu *C*, který svou hodnotou pouze násobí průběh součinitele přestupu tepla α. Závislost tepelného toku na koeficientu *C* tak lze považovat za závislost na součiniteli přestupu tepla. Tedy s rostoucím součinitelem α roste tepelný tok.



Obr. 6.16 Závislost tepelného toku na parametru „C“

6.2.4 DALŠÍ VZTAHY PRO VÝPOČET PŘESTUPU TEPLA

K určení součinitele přestupu tepla se u spalovacích motorů běžně využívá Woschniho vztah (viz rov. 2.14). V literatuře se vyskytují i další vztahy jako je například Eichelbergův, Hohenbergův nebo Bargendeho model [1, 2, 7, 16]. V této kapitole budou tyto modely srovnány s Woschniho vztahem pro výpočet součinitele přestupu tepla. Dále bude sledována změna průběhu tlaku při použití jiného než Woschniho modelu.

Nejstarším z výše uvedených je Eichelbergův model (1939). Eichelberg prováděl studii na dvoudobých a čtyřdobých dieselových motorech, kde vytvořil korelaci celkového součinitele přestupu tepla na základě teplot a tlaků [16]. Do výsledné rovnice rov. 6.4 [7] se dosazuje zdvih pístu Z [m], otáčky motoru n_{rpm} [min^{-1}], tlak p [MPa], střední teplota plynů T [K].

$$\alpha = 2{,}485 \cdot Z^{0{,}33} \cdot {n_{rpm}}^{0{,}33} \cdot T^{0{,}5} \cdot p^{0{,}5} \qquad (6.4)$$

Hohenbergova korelace (1979) součinitele přestupu tepla představuje vylepšení Woschniho vztahů [16]. Hohenbergův model se využívá při modelování v částečného zatížení u motorů se spalováním vrstvené směsi HCCI [1]. Výsledný vztah vyjadřuje rovnice 6.5 [21]. Do rovnice se dosazuje objem V [m^3], tlak p [bar], teplota T [K], střední pístová rychlost u_p [m·s^{-1}].

$$\alpha = 130 \cdot V^{-0{,}06} \cdot p^{0{,}8} \cdot T^{-0{,}4} \cdot (u_s + 1{,}4)^{0{,}8} \qquad (6.5)$$

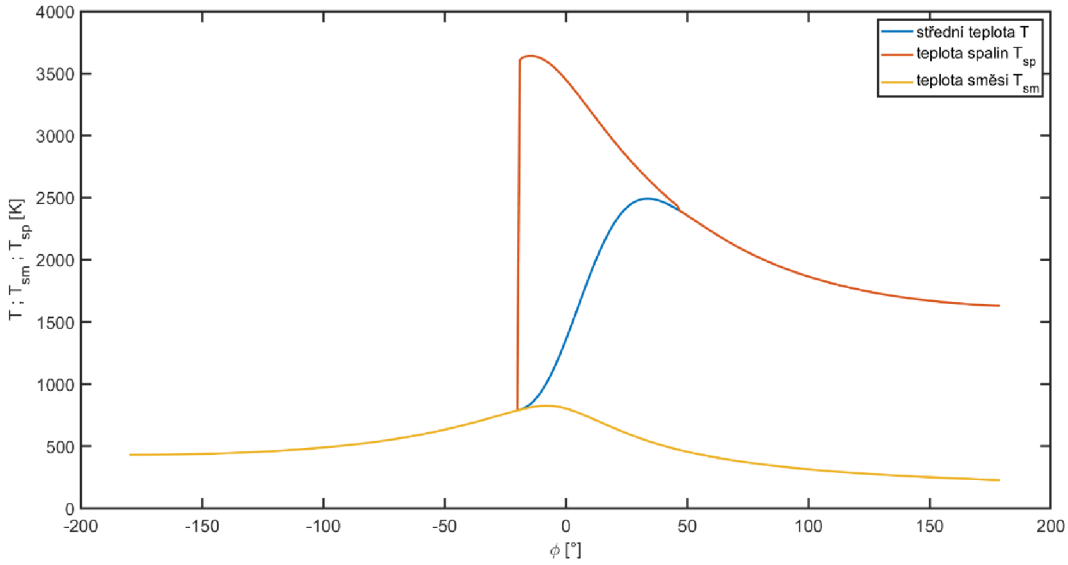
Nejnovějším z diskutovaných vztahů je Bargendeho model (1990) součinitele přestupu tepla, který je vhodný pro motory s vířivým spalovacím prostorem [7]. Na rozdíl od předchozích vztahů se jedná o 2-zónový model, pro který je nutné znát odděleně teplotu čerstvé směsi T_{sm} a teplotu spalin T_{sp}. Teplota čerstvé směsi byla vypočtena na základě kompresních tlaků pomocí stavové rovnice. Teplota spalin poté pomocí rovnice 6.6 [7]. Průběh teplot směsi a

spalin jsou společně se střední teplotou náplně válce zobrazeny na obrázku 6.17 pro otáčky 5000 min^{-1}.

$$T_{sp} = \frac{1}{x_b} \cdot T + \frac{x_b - 1}{x_b} \cdot T_{sm} \tag{6.6}$$

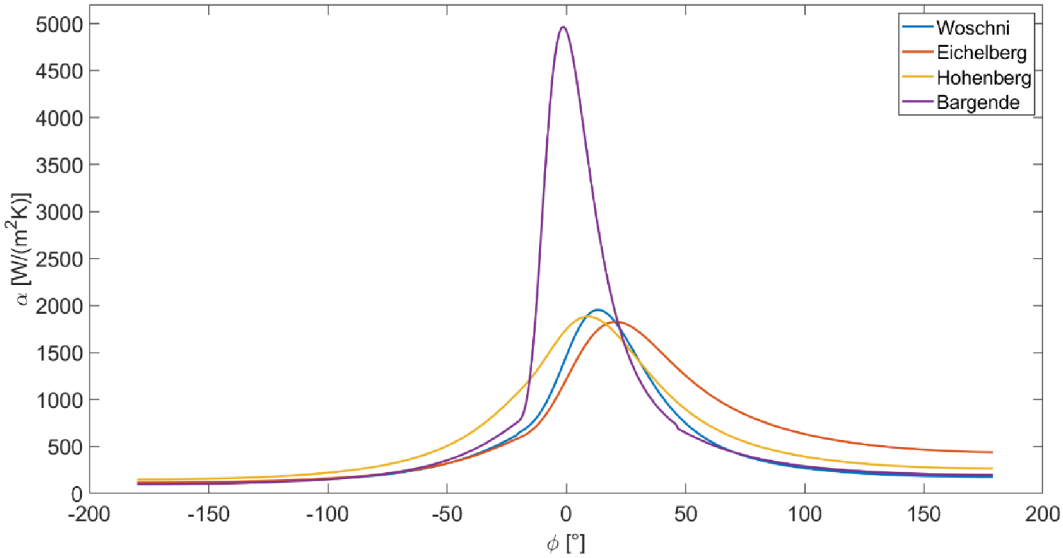
Výsledný Bargendeho model se řídí rovnicí 6.7. Do rovnice se dosazuje objem V [m^3], tlak p [MPa], všechny teploty [K], ekvivalent rychlosti proudění w [m·s^{-1}] a součinitel postupu hoření Δ [-], který zahrnuje vliv teploty směsi a spalin podle aktuálního podílu vyhořelé směsi ve válci x_b. Podrobnější popis výpočtu součinitele přestupu tepla podle Bargendeho modelu je uveden v literatuře [7].

$$\alpha = 1527{,}5 \cdot V^{-0{,}073} \cdot p^{0{,}78} \cdot \left(\frac{T + T_w}{2}\right)^{-0{,}477} \cdot w^{0{,}8} \cdot \Delta \tag{6.7}$$



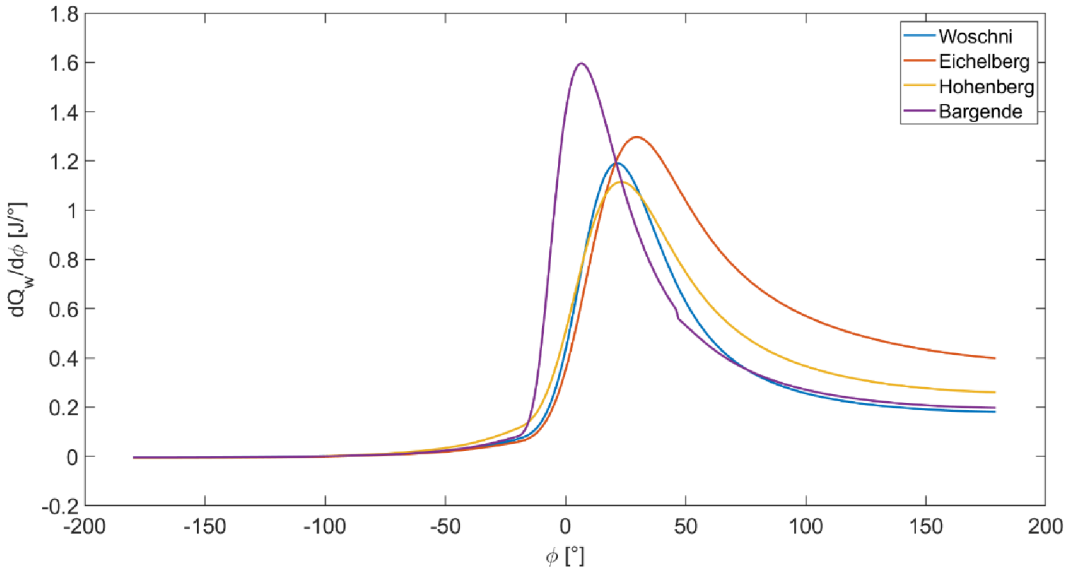
Obr. 6.17 Teploty pro Bargendeho model součinitele přestupu tepla

Na obrázku 6.18 jsou srovnány výše diskutované modely pro výpočet součinitele přestupu tepla s Woschniho modelem při otáčkách 5000 min^{-1}. Eichelbergův, Hohenbergův a Woschniho vztah se velmi liší svým průběhem, ale dosahují podobných maximálních hodnot. Hohenbergův model je charakterizován vyšší hodnotou součinitele α při kompresi, naopak Eichelbergův model dosahuje vyšších hodnot při expanzi. Bargendeho model se výrazně liší svojí maximální hodnotou v oblasti hoření, ale na rozdíl od ostatních modelů dosahuje maximální hodnoty již v horní úvrati. Při výpočtu Bargendeho modelu byla zjištěna vysoká citlivost hodnoty teploty čerstvé směsi T_{sm} na teplotu spalin T_{sp} z důvodu dělení parametrem x_b (rov. 6.6), který dosahuje na začátku hoření velmi malých hodnot. Dále jsou výsledky velmi ovlivněny rozvířením směsi ve válci, které charakterizuje měrná kinetická energie turbulencí k_t [7]. Měrná kinetická energie turbulencí vystupuje v ekvivalentu rychlosti proudění w (rov. 6.7).



Obr. 6.18 Srovnání modelů pro výpočet součinitele přestupu tepla

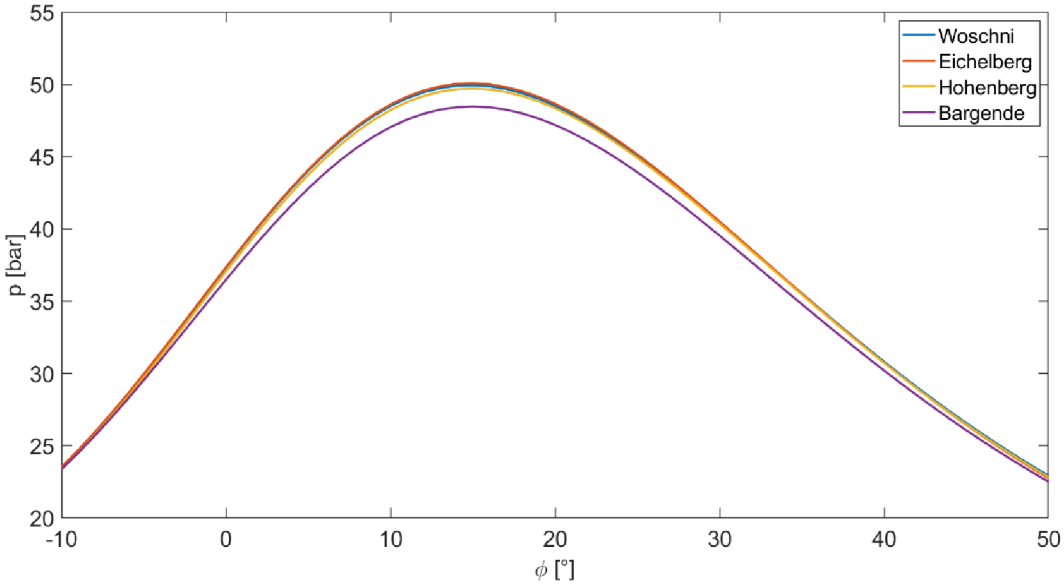
I přes výrazně vyšší hodnoty součinitele přestupu tepla (obr. 6.18), dosahuje Bargendeho model srovnatelných hodnot tepelného toku do stěn válce (obr. 6.19). Maximální hodnota součinitele α se nachází okolo 0 ° úhlu φ, kde bylo dosud přivedeno pouze 10 % energie z paliva, proto jsou zde stále nízké teploty směsi ve válci T. Tyto skutečnosti vedou k tomu, že je výsledný průběh tepelného toku posunut více vlevo (obr. 6.19) a nedosahuje tak rozdílných maximálních hodnot jako součinitel přestupu tepla (obr. 6.18).



Obr. 6.19 Srovnání průběhů tepelných toků jednotlivých modelů součinitele α

Vliv modelů pro výpočet přestupu tepla na průběh tlaku je zobrazena na obrázku 6.20 při otáčkách 5000 min^{-1}. Maximální hodnoty tlaku se při otáčkách 5000 min^{-1} liší přibližně o 1,5 baru, při 2000 min^{-1} je rozdíl obdobný. Při kompresi a expanzi, kde jsou přestupy tepla výrazně nižší, jsou průběhy tlaku téměř neměnné. Naopak ve fázi hoření se liší maximální

hodnoty tlaku. Při srovnání obrázků 6.19 a 6.20 způsobuje větší tepelný tok (Bargendeho model) větší pokles maximálního tlaku. Ostatní modely mají podobný průběh tepelného toku (obr. 6.19), proto jsou jejich průběhy tlaku téměř shodné.



Obr. 6.20 Srovnání průběhu tlaku pro odlišné součinitele přestupu tepla

Cílem této kapitoly bylo zjistit, jakých hodnot může nabývat součinitel přestupu tepla α. V kapitole 5 dosahovala maximální hodnota součinitel α u Woschniho modelu od 1500 do 2000 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Od Woschniho modelu se výrazně liší Bargendeho model, jehož maximální hodnota součinitele α se blíží 5000 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ (obr. 6.18). Použití takto vysoké hodnoty pro Woschniho model by nebylo adekvátní, protože oba modely mají podstatně jiný průběh součinitele α. Proto pro analýzu vlivu parametrů m a C Woschniho modelu na střední indikovaný tlak, volím rozmezí maximálních hodnot součinitele přestupu tepla od 1500 do 3000 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

6.3 VLIV PARAMETRŮ NA STŘEDNÍ INDIKOVANÝ TLAK

Pro srovnání vlivu sledovaných parametrů na cyklus motoru byl zvolen střední indikovaný tlak, protože srovnávat přímo jednotlivé průběhy tlaku by bylo nepřehledné. Střední indikovaný tlak reprezentuje průběh tlaku jednou číselnou hodnotu, proto je vhodný pro srovnávání termodynamických cyklů.

Postupně byly vypočteny průběhy středního indikovaného tlaku v závislosti na jednotlivých parametrech pro 2000, 3000, 4000 a 5000 min^{-1}. Následně byla vypočtena relativní změna mezi maximální a minimální hodnotou středního indikovaného tlaku. Tím bylo zjištěno, mezi jakými hodnotami se mění střední indikovaný tlak v určitém rozmezí hodnot zkoumaných parametrů. Rozsah jednotlivých parametrů, ze kterých byla relativní změna středního indikovaného tlaku počítána, jsou uvedeny v tabulce 6.1. Rozmezí parametrů m a C odpovídá

shodným maximálním hodnotám součinitele přestupu tepla α od 1500 do 3000 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ (viz kapitola 6.2.4).

Tab. 6.1 Rozmezí hodnot zkoumaných parametrů

		minimální hodnota	maximální hodnota
φ_S	[°]	-45	-10
φ_D	[°]	40	90
a	[-]	2,0	8,0
n	[-]	1,5	4,0
Q_p	[J]	650	800
T_w	[K]	350	700
S_0	[dm^2]	0,7	1,2
m	[-]	0,62	0,82
C	[-]	3,0	5,1

Výsledné relativní změny středního indikovaného tlaku v závislosti na jednotlivých parametrech jsou uvedeny v tabulce 6.2. Obecně lze říct, že parametry řídící uvolňování tepla z paliva, mají na výsledný průběh tlaku větší vliv než parametry přestupu tepla. Z první skupiny parametrů má největší vliv úhel počátku uvolňování tepla φ_S a celkové přivedené teplo Q_p. Z druhé skupiny nejvíce ovlivňují střední indikovaný tlak součinitel přestupu tepla (parametry *m* a *C*) a plocha kompresního prostoru S_0, naopak velmi málo ovlivňuje střední indikovaný tlak střední teplota stěny válce T_w. Parametry *m* a *C* mají odlišný vliv na celkový průběh součinitele přestupu tepla, proto se jejich vliv na střední indikovaný tlak liší.

Tab. 6.2 Relativní změna středního indikovaného tlaku

	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
φ_S [%]	23,9	19,1	16,8	15,0
φ_D [%]	9,7	10,8	10,5	10,5
a [%]	5,9	7,7	8,0	8,1
n [%]	3,6	3,4	2,9	2,8
Q_p [%]	20,9	21,1	21,0	21,0
T_w [%]	2,2	2,1	1,8	1,7
S_0 [%]	4,8	4,1	3,7	3,5
m [%]	9,6	7,8	6,9	6,4
C [%]	6,1	5,1	4,7	4,4

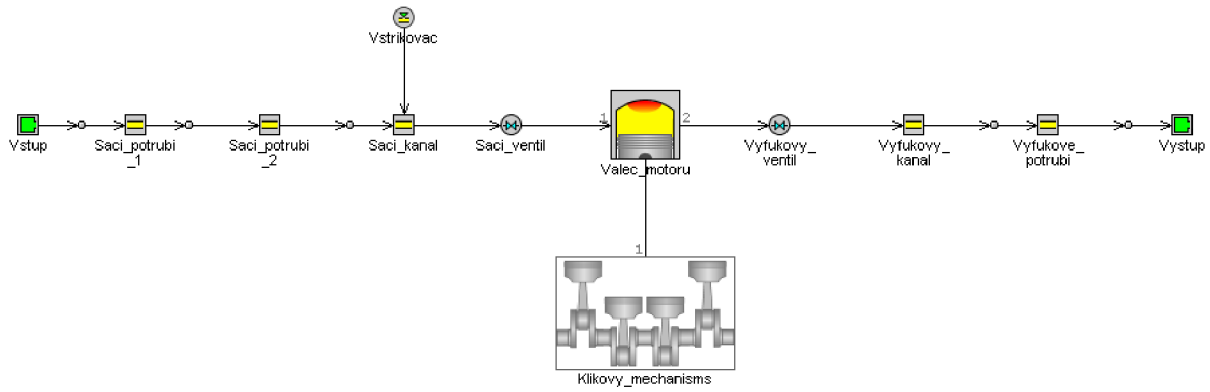
Je třeba podotknout, že procentuální hodnoty středního indikovaného tlaku (tab. 6.2) jsou výrazně ovlivněny použitým rozmezím jednotlivých parametrů (tab. 6.1). Nejde tak o konkrétní procentuální hodnoty, ale o obecné srovnání.

7 MODEL SPALOVACÍ MOTORU V GT POWER

Pro porovnání s indikovaným motorem a modelem spalovacího motoru v Matlabu byl vytvořen jednoduchý 1D model v prostředí GT-Power, který patří do balíku simulačních nástrojů GT-SUITE od společnosti GAMMA TECHNOLOGIES. Model byl vytvořen na základě parametrů motoru Škoda 1.0 MPI popsaného v kapitole 4. Prostředí GT-Power umožňuje modelovat širokou škálu inženýrských problémů od návrhu termodynamiky spalovacích motorů, klikového mechanismu, ventilových rozvodů a turbodmychadel, přes akustiku, klimatizace a vytápění, mazání ložisek až po elektromobily a hybridní vozidla. GT-Power nabízí kompletní řešení pro různá inženýrská odvětví.

7.1 POPIS MODELU

Ve výše popsaném softwaru byl vytvořen simulační model jednoho válce spalovacího motoru. Model byl vytvořen modifikací jednoduchého modelu z knihovny příkladů „Examples“. Model se skládá ze sacího systému tvořeného soustavou potrubí, na jehož konci je umístěn vstřikovač paliva. Na sací potrubí navazuje sací kanál v hlavě motoru a jeden sací ventil. Sací i výfukový kanál jsou modelovány jako krátké potrubí z litiny. Za výfukovým ventilem poté navazuje jednoduchá trubka, která modeluje výfukové potrubí. Hlavní částí modelu je samotný válec motoru s klikovým ústrojím. Model je zobrazen na obrázku 7.1.



Obr. 7.1 Model válce spalovacího motoru v prostředí GT-Power

7.2 VSTUPNÍ PARAMETRY

Většina vstupních parametrů byla použita z motoru Škoda 1.0 MPI a z modelu spalovacího motoru v Matlabu (viz kapitola 5). Pro definování průběhu hoření je nutné znát úhel 50 % vyhoření paliva, úhel mezi 10 % a 90 % vyhořelého paliva a Vibeho exponent n. Vibeho exponent musí být dosazen ve tvaru „$n - 1$“, protože GT-Power používá odlišný vztah pro

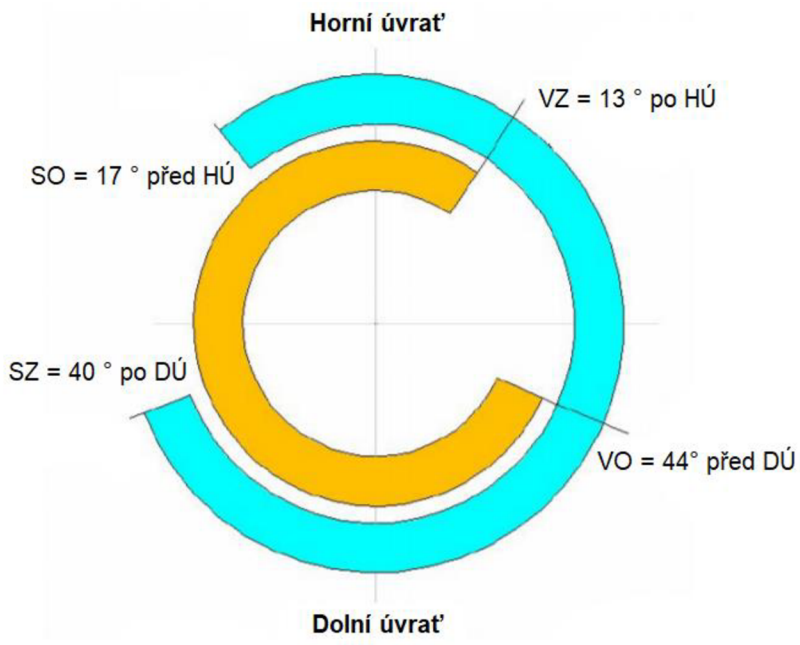
Vibeho funkci, než je uveden v této práci. Parametry hoření byly pro jednotlivé otáčky určeny podle motoru 1.0 MPI (tab. 7.1).

Tab. 7.1 Nastavení průběhu hoření v GT-Power

	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
úhel 50 % hoření paliva [°]	13	14	12	11
doba hoření paliva [°] (10 % až 90 %)	32	36	35	37
Vibeho exponent [-] (n–1)	1,60	1,40	1,50	1,43

Při volbě parametrů přestupu tepla je nutné zvolit model součinitele přestupu tepla, kde je automaticky volen model „WoschniGT“, který odpovídá běžně užívanému Woschniho modelu. Pro výpočet přestupu tepla je třeba dále zadat teploty jednotlivých komponent motoru a poměry jejich ploch vůči vrtání válce. Poměr mezi plochou povrchu hlavy válců a plochou danou vrtáním válce byl zvolen 1,38 podle výpočtu v kapitole 5.4.1. Poměr mezi plochou pístu a plochou vrtání válec je roven 1.

Časování ventilů je uvedeno na obrázku 7.2 [22]. Průměr sacího ventilu byl zvolen 34 mm a průměr výfukového ventilu 27 mm podle údajů motoru 1.0 MPI [9].



Obr. 7.2 Diagram časování ventilů motoru Škoda 1.0 MPI [22]

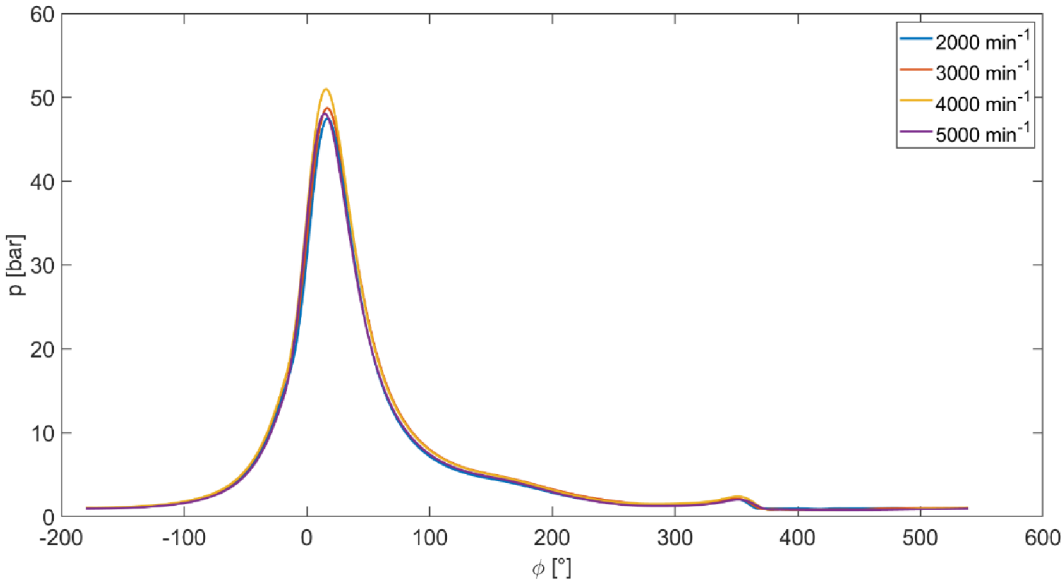
7.3 POSTUP SIMULACE A VÝSLEDKY

Jak již bylo uvedeno, model byl vytvořen pomocí předlohy z knihovny příkladů v GT-Power. Do modelu byly dosazeny hodnoty parametrů uvedených v kapitole 7.2. Cílem této simulace bylo získat výsledný točivý moment, který se bude blížit skutečnému motoru. Simulace byla provedena pro 2000, 3000, 4000 a 5000 min^{-1}, obdobně jako u výpočtového modelu v Matlabu. Skutečné geometrické rozměry sání, výfuku a kanálů v hlavě válců nebyly známé, proto byla pomocí optimalizačního nástroje „Direct Optimizer“ hledána vhodná kombinace rozměrů. Nalezené kombinace rozměrů však nefungovaly pro všechny otáčky, pro které simulace probíhala. Požadovaných hodnot točivého momentu bylo dosaženo až změnou multiplikátoru efektivní plochy výfukového ventilu, který měl za následek změnu proudění ve výfukovém ventilu. Požadované a dosažené hodnoty točivého momentu jsou společně s hodnotami multiplikátoru uvedeny v tabulce 7.2. Požadované hodnoty točivého momentu jsou rovny čtvrtině hodnot skutečného motoru.

Tab. 7.2 Úspěšnost simulace a její dosažení

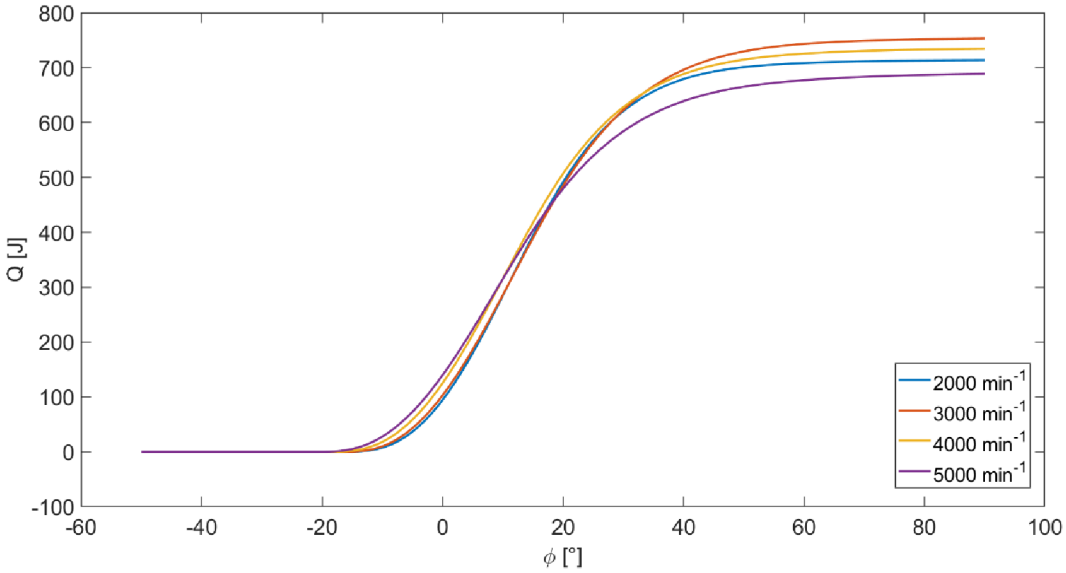
	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
požadovaný točivý moment [Nm]	18,00	19,00	18,30	17,00
dosažený točivý moment [Nm]	18,01	19,03	18,29	17,07
multiplikátor plochy výfukového ventilu [-]	0,33	0,45	0,64	0,83

Výsledné průběhy tlaku jsou pro jednotlivé otáčky zobrazeny na obrázku 7.3. Průběhy tlaků jsou velmi podobné a jejich maxima se pohybují okolo 50 barů, obdobně jako u modelu v Matlabu a u skutečného motoru. Blíže budou získané průběhy tlaku porovnány v kapitole 8.



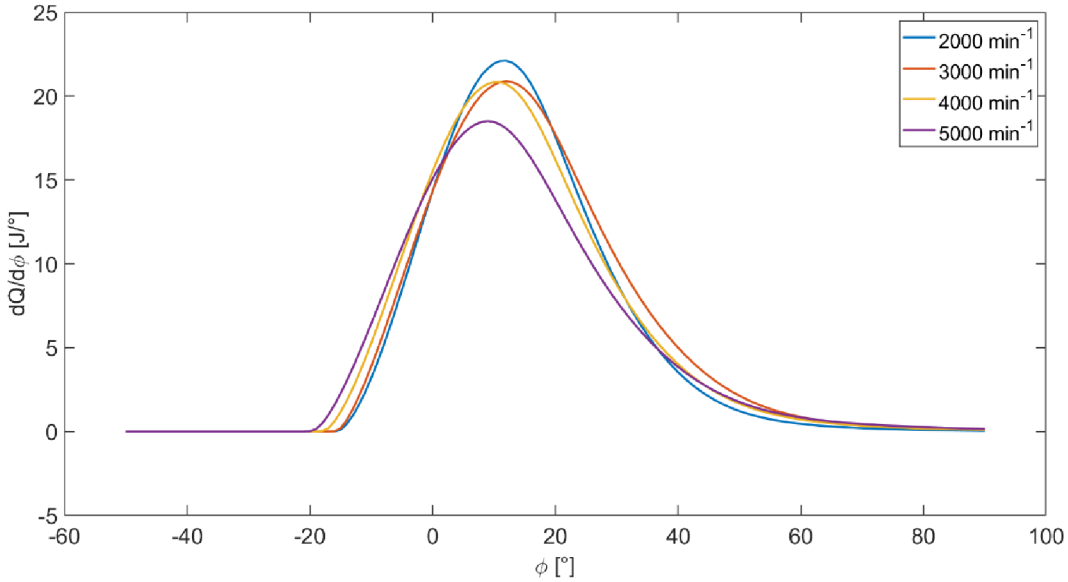
Obr. 7.3 Průběhy tlaku ze simulace v GT-Power

Výsledné průběhy celkového uvolněného tepla jsou zobrazeny na obrázku 7.4. Hodnoty celkového přivedeného tepla se pohybují kolem hodnoty 700 J podobně jako v případě indikovaného motoru. Při pohledu na hodnoty celkového přivedeného tepla vzhledem k otáčkám motoru vyplývá souvislost s hodnotou točivého momentu (tab. 7.2). Při otáčkách maximálního točivého momentu bylo přivedeno nejvíce tepla, naopak při otáčkách 5000 min^{-1}, kde je točivý moment nejmenší, je nejmenší i hodnota přivedeného tepla.



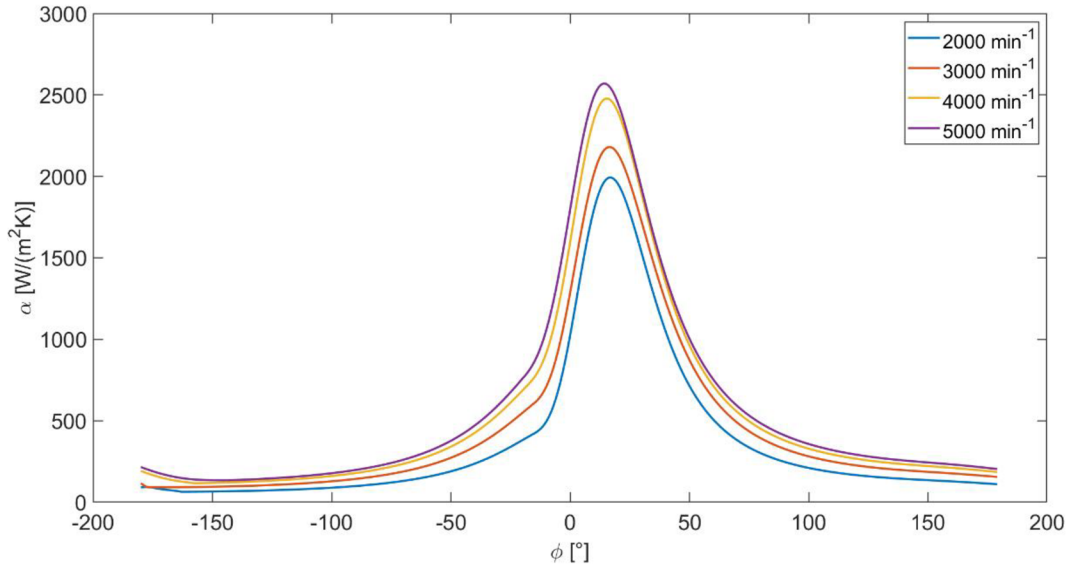
Obr. 7.4 Průběhy celkového uvolněného tepla

Na obrázku 7.5 jsou zobrazeny průběhy uvolňování tepla. Nejstrmější průběh uvolňování tepla lze pozorovat při otáčkách 2000 min^{-1}. Naopak průběh uvolňování tepla byl nejmírnější při otáčkách 5000 min^{-1}, kde bylo zároveň přivedeno nejméně tepla (obr. 7.4). Největší hodnotě celkového přivedeného tepla odpovídá červená křivka pro 3000 otáček za minutu (obr. 7.5).



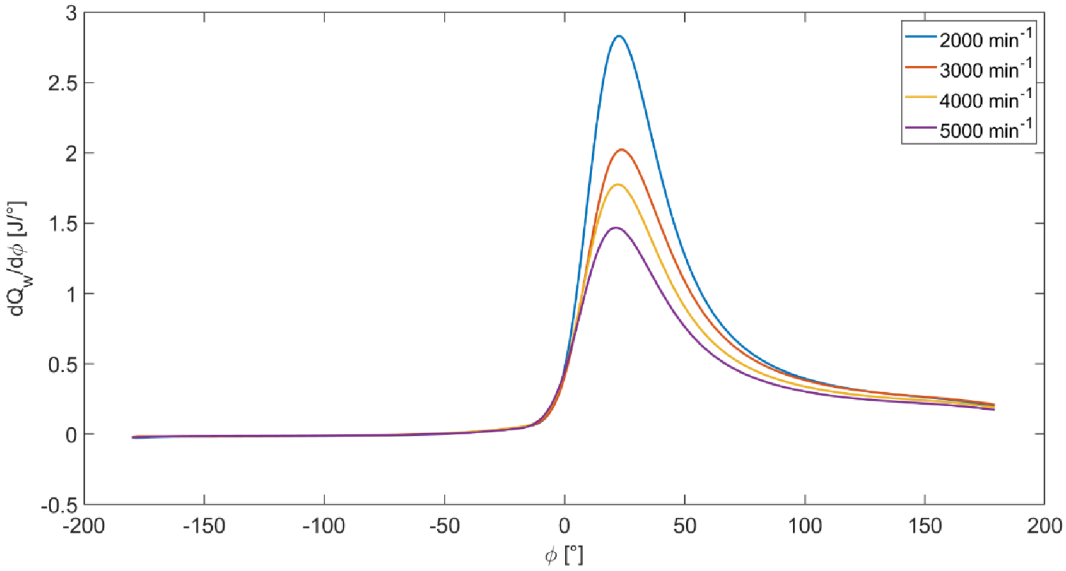
Obr. 7.5 Průběhy uvolňování tepla

Průběhy součinitele přestupu tepla na obrázku 7.6 vykazují shodnou závislost na otáčkách s modelem v Matlabu (obr. 5.7). Klesající část křivky na začátku komprese je způsobena otevřeným sacím ventilem. Maximální hodnoty součinitele přestupu tepla se pohybují v intervalu přibližně od 2000 do 2500 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.



Obr. 7.6 Průběhy součinitele přestupu tepla

Velikost tepelného toku vztaženého na úhel natočení klikové hřídele je zobrazena na obrázku 7.7. Při otáčkách 2000 min^{-1} lze pozorovat výrazně větší maximální hodnotu tepelného toku podobně jako u modelu v Matlabu (obr. 5.8).



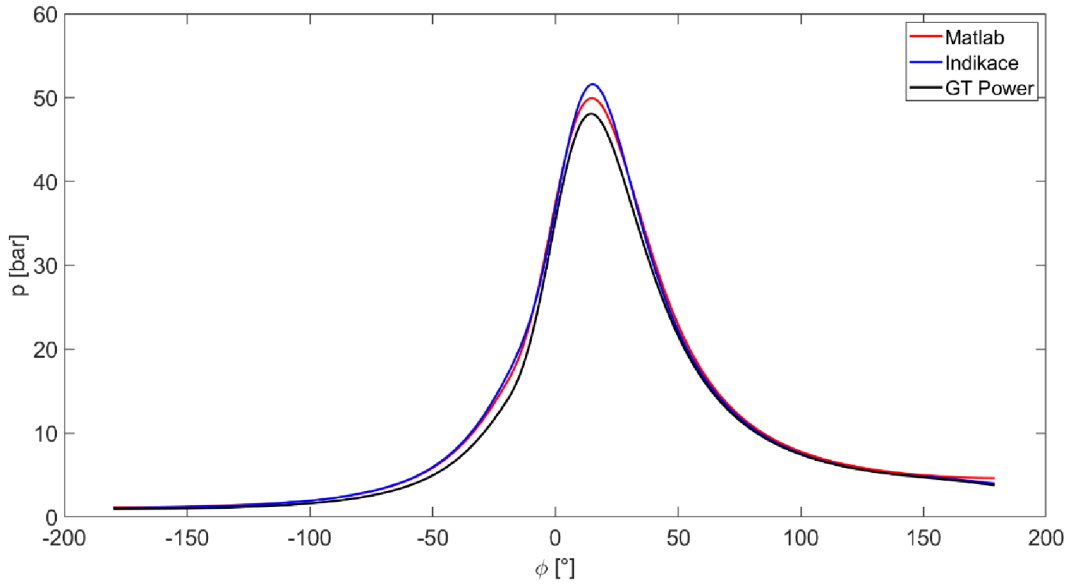
Obr. 7.7 Přestup tepla do stěn válce

8 SROVNÁNÍ SIMULACÍ S REÁLNÝM MOTOREM

V následující kapitole budou srovnány vytvořené simulace termodynamiky spalovacího motoru v Matlabu (kapitola 5) a v GT-Power (kapitola 7) s reálnými daty získaných indikací spalovacích tlaků na motoru Škoda 1.0 MPI (kapitola 4). Pozornost bude věnována jak hodnotám parametrů, tak i průběhům jednotlivých veličin v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele φ. Zkoumány budou pouze fáze komprese a expanze.

8.1 SROVNÁNÍ PRŮBĚHŮ TLAKU A VÝZNAMNÝCH HODNOT

Základním údajem pro hodnocení termodynamiky spalovacích motorů je závislost tlaku ve spalovacím prostoru na úhlu natočení klikové hřídele. Největší rozdíly jsou mezi jednotlivými průběhy patrné při otáčkách 5000 min^{-1} (obr. 8.1). V oblasti komprese a počátku hoření dochází u simulace v GT-Power k pomalejšímu nárůstu tlaku na rozdíl od zbývajících průběhů tlaku. Průběhy tlaku se výrazně liší v oblasti maximálního tlaku, kde nejnižších hodnot dosahuje simulace v GT-Power, která dosahuje nejnižších hodnot i v oblasti expanze. Na konci expanze je již otevřen výfukový ventil, proto zde dochází k poklesu tlaku s výjimkou simulace v Matlabu, která tuto skutečnost neuvažuje.



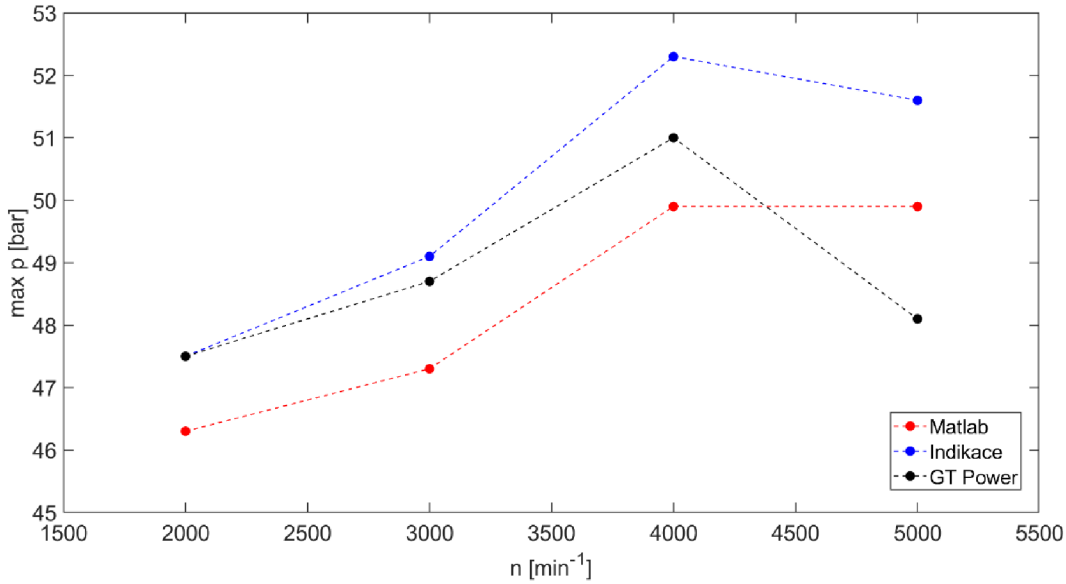
Obr. 8.1 Srovnání průběhu tlaku při otáčkách 5000 min^{-1}

Při ostatních sledovaných otáčkách motoru jsou průběhy indikovaného tlaku a GT-Power simulace velmi podobné. Simulace v Matlabu se od těchto dat liší především nižší hodnotou maximálního tlaku (tab. 8.1). Hodnoty z tabulky 8.1 jsou znázorněny na obrázku 8.2. Simulace v GT-Power se s rostoucí otáčkami vzdaluje od hodnot z indikace. Hodnota maximálního tlaku ze simulace v Matlabu je v celém otáčkovém spektru přibližně o 2 bary

nižší než hodnota z indikace. Tento rozdíl lze snadno eliminovat zvýšením celkového přivedeného tepla v Matlab modelu o přibližně 5 %.

Tab. 8.1 Srovnání hodnot maximálního tlaku [bar]

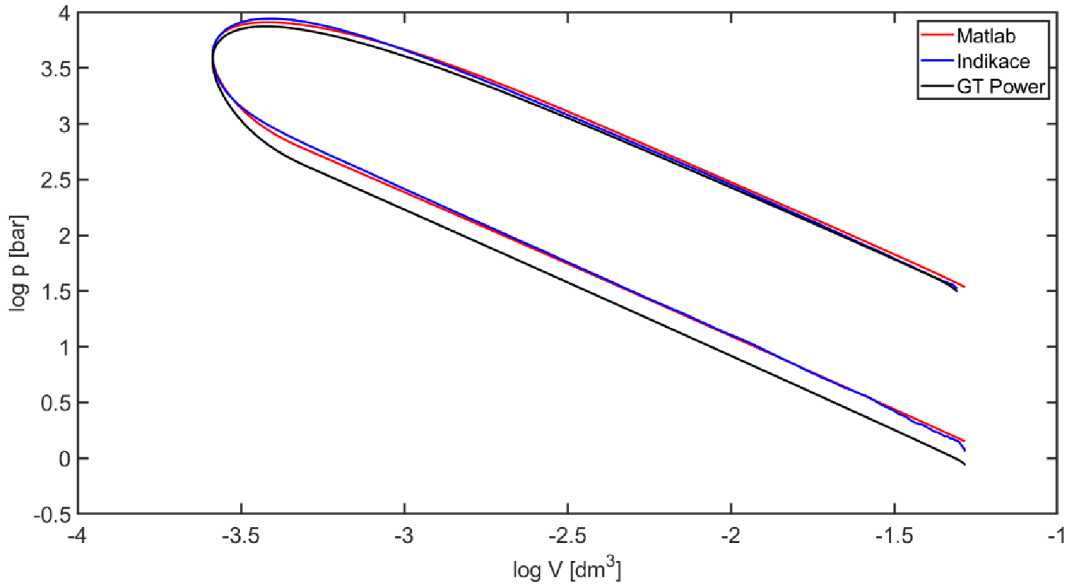
	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
Matlab	46,3	47,3	49,9	49,9
Indikace	47,5	49,1	52,3	51,6
GT-Power	47,5	48,7	51,0	48,1



Obr. 8.2 Srovnání maximálních hodnot tlaku

8.1.1 SROVNÁNÍ V LOGARITMICKÉM P-V DIAGRAMU

Odlišný pohled na průběh tlaku přináší logaritmický p-V diagram, který lépe znázorňuje kompresi a expanzi plynů (obr. 8.3). Pro návaznost na obrázek 8.1 byl zvolen průběh tlaku při otáčkách 5000 min^{-1}. Pro ostatní sledované otáčky jsou průběhy v logaritmickém p-V diagramu velmi podobné.



Obr. 8.3 Srovnání v logaritmických souřadnicích při otáčkách 5000 min^{-1}

Při kompresi plynů dosahují výrazně nižšího tlaku data z GT-Power (obr. 8.3 dole). To souvisí především s hodnotou tlaku na počátku komprese P_1. Hodnoty tlaku na začátku komprese jsou pro všechny otáčky uvedeny v tabulce 8.2. Hodnoty počátečního tlaku z indikace jsou ovlivněny přesností měření a následnou polytropickou korekcí dat. Hodnoty tlaku P_1 použité v simulaci v Matlabu jsou při nižších otáčkách rovny hodnotám z indikace (tab. 8.2), ve vyšších otáčkách byla použita vyšší hodnota kvůli tlakovým pulzacím z důvodu otevřeného sacího ventilu. Použitím vyšší hodnoty tlaku při otáčkách 4000 min^{-1} a 5000 min^{-1} se křivka průběhu tlaku více blíží průběhu tlaku z indikace (obr. 8.3). Model sacího potrubí v GT-Power neodpovídá potrubí na skutečném motoru, proto se počáteční tlak P_1 liší od reality.

Tab. 8.2 Srovnání hodnot tlaku na začátku komprese P_1 [bar]

	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
Matlab	1,05	1,18	1,14	1,16
Indikace	1,05	1,18	1,09	1,07
GT-Power	0,98	1,07	1,06	0,94

V logaritmickém p-V diagramu (obr. 8.2) se průběhy tlaku při kompresi a expanzi blíží lineární závislosti. Směrnice těchto přímek jsou rovny polytropickému exponentu *N*, jehož hodnoty jsou v případě komprese uvedeny v tabulce 8.3. Křivka průběhu tlaku při kompresi má u simulace v Matlabu nejmenší sklon (obr. 8.2). V případě simulace v GT-Power se polytropický exponent blíží více k hodnotě u indikace spalovacích tlaků, nutno však dodat, že tato hodnota byla zvolena uživatelem při polytropické korekci dat. Při změně otáček se hodnoty polytropických exponentů u jednotlivých přístupů téměř nemění.

Tab. 8.3 Srovnání hodnot polytropického exponentu při kompresi [-]

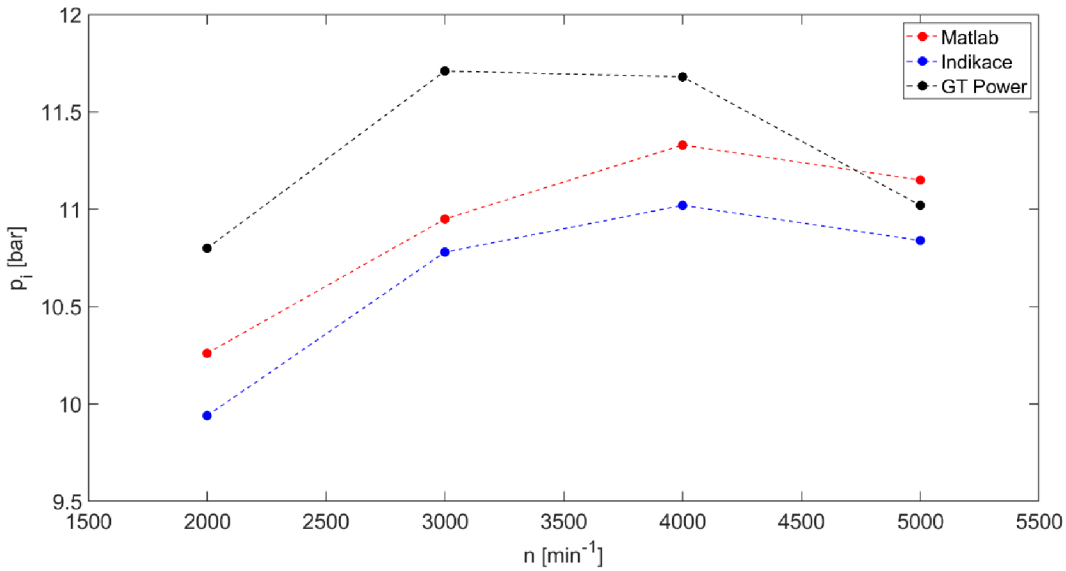
	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
Matlab	1,309	1,304	1,308	1,305
Indikace	1,320	1,320	1,320	1,320
GT-Power	1,325	1,323	1,321	1,322

8.1.2 SROVNÁNÍ STŘEDNÍCH INDIKOVANÝCH TLAKŮ

Vhodným parametrem pro celkové zhodnocení průběhu tlaku je střední indikovaný tlak. Hodnoty středního indikovaného tlaku jsou uvedeny v tabulce 8.4 a graficky zobrazeny na obrázku 8.4. S výjimkou 5000 min^{-1} má nejvyšší hodnoty středního indikovaného tlaku simulace v GT-Power, přestože nedosahuje nejvyšších tlaků (obr. 8.1). Hodnota středního indikovaného tlaku závisí na velikosti práce cyklu (tab. 8.5).

Tab. 8.4 Srovnání hodnot středního indikovaného tlaku [bar]

	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
Matlab	10,26	10,95	11,33	11,15
Indikace	9,94	10,78	11,02	10,84
GT-Power	10,80	11,71	11,68	11,02



Obr. 8.4 Srovnání středních indikovaných tlaků

8.2 SROVNÁNÍ PRÁCE CYKLU

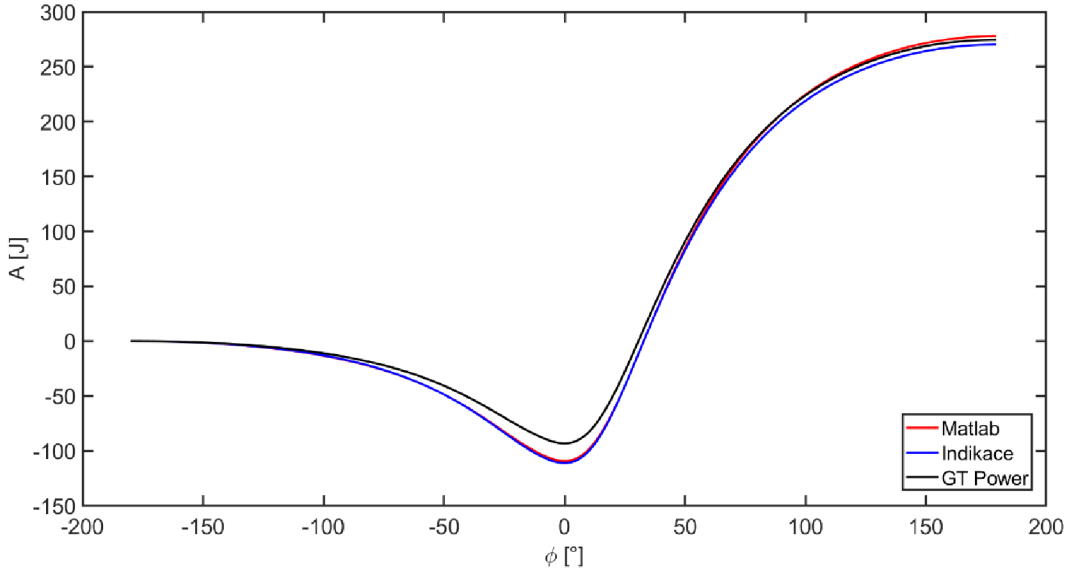
Důležitým parametrem z hlediska termodynamiky spalovacích motorů je hodnota práce cyklu A_i. Pomocí hodnoty práce cyklu lze dále mimo jiné určovat výkon, termickou účinnost, měrnou spotřebu a střední indikovaný tlak. Výsledné hodnoty práce cyklu jsou uvedeny

v tabulce 8.5. Jelikož je střední indikovaný tlak přímo úměrný práci cyklu, po vykreslení údajů z tabulky 8.5 je získán graf, který odpovídá obrázku 8.4.

Tab. 8.5 Srovnání práce cyklu [J]

	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
Matlab	255,8	272,8	282,4	277,9
Indikace	247,6	268,5	274,5	270,2
GT-Power	269,2	291,8	291,0	274,6

Průběh práce cyklu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele při otáčkách 5000 min^{-1} je zobrazen na obrázku 8.5. Průběh práce cyklu ze simulace v Matlabu je velmi podobný s průběhem z indikace s výjimkou pravé části grafu (obr. 8.5), kde dosahuje křivka dat z Matlabu vyšších hodnot, tedy vyšší hodnoty výsledné práce cyklu (tab. 8.5). Průběh práce cyklu určený simulací v GT-Power se liší především v horní úvrati (0 ° natočení klikové hřídele), kde dosahuje nižší hodnoty záporné práce potřebné ke stlačení plynu při kompresi. To je obecně způsobeno nižším tlakem v této oblasti (viz obr. 8.1). Díky tomu dosahuje simulace v GT-Power vyšších případně srovnatelných hodnot středního indikované tlaku (tab. 8.4) i přes obecně nižší hodnoty tlaku (obr. 8.1)

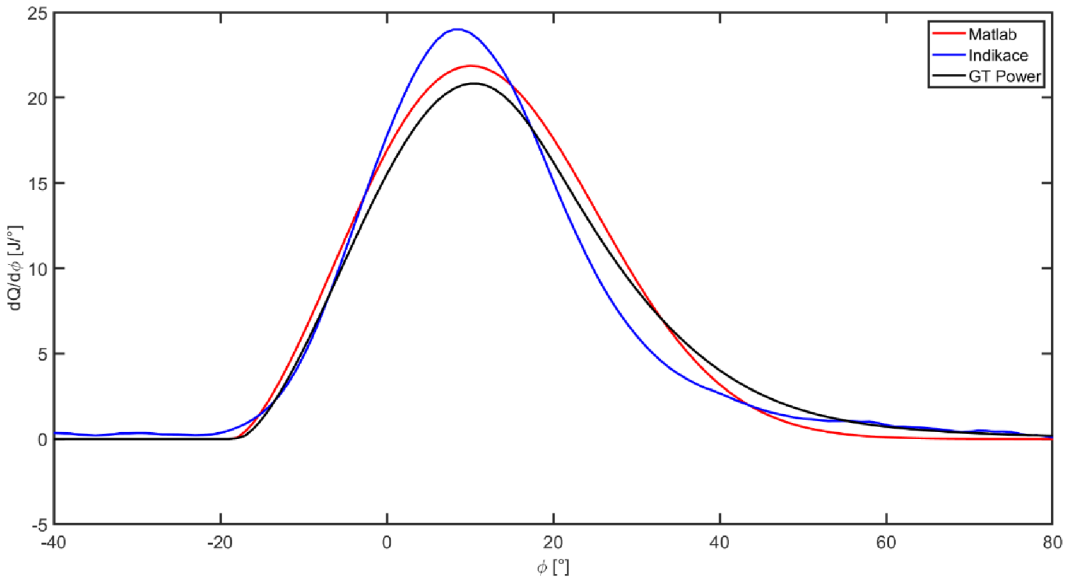


Obr. 8.5 Srovnání práce cyklu při otáčkách 5000 min^{-1}

U ostatních sledovaných otáček motoru je u simulace v GT-Power dosaženo vyšších hodnot celkové práce cyklu. Podobně jako na obrázku 8.5 je dosaženo nižších hodnot záporné práce v horní úvrati, avšak rozdíl není tak znatelný jako v případě otáček 5000 min^{-1}. Obecně se průběh práce cyklu vypočtený z naměřených dat z indikace více blíží simulaci v Matlabu.

8.3 HOŘENÍ PALIVA A PŘIVEDENÉ TEPLO

Důležitými údaji pro srovnání je cyklů je průběh hoření a uvolňování tepla z paliva. Průběh uvolňování tepla se u reálného motoru vyznačuje strmějším nárůstem a vyšším maximálním množstvím uvolněného tepla za stupeň otočení klikové hřídele (obr. 8.6 modrá křivka). Křivka reálného motoru se dále vyznačuje dohořiváním paliva od 40 ° do 80 ° úhlu φ. Průběh uvolňování tepla je u obou simulací podobný, protože je v obou případech vypočten pomocí Vibeho funkce. Při otáčkách 2000 min^{-1} a 3000 min^{-1} jsou křivky uvolňování tepla u simulací téměř totožné. Při otáčkách 5000 min^{-1} se průběh uvolňování tepla u simulace v Matlabu více blíží křivce reálného motoru. Simulace v GT-Power však lépe vystihuje oblast dohořívání než simulace v Matlabu, kde uvolňování tepla rychle klesá k nulové hodnotě (obr. 8.6 vpravo).



Obr. 8.6 Srovnání průběhu uvolňování tepla z paliva při otáčkách 4000 min^{-1}

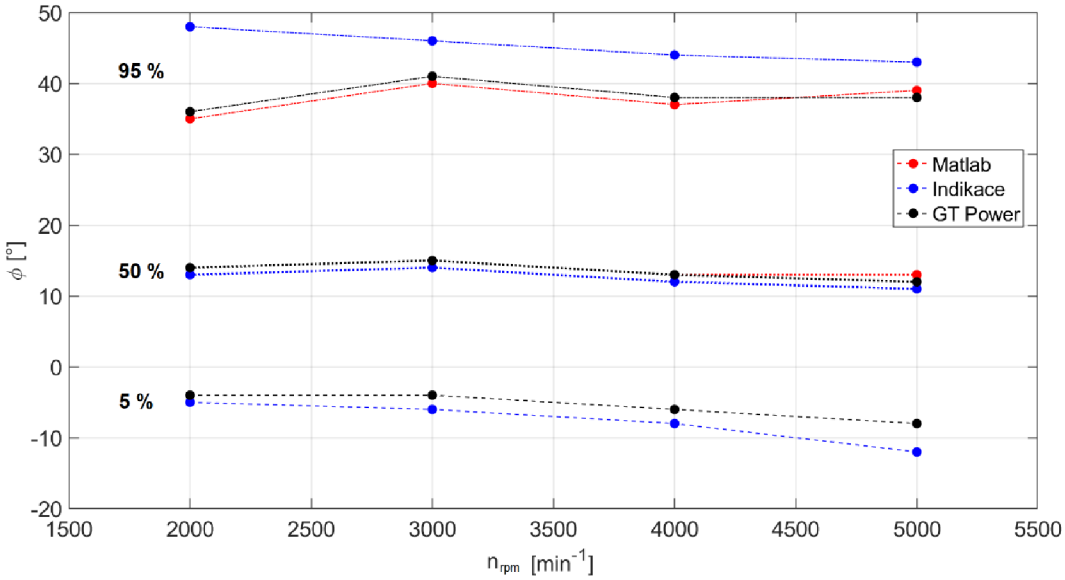
Celkové přivedené teplo, které je rovno plochám po křivkami na obrázku 8.6, je uvedeno v tabulce 8.6. Přivedené teplo u simulace v Matlabu je rovno hodnotě vypočtené z dat z indikace reálného motoru. Průběh uvolňování tepla je však odlišný (obr. 8.6). Při nízkých otáčkách jsou hodnoty přivedeného tepla podobné, s rostoucími otáčkami se rozdíl zvyšuje (tab. 8.6)

Tab. 8.6 Srovnání přivedeného tepla [J]

	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
Matlab a Indikace	716,7	752,0	757,3	741,8
GT-Power	714,4	755,0	736,1	691,8

Při srovnávání průběhu hoření se posuzují parametry, které vyjadřují úhel klikové hřídele, kdy došlo k uvolnění určitého procentuálního množství paliva z celkové hodnoty. Srovnání hodnot úhlu natočení klikové hřídele odpovídající 5 %, 50 % a 95 % uvolněného tepla v závislosti na otáčkách motoru je zobrazeno na obrázku 8.7. Pro simulaci v GT-Power byly použity

charakteristické úhly uvolněného tepla ze simulace v Matlabu, proto jsou jejich hodnoty shodné, případně se liší o 1 ° vlivem zaokrouhlování při jejich výpočtu z průběhů celkového uvolněného tepla.

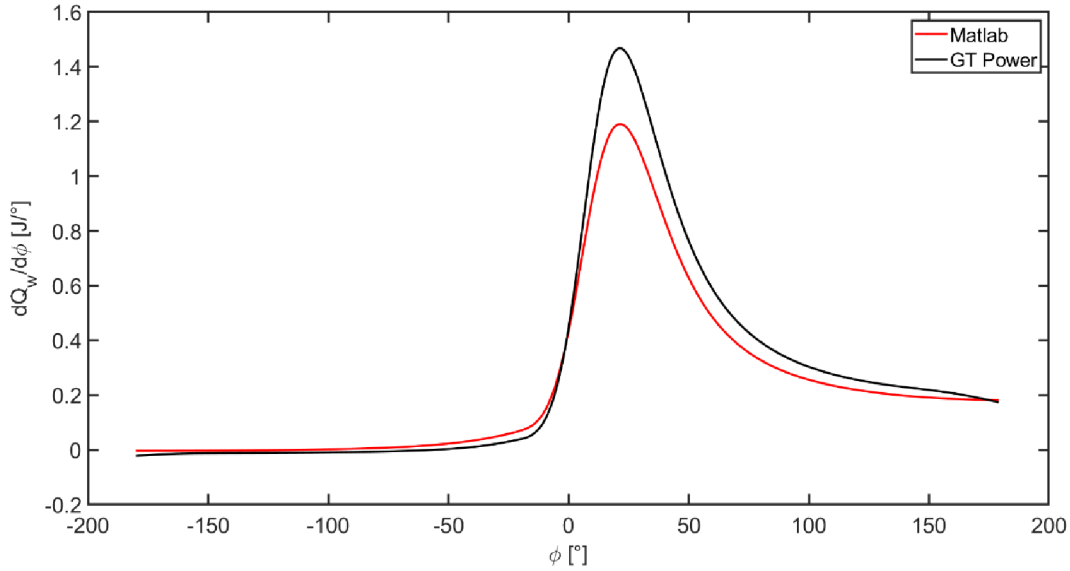


Obr. 8.7 Úhly procentuálního vyhoření paliva

Nejvýznamnější je úhel 50 % uvolněného tepla, který se na obrázku 8.7 pohybuje okolo hodnoty 13 ° klikového hřídele za horní úvratí. U reálného motoru dochází k 50 % uvolnění tepla přibližně o 1 ° klikové hřídele dříve, což je způsobeno strmějším nárůstem křivky uvolňování tepla (obr. 8.6). Při pohledu na závislost úhlu 50 % uvolněného tepla na otáčkách nelze vysledovat žádný významný trend. Naopak úhel 5 % uvolněného tepla s rostoucími otáčkami klesá. To je způsobeno zvyšováním předstihu zážehu z důvodu zkracování času na inicializaci hoření. Hodnota úhlu 5 % uvolněného tepla je u simulací vyšší, protože z důvodu rychlejší inicializace hoření je úhel předstihu zážehu posunut blíže k horní úvrati. Hodnota úhlu 95 % uvolněného tepla se mezi simulaci a reálným motorem výrazně liší. Důvodem je odlišný průběh uvolňování tepla v oblasti expanze (obr. 8.6 vpravo).

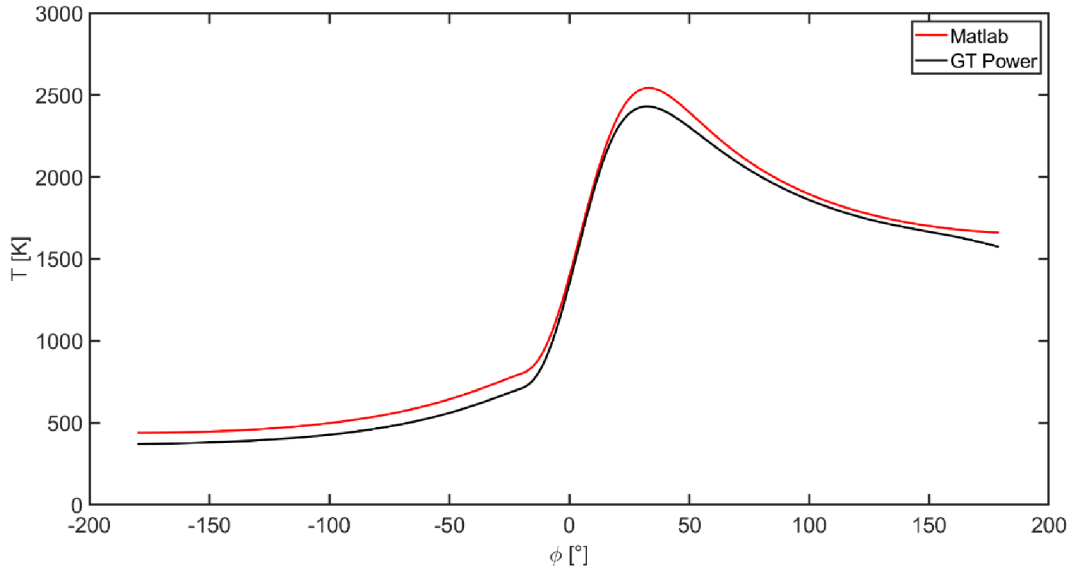
8.4 SROVNÁNÍ PŘESTUPU TEPLA

V průběhu této práce byl sledován i přestup tepla mezi směsí ve válci a stěnami válců. Bude zde srovnáván běžný Woschni model použitý v simulaci v Matlabu, pomocí kterého byla také analyzována data z indikace motoru, s běžně užívaným modelem „WoschniGT“ v softwaru GT-Power. Základním ukazatelem při sledování přestupu tepla je průběh tepelného toku mezi směsí a stěnami válce (obr. 8.8). Obecně pro všechny sledované otáčky platí, že model v Matlabu vykazuje nižší hodnoty tepelného toku v oblasti hoření a následné expanze. Při kompresi lze u simulace v GT-Power pozorovat nižší hodnoty tepelného toku, tedy výraznější přestup tepla ze stěn do směsi ve válci (obr. 8.8).



Obr. 8.8 Srovnání průběhu přestupu tepla při otáčkách 5000 min^{-1}

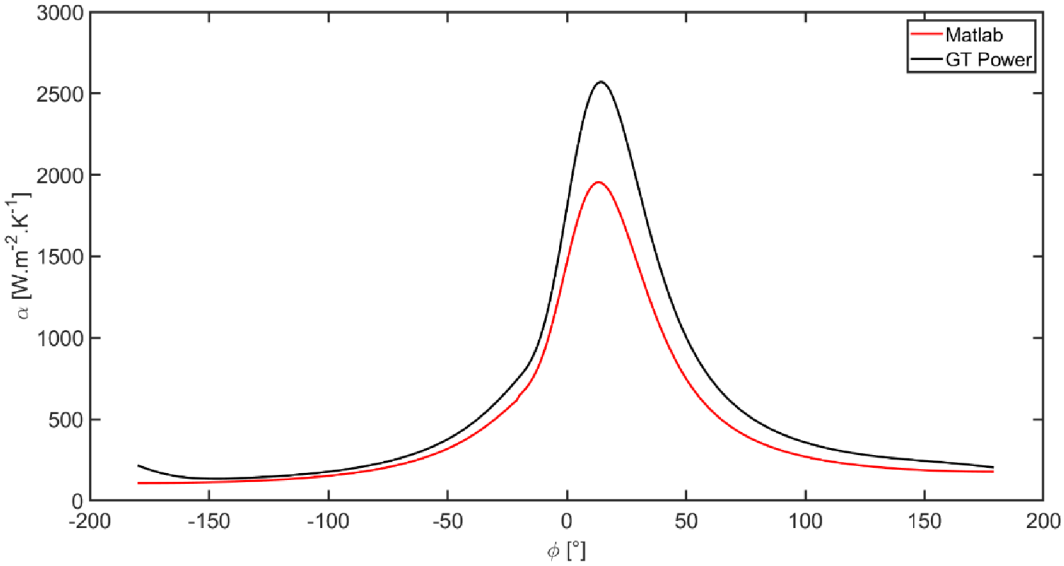
Protože výpočet přestupu tepla u obou simulací vychází ze stejné teorie, nebyl očekáván tak velký rozdíl mezi průběhy tepelného toku na obrázku 8.8. Důvodů, proč je tomu tak, může být hned několik. Pohled na průběh teploty směsi uvnitř válce (obr. 8.9) ukazuje výrazný rozdíl v hodnotách teploty během komprese před samotným zážehem směsi. Vyšší teplota při kompresi u simulace v Malabu způsobuje vyšší tepelný tok a tím vysvětluje rozdíl v levé části grafu 8.8. V oblasti maximální teploty dosahuje vyšších hodnot model v Matlabu (obr. 8.9), což je přímo v rozporu s průběhem tepelného toku a obrázku 8.8.



Obr. 8.9 Srovnání průběhu teploty směsi ve válci při otáčkách 5000 min^{-1}

Rozdíl v průběhu tepelného toku v oblasti hoření a expanze na obrázku 8.8 je způsoben výrazně odlišnými průběhy součinitele přestupu tepla (obr. 8.10). Průběh součinitele přestupu

tepla u simulace v Matlabu dosahuje v celém průběhu nižších hodnot, především v oblasti horní úvrati. Podle nápovědy GT-Power jsou hodnoty konstant rovny typickým hodnotám (viz *Heywood* kapitola 12.4.3 [2]). Pokud uvažujeme, že se průběhy tlaku a teploty téměř rovnají (vrtání válce též), bude pravděpodobně rozdíl ve výpočtu proudění ve válci (rov. 2.14).



Obr. 8.10 Srovnání součinitele přestupu tepla při otáčkách 5000 min^{-1}

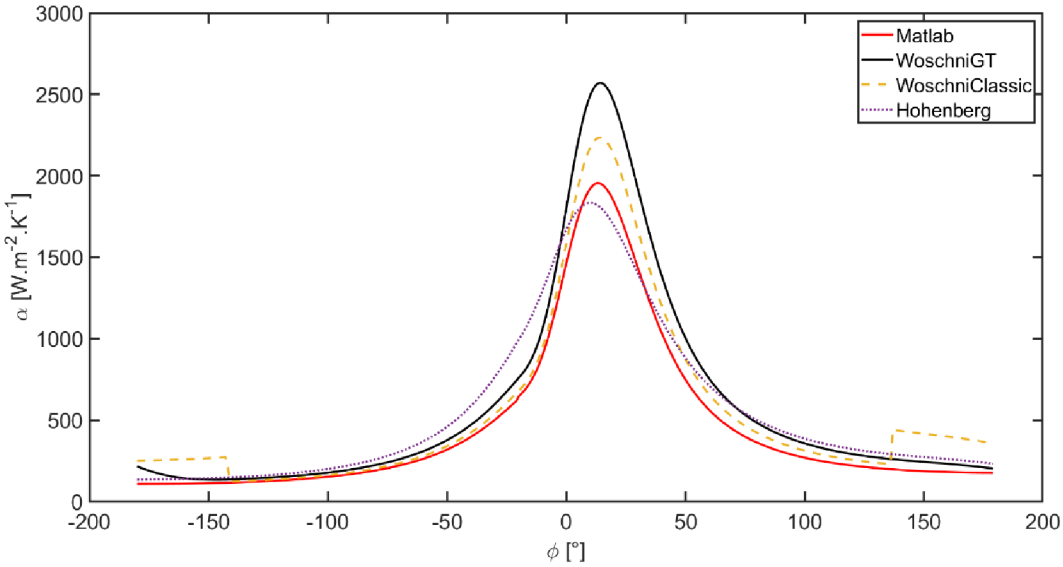
V tabulce 8.7 jsou uvedeny hodnoty některých parametrů souvisejících s přestupem tepla. Některé z parametrů ze simulace v Matlabu byly již uvedeny v kapitole 5.4.3. Nejdůležitějším parametrem uvedeným v tabulce 8.7 je celkové odvedené teplo do stěn Q_T. Rozdíl mezi hodnotami celkového odvedeného tepla u simulace v Matlabu a GT-Power je menší než 10 %. Rozdíly mezi maximálními hodnotami tepelného toku q_w, součinitele přestupu tepla α a teploty T odpovídají obrázkům 8.8 až 8.10. Hodnoty tepelného toku, součinitele přestupu tepla a teploty rostou se zvyšujícími se otáčkami motoru.

Tab. 8.7 Srovnání výsledných hodnot parametrů přestupu tepla

		2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
Q_T [J]	Matlab	134,6	109,9	96,4	86,6
	GT-Power	147,3	119,4	105,6	91,1
max q_w [MW/m^2]	Matlab	2,67	2,77	3,27	3,46
	GT-Power	3,22	3,44	4,06	4,21
max α [W/(m^{2}K)]	Matlab	1485	1587	1834	1954
	GT-Power	1994	2180	2478	2570
max T [K]	Matlab	2487	2498	2532	2543
	GT-Power	2372	2378	2421	2431

8.4.1 SROVNÁNÍ MODELŮ SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA V GT-POWER

V předchozí kapitole byl zjištěn rozdíl v průběhu součinitele přestupu tepla mezi modelem v Matlabu a simulací v GT-Power (obr. 8.10). Software GT-Power nabízí několik modelů pro výpočet součinitele α. Základní modely jsou zobrazeny na obrázku 8.11 společně s modelem v Matlabu. Model „WoschniGT“ byl již použit v kapitolách 7 a 8. I přes větší podobnost ostatních modelů součinitele přestupu tepla k Woschniho vztahu použitém v Matlabu, by nebylo vhodné je zaměnit za již použitý „WoschniGT“. Větší shody mezi modelem v Matlabu a „WoschniGT“ by mohlo být dosaženo použitím odlišných konstant m a C z Woschniho vztahu v Matlabu.



Obr. 8.11 Srovnání modelů součinitele přestupu tepla v GT-Power

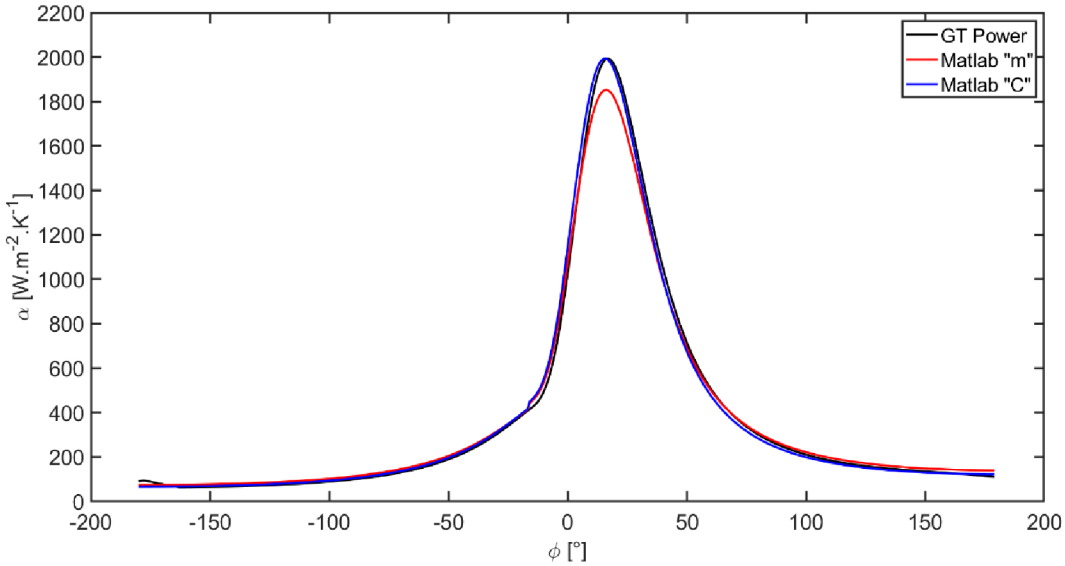
8.4.2 HLEDÁNÍ VHODNÝCH PARAMETRŮ WOSCHNIHO VZTAHU

Jednoduchým způsobem, jak přiblížit průběh součinitele přestupu tepla z modelu v Matlabu k průběhu v GT-Power, je zvolit vhodné hodnoty parametrů Woschniho korelace m a C. Toho lze dosáhnout buď volbou shodných maximálních hodnot součinitele α, nebo použitím shodných aritmetických průměrů. Po vyzkoušení obou možností, byla vybrána varianta se shodnými aritmetickými průměry hodnot. Hodnoty parametrů jsou pro jednotlivé otáčky u vedeny v tabulce 8.8. Výchozí hodnoty parametrů jsou $m = 0{,}8$ a $C = 3{,}26$ [2].

Tab. 8.8 Parametry Woschniho modelu

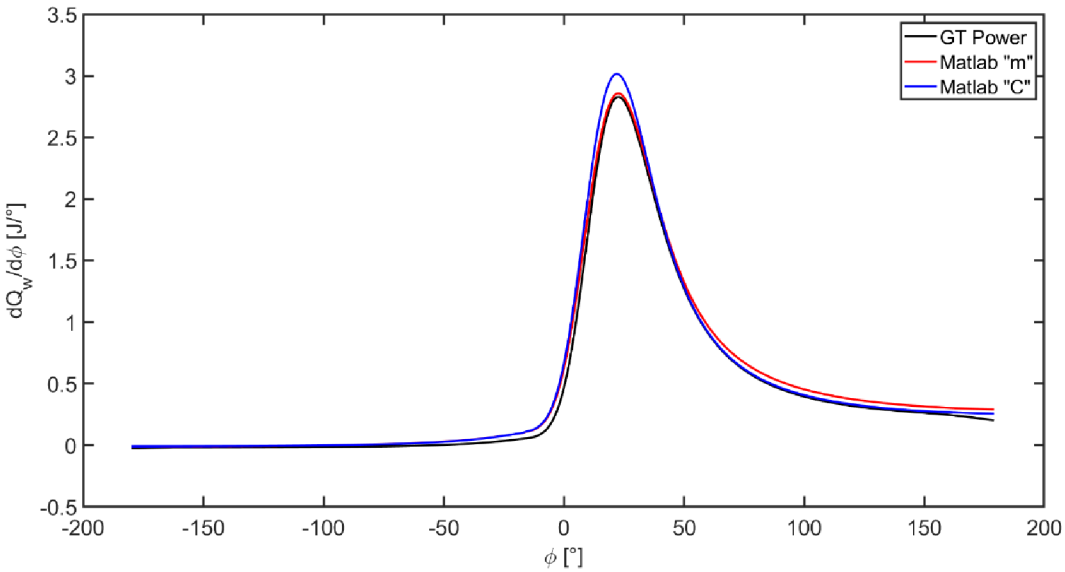
	2000 [min^{-1}]	3000 [min^{-1}]	4000 [min^{-1}]	5000 [min^{-1}]
m [-]	0,731	0,723	0,723	0,732
C [-]	4,263	4,345	4,285	4,120

Na obrázku 8.12 jsou následně průběhy součinitele přestupu tepla získané pomocí parametrů z tabulky 8.8 srovnány s výchozím průběhem z GT-Power. Z obrázku je zřetelné, že vhodnějším parametrem je parametr *C* z důvodu téměř shodného průběhu v celém rozsahu. Průběh získaný volbou parametru *m* se výrazně liší v oblasti maximální hodnoty součinitele *α*. To dokazuje, že GT-Power u modelu „WoschniGT“ používá shodný parametr *m*. Proti výchozí hodnotě se parametr *C* liší přibližně o 23 %.



Obr. 8.12 Průběhy součinitele α na základě vypočtených konstant m a C

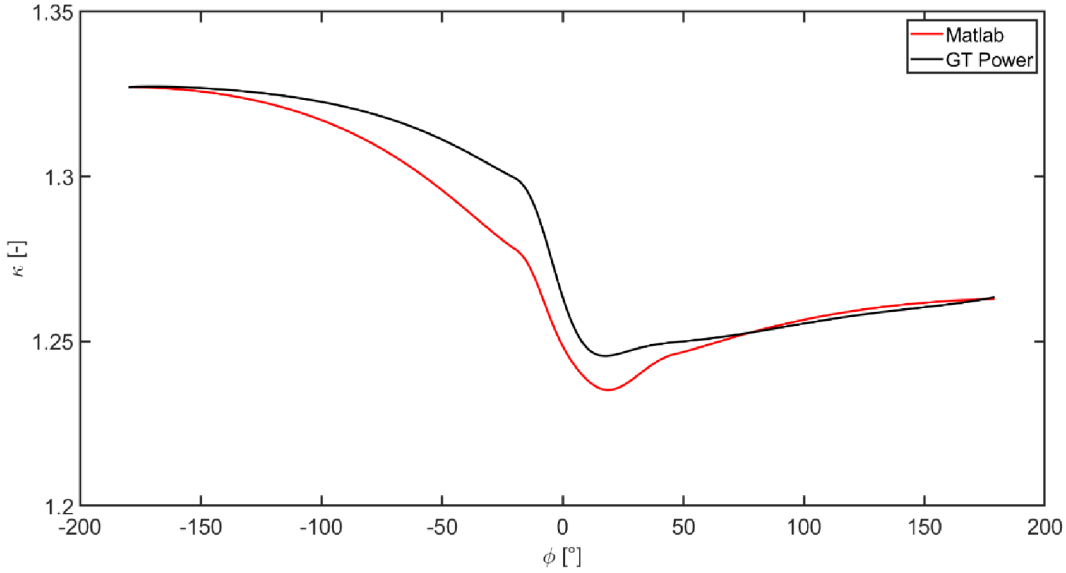
Při pohledu na výsledné průběhy tepelného toku (obr. 8.13), které využívají průběhy součinitele přestupu tepla z obrázku 8.12, je však použití parametru *C* diskutabilní. GT-Power počítá tepelný tok pomocí odlišné teploty náplně válce *T* a s nastavením odlišných teplot povrchu hlavy válce a pístu. Proto se pro tento konkrétní případ zdá výhodnější použití parametru *m*.



Obr. 8.13 Průběhy tepelného toku na základě vypočtených konstant m a C

8.5 SROVNÁNÍ VLASTNOSTÍ PLYNŮ

Během pracovního cyklu spalovacího motoru dochází vlivem změny teploty, tlaku a chemického složení náplně válce ke změnám termodynamických vlastností. V rovnici 3.7 byla změna vlastností plynů reprezentována Poissonovou konstantou, která je podílem měrných tepelných kapacit plynů. Výpočet Poissonovy konstanty není v této diplomové práci blíže specifikován, protože se jejím výpočtem zabývá bakalářská práce [18]. Model vlastností plynů je z této práce převzat a použit právě k výpočtu Poissonovy konstanty. Pro ověření správnosti modelu je na obrázku 8.14 srovnán průběh Poissonovy konstanty se simulací v GT-Power. Vyšší hodnota Poissonovy konstanty během komprese u simulace v GT-Power způsobuje vyšší hodnotu polytropického koeficientu (tab. 8.3). Důsledkem toho má v logaritmickém p-V diagramu (obr. 8.3) GT-Power strmější nárůst tlaku během komprese než simulace v Matlabu. V oblasti horní úvrati je nárůst tlaku řízen primárně hořením paliva, proto je rozdíl v hodnotě Poissonovy konstatnty nevýznamný.



Obr. 8.14 Srovnání průběhu Poissonovy konstanty při otáčkách 5000 min^{-1}

ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývala tvorbou termodynamického modelu zážehového motoru v softwaru Matlab na základě Vibeho modelu uvolňování tepla z paliva a Woschniho modelu přestupu tepla ve válci motoru. Výsledky z tohoto modelu byly srovnány s vytvořenou simulací v softwaru GT-Power a s naměřenými daty z reálného motoru. Měření tlaku bylo prováděno na motoru Škoda 1.0 MPI. Sestavení tohoto měřícího řetězce bylo již předmětem jiných diplomových prací. Účelem měření v této práci bylo pouze získání aktuálních průběhů tlaku.

Při závěrečném srovnání v kapitole 8 bylo zjištěno, že výsledný průběh tlaku vypočtený v Matlabu se více blíží indikaci, protože mají shodný tlak na začátku komprese a celkové přivedené teplo. Model v Matlabu dosahuje nižších hodnot maximálního tlaku, to lze vyřešit zvýšením celkového přivedeného tepla o 5 %. Pro simulaci v GT-Power byly použity stejné hodnoty parametrů Vibeho funkce jako v Matlabu, proto mají velmi podobný průběh uvolňování tepla a téměř shodné hodnoty úhlů procentuálního uvolněného tepla. Simulace v GT-Power dosahuje nejvyšších hodnot užitečné práce cyklu při nejnižším či srovnatelném přivedeném teple. To je způsobeno nižšími tlaky při kompresi, kde je na stlačení plynů spotřebováno méně práce. Dosahuje tak nejvyšší termické účinnosti a středního indikovaného tlaku. Výrazně vyšších přestupů tepla dosahuje model v GT-Power v porovnání s modelem v Matlabu, přestože byl použit shodný Woschniho model. Tento rozdíl je způsoben odlišnostmi v průběhu součinitele přestupu tepla. Proto byly hledány vhodné parametry Woschniho vztahu m a C tak, aby se výsledný průběh součinitele přestupu tepla blížil průběhu z GT-Power. Při následném srovnání bylo zjištěno, že je výhodnější použít parametr C, který pouze násobí průběh součinitele přestupu tepla.

Během studie parametrů použitých při simulaci v Matlabu bylo zjištěno, že největší vliv na střední indikovaný tlak má hodnota předstihu zážehu a celkové přivedené teplo. Dalšími významnými parametry jsou součinitel přestupu tepla a doba uvolňování tepla. Naopak méně důležitá je teplota stěny válce a parametry Vibeho funkce a, n. Vliv jednotlivých parametrů je závislý na uvažovaném rozmezí jejich hodnot. Proto je výpočet relativní změny středního indikovaného tlaku v kapitole 6 pouze orientační.

Přínos této diplomové práce spočívá v aplikaci teoretických vztahů na výpočtovém modelu a určení hodnot vstupních parametrů. Díky skriptu v Matlabu může uživatel přímo nahlédnout do kódu, což mu umožní přesně zjistit, jakým způsobem se jednotlivé veličiny počítají. Vypočtené hodnoty parametrů Vibeho funkce, které byly následně aplikovány do softwaru GT-Power, jsou nezbytné pro provádění simulací spalovacích motorů. Model v Matlabu dále umožňuje provádět polytropickou korekci dat z indikace spalovacích tlaků, nebo určit, na jakou hodnotu polytropického exponentu je průběh tlaku korigován. Aplikace aktuálního modelu na řešení jiné pohonné jednotky s podobnou konfigurací (nepřeplňovaný, nepřímý vstřik paliva, bez variability ventilových rozvodů) by byl možný za předpokladu znalosti průběhu tlaku daného motoru. Software Matlab neumožňuje automatizovat proces hledání optimálních parametrů Vibeho funkce pro konkrétní křivku uvolňování tepla vypočtenou z průběhu tlaku sledovaného motoru. Proto při aplikaci modelu na jiný motor musí uživatel určit parametry Vibeho funkce manuálně pomocí nástroje „Curve Fitting Toolbox“ v Matlabu.

Nevýhodou vytvořeného modelu je závislost na průběhu tlaku z indikace, ze kterého jsou vypočteny podmínky na začátku komprese a přivedené teplo, protože model neuvažuje sací a výfukový zdvih motoru. Přidání těchto fází motoru by pravděpodobně vedlo k větším odlišnostem ve výsledcích, neboť úspěšnost řešení vytvořeného modelu v Matlabu je částečně způsobena využitím některých shodných hodnot s indikací. Sací a výfukové potrubí u simulace v GT-Power bylo velmi zjednodušené a neodpovídalo realitě, proto by bylo vhodné vytvořit podrobnější model motoru 1.0 MPI. Námětem na vylepšení modelu v Matlabu by mohlo být použití dalších korelací pro součinitel přestupu tepla α diskutovaných v kapitole 6.2.4 a nalézt takové konstanty, aby se průběh součinitele přestupu tepla blížil řešení softwaru GT-Power. Dále v GT-Power prozkoumat pokročilejší modely přestupu tepla (mimo základní modely srovnané v kapitole 8.4.1), které se detailněji zabývají prouděním uvnitř válce motoru. Zajímavé by bylo i použití více Vibeho funkcí na proložení průběhu uvolňování tepla z paliva v GT-Power.

Věřím, že problematika popisovaná v této diplomové práci pomůže budoucím studentům lépe pochopit základy modelování termodynamiky spalovacích motorů a aplikaci základních vztahů a empirických modelů v praxi.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] FERGUSON, Colin R., KIRKPATRICK, Allan T. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

[2] HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 00-702-8637-X.

[3] ÇENGEL, Yunus A., BOLES, Michael A. Thermodynamics an engineering approach. 8. New York: McGraw-Hill, 2015, 1115 s. ISBN 978-0-07-339817-4

[4] KIRKPATRICK, Allan T. Slider Crank Model. CSU Internal Combustion Engines Web Page [online]. [cit. 2019-11-04]. Dostupné z: https://www.engr.colostate.edu/~allan/thermo/page2/page2.htmlHeat transfer

[5] ROHSENOW, Warren M., J. P. HARTNETT a Young I. CHO. Handbook of heat transfer. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, c1998. ISBN 00-705-3555-8.

[6] BERGMAN, T. L., Frank P. INCROPERA a Young I. CHO. Fundamentals of heat and mass transfer. 7th ed. Hoboken, NJ: Wiley, c2011. ISBN 978-0470-50197-9.

[7] BEROUN, Stanislav a Karel PÁV. Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů: (doplňková skripta pro magisterský studijní program). Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2013. ISBN 978-807-3729-578.

[8] Zkušební stanoviště pro maloobjemové motory. In: Ústav automobilního a dopravního inženýrství [online]. Brno [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: http://www.uadi.fme.vutbr.cz/prumysl-a-sluzby-zkusebny-motorove-stanoviste

[9] Dílenská příručka FABIA 2000 [online]. 500.5305.03.15. Czech Republic: Škoda Auto, 2002 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: http://cockin.cb-decin.cz/Photos/10_Knihovna/Skoda%20fabia/Mechanika/1,0-37%201,4-44%201,4-50.pdf

[10] BLAŽEK, Josef. Měření a analýza spalovacích tlaků [online]. Katedra vozidel a motorů, Technická Univerzita Liberec, 2012 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/experiment_metody/In-TECH2_mereni_tlaku.pdf

[11] Miniature Measuring Probe. Intertechnology.com [online]. Winterthur, Švýcarsko: Kistler Instrumente, 2003 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: https://intertechnology.com/Kistler/pdfs/Pressure_Model_6053BB.pdf

[12] Crank Angle Encoder. Process-controls.com [online]. Winterthur, Švýcarsko: Kistler Instrumente [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: https://www.process-controls.com/intertechnology/Kistler/pdfs/ACC_2613B_Crank_Angle_Encoder.pdf

[13] SMETEC GMBH. COMBI: Combustion indication. Version July 2005. Geilenkirchen, Německo, 2005.

[14] COMBI-RT. In: Future-engine.com [online]. Geilenkirchen, Německo: SMETEC, 2009 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: http://www.future-engine.com/smetec_COMBI-RT_kr.pdf

[15] ZERO level correction of cylinder pressure data [online]. The MathWorks, 2016 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: https://www.mathworks.com/matlabcentral/mlc-downloads/downloads/27edfc24-108f-424d-8ec0-5530bb8d4ca6/001f0170-71c1-4381-abb3-d382bc4af0f4/previews/zerocorr/html/zerocorr.html

[16] CATON, J. A. An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines. Chichester, West Sussex: Wiley, [2015]. ISBN 978-111-9037-569.

[17] Ode45: Solve nonstiff differential equations [online]. The MathWorks, 2020 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: https://uk.mathworks.com/help/matlab/ref/ode45.html

[18] PTÁČEK, M. Vliv vlastností plynů na cyklus zážehové motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 45 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

[19] RAUSCHER, Jaroslav. Vozidlové motory: Studijní opory. VUT FSI Brno, 2004.

[20] Hlava válců. In: OHV Racing [online]. 2020 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: http://ohvracing.cz/motory/hlava-a-sani/

[21] H.S. Soyhan, H. Yasar, H. Walmsley, B. Head, G.T. Kalghatgi, et al. Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modelling: Applied Thermal Engineering, Elsevier, 2008, 29 (2-3), pp.541. Dostupné z: https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00498971/document

[22] BERAN, M. *Optimalizace provozních režimů zážehového motoru.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[-]	Koeficient úměrnosti Vibeho funkce
A	[J]	Práce termodynamického cyklu (aktuální hodnota)
A_i	[J]	Indikovaná práce termodynamického cyklu
b, c	[-]	Parametry pro výpočet laminární rychlosti plamene
C	[-]	Parametr pro výpočet součinitele přestupu tepla podle Woschniho
C_1, C_2	[-]	Koeficienty pro výpočet rychlosti proudění u Woschniho vztahu
c_p	[J·kg^{-1}·K^{-1}]	Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
D	[mm]	Vrtání válce
E, F, G	[-]	Koeficienty pro výpočet Nusseltova podobnostního čísla
E_A	[J·mol^{-1}]	Aktivační energie potřebná k zážehu směsi
f	[-]	Podíl spalin z předchozího cyklu motoru
H_u	[MJ·kg^{-1}]	Výhřevnost paliva
L_0	[mm]	Délka ojnice
L_t	[-]	Stechiometrický poměr vzduchu a paliva
m	[-]	Parametr pro výpočet součinitele přestupu tepla podle Woschniho
m_p	[g]	Hmotnost přivedeného paliva za cyklus motoru
$\dot{m}_p$	[g·h^{-1}]	Hodinová spotřeba paliva
m_{pe}	[g·kW^{-1}·h^{-1}]	Měrná efektivní spotřeba paliva
m_{pi}	[g·kW^{-1}·h^{-1}]	Měrná indikovaná spotřeba paliva
M_t	[N·m]	Točivý moment
n	[-]	Parametr hoření Vibeho funkce
N	[-]	Exponent polytropy
n_{rpm}	[s^{-1}]	Otáčky motoru
Nu	[-]	Nusseltovo podobnostní číslo
p	[bar]	Tlak plynů uvnitř válce motoru
p_0	[bar]	Tlak okolního vzduchu
p_1	[bar]	Tlak na počátku komprese
p_2	[bar]	Tlak na konci komprese
P_e	[kW]	Efektivní výkon motoru
p_i	[bar]	Střední indikovaný tlak
P_i	[kW]	Indikovaný výkon motoru
P_{ind}	[kW]	Indikovaný výkon jednoho válce motoru

p_k	[bar]	Kompresní tlak uvnitř válce motoru (bez zážehu)
Pr	[-]	Prandtlovo podobnostní číslo
Q	[J]	Uvolněné teplo z paliva (aktuální hodnota)
q_c	[J·kg^{-1}]	Měrné odvedené teplo během jednoho cyklu
Q_C	[J]	Odvedené teplo během termodynamického cyklu motoru
q_h	[J·kg^{-1}]	Měrné přivedené teplo během jednoho cyklu
Q_p	[J]	Celkové uvolněné teplo z paliva
Q_T	[J]	Celkové teplo odvedené ze stěn
q_w	[MW·m^{-2}]	Hustota tepelného toku
Q_w	[J]	Teplo odvedené z motoru přes stěny válce (aktuální hodnota)
r	[J·kg^{-1}·K^{-1}]	Měrná plynová konstanta
R_0	[mm]	Vzdálenost os čepů hlavního a ojničního ložiska v radiálním směru
r_1	[J·kg^{-1}·K^{-1}]	Měrná plynová konstanta na začátku komprese
r_{AV}	[m^{-1}]	Poměr plochy a objemu tělesa
Re	[-]	Reynoldsovo podobnostní číslo
r_{OHN}	[m]	Poloměr ohniska zážehu potřebný k samovolnému šíření plamene
s	[mm]	Aktuální vzdálenost pístu od horní úvrati (v závislosti na úhlu φ)
S	[dm^2]	Aktuální plocha stěn válce (v závislosti na úhlu φ)
S_0	[dm^2]	Plocha stěn válce v horní úvrati
T	[K]	Teplota tekutiny (např.: směs plynů ve válci motoru)
T_0	[K]	Teplota okolního vzduchu
t_1	[°C]	Teplota nasávaného vzduchu
T_1	[K]	Teplota na počátku komprese
T_a, T_b	[K]	Teploty dvou rovnoběžných desek
T_{pl}	[K]	Ustálení teplota v ohnisku hoření směsi
T_{sm}	[K]	Tepla čerstvé směsi
T_{sp}	[K]	Teplota spalin
T_u	[K]	Teplota nespálené směsi
T_w	[K]	Teplota povrchu tělesa (např.: povrch válce motoru)
u	[m·s^{-1}]	Rychlost pohybu plynů
u_s	[m·s^{-1}]	Střední pístová rychlost
V	[dm^3]	Aktuální objem válce (v závislosti na úhlu φ)
v_0	[-]	Parametr pro výpočet laminární rychlosti plamene

V_1	[dm^3]	Objem na počátku komprese
V_2	[dm^3]	Objem na konci komprese
V_c	[dm^3]	Kompresní objem válce
V_{max}	[dm^3]	Maximální objem válce motoru
V_{min}	[dm^3]	Minimální objem válce motoru
v_{PL-L}	[m·s^{-1}]	Laminární rychlost plamene
V_z	[dm^3]	Zdvihový objem válce
w	[m·s^{-1}]	Ekvivalent rychlosti proudění
$w_{HOŘ}$	[mol·m^{-3}·s^{-1}]	Rychlost hoření paliva (rychlost oxidačních reakcí)
x_b	[-]	Procentuální množství uvolněného tepla z paliva
Z	[mm]	Zdvih pístu
α	[W·m^{-2}·K^{-1}]	Součinitel přestupu tepla
Δ	[-]	Součinitel postupu tepla
δ_{pl}	[m]	Vzdálenost čela plamene od ohniska zážehu
ε	[-]	Kompresní poměr
ε_r	[-]	Emisivita
η_m	[-]	Mechanická účinnost
η_{pl}	[-]	Plnící účinnost
η_t	[-]	Termická účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
κ_1	[-]	Poissonova konstanta na začátku komprese
λ	[W·m^{-1}·K^{-1}]	Součinitel tepelné vodivosti
λ_s	[-]	Směšovací poměr
μ	[Pa·s]	Dynamická viskozita
ρ	[kg·m^{-3}]	Hustota
σ	[W·m^{-2}·K^{-4}]	Stefan-Boltzmanova konstanta
τ	[MPa]	Smykové napětí
φ	[°]	Aktuální úhel natočení klikové hřídele
φ_d	[°]	Úhel mezi počátkem a koncem uvolňování tepla
φ_p	[°]	Úhel předstihu zážehu
φ_s	[°]	Úhel počátku uvolňování tepla z paliva
υ	[m^2·s^{-1}]	Kinematická viskozita

SEZNAM PŘÍLOH

1Dcylinder.gtm	Simulace motoru v softwaru GT-Power
CpKoefSpaliny.m	Výpočet plynových konstant a koeficientů polynomu pro měrné tepelné capacity
CpSpalin.m	Výpočet měrných tepelných kapacit pomocí koeficientů polynomu
GTP_data.mat	Soubor s daty ze simulace v GT-Power
GTP_Vypocet.m	Zpracování dat z GT-Power pro tvorbu grafů v Matlabu
indpress.m	Funkce pro výpočet polytropické korekce průběhu tlaku z indikace
Integrace.m	**Hlavní soubor pro spuštění celého programu**
Rpvypocet.m	Vyvolání funkce CpKoefSpaliny.m, zadání směšovacího poměru a složení paliva
Rpvypocet.mat	Soubor s uloženými plynovými konstantami a koeficienty polynomu
SMindikace.m	Výpočet parametrů cyklu z naměřeného průběhu tlaku
tlak.m	Funkce pro výpočet průběhu tlaku a integraci diferenciálních rovnic
tlakydata.mat	Soubor s průběhy naměřených tlaků z indikace