



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VÝPOČTOVÝ MODEL TEPELNÉHO OBĚHU STIRLINGOVA MOTORU

COMPUTATIONAL MODEL OF HEAT CYCLE OF STIRLING ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JIŘÍ HORÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. JAN JEDELSKÝ, PH.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jiří Horák

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Výpočtový model tepelného oběhu Stirlingova motoru

v anglickém jazyce:

Computational model of heat cycle of Stirling engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současnosti je stále větší důraz kladen na efektivní přeměnu tepelné energie na mechanickou práci a do popředí se dostávají některé netradiční tepelné motory. Jedním z nich je Stirlingův motor. Nejjednodušším přiblížením jeho skutečného tepelného oběhu je idealizovaný Stirlingův oběh. V praxi se používají pro návrh a optimalizaci Stirlingova motoru oběhy složitější. Tato práce je zaměřena na tzv. Schmidtův model.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše tepelných oběhu používaných pro Stirlingův motor. Popis Schmidtova modelu s uvedením jeho zjednodušujících předpokladů. Zpracování modelu ve vhodném programovém prostředí. Simulace několika případů s konkrétními parametry.

Seznam odborné literatury:

- [1] HIRATA, K., SCHMIDT THEORY FOR STIRLING ENGINES [online]. 1997 [cit. 2009-1012]. Dostupný z WWW: <<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>>.
- [2] B. Milton "Thermodynamics-Combustion and Engines", Chapman & Hall, 1995.
- [3] PAVELEK, M. a kol.: Termomechanika. Učební texty vysokých škol. VUT FSI, Brno 2003.
- [4] Walker, G., Stirling Engine, Oxford university press, 1980, ISBN 80-2142029-4.
- [5] J. Škorpík: PRÍSPEVEK K NÁVRHU STIRLINGOVA MOTORU (A CONTRIBUTION TO DESIGN OF THE STIRLING ENGINE), Vutium Brno, ISBN 978-80-214-3763-0, ISSN 1213-4198, 2008
- [6] Organ, A., The regenerator and Stirling engine, Great Britain by J. W. Arrowsmith Ltd, 1997, ISBN 1 86058 010 6.
- [7] Berchowitz D. M., Schmidt analysis for Stirling Engines, www.globalcooling.com, 2005, .
- [8] Martini, W., Stirling Engine Design Manual, zpráva grantu NSG-3194 pro NASA-Lewis Research Center, 1983, ISBN .
- [9] Urieli, I., Berchowitz, D., Ideal Adiabatic Simulation of Stirling Engines, www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling.htm, 2006, .
- [10] Urieli I., Berchowitz D.M., Stirling Cycle Engine Analysis, Adam Hilger, 1983, ISBN 978-0996002196.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Jedelský, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 27.10.2010

L.S.

Abstrakt

Práce se zabývá tepelným oběhem Stirlingova motoru podle Schmidty teorie. V první části práce je stručný přehled a charakteristika metod výpočtu Stirlingova motoru a ukázka několika výpočtových modelů. Druhá část se zabývá popisem Schmidty idealizace a jejím zpracováním v programovém prostředí. Ve třetí části práce je pomocí výpočtového modelu proveden návrh optimálních parametrů a srovnání výsledků podle teorie s naměřenými hodnotami skutečného motoru.

Abstract

This Bachelor's Thesis deals with heat circulation of a Stirling engine according to the Schmidt theory. In the first part of the thesis there is a short view and characteristic of computational methods for Stirling engine and there are also a few computational models illustrations. The second part describes the Schmidt idealization and its process within the program environment. The final part of the thesis is focused on the realization of the optimal parameters design using a computational model as well as on the comparison of theoretical results with real measured value.

Klíčová slova

Stirlingův motor, Schmidty teorie, modifikace, metody, optimalizace

Keywords

Stirling engine, Schmidt theory, modification, methods, optimization

Bibliografická citace

HORÁK, J. Výpočtový model tepelného oběhu Stirlingova motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Jedelský, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že práci jsem vykonal samostatně podle svého mínění a svědomí pod vedením vedoucího práce. Veškerá literatura, ze které jsem čerpal je uvedena v seznamu použité literatury a zdrojů.

V Brně dne 26.5. 2011

.....
Jiří Horák

Poděkování

Poděkování patří zejména vedoucímu práce ing. Janu Jedelskému, Ph.D. za pevné vedení a naléhání na dodržení časového harmonogramu a také za pomoc při získávání informací. Dále chci poděkovat ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D. za odbornou konzultaci ohledně motoru Tedom 180V1.

Obsah

| | |
|-------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1. Úvod..... | 8 |
| 2. Stirlingův motor..... | 9 |
| 2.1. Historie vzniku..... | 9 |
| 2.2. Princip činnosti..... | 10 |
| 2.3. Popis Stirlingova motoru..... | 10 |
| 2.3.1. Alfa modifikace..... | 11 |
| 2.3.2. Beta modifikace..... | 11 |
| 2.3.3. Gama modifikace..... | 12 |
| 2.4. Použití Stirlingova motoru..... | 12 |
| 3. Přehled tepelných oběhů používaných pro Stirlingův motor..... | 13 |
| 3.1. Metody první úrovně..... | 13 |
| 3.2. Metody druhé úrovně..... | 13 |
| 3.2.1. Izotermický výpočet..... | 13 |
| 3.2.2. Adiabatický výpočet..... | 13 |
| 3.2.3. Polytropický výpočet..... | 13 |
| 3.3. Metody třetí úrovně..... | 14 |
| 3.4. Specifické metody..... | 14 |
| 3.5. Některé výpočtové modely..... | 14 |
| 4. Popis Schmidtova modelu Stirlingova motoru..... | 16 |
| 4.1. Východiska výpočtového modelu..... | 16 |
| 4.2. Zjednodušující předpoklady..... | 16 |
| 4.3. Vymezení základních pojmů..... | 17 |
| 4.4. Odvození p-V diagramu..... | 18 |
| 4.4.1. Alfa modifikace..... | 19 |
| 4.4.2. Beta modifikace | 21 |
| 4.4.3. Gama modifikace | 23 |
| 4.5. Práce cyklu a termická účinnost idealizace..... | 24 |
| 5. Realizace výpočtového modelu..... | 25 |
| 5.1. Realizace modelu pomocí prostředí MATLAB..... | 25 |
| 5.2. Popis struktury algoritmu výpočtového modelu..... | 26 |
| 5.3. Struktura algoritmu pro optimalizaci parametrů..... | 27 |
| 6. Optimalizace parametrů podle Schmidovy teorie..... | 28 |
| 6.1. Optimalizace poměrných mrtvých objemů..... | 30 |
| 6.2. Optimalizace fázového posunu a poměru objemů..... | 30 |
| 7. Řešení konkrétního případu Stirlingova motoru..... | 31 |
| 7.1. Zadané a zvolené parametry..... | 31 |
| 7.2. Optimální parametry..... | 32 |
| 7.3. Řešení pomocí výpočtového modelu..... | 32 |
| 7.4. Srovnání modelu s reálným oběhem..... | 33 |

| | |
|---------------------------------------------------|-----------|
| 8. Závěry práce..... | 36 |
| 9. Seznam použité literatury a zdrojů..... | 37 |
| 10. Seznam symbolů a veličin..... | 39 |
| 11. Seznam příloh..... | 40 |
| 12. Přílohy práce..... | 41 |

1. Úvod

Ve vývoji lidstva hrála energie vždy důležitou roli, zvláště v dnešní moderní době, kdy je role energie na naší planetě důležitější než kdykoliv před tím. Světová spotřeba energie se stále zvyšuje, tudíž je třeba se zamýšlet nad tím, zdali i v budoucnu bude možné pokrýt poptávku po energii. Je nezodpovědné brát na lehkou váhu fakt, že nastane doba, kdy budou spotřebovány určité zdroje energie, které se na naší planetě ukládaly po miliony let a které lidstvo pravděpodobně stihne spotřebovat za zlomek této doby. Samozřejmě nelze mluvit o spotřebě jako takové, protože energie nezaniká ani nevzniká, pouze se přeměňuje na jiné formy. Toto vede ke snaze co možná nejefektivněji využívat zdroje energie, zvláště té tepelné.

Jedno možné řešení se naskytuje v podobě Stirlingova motoru, který je lidstvu znám již 200 let a který má možnost se v této době, kdy je snaha získat energii ze všech možných dostupných zdrojů, dostat do popředí. Stirlingův motor se doposud nedokázal příliš prosadit před konkurencí spalovacích motorů, ale jeho nespornou výhodou je, že dokáže využívat jakékoliv dostupné tepelné energie ať už solární či chemické nebo i odpadního tepla nebo také energie získané přímým spalováním fosilních a jiných paliv.

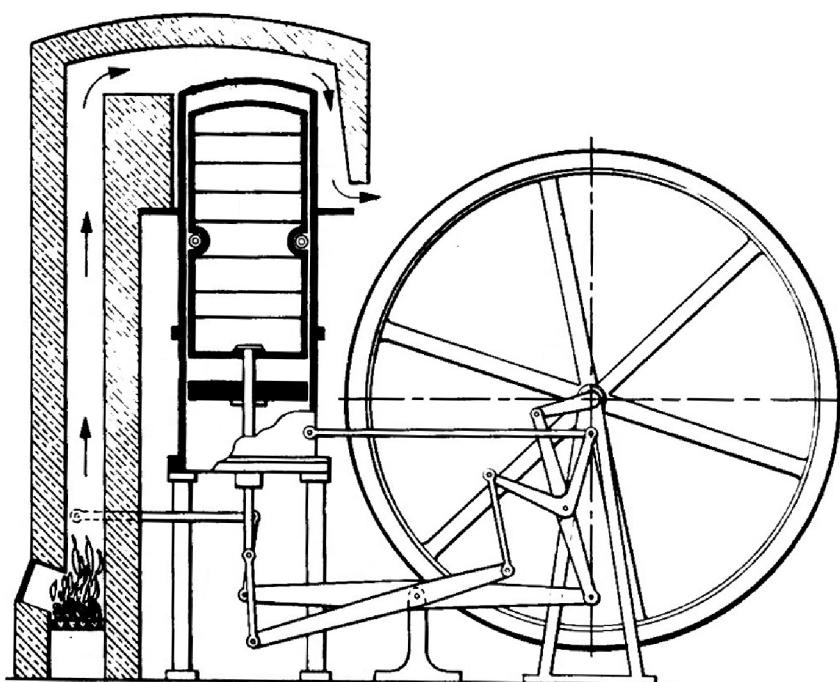
Pro výpočet Stirlingova motoru existuje mnoho analytických a numerických metod. Jednou z analytických je právě Schmidtova teorie, pomocí které lze provést prvotní výpočty při návrhu Stirlingova motoru. Zpracování modelu v programovém prostředí přináší spoustu výhod jako je rychlost výpočtu a možnost optimalizace, ale hlavně také grafické zpracování. Výsledky modelu v elektronické podobě je poté dále možno použít pro další výpočty a přiblížení pokročilejšími metodami.

2. Stirlingův motor

"Stirlingův motor je zařízení, které pracuje na základě uzavřeného termodynamického regeneračního cyklu s cyklickou kompresí a expanzí pracovního média mezi dvěma rozdílnými teplotními hladinami, kde proudění média je řízeno změnami objemu a kde probíhá změna tepla na mechanickou práci nebo naopak." [1]

2.1. Historie vzniku

Zárodky teplovzdušných motorů se začaly objevovat na konci 18. století, ale jejich realizace se rozvíjela až začátkem 19. století. První teplovzdušný motor s otevřeným cyklem byl postaven sirem George Cayley v roce 1807. Teplovzdušný motor s uzavřeným oběhem si nechal poprvé patentovat v roce 1816 jeho vynálezce Robert Stirling, skotský ministr církve.



Obr. 1 Původní Stirlingův motor podle patentu z roku 1816. [1]

Následně se začaly po celé Evropě a také v USA objevovat různé typy a varianty teplovzdušných motorů. V porovnání s parními motory byly teplovzdušné motory spolehlivé, bezpečné a měly i rozumnou účinnost. Avšak tyto motory byly spíše menší a nedosahovaly takových výkonů, řádově jednotek koní. V roce 1853 byl postaven Johnem Ericssonem námořní motor o čtyřech válcích s průměrem 4,3 metrů a poháněl loď, která se převrátila při prudkém větru v New Yorkském přístavu.

V průběhu 19. století, kdy se začaly vyvíjet spalovací a elektrické motory se použití Stirlingova motoru začalo značně snižovat. Nicméně aplikace pro speciální případy použití motoru přetrvávaly až do 20. století. [1]

2.2. Princip činnosti

První zákon termodynamiky zní: "Teplo lze měnit v práci a naopak a tyto změny se dějí podle určitého kvantitativního vztahu." (Robert Mayer 1842) [2]

Druhý zákon termodynamiky zní: "Není možné sestavit periodicky pracující stroj, který by nezpůsobil nic jiného, než by odebíral teplo ze zásobníku a konal tomuto teplu ekvivalentní práci (Kelvin - Planck)." [2]

"Teplo nemůže samovolně přecházet z tělesa o teplotě nižší na těleso o teplotě vyšší (Clausius)." [2]

Jak je patrné z definice Stirlingova motoru a formulací 1. a 2. zákona termodynamiky, Stirlingův (dále jen StM) je zařízení, které přeměňuje teplo přímo na práci, přičemž tepelná energie je získávána z teplotního rozdílu dvou prostředí. StM může pracovat i naopak, že z přivedené mechanické práce vytváří teplotní rozdíl mezi dvěma prostředími.

Hlavní myšlenka spočívá v tom, že pracovní médium, které pracuje v uzavřeném oběhu, je pomocí vhodné konstrukce měnicích se prostor dopraveno do tzv. teplé strany motoru. V těchto prostorách je médium dodávána energie ve formě tepla. Médium při tomto procesu má snahu expandovat a konat práci, která se odvádí. Po expanzi je pomocí změn pracovních prostor pracovní médium přesunuto do tzv. studené části motoru, kde se ochladí zpět na původní teplotu a tím pádem klade menší odpor vůči další kompresi. Takto ochlazené médium se přepustí opět do teplé části motoru kde může opět expandovat. Přitom stále platí 2. zákon termodynamiky, že teplo může samovolně přecházet z tělesa teplejšího na těleso o nižší teplotě. Pro zlepšení energetické bilance je použito regenerátoru, který akumuluje část tepelné energie média, které právě přechází z teplé části do studené, pro opětovné vydání tepla do média při expanzi viz. podkapitola 3.5.1.

2.3. Popis Stirlingova motoru

Předmětem této práce jsou tři základní modifikace StM, *alfa*, *beta* a *gamma*. Všechny možné existující modifikace lze dělit podle toho, zda mají **dva pracovní písty** nebo **jeden pracovní a jeden přemísťovací píst**. Uspořádání s přemísťovacím pístem lze ještě podrobněji rozdělit na uspořádání **v jednom válci** nebo na uspořádání **ve dvou válcích**. Tímto jednoduchým rozdělením jsou dány modifikace na Obr. 2, 3, 4. Dalším kritériem pro bližší specifikaci může být umístění ohříváku a chladiče buď přímo kolem expanzní a kompresní části motoru nebo mimo tyto části jako speciální výměník tepla. [1]

Teplá strana motoru (červeně) - v této části motoru se nachází expanzní píst, popřípadě přemísťovací (4), a dochází zde k přenosu tepelné energie (+Q) z ohříváku (3) na pracovní plyn.

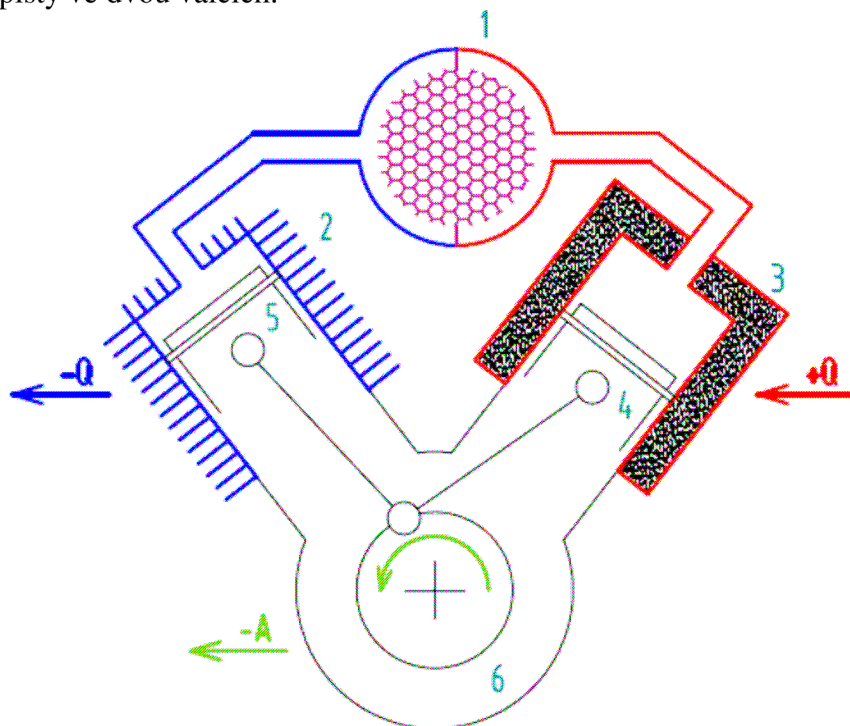
Studená strana motoru (modře) - zde se nachází kompresní píst, popřípadě pracovní (5), a v této části motoru dochází k ochlazení pracovního plynu a odvodu tepla (-Q) pomocí chladiče (2) z motoru.

Regenerátor (1) - slouží ke zlepšení tepelné bilance motoru. Skládá se z porézního materiálu, který akumuluje energii pracovního plynu proudícího z teplé části motoru a následně ohřívá studený plyn proudící zpět.

Převodní mechanismus (6) - zprostředkovává přenos z přímočarého vratného pohybu pístů na rotační pohyb hřídele, ze kterého lze odebírat výstupní práci (-A).

2.3.1. Alfa modifikace

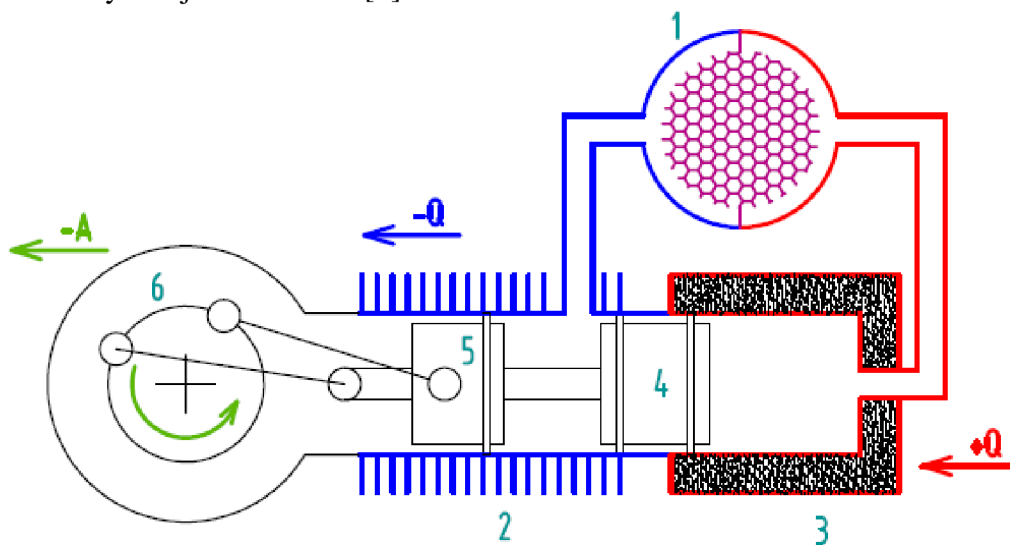
Z konstrukčního hlediska je to nejjednodušší uspořádání válců motoru, protože realizace klikového mechanismu pro dva mimoběžné písty je snadno proveditelná. Modifikace *alfa* má dva pracovní písty ve dvou válcích.



Obr. 2 Alfa modifikace StM.

2.3.2. Beta modifikace

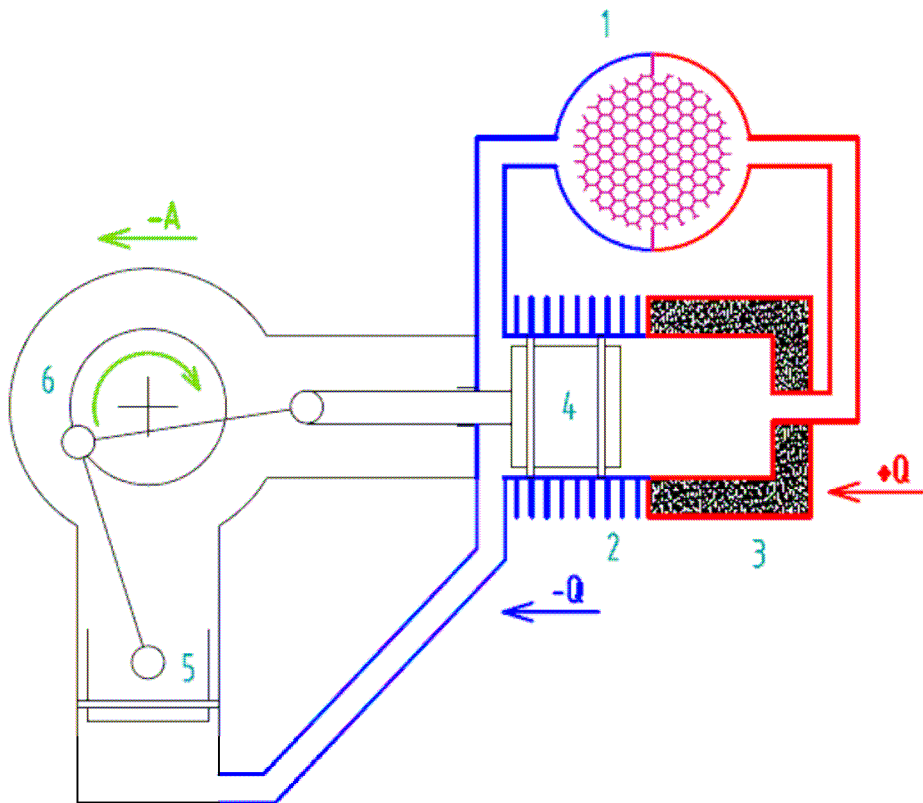
U této modifikace je problém s realizací dvou pístů v jednom válci. Používá se tzv. rombického mechanismu. Modifikace *beta* se sestává z přemísťovacího pístu (4) a pracovního pístu (5) umístěných v jednom válci. [1]



Obr. 3 Beta modifikace StM.

2.3.3. Gama modifikace

Gama modifikace je v podstatě totožná s modifikací *beta* s tím rozdílem, že každý píst má svůj válec, tudíž lze snadno použít klikový mechanismus a jedná se o uspořádání s přemísťovacím pístem (4) a pracovním pístem (5) umístěných ve dvou válcích..



Obr. 4 *Gama* modifikace StM.

2.4. Použití Stirlingova motoru

StM existuje v mnoha podobách a velikostech. Při uvažování výhod StM ho lze využít jako zdroj mechanické energie například pro automobil [10], ale rovněž i jako chladicí zařízení pro dosažení velmi nízkých teplot až -150°C [11]. Častou aplikací StM je použití při výrobě elektrické energie, ať už se jedná o elektrické centrály [12] či solární motory přeměňující energii ze slunce na elektrickou [13]. Použití motoru na moři je výhodné z toho důvodu, že velké množství vody poskytuje nekonečnou zásobu chladiva. Jednou z možných aplikací je použití motoru na palubě ponorek bez nukleárního pohonu [14] nebo také též pro pohon lodí.

3. Přehled tepelných oběhů používaných pro Stirlingův motor

Tato část pojednává o několika tepelných obězích, které se používají pro výpočet a popis termodynamických dějů uvnitř StM. Výpočtové modely lze rozdělit do několika úrovní podle toho, jak dobře odpovídají skutečným dějům. [7], [9]

3.1. Metody první úrovně

Podstata těchto metod spočívá v tom, že je nejprve proveden výpočet práce pomocí jednoduchého oběhu, který neuvažuje žádné ztráty např. pomocí Schmidtova modelu. Dále pomocí jednoduchého korekčního součinitele lze určit ztrátovou energii motoru a tedy i výstupní práci. Obdobně se získá korigovaná účinnost cyklu z Carnotovy účinnosti. Všechny ztrátové součinitele jsou určeny empiricky a jejich hodnoty vychází z měření skutečných motorů. Všechny metody první úrovně umožňují rychle určit vztah mezi rozměry motoru a jeho výkonem a jsou dobře použitelné pro předběžný návrh, ale nejsou dostačující při detailnějším návrhu StM.

3.2. Metody druhé úrovně

Tyto metody začínají stejně jako metody první úrovně a to výpočtem motoru pomocí výpočtového modelu, který neuvažuje ztráty. Ztrátové energie nejsou ale odhadovány na základě experimentů, ale jsou přímo podloženy výpočtem a celkový přístup k této problematice je sofistikovanější. Uvažují se tepelné ztráty, které jsou způsobeny nedokonalou regenerací a nedokonalým přestupem tepla. Dále mechanické ztráty, které souvisí se třením v pohyblivých částech motoru a také se třením při proudění pracovního plynu. Avšak u metod druhé úrovně se předpokládá, že tepelné a mechanické ztráty jsou na sobě nezávislé.

Metody druhé úrovně lze ještě podrobněji rozdělit do tří kategorií podle dějů, které jsou uvažovány při změně objemu válce.

3.2.1. Izotermický výpočet

Je založen na klasické Schmidtové izotermické idealizaci. Děje v expanzní a kompresní části motoru probíhají při konstantní teplotě pracovního plynu a stěn válce. [9]

3.2.2. Adiabatický výpočet

Předpokládá, že kompresní a expanzní část je dokonale izolována a v této části nedochází k přenosu tepelné energie. Tepelná energie vstupuje a vystupuje z motoru skrz ohřívák a chladič, které jsou mimo expanzní a kompresní část motoru. Adiabatické modely jsou realističtější než izotermické modely zvláště pro větší a rychloběžné motory. Řešení adiabatického modelu ale již vyžaduje numerickou integraci. [4], [6]

3.2.3. Polytropický výpočet

Děje v expanzní a kompresní části neprobíhají za konstantní teploty a zároveň dochází k přenosu tepelné energie. Toto platí pro případy, kde je ohřívák a chladič součástí expanzní či kompresní části motoru. Řešení opět vyžaduje numerickou integraci. [9]

3.3. Metody třetí úrovně

Spočívají v rozdělení motoru do sítě uzlů, sestavení diferenciálních rovnic pro zachování hmoty, hybnosti, energie a rovnice popisující stavy pracovního média. Následuje jejich numerické řešení. Tyto metody jsou mnohem pracnější, ale lze očekávat, že výsledky budou přesnější. [9]

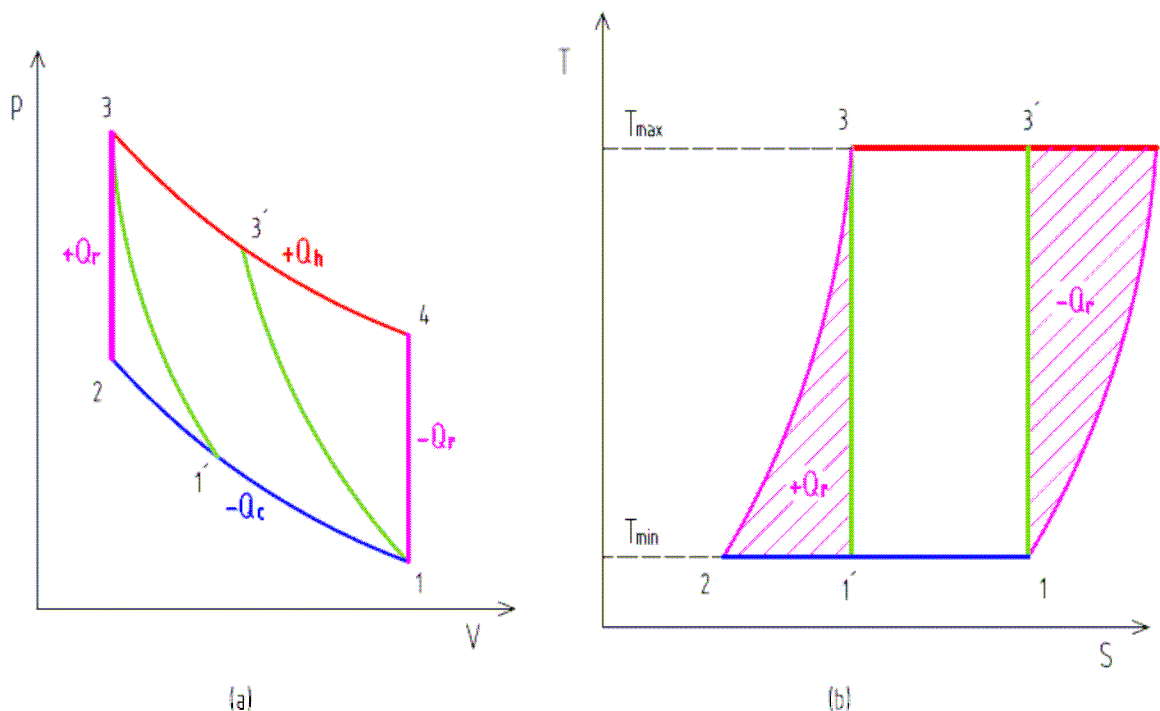
3.4. Specifické metody

Mezi pokročilejší metody patří především 2D a 3D modelování proudění pracovního plynu v různých částech motoru. Používá se sofistikovaných softwarů pro CFD modelování. [8]

3.5. Některé výpočtové modely

Stirlingův oběh

Je to nejjednodušší oběh. Skládá se čtyř základních termodynamických dějů, které lze popsat jednoduchými rovnicemi popisujícími chování ideálního plynu [2]. Na tomto oběhu lze jednoduše demonstrovat princip činnosti StM. [1]



Obr. 5 porovnání Carnotova cyklu (1, 1', 3, 3') a ideálního Stirlingova cyklu (1, 2, 3, 4).

(a) p-V diagram

(b) T-S diagram

- **Izotermická komprese (1 - 2).** Pracovní médium je stlačováno při konstantní teplotě a současně je odebráno teplo $-Q_c$.
- **Izochorické zvýšení tlaku (2 - 3).** Za konstantního objemu je pracovnímu médiu dodáno teplo $+Q_r$, které bylo uloženo v regenerátoru a médium dosáhne teploty T_{max} .
- **Izotermická expanze (3 - 4).** Pracovní médium zvětšuje svůj objem a aby si zachovalo konstantní teplotu, tak je dodáváno teplo Q_h .

- **Izochorické snížení tlaku (4 - 1).** Pracovnímu médiu je odebrána část tepla, které se uchová v regenerátoru pro vydání v dalším cyklu, což médium ochladí na teplotu T_{\min} .

Jak je vidět na Obr. 5 (b), Carnotův cyklus (1, 1', 3, 3') vykazuje největší možnou účinnost, jaké lze dosáhnout mezi teplotami T_{\max} a T_{\min} . Stirlingův cyklus dosahuje taktéž Carnotovi účinnosti za předpokladu stoprocentní regenerace tepla Q_r .

Schmidtův model

Tento oběh je náplní celé práce. Je to jeden ze základních oběhů, ze kterého se vychází při prvotním návrhu StM. Tento model uvažuje izotermické změny přímo v kompresní a expanzní části motoru, kde také dochází k přenosu tepla ze stěn válce na pracovní plyn. [1], [3], [6]

Model podle Martiniho (izotermický)

Patří do metod druhé úrovně a předpokládá, že časová závislost teploty pracovního plynu v expanzním a kompresním prostoru může být vyjádřena jako průměrná efektivní teplota. Což znamená, že efektivní teplota plynu v expanzní části bude menší než teplota ohříváku a v kompresní části bude zase efektivní teplota větší než teplota chladiče. Tyto teploty jsou získány pomocí koeficientů přenosu tepla z ohříváku a chladiče na pracovní plyn. Tohoto modelu lze využít k přiblížení Schmidty teorie ke skutečným dějům uvnitř motoru. [9]

Ideální adiabatický model

Tento model uvažuje adiabatické děje v kompresní a expanzní části motoru a svou stavbou odpovídá motorům, u kterých nedochází k přenosu tepla v expanzní a kompresní části. Proto lze uvažovat, při rychlostech jakými děje probíhají, že jsou tyto prostory dokonale izolované. K přenosu tepla dochází v ohříváku a chladiči, kde jsou uvažovány izotermické děje. [6], [9]

Model podle Feurera

Principiálně se jedná o adiabatickou metodu, které ovšem připouští i přenos tepla v expanzní a kompresní části, ohříváku, chladiči a regenerátoru. Výstupní práce a účinnost jsou prvně spočítány pomocí modelu a poté zkorigovány o ztráty způsobené nesinusovým průběhem pístů, ztráty třením při proudění plynu a mechanické ztráty. Model podle Feurea patří do metod druhé úrovně s polytropickou změnou. [9]

Finkelsteinův model

Jedná se o metodu třetí úrovně, která předpokládá dvě hlavní zjednodušení diferenciálních rovnic a to zanedbání kinetické energie pracovního plynu a redukce vztahů vyjadřujících hybnost. Metoda rozděluje teplou i studenou stranu motoru na síť uzlů, na které je nahlíženo jako na oblasti s proměnnou teplotou a množstvím hmoty. Z vypočítaných rozdílů tlaku a teploty pro jednotlivé uzly se získává energie a množství plynu, které se mezi uzly přenáší. Zrychlení konvergence napomáhá fakt, že teploty některých částí motoru jsou definovány předem. [1], [9]

4. Popis Schmidtova modelu Stirlingova motoru

Jedním z prvních přiblížení skutečného cyklu StM vytvořil Schmidt v 2. polovině 19. století. Toto přiblížení je však značně vzdáleno skutečným dějům, které probíhají uvnitř motoru, ale tuto problematiku přibližuje lépe než ideální Stirlingův cyklus viz. kapitola 3.5. I přes tyto nedostatky je Schmidtův model rozšířen a používán pro prvotní návrh základních parametrů StM, z nichž lze přibližně určit rozměry skutečného motoru. Jeho nespornou výhodou je, že řešení je v uzavřeném tvaru a lze ho řešit algebraicky, což bylo nezbytné hlavně v dobách, kdy nebyla k dispozici výpočetní technika. [1], [4]

4.1. Východiska výpočtového modelu

Výpočtový model podle Schmidta vychází z několika zásadních předpokladů, které mají větší či menší vliv na přesnost modelu. Hlavním rozdílem od ideálního Stirlingova oběhu je, že teorie uvažuje spojitou změnu pracovních prostor. [3], [6]

Základním předpokladem modelu je, že expanze a komprese probíhající uvnitř motoru jsou izotermické. Izotermický děj patří k ideálnímu vratnému ději, který v praxi nelze realizovat. Tento děj by musel probíhat nekonečně pomalu což nepřipadá v úvahu. Velikost tepelného toku přes stěnu válce je závislá především na teplotním rozdílu, který se v reálu během jednoho cyklu mění, a dalších vlivech jako je plocha a součinitel prostupu tepla α viz. rovnice. (4.1).

$$\dot{Q} = S \cdot (\Delta T) \cdot \alpha \quad (4.1)$$

Dále se předpokládá, že médium je ideální plyn a chová se přesně podle stavové rovnice ideálního plynu

$$p \cdot V = M \cdot R \cdot T. \quad (4.2)$$

Dalším důležitým východiskem je předpoklad, že pohyb pístů je sinusový, což ve skutečnosti není. Tento fakt je výhodný pro analytické řešení, protože matematický popis změny objemu je dán jednou goniometrickou funkcí a umožňuje získat řešení v uzavřeném tvaru. Dále se tedy nedá hovořit o úhlu natočení klikové hřídele, ale je třeba zavést pojem *fáze pístů* a *fázový posun pístů*.

4.2. Zjednodušující předpoklady

Schmidtův model nemůže zcela přesně nahradit skutečný cyklus. Proto je třeba definovat, za jakých podmínek je výpočtový model realizován. Samotná východiska z podkapitoly 4.1. jsou náhradou skutečných podmínek v motoru a celý model idealizují. Další zjednodušující předpoklady jsou uvedeny níže a podle nich je odvozen Schmidtův model.

1. Regenerační procesy jsou ideální.
2. Okamžitý tlak média je ve všech prostorách stejný.
3. Pracovní plyn se chová podle rovnice ideálního plynu (4.2).
4. Předpokládá se, že nedochází ke ztrátám pracovního plynu a jeho množství je konstantní.

5. Průběh změn pracovních prostor je harmonický, popsán pomocí funkce sinus.
6. Není uvažován žádný teplotní spád v tepelném výměníku v hlavě válců.
7. Teplota válců a pístů je v průběhu cyklu konstantní.
8. Je uvažováno dokonalé promíchávání pracovního plynu v pracovních prostorech.
9. Teplota pracovního plynu v přidružených prostorech je konstantní.
10. Teplota pracovního plynu v regenerátoru je aritmetickým průměrem teplot ve studené a teplé části.
11. Otáčky stroje jsou konstantní.
12. Je zajištěn ustálený stav podmínek.

4.3. Vymezení základních pojmů

Pro další realizaci výpočtového modelu je třeba zavést různé parametry a koeficienty, které popisují geometrii, uspořádání a rozměry základních částí motoru.

| Název | Symbol | Jednotka |
|-----------|----------------------------------------|----------|
| V_E | zdvihový objem expanzního prostoru | $[m^3]$ |
| V_e | okamžitý objem expanzního prostoru | $[m^3]$ |
| V_{DE} | mrtvý objem expanzního prostoru | $[m^3]$ |
| V_C | zdvihový objem kompresního prostoru | $[m^3]$ |
| V_c | okamžitý objem kompresního prostoru | $[m^3]$ |
| V_{DC} | mrtvý objem kompresního prostoru | $[m^3]$ |
| V_R | objem regenerátoru | $[m^3]$ |
| V_B | objem překrytí pístů (beta modifikace) | $[m^3]$ |
| V | celkový objem | $[m^3]$ |
| T_C | teplota kompresní (studené) části | K |
| T_E | teplota expanzní (teplé) části | K |
| T_R | teplota v regenerátoru | K |
| φ | fáze pístů | |
| α | fázový posun pracovních pístů | ° |
| p_m | střední tlak v pracovních prostorech | Pa |
| X_E | poměrný mrtvý expanzní objem | - |
| X_C | poměrný mrtvý kompresní objem | - |
| X_R | poměrný mrtvý objem regenerátoru | - |
| X_B | poměrný překrývající se objem | - |
| t | teplotní poměr | - |
| v | objemový poměr | - |
| a | součinitel | - |
| S | redukovaný objem | - |
| B | součinitel | - |
| c | součinitel | - |

Tab. 1 Seznam vstupních parametrů, proměnných a konstant, které jsou použity ve výpočtovém modelu.

Definice některých koeficientů, které jsou společné pro všechny tři modifikace, jejich název je uveden v Tab. 1. Poměrné objemy X jsou cíleně vztaženy na zdvihový objem expanzního prostoru.

$$t = \frac{T_C}{T_E} \quad (4.3)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_E} \quad (4.7)$$

$$v = \frac{V_C}{V_E} \quad (4.4)$$

$$X_B = \frac{V_B}{V_E} \quad (4.8)$$

$$X_E = \frac{V_{DE}}{V_E} \quad (4.5)$$

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} \quad (4.9)$$

$$X_C = \frac{V_{DC}}{V_E} \quad (4.6)$$

Index "C" odpovídá veličinám, které se vztahují ke kompresní straně motoru, index "E" naopak k expanzní straně a index "R" odpovídá veličinám regenerátoru. Pokud jsou tyto indexy velkými písmeny, jedná se o konstantu a pokud malými písmeny, vyjadřují proměnnou hodnotu.

4.4. Odvození p-V diagramu

Odvození je provedeno podle Schmidovy idealizace, kterou uvádí Koichi Hirata [3] či Israel Urieli [6]. Oproti idealizaci podle G. Walkera [1], která nezahrnuje mrtvé objemy v kompresním a expanzním válci, vystihuje idealizace podle Koichi Hirata lépe konstrukční provedení motoru. Tato idealizace předpokládá, že mrtvé objemy V_{DE} a V_{DC} jsou umístěny v teplé, respektive ve studené, části motoru, tudíž teplota v těchto objemech odpovídá teplotám studené a teplé části motoru.

Podrobné odvození celé Schmidovy teorie je realizováno za použití vyšší matematiky. Z tohoto důvodu nejsou uvedeny podrobně všechny části odvození. Hlavním cílem je získání vztahů pro výpočet objemů a tlaku pro jeden cyklus motoru a to pouze na modifikaci *alfa*. U ostatních modifikací je postup identický s tím rozdílem, že změny objemů v expanzní a kompresní straně jsou jinak definovány z důvodu rozdílného uspořádání pracovních prostor.

Při odvození se vychází ze základního předpokladu č. 1 a 3, že plyn se chová podle stavové rovnice ideálního plynu (4.2) a tyto děje jsou ideální. Úpravou této rovnice dostaneme

$$p \cdot V = M \cdot R \cdot T \Rightarrow M = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (4.10)$$

Ze zákona o zachování hmotnosti a zjednodušujícího předpokladu č. 2 vyplývá

$$M = M_e + M_c + M_R \quad (4.11)$$

$$M_e = \frac{p \cdot V_e}{R \cdot T_E}, M_c = \frac{p \cdot V_c}{R \cdot T_C}, M_R = \frac{p \cdot V_r}{R \cdot T_R} \quad (4.12)$$

Dále pro úplnost je třeba uvést vztah pro celkový objem

$$V = V_e + V_c + V_R \quad (4.13)$$

Pro teplotu v regenerátoru je použit vztah (4.9) podle zjednodušujícího předpokladu č. 10. Po dosazení rovnic (4.12) do (4.11) a vynásobení R a podělením p dostaneme

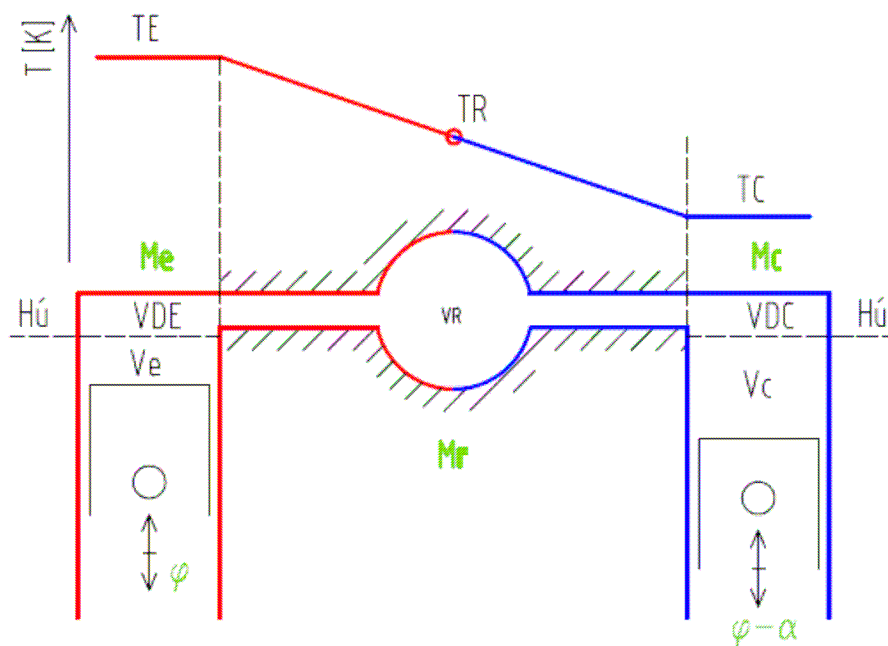
$$\frac{M \cdot R}{p} = \frac{V_e}{T_E} + \frac{V_c}{T_C} + \frac{V_R \cdot 2}{T_E + T_C}. \quad (4.14)$$

Za použití teplotního poměru t a po úpravě rovnice (4.14) dostaneme základní vztah ze kterého se vychází při výpočtu tlaku u všech třech modifikací.

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p} = V_e \cdot t + V_c + \frac{V_R \cdot 2 \cdot t}{1 + t} \quad (4.15)$$

Z rovnice (4.15) je nyní třeba vyjádřit tlak p . Objemy V_e a V_c jsou funkcemi fáze pístů φ . Tlak p tedy bude vyjádřen v závislosti na φ .

4.4.1. Alfa modifikace



Obr. 6 Uspořádání alfa modifikace. Hú - horní úvrat'

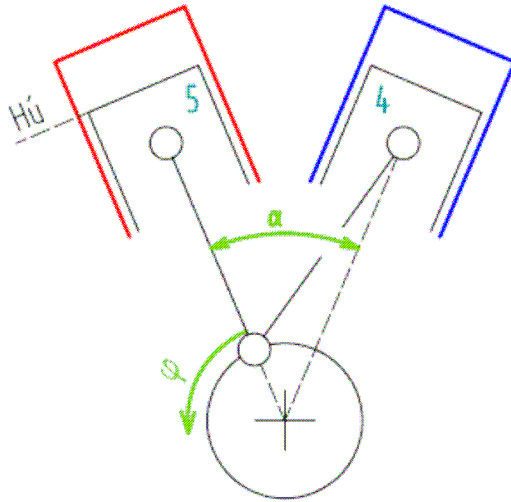
Okamžité objemy expanzní a kompresní části motoru jsou odvozeny podle geometrie na Obr. 6.

$$V_e = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 - \cos \varphi) + V_{DE} \quad (4.16)$$

$$V_c = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 - \cos(\varphi - \alpha)) + V_{DE}. \quad (4.17)$$

Vztahy (4.16) a (4.17) se skládají ze dvou členů, okamžitého objemu a mrtvého objemu. Výchozí poloha pístů je pro $\varphi = 0^\circ$. Tato hodnota fáze pístů odpovídá poloze, ve které je

expanzní píst v horní úvrati jeho pohybu a kompresní píst předbíhá o fázový posuv α viz. Obr. 7.



Obr. 7 poloha pístů pro $\varphi = 0^\circ$
5 - expanzní píst
4 - kompresní píst
Hú - horní úvrat'

Nyní lze vztah (4.16) a (4.17) dosadit do rovnice (4.15) a dostaneme

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p} = t \cdot \frac{V_E}{2} \cdot (1 - \cos \varphi) + V_{DE} \cdot t + \frac{V_C}{2} \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + V_{DC} + \frac{V_R \cdot 2 \cdot t}{1 + t} \quad (4.18)$$

V rovnici (4.18) na pravé straně vystupují pouze konstanty a proměnná φ , na levé jsou opět konstanty a neznámý tlak p . Další snahou je pomocí výše definovaných součinitelů tuto rovnici upravit tak, aby byla snadněji použitelná pro další zpracování. Potom tedy

$$\frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{p \cdot V_E} = t \cdot (1 - \cos \varphi) + 2 \cdot X_E \cdot t + v \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + 2 \cdot X_C \cdot v + \frac{X_R \cdot 4 \cdot t}{1 + t} \quad (4.19)$$

roznásobením závorek a uspořádáním členů lze vztah rozdělit

$$\frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{p \cdot V_E} = \left[2 \cdot t \cdot X_E + 2 \cdot X_C + \frac{4 \cdot t \cdot X_R}{1 + t} + t + v \right] - t \cdot \cos \varphi - v \cdot \cos(\varphi - \alpha) \quad (4.20)$$

Výraz v hranaté závorce lze nahradit dalším koeficientem S , rovnice (4.21), což je redukovaný objem na objem V_E . Proto koeficienty v , X_E , X_C , X_R jsou vyjádřeny jako poměr příslušného objemu a objemu V_E .

$$S = 2 \cdot t \cdot X_E + 2 \cdot X_C + \frac{4 \cdot t \cdot X_R}{1 + t} + t + v \quad (4.21)$$

Posledním krokem je úprava goniometrických funkcí které mají v argumentu proměnnou φ . Toto je provedeno pomocí blíže nepopsané matematické úpravy [5], [6] pro kterou platí

$$t \cdot \cos \varphi + v \cdot \cos(\varphi - \alpha) = B \cdot \cos(\varphi - a). \quad (4.22)$$

Kde a a B jsou substituční koeficienty definovány následovně

$$B = \sqrt{t^2 + 2 \cdot t \cdot v \cdot \cos \alpha + v^2} \quad (4.23)$$

$$a = \arctan\left(\frac{v \cdot \sin \alpha}{t + v \cdot \cos \alpha}\right) \quad (4.24)$$

Dosažením substitučních koeficientů do rovnice (4.20) tedy dostáváme vztah

$$\frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{p \cdot V_E} = S - B \cdot \cos(\varphi - a) \quad (4.25)$$

ze kterého lze jednoduše vyjádřit tlak p .

$$p = \frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{V_E \cdot [S - B \cdot \cos(\varphi - a)]} \quad (4.26)$$

Určení středního tlaku v motoru:

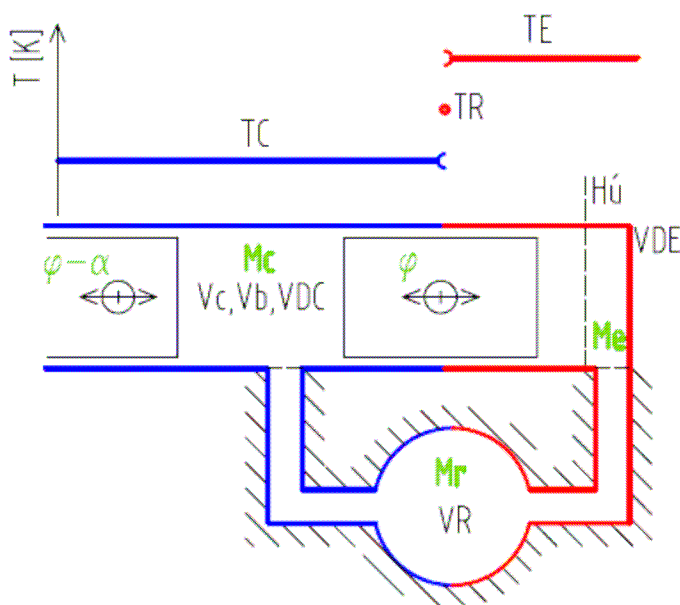
$$p_m = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \oint p \cdot d\varphi = \frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{V_E \cdot \sqrt{S^2 - B^2}} \Rightarrow \frac{2 \cdot M \cdot R \cdot T_C}{V_E} = p_m \cdot \sqrt{S^2 - B^2}. \quad (4.27)$$

Za použití vztahu (4.27) lze rovnici (4.26) upravit na tvar

$$p = \frac{p_m \cdot \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cdot \cos(\varphi - a)} \quad (4.28)$$

Rovnice (4.28) odpovídá konečnému tvaru vztahu pro tlak modifikace *alfa*, *beta* i *gamma* v závislosti na fázi pístů. Za použití rovnic (4.28), (4.16), (4.17) lze nyní sestavit p-V diagram.

4.4.2. Beta modifikace



Obr. 8 Uspořádání modifikace beta.

Okamžité objemy expanzní a kompresní části motoru jsou odvozeny podle geometrie na Obr. 8. Kompresní objem V_c je definován jako součet čtyř členů.

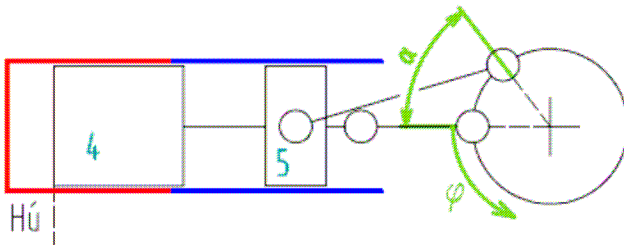
$$V_e = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 - \cos \varphi) + V_{DE} \quad (4.29)$$

$$V_c = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos \varphi) + \frac{1}{2} \cdot V_C \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + V_{DC} - V_B \quad (4.30)$$

První člen ve vztahu (4.30) představuje prostor, který vymezuje pohyb přepouštěcího pístu s fází φ , druhý člen odpovídá prostoru od pracovního pístu a fází $\varphi - \alpha$. Třetí člen je mrtvý objem a čtvrtý člen je tzv. překrývající se objem, který je dán vztahem (4.31)

$$V_B = \frac{V_E + V_C}{2} - \sqrt{\frac{V_E^2 + V_C^2}{4} - \frac{V_E \cdot V_C}{2} \cdot \cos \alpha} \quad (4.31)$$

Výchozí poloha pístů pro $\varphi = 0^\circ$ je na Obr. 9. Tato hodnota fáze pístů odpovídá poloze, ve které je přepouštěcí píst v horní úvrati jeho pohybu a pracovní píst je opožděn o fázový posun α .



Obr. 9 poloha pístů pro $\varphi = 0^\circ$
4 - přemísťovací píst
5 - pracovní píst
HÚ - horní úvrati

Nyní lze vztah (4.29) a (4.30) dosadit do rovnice (4.15) a dostaneme

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p} = t \cdot \frac{V_E}{2} \cdot (1 - \cos \varphi) + V_{DE} \cdot t + \frac{V_E}{2} \cdot [1 + \cos \varphi] + \frac{V_C}{2} \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + V_{DC} + V_B + \frac{V_R \cdot 2 \cdot t}{1 + t}$$

Obdobným postupem jako u modifikace *alfa* dostaneme postupně následující vztahy, které charakterizují modifikaci *beta*. Rovnice (4.28) pro tlak p zůstává nezměněna.

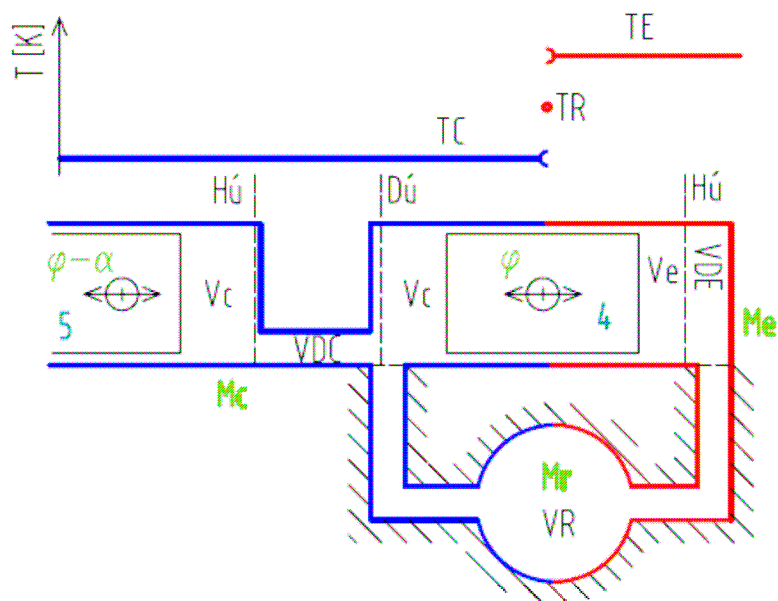
$$S = 2 \cdot t \cdot X_E + 2 \cdot X_C + \frac{4 \cdot t \cdot X_R}{1 + t} + t + v + 1 - 2 \cdot X_B \quad (4.32)$$

$$B = \sqrt{t^2 + 2 \cdot (t - 1) \cdot v \cdot \cos \alpha + v^2 - 2 \cdot t + 1} \quad (4.33)$$

$$a = \arctan\left(\frac{v \cdot \sin \alpha}{t + v \cdot \cos \alpha - 1}\right) \quad (4.34)$$

$$p = \frac{p_m \cdot \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cdot \cos(\varphi - a)} \quad (4.28)$$

4.4.3. Gama modifikace



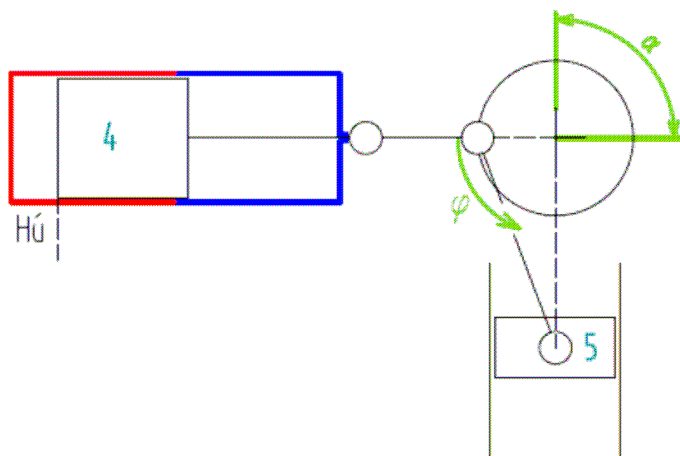
Obr. 10 Uspořádání gama modifikace.

Okamžité objemy expanzní a kompresní části motoru jsou odvozeny podle geometrie na Obr. 10. Kompresní objem V_c je definován stejně jako u modifikace *beta* s tím rozdílem, že objem $V_B = 0$. Je to z toho důvodu, že u modifikace *gama* se dráhy pístů nepřekrývají.

$$V_e = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 - \cos \varphi) + V_{DE} \quad (4.35)$$

$$V_c = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos \varphi) + \frac{1}{2} \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + V_{DC} \quad (4.36)$$

Výchozí poloha pístů pro $\varphi = 0^\circ$ je na Obr. 11. Tato hodnota fáze pístů odpovídá poloze, ve které je přepouštěcí píst v horní úvratí jeho pohybu a pracovní píst je opožděn o úhel α stejně jako u modifikace *beta*.



Obr. 11 poloha pístů pro $\varphi = 0^\circ$
 4 - přemísťovací píst
 5 - pracovní píst
 Hú - horní úvrat'

Nyní lze vztah (4.53) a (4.36) dosadit do rovnice (4.15) a dostaneme

$$\frac{M \cdot R \cdot T_C}{p} = t \cdot \frac{V_E}{2} \cdot (1 - \cos \varphi) + V_{DE} \cdot t + \frac{V_E}{2} \cdot [1 + \cos \varphi] + \frac{V_C}{2} \cdot [1 - \cos(\varphi - \alpha)] + V_{DC} + \frac{V_R \cdot 2 \cdot t}{1 + t}$$

Obdobným postupem jako u modifikace *beta* dostaneme postupně následující vztahy, která charakterizují modifikaci *gamma*. Rovnice (4.28) pro tlak *p* zůstává nezměněna.

$$S = 2 \cdot t \cdot X_E + 2 \cdot X_C + \frac{4 \cdot t \cdot X_R}{1 + t} + t + v + 1 \quad (4.37)$$

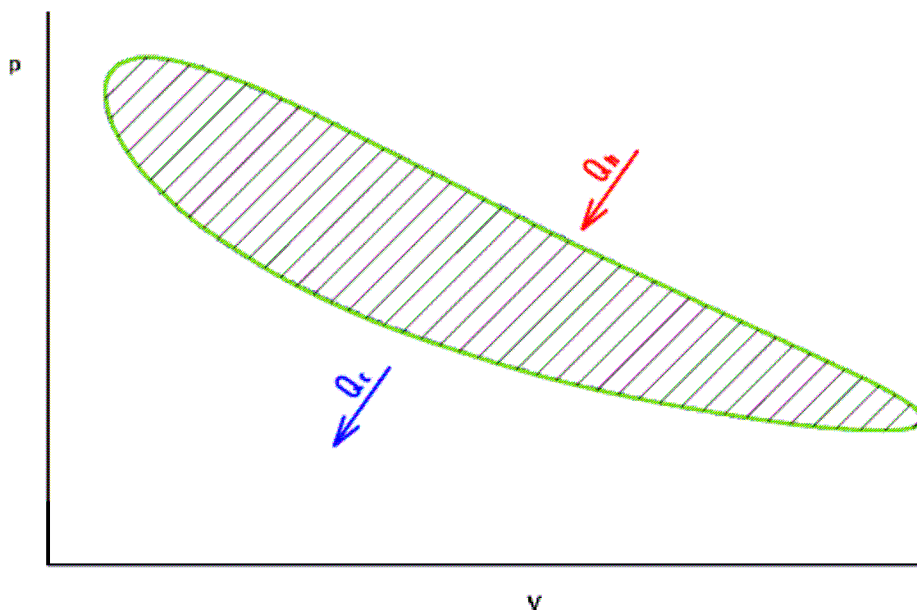
$$B = \sqrt{t^2 + 2 \cdot (t - 1) \cdot v \cdot \cos \alpha + v^2 - 2 \cdot t + 1} \quad (4.38)$$

$$a = \arctan\left(\frac{v \cdot \sin \alpha}{t + v \cdot \cos \alpha - 1}\right) \quad (4.39)$$

$$p = \frac{p_m \cdot \sqrt{S^2 - B^2}}{S - B \cdot \cos(\varphi - a)} \quad (4.28)$$

4.5. Práce cyklu a termická účinnost idealizace

Obecně práce v *p-V* diagramu představuje plochu pod křivkou, která charakterizuje probíhající děj. Tato práce může být kladná i záporná. Práce cyklu představuje rovněž plochu, která je uzavřená uvnitř křivky vratného termodynamického děje. Probíhá-li cyklus ve směru hodinových ručiček, jedná se o tzv. **přímý cyklus**, a práce má kladné znaménko. To znamená, že výsledná získaná práce je rozdílem přivedeného a odvedeného tepla. Tuto skutečnost popisuje rovnice (4.40) a Obr. 12. [2]



Obr. 12 *p-V* diagram StM pro obecné parametry.

$$A = \int p \cdot dV = Q_h - Q_c \quad (4.40)$$

Podle Schmidovy idealizace je práce definována jako rozdíl prací v expanzním a kompresním prostoru (4.43). V kompresním prostoru probíhá děj proti směru hodinových ručiček. Tyto práce jsou definovány podle rovnice (4.41) pro expanzní a (4.42) pro kompresní prostor.

$$W_E = \oint p \cdot dV_e = \frac{p_m \cdot V_E \cdot \pi \cdot \sin \alpha \cdot B}{S + \sqrt{S^2 - B^2}} \quad (4.41)$$

$$W_C = \oint p \cdot dV_c = -\frac{p_m \cdot V_E \cdot \pi \cdot t \cdot \sin \alpha \cdot B}{S + \sqrt{S^2 - B^2}} \quad (4.42)$$

$$W = W_E - W_C \quad (4.43)$$

Co se týče termické účinnosti, má Stirlingův ideální oběh stejnou účinnost jako Carnotův ideální oběh. Termické účinnosti jsou stejné právě díky regenerátoru, který slouží jako akumulátor tepelné energie mezi jednotlivými cykly, tedy za předpokladu, že regenerace je ideální viz. podkapitola 3.5.1. Obr. 5. Termická účinnost je potom dána vztahem (4.44).

$$\eta = \frac{T_E - T_C}{T_E} = 1 - \frac{T_C}{T_E} = 1 - t \quad (4.44)$$

5. Realizace výpočtového modelu

Výpočetní technika najde uplatnění i při výpočtech podle Schmidovy teorie StM přesto, že tato teorie, jak již bylo zmíněno výše, je v uzavřeném tvaru. Pro každý diskretní přírůstek fáze pístitů φ se musejí přepočítat rovnice potřebné pro vykreslení p-V diagramu. Při jemném dělení $\Delta\varphi = 0,01$ [rad] je počet cyklických výpočtů roven 628. Vystává problém, jak v přijatelném čase tyto výpočty provést a právě v tomto ohledu vypomáhá výpočetní technika.

p-V diagramy jsou pouze grafická záležitost výpočtů, stejně jako průběhy objemů a další závislosti. Skutečná pomoc výpočetní techniky přichází na řadu v případě hledání optimálních parametrů motoru, kde pro zmíněné dělení fáze je zapotřebí větší objem výpočtů v závislosti na požadované přesnosti řešení. Vzhledem k tomu, že Schmidova teorie v sobě neodráží dostatečně přesný popis dějů v motoru, nejsou požadavky na objem dat nezvládnutelné pro standardní osobní počítač.

5.1. Realizace modelu pomocí prostředí MATLAB

Za vhodný softwarový nástroj pro řešení výpočtového modelu byl zvolen *MATLAB* od společnosti *MathWorks*. Matlab je výhodný z toho důvodu, že umožňuje realizovat matematické výpočty, vytvářet algoritmy a výsledky náležitě dobře graficky zpracovat a dále umožňuje práci s poli (maticemi). To vše za použití tradičních programovacích jazyků jako C, C++, Fortran.

Analogií Matlabu je prostředí *GNU Octave*, které používá stejný programovací jazyk. Oproti Matlabu je však Octave volně dostupný. [15], [16], [17]

5.2. Popis struktury algoritmu výpočtového modelu

Protože výpočtový model je vytvořen jako algoritmus, je níže uveden popis struktury tohoto algoritmu, který slouží pro bližší nahlédnutí. Algoritmus není vytvořen pro optimální výkon a rychlost. Pro daný objem dat však tato struktura plně postačuje. Pro výpočet jsou použity vztahy z kapitoly 4.

a) Deklarace vstupních parametrů:

| Parametr | Analogie | Popis | Jednotka |
|----------|----------|--------------------------------------|----------|
| VE | V_E | zdvihový objem expanzního prostoru | $[m^3]$ |
| VDE | V_{DE} | mrtvý objem expanzního prostoru | $[m^3]$ |
| VC | V_C | zdvihový objem kompresního prostoru | $[m^3]$ |
| VDC | V_{DC} | mrtvý objem kompresního prostoru | $[m^3]$ |
| VR | V_R | objem regenerátoru | $[m^3]$ |
| TC | T_C | teplota kompresní (studené) části | [K] |
| TE | T_E | teplota expanzní (teplé) části | [K] |
| alfa | α | fázový posun pracovních válců | [rad] |
| pm | p_m | střední tlak v pracovních prostorách | [Pa] |
| krok | - | krok dělení fáze pístů | [rad] |
| export | - | export dat do souboru | [-] |
| zobr | - | způsob zobrazení diagramů | [-] |
| fonts | - | velikost písma v názvu diagramů | [-] |
| lw | - | tloušťka čáry v diagramech | [-] |
| mod | - | volba modifikace | [-] |

Tab. 2 Uvádí seznam vstupních parametrů, které se zadávají přímo do skriptu, jejich jednotky a analogické značení se značením parametrů z kapitoly 4.

Tyto parametry se zadávají přímo do skriptu. Pro ovládání různých funkcí algoritmu slouží posledních šest parametrů.

krok určuje přírůstky fáze pístů

export nabývá hodnoty "ano" pro export dat do souboru, nebo "ne" pro potlačení exportu

zobr nabývá hodnoty "jeden" pro vykreslení grafů do jednoho okna nebo "vice" pro vykreslení každého grafu zvlášť do speciálního okna

fonts udává velikost písma v názvu grafu

lw udává tloušťku křivky ve všech grafech

mod nabývá hodnot "alfa", "beta", "gama" pro výpočet konkrétní modifikace

b) Výpočet konstant:

Následuje výpočet a deklaráce parametrů X_C , X_E , X_R , t , v , a , S , B které jsou pro celý algoritmus konstantní a jsou odvozeny v kapitole 4.

c) Deklarace vektoru objemů:

Dále je deklarován vektor $f_i = \langle 0 ; 2\pi \rangle$ s krokem **krok**. Je to vektor fáze pístů motoru. Pomocí vztahů pro objem jsou deklarovány další vektory objemů V_e , V_c , V a nakonec pomocí vztahu (4.28) také vektor tlaků p .

d) Vykreslení diagramů:

Pomocí pěti vektorů \mathbf{fi} , V_e , V_c , V , \mathbf{p} jsou vykresleny diagramy, jejich ukázka je uvedena v příloze č.1.

- průběh objemů, V_e , V_c , V jako funkce \mathbf{fi}
- průběh tlaku, \mathbf{p} jako funkce \mathbf{fi}
- p-V diagram, \mathbf{p} jako funkce V
- závislost objemu a tlaku na úhlu natočení, V , \mathbf{p} jako funkce \mathbf{fi}
- p-V diagram pro kompresní prostor, \mathbf{p} jako funkce V_c
- p-V diagram pro expanzní prostor, \mathbf{p} jako funkce V_e

e) Výpočet tepla a práce cyklu:

Podle vztahů (4.43) až (4.44) je určena tepelná bilance jednoho cyklu a účinnost.

f) Zobrazení dat v příkazovém řádku:

Pro rychlou kontrolu a orientaci se po spuštění skriptu zobrazí v příkazovém řádku zadané hodnoty a informace o exportu dat.

g) Export výsledků:

Výsledná data se exportují do "xls" souboru postupně zleva doprava do šesti sloupců v pořadí \mathbf{fi} , \mathbf{p} , V , V_e , V_c , což jsou vektory o velikosti, která závisí na kroku dělení fáze pístů. V šestém sloupci jsou postupně po řádcích vypsány další důležité hodnoty koeficientů a zadaných parametrů od shora dolů v pořadí Q_e , Q_c , A , \mathbf{etha} , VE , VDE , VC , VDC , VR , TC , TE , \mathbf{alfa} , \mathbf{pm} , X_e , X_c , X_r , t , v , \mathbf{pmax} . Ukázka výstupních dat je uvedena v příloze č. 2.

Výstupem výpočtového modelu je tedy "xls" soubor, který lze dále libovolně zpracovávat v aplikaci Microsoft Excel.

5.3. Struktura algoritmu pro optimalizaci parametrů:

Pomocí výpočtového modelu Stirlingova motoru podle Schmidty teorie lze nyní snadno a rychle získat údaje o průběhu tlaku, objemů, lze vykreslit a analyzovat p-V diagram a získat tepelnou bilanci cyklu. Ovšem vstupem pro tento model jsou určité geometrické a termomechanické parametry motoru, které je třeba vhodně zvolit, aby bylo dosaženo co možná nejlepších výkonů motoru.

Výpočtového modelu lze tedy výhodně využít k optimalizaci parametrů motoru. Vykreslením závislosti měrné práce na určitém parametru lze získat představu o tom, pro jaké hodnoty je práce lokálně největší.

V podstatě se jedná o vytvoření funkce z výpočtového modelu, která se postupně řídicím algoritmem vyvolává, mění se její vstupní parametry a výstupy funkce, hlavně práce cyklu a maximální tlak, se graficky zpracovávají.

Řídicí algoritmus nejprve provede dvojdímní optimalizaci viz. kapitola 6.2. a provede její vyhodnocení. Dále provede jednodímní analýzu na základě výsledků z dvojdímní optimalizace a graficky vyhodnotí výsledky do příslušných grafů, viz. příloha č. 3, 4, 5 a 6.

6. Optimalizace parametrů podle Schmidty teorie

Cílem optimalizace je najít vhodné parametry motoru, pro které motor vykazuje co možná nejlepší výkony pomocí Schmidty teorie, která je uvedena v kapitole 4. Při optimalizaci je třeba neopomíjet východiska a zjednodušující předpoklady, ze kterých Schmidty teorie vychází.

Aby optimalizace byla neutrální vůči rozměru motoru, je třeba zavést měrnou práci a_m cyklu, která se bude porovnávat pro různé kombinace parametrů, avšak absolutní hodnota měrné práce není pro případy optimalizace příliš důležitá.

Práci cyklu lze vztáhnout na celkový zdvihový objem motoru V_T a střední tlak v motoru p_m , rovnice (6.1), přičemž tyto dva parametry jsou pro analýzu stále konstantní a měrná práce má bezrozměrnou jednotku. Další možnost vyjádření měrné práce je vztáhnout práci cyklu na celkový zdvihový objem V_T a maximální dosažený tlak v cyklu p_{max} , rovnice (6.2). Ovšem maximální tlak cyklu již pro analýzu není pro všechny varianty konstantní.

$$a_m = \frac{A}{V_T \cdot p_m} \quad [-] \quad (6.1)$$

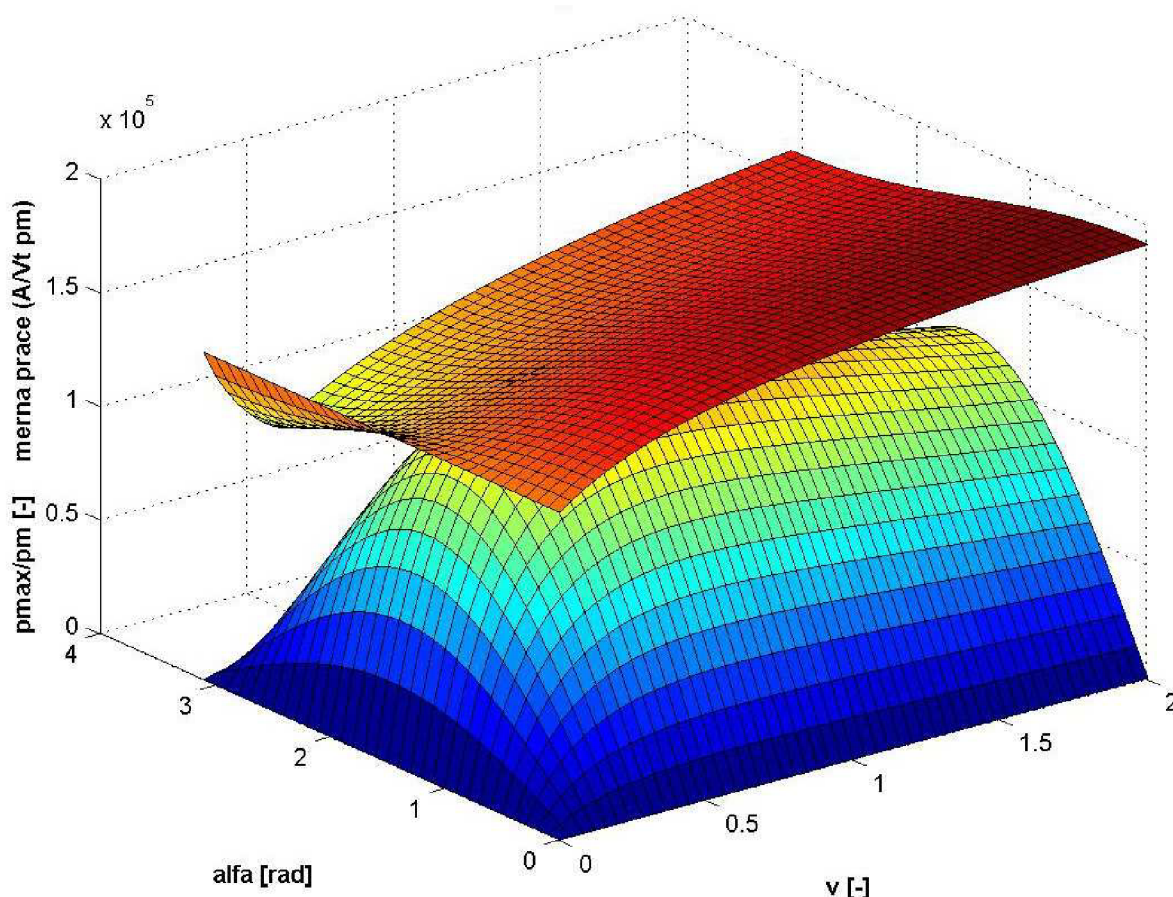
$$a_{mp_{max}} = \frac{A}{V_T \cdot p_{max}} \quad [-] \quad (6.2)$$

$$V_T = V_E + V_{DE} + V_C + V_{DC} \quad (6.3)$$

Celkový zdvihový objem na který je vztažena práce cyklu je dán vztahem (6.3). V tomto vztahu vystupují pouze zdvihové a mrtvé objemy expanzního a kompresního prostoru.

Optimální parametry pro analýzu podle p_m a podle p_{max} se však mírně liší. Optimalizace podle měrné práce vztažené na p_{max} dává výsledky pro co možná největší práci cyklu v rámci omezení na maximální tlak v motoru zatímco optimalizace podle práce vztažené na p_m dává výsledky pro maximální práci cyklu bez omezení na jiné parametry viz Obr. 13.

Mezi hledané optimální parametry především patří fázový posun pracovních válců α , objemový poměr v a poměrné mrtvé objemy X_E , X_C , X_R . Teplotní poměr t má také vliv na optimální hodnoty těchto parametrů, ten je většinou znám ze zadání problému. Je prokázáno, že jednotlivé parametry se navzájem ovlivňují a že se zvyšujícím se rozdílem teplot T_E a T_C se zvyšuje také práce cyklu [1], proto je třeba použít vícerozměrnou optimalizaci. Všechny grafy a závislosti jsou sestavované pouze pro modifikaci *alfa*.



Obr. 13 Závislost poměru p_{max}/p_m (červená plocha) a měrné práce podle p_m (modrá plocha) na fázovém posuvu pístů motoru α a poměru objemů v . Plocha poměru tlaků p_{max}/p_m je vertikálně umístěna oproti ploše měrné práce tak, aby se tečně dotýkala. Místo tečného styku odpovídá optimálním parametrům podle měrné práce vztažené na p_{max} . Práce cyklu je tedy pro parametry odvozené z měrné práce podle p_{max} menší než pro parametry odvozené z měrné práce podle p_m , protože maximum(modré) plochy je výše než bod styku obou ploch.

Při optimalizaci byly použity následující rovnice, které jsou odvozeny ze vztahů (4.4), (4.5), (4.6). Vztah mezi objemem motoru a poměrem objemů v je uveden v příloze č. 7 Pro přehlednost optimalizace byl poměrný mrtvý objem X_C definován podle vztahu (6.4), ale pro samotný výpočtový model je definován podle vztahu (4.6).

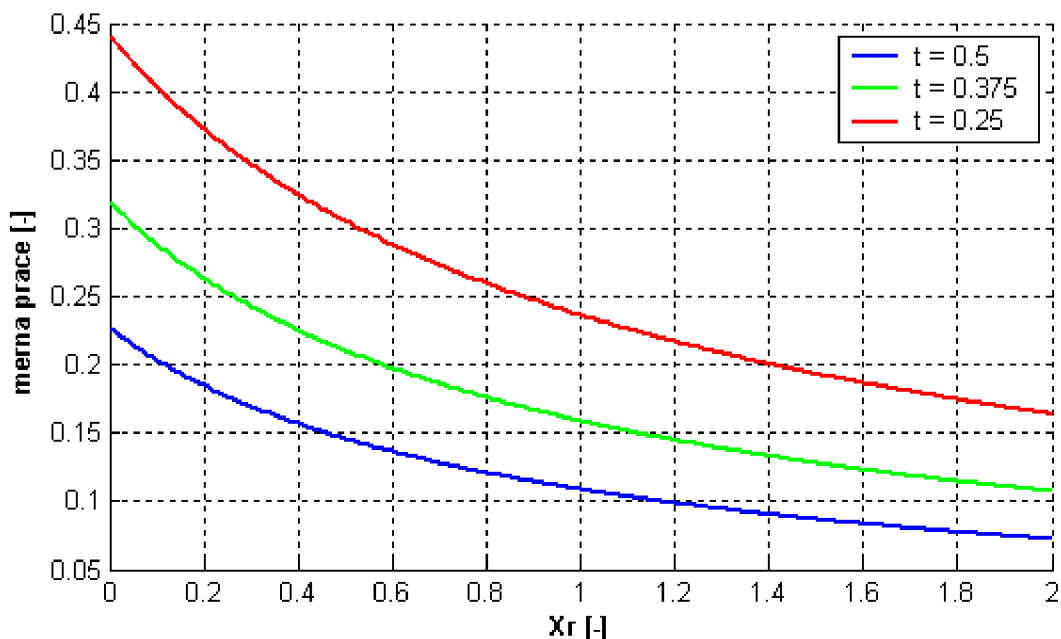
$$X_C = \frac{V_{DC}}{V_C} \quad (6.4)$$

$$V_E = \frac{V_T}{1 + v + X_E + X_C \cdot v} \quad (6.5)$$

$$V_C = \frac{V_T \cdot v}{1 + v + X_E + X_C \cdot v} \quad (6.6)$$

6.1. Optimalizace poměrných mrtvých objemů

Ještě před další optimalizací je třeba uplatnit poznatky plynoucí z analýzy vlivu poměrných mrtvých objemů a jejich vliv na velikost měrné práce.

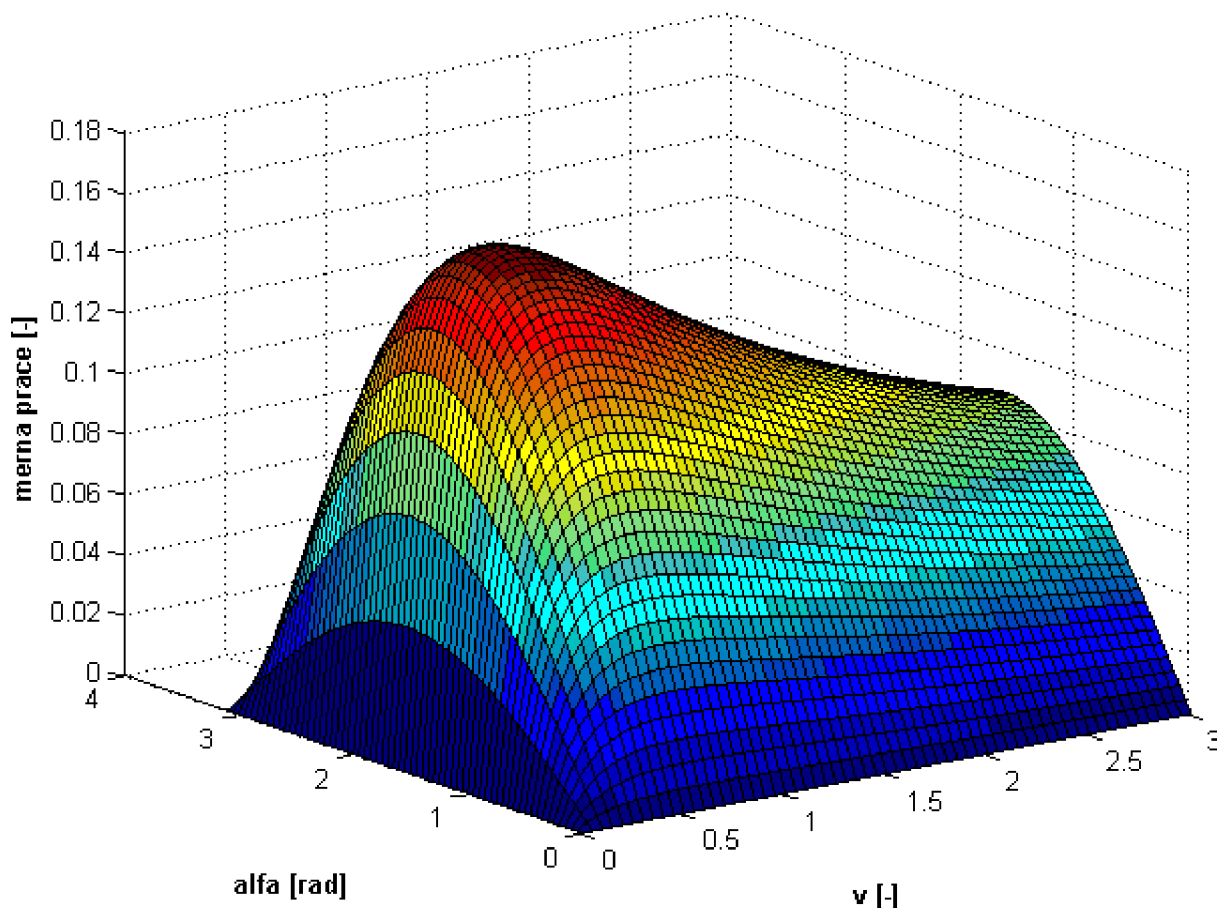


Obr. 14 Závislost měrné práce vztážená na p_m na poměrném mrtvém objemu regenerátoru pro různé teplotní poměry t . $X_C = 0.1$, $X_E = 0.1$, $V_t = 1 \text{ m}^3$, $\alpha = 88.8^\circ$, $v = 0.7$

Jak je vidět na Obr. 14, pro maximální měrnou práci je dobré, aby velikost mrtvého prostoru regenerátoru byla co možná nejmenší. Pro analýzu X_C a X_E vypadá závislost podobně a lze z ní vyvodit stejné závěry, tyto závislosti jsou uvedeny v příloze č. 5 pro konkrétní parametry motoru. Tedy pro maximální výkony motoru je třeba, aby mrtvé objemy všech prostor motoru byly co možná nejmenší. [1]

6.2. Optimalizace fázového posunu a poměru objemů

Vícedimenzionální optimalizace se tedy podle výsledků z podkapitoly 6.1. omezila na hledání pouze dvou optimálních parametrů a to fázového posunu pracovních pístů α a objemového poměru v . Závislost měrné práce na těchto dvou parametrech lze zobrazit prostorovou plochou, která má svůj lokální extrém a pro který můžeme najít optimální α a v . Tato závislost se pro měrnou práci vztáženou na p_{\max} kvalitativně neliší od práce vztážené na p_m .



Obr. 15 Závislost měrné práce vztahující na p_{max} na fázovém posuvu α a objemovém poměru v pro teplotní poměr $t = 0.25$, $X_C = 0.1$, $X_E = 0.1$, $V_t = 1 \text{ m}^3$, $V_R = 0.5 \text{ m}^3$. Pro maximum této plochy lze určit optimální parametry $\alpha = 97.4^\circ$ a $v = 0.55$, měrná práce má při tom hodnotu $a_{mpmax} = 0.165$.

7. Řešení konkrétního případu Stirlingova motoru

Každý konstrukční a návrhový proces vychází více či méně ze zkušeností konstruktéra, který při návrhu musí řešit různé problémy. Řešený problém má své hranice ve formě zadaných parametrů a požadavků, ale spousta dalších parametrů se musí zvolit nebo odhadnout na základě zkušeností a pokusů.

7.1 Zadané a zvolené parametry

Zadaný požadavek pro StM je rozmezí teplot, mezi kterými má motor pracovat. V kapitole 6 je popsán postup, pomocí kterého za současného použití výpočtového modelu se dají odhadnout optimální parametry. Ovšem tyto parametry jsou vztaheny na měrnou práci, která závisí na zdvihovém objemu motoru V_T a tlaku v v motoru, ať už jde o p_m nebo p_{max} . Jak je patrné ze vztahu pro výpočet tepla a práce (4.41), (4.42) a (4.43), velikost práce lineárně závisí na středním tlaku v motoru p_m , který je definován vztahem (4.27), s přihlédnutím k zjednodušujícím předpokladům a východiscích Schmidovy idealizace. Další parametr, který chybí pro výpočet motoru podle Schmidovy idealizace je tedy zdvihový objem motoru V_T , závislost práce cyklu na zdvihovém objemu je rostoucí a je uvedena v příloze č. 6. Tedy střední tlak v motoru p_m a zdvihový objem motoru V_T je třeba zvolit na základě konstrukčního řešení a požadavku výstupní práce.

7.2. Optimální parametry

Postup hledání optimálních parametrů je uveden v kapitole 6 a hodnoty těchto parametrů závisí na zadaných a zvolených parametrech motoru. Podle Schmidovy teorie jsou navrženy parametry v , α , X_E , X_C a X_R , přičemž poměr objemů v a fázový posun α mají konkrétní hodnoty. Oproti tomu poměrné mrtvé objemy jsou zvoleny na základě faktu, že pro maximální výkon motoru by měly být co možná nejmenší. Jejich skutečná hodnota vychází z konstrukčního řešení motoru. Hodnoty jsou uvedeny v příloze č. 8 a 9.

Velikost zdvihového objemu stejně jako střední tlak motoru mají vliv na výkon motoru, jeho velikost a konstrukci. Obecně podle výsledků analýzy lze říci, že čím jsou tyto dva parametry větší, tím jeden cyklus vykazuje větší práci.

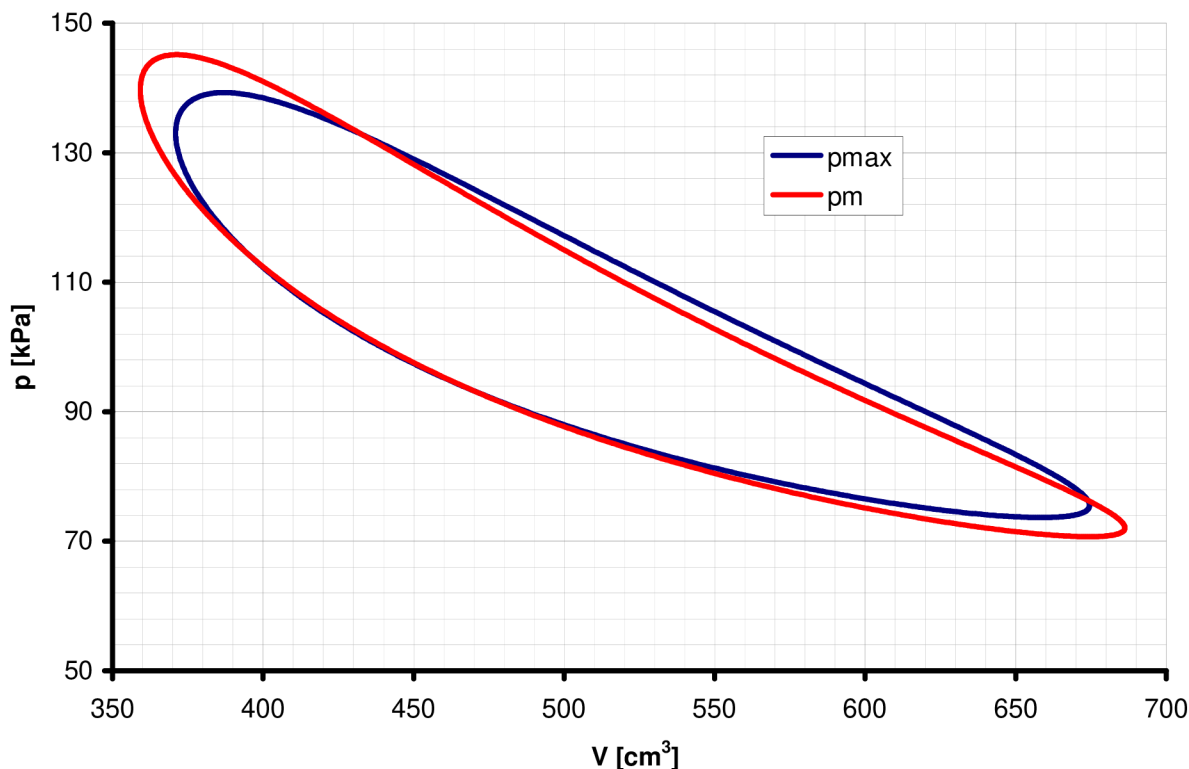
7.3. Řešení pomocí výpočtového modelu

Nyní pro optimální a zvolené parametry uvedené v příloze č. 8 a 9 lze realizovat konkrétní tepelný oběh StM. Byly vybrány pouze dva případy a to pro modifikaci *alfa*, teploty v expanzní části 673 K a optimální parametry pro oba dva způsoby definování měrné práce. Vstupní a výstupní parametry jsou uvedeny v Tab. 3.

| Parametr | | podle a_{pmax} | podle a_{pm} |
|----------|-----------------------------|------------------|-----------------|
| Vstupní | V_E [cm ³] | 267,38 | 249,75 |
| | V_{DE} [cm ³] | 26,74 | 24,98 |
| | V_C [cm ³] | 187,17 | 204,80 |
| | V_{DC} [cm ³] | 18,72 | 20,48 |
| | V_R [cm ³] | 250 | 250 |
| | T_E [K] | 673 | 673 |
| | T_C [K] | 293 | 293 |
| | α [rad] | 1,715 | 1,545 |
| | p_m [Pa] | 101300 | 101300 |
| Výstupní | Q_E [J] | 12,0986 | 12,3516 |
| | Q_C [J] | -5,2673 | -5,3774 |
| | A [J] | 6,8313 | 6,9742 |
| | η [-] | 0,564 | 0,564 |
| | X_e [-] | 0,10 | 0,10 |
| | X_c [-] | 0,070 | 0,082 |
| | X_r [-] | 0,935 | 1,001 |
| | t [-] | 0,435 | 0,435 |
| | v [-] | 0,700 | 0,820 |
| | p_{max} [Pa] | 139293,1 | 145134,7 |

Tab. 3 Zadané a vypočtené parametry cyklu StM modifikace *alfa* pro oba způsoby definice měrné práce

Z výsledků uvedených v Tab. 3 je patrné, že motor optimalizovaný podle měrné práce vztažené na p_{\max} vykazuje pro jeden cyklus menší absolutní práci. Z p-V diagramu na Obr. 16 je však patrné, že v motoru je dosahováno nižších tlaků. Rozdíl tlaků činí 4 % a rozdíl práce 2 %.



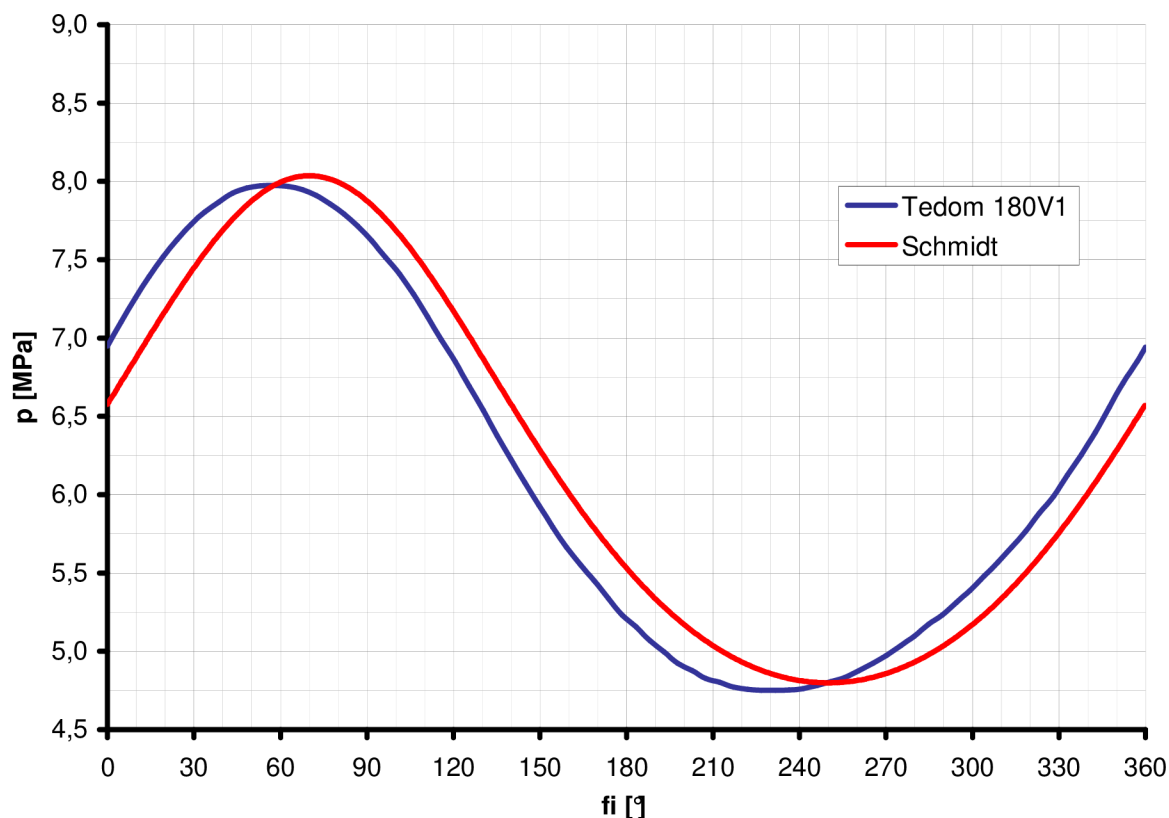
Obr. 16 p-V diagram StM modifikace alfa pro optimální parametry z Tab. 3.

7.4. Srovnání modelu s reálným oběhem

K porovnání byly použity výsledky z měření motoru Tedom 180V1, které jsou uvedeny v příloze č. 10. Jako vstup pro Schmidovu teorii byly použity parametry uvedené v Tab. 4 na základě naměřených veličin skutečného motoru z přílohy. Jako objem regenerátoru je uvažována suma objemů V_R , V_{SM1} , V_{SM2} , V_{TM1} , V_{TM2} .

| Parametr | | Hodnota | Jednotky |
|--------------|------|----------------|--------------------|
| $V_{TV\max}$ | VE | 183,22 | [cm ³] |
| V_{TM3} | VDE | 59,79 | [cm ³] |
| $V_{TV\max}$ | VC | 183,22 | [cm ³] |
| V_{SM3} | VDC | 46,14 | [cm ³] |
| ΣV | VR | 363,09 | [cm ³] |
| $T_{SS,st}$ | TC | 327,15 | [K] |
| $T_{TT,st}$ | TE | 899,15 | [K] |
| α | alfa | 1,5708 | [rad] |
| k_1 | pm | 6210000 | [Pa] |

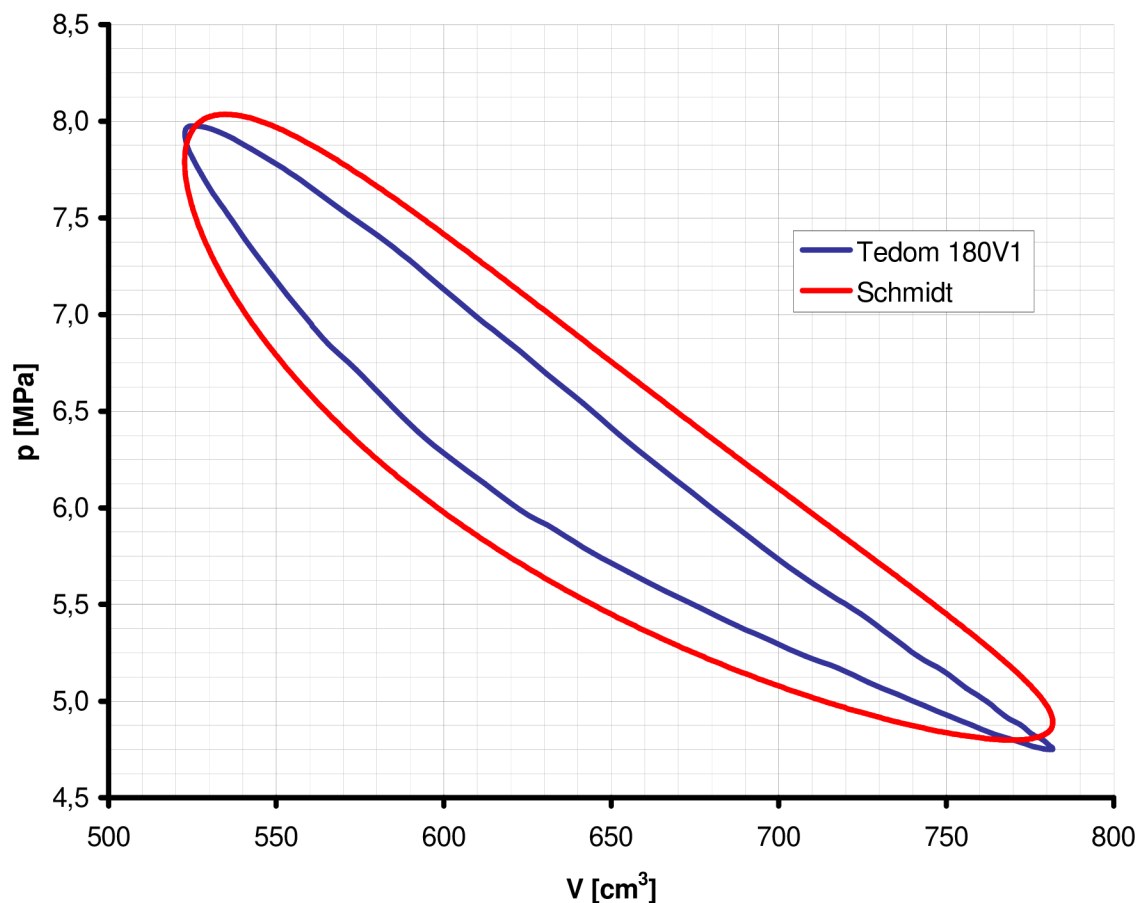
Tab. 4 Vstupní hodnoty pro výpočtový model motoru Tedom 180V1



Obr. 17 Průběh tlaku ve skutečném motoru Tedom 180V1 představuje modrá křivka, která je převzata z přílohy č 11. Červená křivka ukazuje průběh tlaku spočítaný podle Schmidty idealizace.

Na Obr. 17 je vidět průběh tlaků podle Schmidta a průběh indikovaného tlaku motoru Tedom V180V1. Rozdíly mezi oběma průběhy jsou způsobeny především netěsnostmi mezi stěnou válce a pístními kroužky. To způsobuje, že množství pracovního média se v průběhu jednoho cyklu mění. [5] U Schmidty idealizace existuje také jiný způsob definování střední teploty v regenerátoru, který lépe odpovídá skutečnosti oproti definici podle zjednodušujícího předpokladu č. 10, který charakterizuje teplotu v regenerátoru jako aritmetický průměr teploty v teplé a studené části motoru.

Tyto rozdíly v tlakovém průběhu způsobují také odchylky v porovnání p - V diagramů viz. Obr. 18. Schmidty idealizace vykazuje větší práci, protože neuvažuje mimo jiné také tlakové ztráty.



Obr. 18 Porovnání p-V diagramů motoru Tedom 180V1, který byl získán z indikovaného průběhu tlaku a z průběhu objemů podle Schmidtovy idealizace s p-V diagramem čistě podle Schmidtovy idealizace.

8. Závěry práce

Tato práce nastiňuje problematiku použití Schmidty teorie v praxi a ukazuje také její místo při výpočtech StM. Algoritmus vytvořený pro tři modifikace motoru, který je součástí elektronické přílohy práce, lze za pomoci patřičného softwaru vhodně využít při praktických výpočtech a výstupní data lze dále zpracovávat. Pomocí výpočtového modelu byla provedena optimalizace parametrů. Je třeba zdůraznit, že optimální parametry, které vychází z předpokladů a zjednodušujících podmínek Schmidty teorie, lze do jisté míry považovat za orientační, stejně tak věrohodnost výsledků idealizace. Nicméně Schmidty idealizace byla, je a zřejmě také bude dále používána pro StM, protože tento motor má budoucnost.

Jak již bylo zmíněno v první části práce, Schmidty idealizace je používána jako startovací nástroj pro různé metody výpočtu motoru, ale při jejím prostudování a analýze má také naučný charakter a na této idealizaci lze pochopit některé děje probíhající uvnitř StM, které se dají uplatnit při další práci na StM.

Pro pohodlnější použití výpočtového modelu by bylo vhodné model zpracovat jako samostatnou aplikaci, která by umožňovala export a import dat pohodlnější cestou, než jakou poskytuje vytvořený skript a příslušný software.

9. Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] WALKER, G. Stirling-cycles machines. Great Britain : Oxford University Press, 1973. 156 s. ISBN 80-2142029-4.
- [2] PAVELEK, M. a kol.: Termomechanika. Učební texty vysokých škol. VUT FSI, Brno 2003.
- [3] HIRATA.K. [online]. 1997 [cit. 2011-05-07]. SCHMIDT THEORY FOR STIRLING ENGINES. Dostupné z WWW: <<http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/schmidt/schmidt.htm>>. [webová stránka]
- [4] MALROY, Eric Thomas. SOLUTION OF THE IDEAL ADIABATIC STIRLING MODEL WITH COUPLED FIRST ORDER DIFFERENTIAL EQUATIONS BY THE PASIC METHOD [online]. Ohio USA : The Faculty of the Fritz J. And Dolores H. Russ College of Engineering and Technology Ohio University, June, 1998 [cit. 2011-05-07]. Dostupné z WWW: <<http://etd.ohiolink.edu/send-pdf.cgi/Malroy Eric Thomas.pdf?ohiou1176410606&dl=y>>. [e-kniha]
- [5] J. Škorpík: PŘÍSPĚVEK K NÁVRHU STIRLINGOVA MOTORU (A CONTRIBUTION TO DESIGN OF THE STIRLING ENGINE), Vutium Brno, ISBN 978-80-214-3763-0, ISSN 1213-4198, 2008
- [6] URIELI, Israel. Ohio University [online]. 2011 [cit. 2011-05-07]. Stirling Cycle Machine Analysis. Dostupné z WWW: <<http://www.ohio.edu/people/urieli/stirling/me422.html>>. [webová stránka]
- [7] Martini, W., Stirling Engine Design Manual, zpráva grantu NSG-3194 pro NASA-Lewis Research Center, 1983, ISBN .
- [8] BLAHA, Josef. Stirlingův motor. Brno, 2008. 80 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojího inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [9] CHEN, N. C. J.; GRIFFIN, F. P. A Review of Stirling Engine Mathematical Models [online]. Oak Ridge, Tennessee 37830 : Oak Ridge National Laboratory, August 1983 [cit. 2011-05-07]. Dostupné z WWW: <http://www.ornl.gov/sci/engineering_science_technology/eere_research_reports/thermally_activated_technologies/engine_driven/stirling_rankine/modeling_and_simulation/ornl_con_135/ornl_con_135.pdf>. [e-kniha]
- [10] NIGHTINGALE, Noel P. Automotive Stirling Engine [online]. Latham, New York : Mechanical Technology Incorporated, October, 1986 [cit. 2011-05-07]. Dostupné z WWW: <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19880002196_1988002196.pdf>. [e-kniha]
- [11] Global Cooling [online]. 2010 [cit. 2011-05-07]. Global Cooling. Dostupné z WWW: <<http://www.globalcooling.com/>>. [webová stránka]

- [12] Lakens hemsida om Stirlingmotorer och ångmaskiner. [online]. 2010 [cit. 2011-05-07]. V160 D (diesel) Made by: United Stirling. Linköping Sweden. Dostupné z WWW: <<http://hem.tyfon.net/wa0542/MainV160.htm>>. [webová stránka]
- [13] POTTINGER, Lori. Here Comes the Sun: Taking Solar Power to Grid-Scale. World Rivers Review [online]. March 25, 2008, March, [cit. 2011-05-07]. Dostupný z WWW: <<http://www.internationalrivers.org/en/node/2613>>. [e-článek]
- [14] Kockums a part of ThyssenKrupp Marine systems [online]. November 19, 2009 [cit. 2011-05-07]. Kockums Stirling AIP System. Dostupné z WWW: <<http://www.kockums.se/en/products-services/submarines/stirling-aip-system/>>. [webová stránka]
- [15] MathWorks - MATLAB and Simuling for Technicla Computing [online]. 2002 [cit. 2011-05-07]. Product Documentation. Dostupné z WWW: <<http://www.mathworks.com/help/techdoc/ref/funcalpha.html>>. [webová stránka]
- [16] MathWorks - MATLAB and Simuling for Technicla Computing [online]. 2002 [cit. 2011-05-07]. MATLAB - The Language Of Technical Computing. Dostupné z WWW: <<http://www.mathworks.com/products/matlab/>>. [webová stránka]
- [17] The GNU Operating System [online]. 2010 [cit. 2011-05-07]. Octave. Dostupné z WWW: <<http://www.gnu.org/software/octave/>>. [webová stránka]

10. Seznam symbolů a veličin

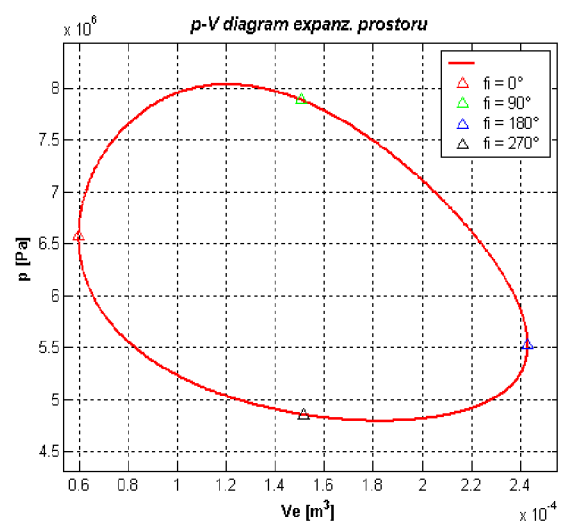
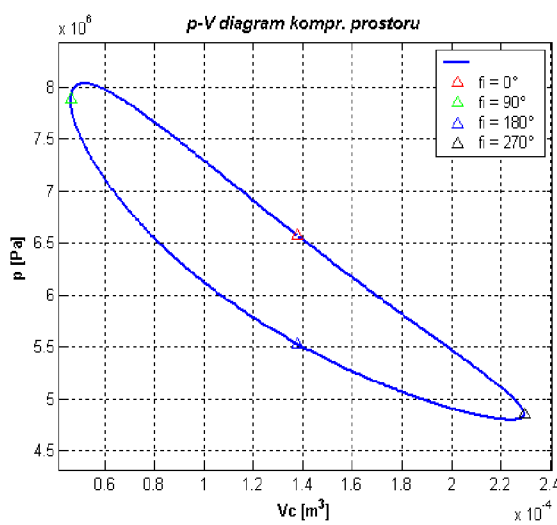
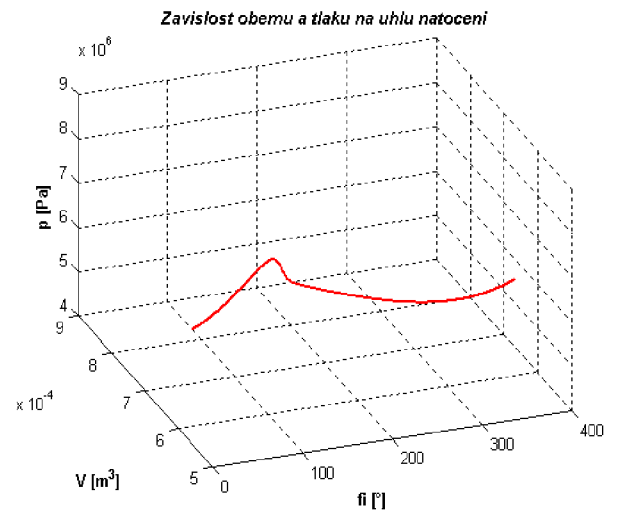
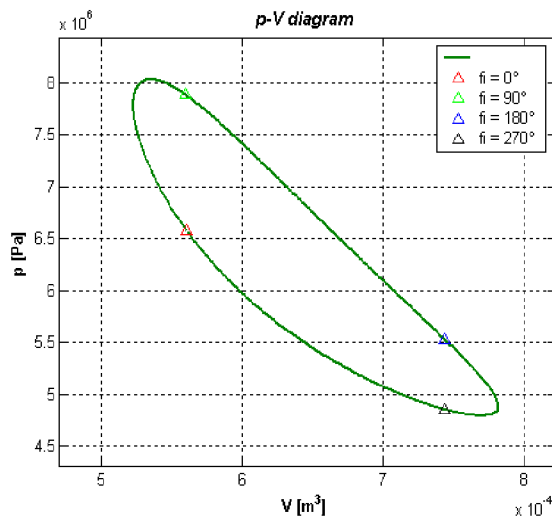
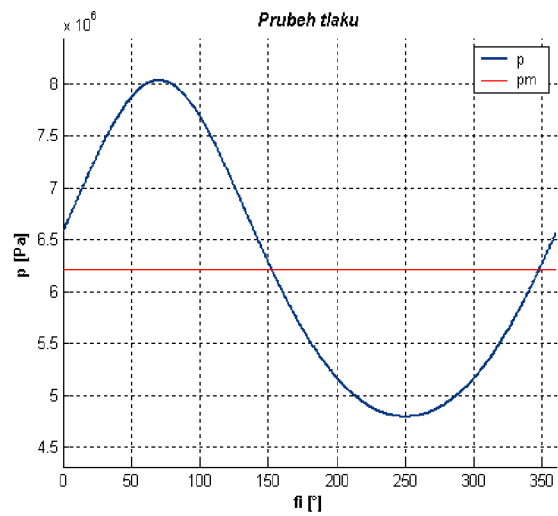
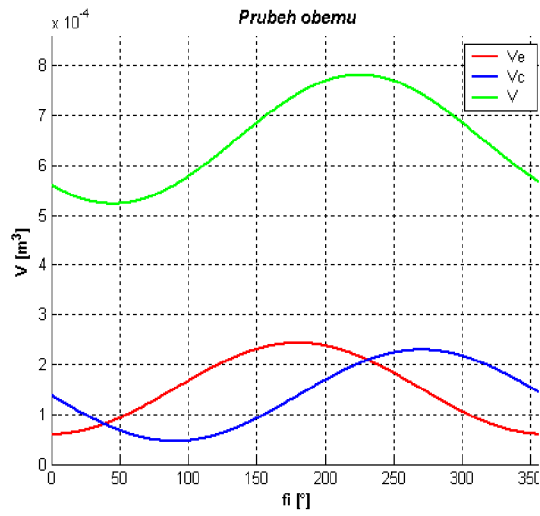
| Symbol | Označení ve výpočtovém modelu | Jednotka | Popis |
|-------------|-------------------------------|---------------------------------|----------------------------------------|
| \dot{Q} | | W | tepelný tok |
| a | a | - | součinitel |
| A | A | J | práce |
| a_m | | - | měrná práce vztažená na střední tlak |
| a_{mpmax} | | - | měrná práce vztažená na maximální tlak |
| B | B | - | součinitel |
| c | | - | součinitel |
| M | | $g \cdot mol^{-1}$ | molární hmotnost |
| M_c | | $g \cdot mol^{-1}$ | množství hmoty v kompresní části |
| M_e | | $g \cdot mol^{-1}$ | množství hmoty v expanzní části |
| M_R | | $g \cdot mol^{-1}$ | množství hmoty v regenerátoru |
| p | | Pa | tlak plynu |
| p_m | p_m | Pa | střední tlak v pracovních prostorách |
| p_{max} | p_{max} | Pa | maximální tlak cyklu |
| Q_c | | J | odebírané teplo |
| Q_h | | J | dodávané teplo |
| Q_r | | J | teplo akumulované regenerátorem |
| R | | $J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$ | universální plynová konstanta |
| S | S | - | redukovaný mrtvý objem |
| t | t | - | teplotní poměr |
| T_C | TC | K | teplota kompresní (studené) části |
| T_E | TE | K | teplota expanzní (teplé) části |
| T_{max} | | K | horní teplota |
| T_{min} | | K | dolní teplota |
| T_R | TR | K | teplota v regenerátoru |
| V | | m^3 | objem |
| V | V | m^3 | celkový objem |
| v | v | - | objemový poměr |
| V_B | VB | m^3 | objem překrytí pístů (beta modifikace) |
| V_C | VC | m^3 | zdvihový objem kompresního pros |
| V_c | Vc | m^3 | okamžitý objem kompresního prostoru |
| V_{DC} | VDC | m^3 | mrtvý objem kompresního prostoru |
| V_{DE} | VDE | m^3 | mrtvý objem expanzního prostoru |
| V_E | VE | m^3 | zdvihový objem expanzního prostoru |
| V_e | Ve | m^3 | okamžitý objem expanzního prostoru |
| V_R | VR | m^3 | objem regenerátoru |
| V_T | | m^3 | zdvihový objem motoru |
| W | | J | celková práce jednoho cyklu motoru |
| W_C | QC | J | práce kompresní části |
| W_E | QE | J | práce expanzní části |
| X_B | Xb | - | poměrný překrývající se objem |
| X_C | Xc | - | poměrný mrtvý kompresní objem |

| | | | |
|-----------|------|-----|----------------------------------|
| X_E | Xe | - | poměrný mrtvý expanzní objem |
| X_R | Xr | - | poměrný mrtvý objem regenerátoru |
| α | alfa | rad | fázový posun pracovních pístů |
| η | etha | - | termická účinnost |
| φ | fi | rad | fáze pístů |

11. Seznam příloh

| Číslo | Popis |
|-------|---------------------------------------------------------------------|
| 1. | výstupní grafy generované Matlabem |
| 2. | ukázka výstupních dat |
| 3. | závislost měrné práce na fázovém posunu |
| 4. | závislost měrné práce na poměru objemů |
| 5. | závislost měrné práce na poměrném mrtvém objemu expanzního prostoru |
| 6. | závislost měrné práce na zdvihovém objemu |
| 7. | změna objemů v závislosti na poměru objemů |
| 8. | optimalizované parametry |
| 9. | optimalizované parametry |
| 10. | parametry motoru Tedom 180V1 |
| 11. | průběh naměřeného tlaku motoru Tedom 180V1 |

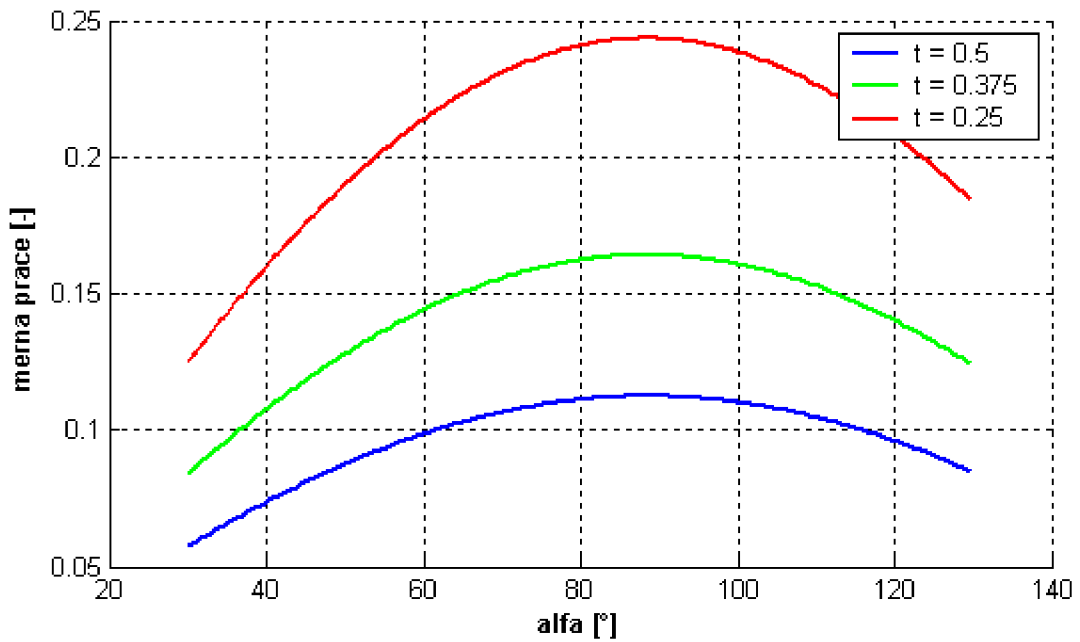
12. Přílohy práce



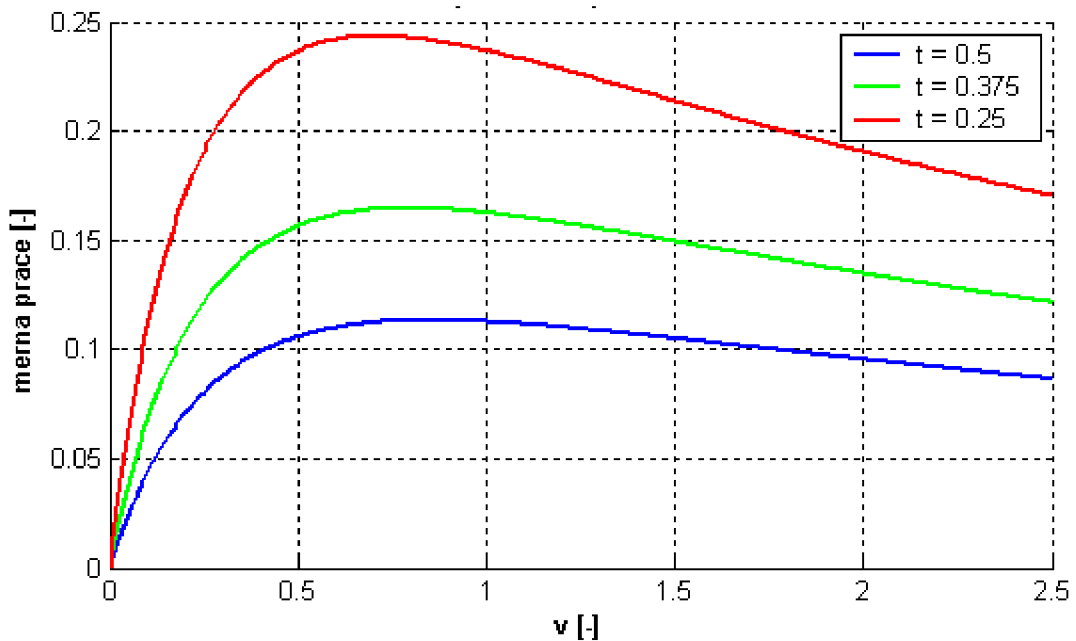
Příloha č. 1 Výstupní digramy generované Matlabem pro blíže nespecifikované parametry.

| fi [rad] | p [Pa] | V [m ³] | Ve [m ³] | Vc [m ³] | | |
|----------|---------|---------------------|----------------------|----------------------|------------|-----------------------|
| 0 | 6553658 | 0,000561 | 0,000197 | 0,000294 | 380,0426 | Qe [J] |
| 0,01 | 6568562 | 0,00056 | 0,000197 | 0,000294 | -138,2761 | Qc [J] |
| 0,02 | 6583478 | 0,000559 | 0,000197 | 0,000293 | 241,7665 | A [J] |
| 0,03 | 6598404 | 0,000558 | 0,000197 | 0,000292 | 0,63616 | účinnost |
| 0,04 | 6613338 | 0,000557 | 0,000197 | 0,000291 | 0,00018322 | VE [m ³] |
| 0,05 | 6628278 | 0,000556 | 0,000197 | 0,00029 | 0,00019716 | VDE [m ³] |
| 0,06 | 6643223 | 0,000555 | 0,000197 | 0,000289 | 0,00018322 | VC [m ³] |
| 0,07 | 6658170 | 0,000554 | 0,000197 | 0,000288 | 0,00020282 | VDC [m ³] |
| 0,08 | 6673118 | 0,000554 | 0,000197 | 0,000287 | 6,90E-05 | VR [m ³] |
| 0,09 | 6688064 | 0,000553 | 0,000198 | 0,000286 | 327,15 | TC [K] |
| 0,1 | 6703007 | 0,000552 | 0,000198 | 0,000285 | 899,15 | TE [K] |
| 0,11 | 6717944 | 0,000551 | 0,000198 | 0,000284 | 1,5708 | alfa [rad] |
| 0,12 | 6732874 | 0,00055 | 0,000198 | 0,000283 | 6210000 | pm [Pa] |
| 0,13 | 6747795 | 0,00055 | 0,000198 | 0,000283 | 1,0761 | Xe |
| 0,14 | 6762704 | 0,000549 | 0,000198 | 0,000282 | 1,107 | Xc |
| 0,15 | 6777599 | 0,000548 | 0,000198 | 0,000281 | 0,37681 | Xr |
| 0,16 | 6792479 | 0,000547 | 0,000198 | 0,00028 | 0,36384 | t |
| 0,17 | 6807341 | 0,000546 | 0,000198 | 0,000279 | 1 | v |
| 0,18 | 6822183 | 0,000546 | 0,000199 | 0,000278 | 7794455,85 | pmax [Pa] |
| 0,19 | 6837003 | 0,000545 | 0,000199 | 0,000277 | 0 | |
| 0,2 | 6851798 | 0,000544 | 0,000199 | 0,000276 | 0 | |
| 0,21 | 6866567 | 0,000544 | 0,000199 | 0,000275 | 0 | |
| 0,22 | 6881306 | 0,000543 | 0,000199 | 0,000274 | 0 | |
| 0,23 | 6896015 | 0,000542 | 0,0002 | 0,000274 | 0 | |
| 0,24 | 6910690 | 0,000541 | 0,0002 | 0,000273 | 0 | |
| 0,25 | 6925329 | 0,000541 | 0,0002 | 0,000272 | 0 | |
| 0,26 | 6939931 | 0,00054 | 0,0002 | 0,000271 | 0 | |
| 0,27 | 6954492 | 0,00054 | 0,0002 | 0,00027 | 0 | |
| 0,28 | 6969010 | 0,000539 | 0,000201 | 0,000269 | 0 | |
| 0,29 | 6983483 | 0,000538 | 0,000201 | 0,000268 | 0 | |
| 0,3 | 6997908 | 0,000538 | 0,000201 | 0,000267 | 0 | |
| 0,31 | 7012284 | 0,000537 | 0,000202 | 0,000266 | 0 | |
| 0,32 | 7026607 | 0,000536 | 0,000202 | 0,000266 | 0 | |
| 0,33 | 7040875 | 0,000536 | 0,000202 | 0,000265 | 0 | |
| 0,34 | 7055086 | 0,000535 | 0,000202 | 0,000264 | 0 | |
| 0,35 | 7069237 | 0,000535 | 0,000203 | 0,000263 | 0 | |
| 0,36 | 7083326 | 0,000534 | 0,000203 | 0,000262 | 0 | |
| 0,37 | 7097350 | 0,000534 | 0,000203 | 0,000261 | 0 | |
| 0,38 | 7111307 | 0,000533 | 0,000204 | 0,00026 | 0 | |
| 0,39 | 7125194 | 0,000533 | 0,000204 | 0,00026 | 0 | |
| 0,4 | 7139009 | 0,000532 | 0,000204 | 0,000259 | 0 | |
| 0,41 | 7152748 | 0,000532 | 0,000205 | 0,000258 | 0 | |

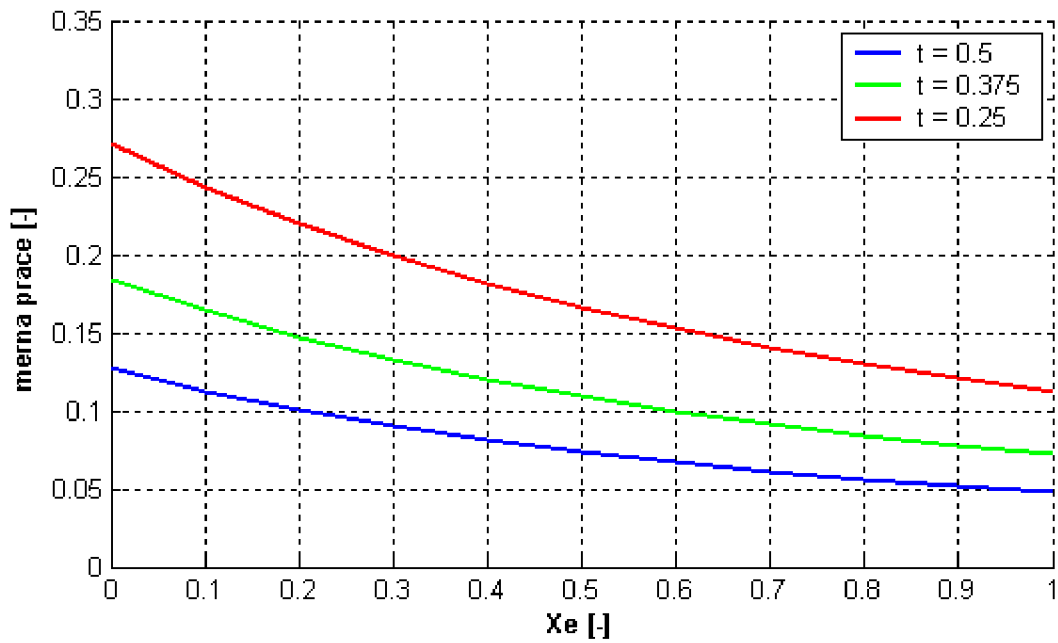
Příloha č. 2 Ukázka výstupních dat v xls souboru. Šedé popisky nejsou součástí výstupu.



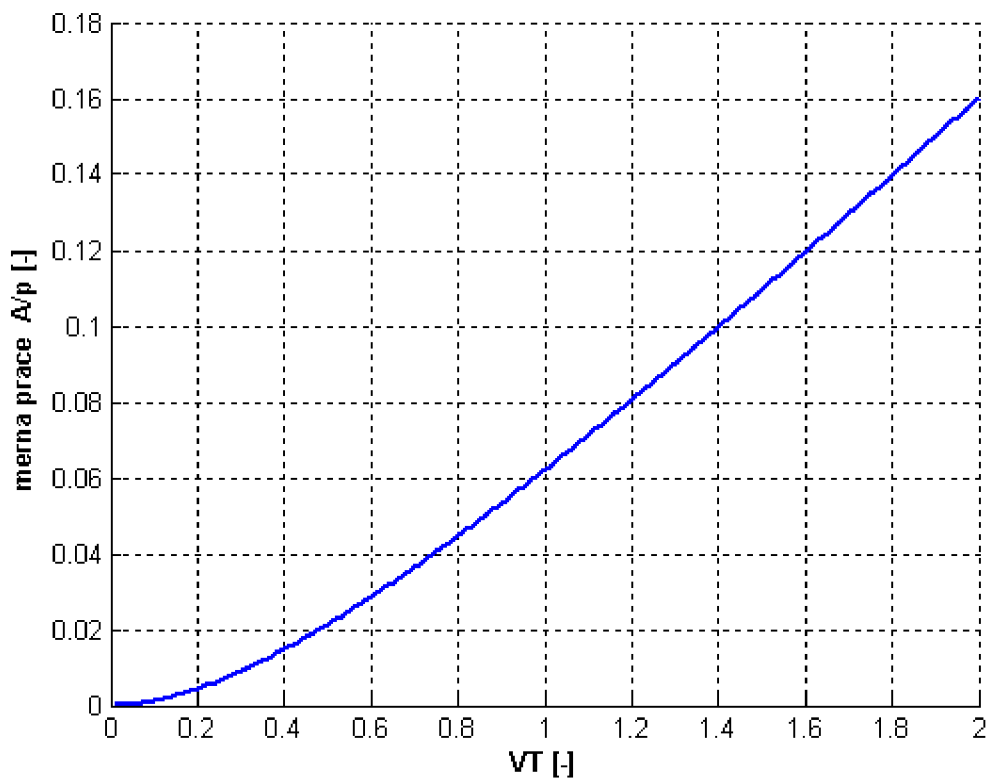
Příloha č. 3 Závislost měrné práce na fázovém posunu α pro různé teplotní poměry t . $X_C = 0.1$, $X_E = 0.1$, $V_I = 1 \text{ m}^3$, $V_R = 0.5 \text{ m}^3$, $\alpha = 88.8^\circ$, $\nu = 0.7$.



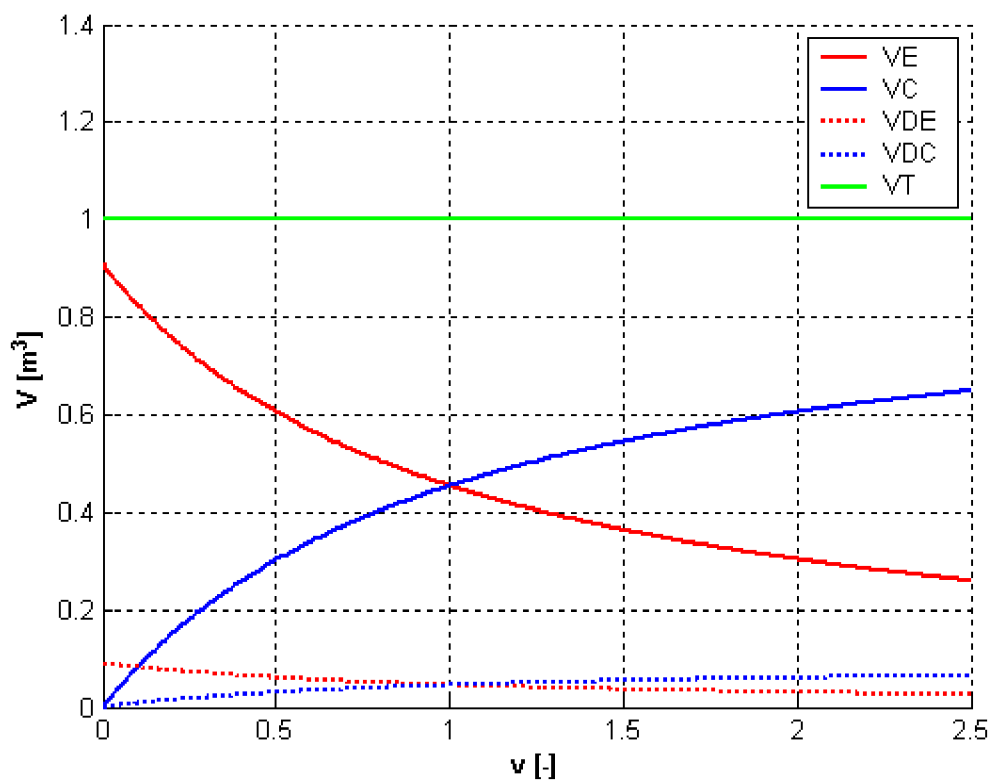
Příloha č. 4 Závislost měrné práce na poměru objemů ν pro různé teplotní poměry t . $X_C = 0.1$, $X_E = 0.1$, $V_I = 1 \text{ m}^3$, $V_R = 0.5 \text{ m}^3$, $\alpha = 88.8^\circ$, $\nu = 0.7$.



Příloha č. 5 Závislost měrné práce na poměru mrtvého objemu expanzního prostoru pro různé teplotní poměry t . $X_C = 0.1$, $V_t = 1 \text{ m}^3$, $V_R = 0.5 \text{ m}^3$, $\alpha = 88.8^\circ$, $\nu = 0.7$.

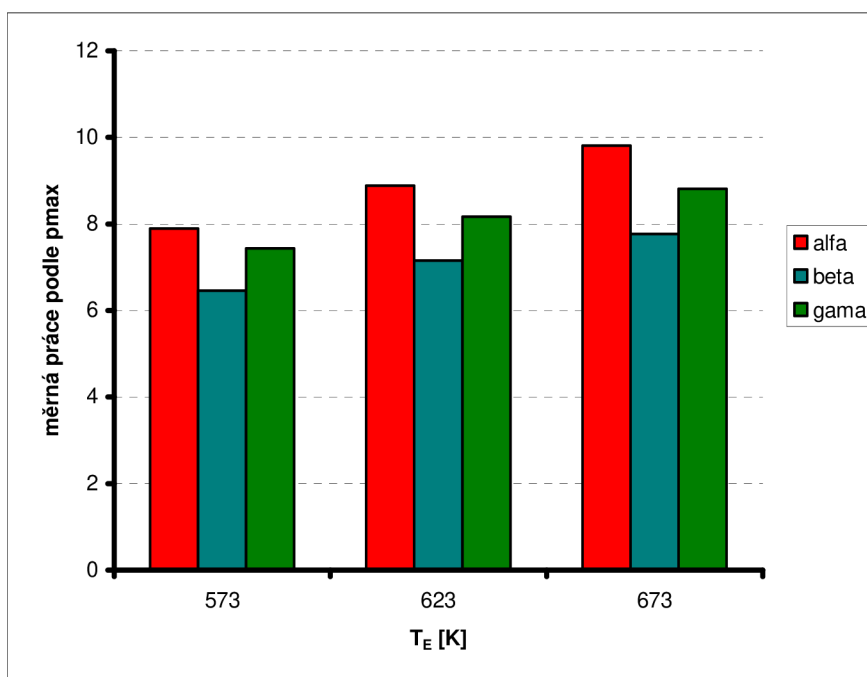


Příloha č. 6 Závislost měrné práce definované jako A/p_m na velikosti zdvihového objemu.



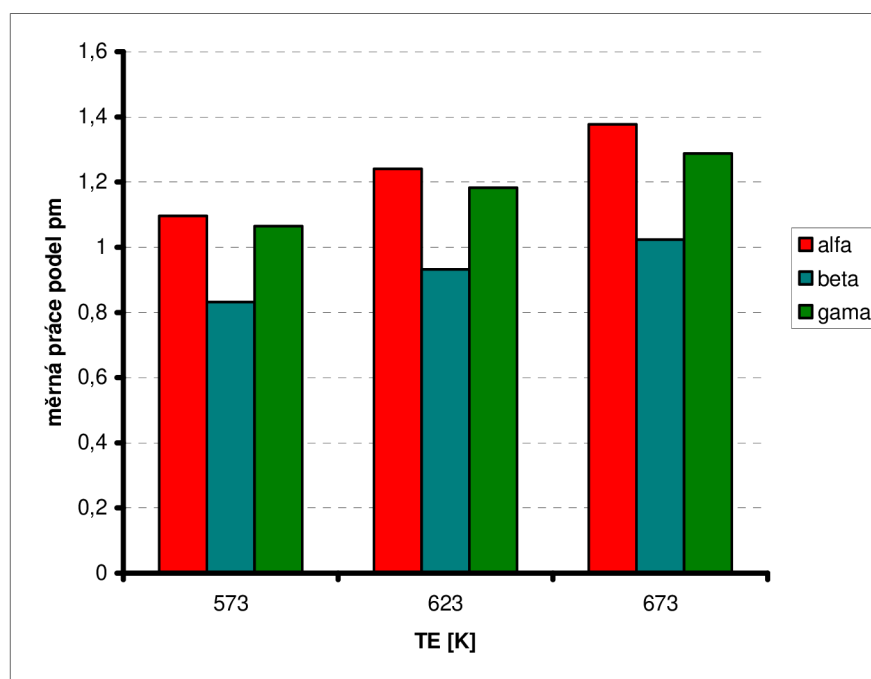
Příloha č. 7 Změna dílčích objemů v závislosti poměru expanzního a kompresního objemu. Mrtvé objemy V_{DE} a V_{DC} jsou lineární funkcí velikosti objemů V_E a V_C s konstantou úměrnosti $X_E = X_C = 0.1$.

| Parametry | | Hodnoty podle měrné práce vtažené na p_{max} | | | | | | | | |
|------------|-----------------------------|------------------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| modifikace | | alfa | | | beta | | | gama | | |
| zadané | T_E [K] | 573 | 623 | 673 | 573 | 623 | 673 | 573 | 623 | 673 |
| | T_C [K] | 293 | | | 293 | | | 293 | | |
| optimální | v [-] | 0,750 | 0,720 | 0,700 | 0,935 | 0,935 | 0,935 | 1,025 | 1,020 | 1,015 |
| | α [rad] | 1,720 | 1,720 | 1,715 | 1,370 | 1,360 | 1,345 | 1,45 | 1,435 | 1,425 |
| | X_E [-] | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| | X_C [-] | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| | a_{pmax} [10^{-2}] | 7,893 | 8,888 | 9,808 | 6,458 | 7,152 | 7,771 | 7,432 | 8,167 | 8,809 |
| zvolené | V_T [cm ³] | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| | V_R [cm ³] | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 |
| vypočtené | V_E [cm ³] | 259,74 | 264,27 | 267,38 | 234,91 | 234,91 | 234,91 | 224,47 | 225,02 | 225,58 |
| | V_C [cm ³] | 194,81 | 190,27 | 187,17 | 219,64 | 219,64 | 219,64 | 230,08 | 229,52 | 228,96 |
| | V_{DE} [cm ³] | 25,97 | 26,43 | 26,74 | 23,49 | 23,49 | 23,49 | 22,45 | 22,50 | 22,56 |
| | V_{DC} [cm ³] | 19,48 | 19,03 | 18,72 | 21,96 | 21,96 | 21,96 | 23,01 | 22,95 | 22,90 |



Přiloha č. 8 Tabulka uvádí zadané a zvolené parametry pro výpočet cyklu StM. Optimalizované parametry jsou vypočítány podle měrné práce vtažené na p_{max} . Vypočtené parametry jsou získány pomocí vztahů (6.4), (6.5), (6.6), (4.5). Krok optimalizace je 0,005 což odpovídá chybě ve volbě α a v . Graf ukazuje zisk práce pro všechny tři modifikace.

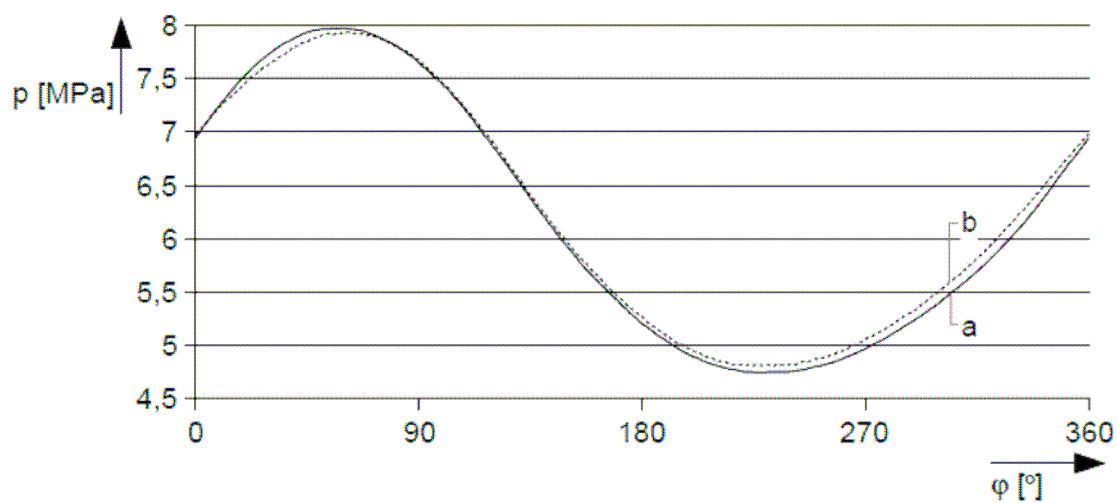
| Parametry | | Hodnoty podle měrné práce vtažené na p_m | | | | | | | | |
|------------|-----------------------------|--------------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| modifikace | | alfa | | | beta | | | gama | | |
| zadané | T_E [K] | 573 | 623 | 673 | 573 | 623 | 673 | 573 | 623 | 673 |
| | T_C [K] | 293 | | | 293 | | | 293 | | |
| optimální | v [-] | 0,855 | 0,835 | 0,820 | 1,105 | 1,095 | 1,090 | 1,495 | 1,465 | 1,440 |
| | α [rad] | 1,545 | 1,545 | 1,545 | 1,460 | 1,460 | 1,455 | 1,595 | 1,600 | 1,600 |
| | X_E [-] | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| | X_C [-] | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| | a_{pm} [10^{-1}] | 1,096 | 1,241 | 1,377 | 0,832 | 0,932 | 1,023 | 1,065 | 1,183 | 1,288 |
| zvolené | V_T [cm ³] | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 | 500 |
| | V_R [cm ³] | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 |
| vypočtené | V_E [cm ³] | 245,04 | 247,71 | 249,75 | 215,94 | 216,97 | 217,49 | 182,18 | 184,40 | 186,29 |
| | V_C [cm ³] | 209,51 | 206,84 | 204,80 | 238,61 | 237,58 | 237,06 | 272,36 | 270,15 | 268,26 |
| | V_{DE} [cm ³] | 24,50 | 24,77 | 24,98 | 21,59 | 21,70 | 21,75 | 18,22 | 18,44 | 18,63 |
| | V_{DC} [cm ³] | 20,95 | 20,68 | 20,48 | 23,86 | 23,76 | 23,71 | 27,24 | 27,01 | 26,83 |



Příloha č. 9 Tabulka uvádí zadané a zvolené parametry pro výpočet cyklu StM. Optimalizované parametry jsou vypočítány podle měrné práce vtažené na p_m . Vypočtené parametry jsou získány pomocí vztahů (6.4), (6.5), (6.6), (4.5). Krok optimalizace je 0,005 což odpovídá chybě ve volbě α a v . Graf ukazuje získ práce pro všechny tři modifikace.

| symbol veličiny | veličina | číselná hodnota | značka jednotky |
|--------------------|----------------------------------------------------------|-----------------|--------------------|
| A_i | indikovaná práce | 174,6 | J |
| c_v | měrná tepelná kapacita pro izochorický děj | 3116,17 | J/kg K |
| k_1 | poměrná velikost objemu mezi $V_{TV,max}$ a $V_{SV,max}$ | 1 | - |
| n | otáčky | 1495 | 1/min |
| pp | helium | | |
| p_{st} | střední tlak oběhu | 6,21 | MPa |
| r | individuální plynová konstanta | 2077,22 | J/kg K |
| $T_{Ch,st}$ | střední teplota pp v chladiči | 383,15 | K |
| $T_{Oh,st}$ | střední teplota pp v ohříváku | 840,65 | K |
| $T_{S,st}$ | střední teplota pp mezi regenerátorem a chladičem | 439,15 | K |
| $T_{SS,st}$ | střední teplota pp v ústí válce na studené straně | 327,15 | K |
| $T_{T,st}$ | střední teplota pp mezi regenerátorem a ohřívákem | 782,15 | K |
| $T_{TT,st}$ | střední teplota pp v ústí válce na teplé straně | 899,15 | K |
| V_R | objem regenerátoru | 69,04 | cm ³ |
| V_{SM1} | mrtvý objem mezi chladičem a regenerátorem | 71,22 | cm ³ |
| V_{SM2} | mrtvý objem chladiče | 85,46 | cm ³ |
| V_{SM3} | mrtvý objem válce na studené straně | 46,14 | cm ³ |
| V_{TM1} | mrtvý objem mezi ohřívákem a regenerátorem | 53,90 | cm ³ |
| V_{TM2} | mrtvý objem ohříváku | 83,47 | cm ³ |
| V_{TM3} | mrtvý objem válce na teplé straně | 59,79 | cm ³ |
| $V_{TV,max}$ | maximální objem válce na teplé straně motoru | 183,22 | cm ³ |
| α | zpoždění pístu na studené straně | 90 | deg |
| κ | Poissonova konstanta | 1,67 | - |

Příloha č. 10 Tabulka udávající naměřené parametry motoru Tedom 180V1, převzato z [5].



Průběhy tlaku v závislosti na pootočení hřídele u motoru Tedom 180V1. Při konstrukci grafu byl zanedbán vliv konečné délky ojnice.

a měření na teplé straně, **b** měření na studené straně.

Příloha č. 11 Průběh tlaku v motoru Tedom 180V1, převzato z [5].