



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ANALÝZA STIRLINGOVA OBĚHU

ANALYSIS OF STIRLING CYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAKUB HAZDA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Hazda

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Analýza Stirlingova oběhu

v anglickém jazyce:

Analysis of Stirling cycle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Dostupnými prostředky proveďte podrobný teoretický rozbor termodynamického oběhu funkčního modelu Stirlingova motoru, výsledky porovnejte s experimentálně získanými daty.

Cíle diplomové práce:

Teoretický rozbor termodynamického oběhu funkčního modelu Stirlingova motoru.

Seznam odborné literatury:

STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.

ORGAN, Allan J.: Stirling Cycle Engines, Wiley 2014 , ISBN-10: 1118818431

WALKER G.: Stirling Engine, Oxford University Press 1980, ISBN-10: 0198562098

ORGAN, Alan J.: The Regenerator and Stirling Engine, Mechanical Engineering Publications Limited London and Bury St Edmunds, UK, ISBN 1860580106

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 28.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá termodynamickým oběhem Strilingova motoru. Je zde uplatněna analýza ideálního cyklu, Schmidtova analýza a metoda druhého řádu se ztrátovou korekcí v rámci softwaru PROSA 2.4. Získané výsledky jsou porovnány s experimentálně získanými daty dvou modelů motorů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Stirlingův cyklus, Schmidtova analýza, Metoda druhého řádu, PROSA

ABSTRACT

This paper deals with the thermodynamic cycle of Striling engine. Analysis of the ideal cycle, Schmidt analysis and second-order method with loss correction by PROSA 2.4 software is applied. The results are compared with experimental data of two model engines.

KEYWORDS

Stirling-cycle, Schmidt analysis, Second-order method, PROSA



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HAZDA, J. *Analýza Stirlingova oběhu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 87 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeňka Kaplana, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Bc. Jakub Hazda



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu docentu Zdeňku Kaplanovi za možnost zpracování zajímavého tématu diplomové práce, za jeho vstřícné jednání a pomocné rady. Chci poděkovat také svým rodičům za jejich podporu při studiu a svým kamarádům za jejich čas a smích. A děkuji i tobě, Terezko, za to, že jsi tu pro mě byla.



OBSAH

Úvod	9
1 Stirlingův motor.....	10
1.1 Princip pracovního cyklu	10
1.2 Základní konstrukční modifikace	11
1.3 Nízkoteplotní Stirlingovy motory	12
1.4 Matrice regenerátoru.....	12
1.5 Ohřívač a chladič	13
1.6 Pracovní médium	14
1.7 Současné využití a vlastnosti	14
2 Rozbor termodynamiky oběhu Stirlingova motoru	16
2.1 Ideální cyklus	16
2.2 Reálný cyklus.....	21
2.2.1 Kontinuální pohyb pístů	21
2.2.2 Tlakové ztráty	22
2.2.3 Tepelné ztráty	23
2.2.4 Nedokonalá regenerace.....	25
2.2.5 Neizotermická Expanze a komprese.....	26
2.2.6 Únik plynu	26
2.2.7 Škodlivé objemy	27
2.2.8 Třecí mechanické ztráty.....	27
2.3 Výpočtové metody	27
2.3.1 Metody prvního řádu	27
2.3.2 Metody druhého řádu	28
2.3.3 Metody třetího řádu	28
2.4 Princip Schmidtovy analýzy	29
2.4.1 Výchozí rovnice výpočtu.....	29
2.4.2 Odvození Schmidtovy analýzy pro γ - modifikaci	31
3 PROSA 2.4	38
3.1 Výpočtový model.....	38
3.2 Vstupní konfigurace a parametry.....	40
3.2.1 Obecná data	42
3.2.2 Válce a písty	43
3.2.3 Tepelné výměníky	45
3.2.4 Regenerátor.....	46



3.2.5	Tepelné ztráty	48
3.3	Výstupní parametry.....	50
3.3.1	Obecná data	50
3.3.2	Výčet ztrát.....	52
3.3.3	Teploty.....	52
3.3.4	pokles tlaku.....	53
3.3.5	Hmotnostní tok	53
3.3.6	Přenos tepla	53
3.3.7	Síly na píst	53
3.4	Nástroj variace	54
3.5	Nástroj optimalizace	54
3.6	Nástroj kalibrace	55
4	Experimentální modely Stirlingova motoru	56
4.1	Model Martikan	56
4.2	Model Větrník.....	58
5	Porovnání analyzačních metod.....	59
5.1	Ideální a Schmidtův cyklus.....	59
5.2	PROSA 2.4.....	61
5.3	Vyhodnocení.....	65
5.3.1	Martikan	65
5.3.2	Větrník	75
	Závěr.....	82
	Seznam použitých zkratk a symbolů	86

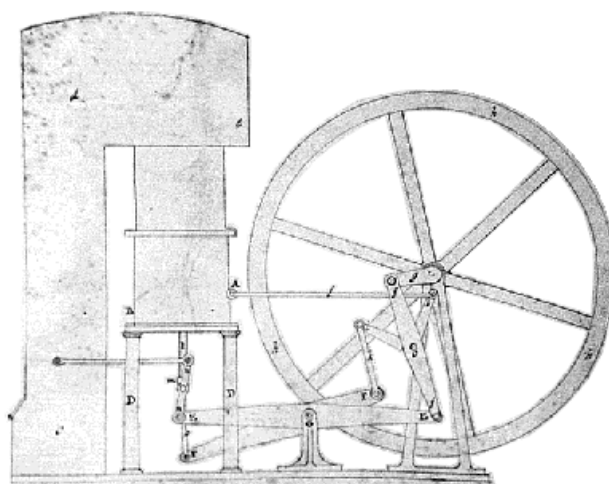


ÚVOD

Stirlingův motor, unikátní tepelný stroj s vnějším spalováním, byl patentován již roku 1816 skotským pastorem Robertem Stirlingem. Z iniciativy svého vynálezce byl také o několik let později sestrojen jako pohon pro kolo vodního čerpadla (obr. 1). Vyznačuje se zejména tichým chodem, vysokou spolehlivostí, nenáročností na obsluhu a možností využití libovolného zdroje tepla. Uplatnění nacházel z počátku převážně jako stacionární pohon nízkého výkonu (vodní čerpadla, ventilátory, šicí stroje) a pracoval při nižších teplotách z důvodu omezení tehdejší kvalitou dostupného materiálu.

Po relativně dlouhou dobu existence Stirlingova motoru bohužel nedocházelo k jeho výraznému technologickému rozvoji. Navíc byl v druhé polovině 19. století nucen čelit drtivé konkurenci v podobě vynálezu (a pozdějšího prudkého rozšíření) klasických pístových spalovacích motorů s vnitřním spalováním a motorů elektrických. Přestože ustoupil do ústraní, pro své výjimečné vlastnosti o možnost uplatnění nepřišel. Za zmínku stojí např. Stirlingův motor využívaný jako zdroj energie pro radiopřijímače (díky absenci zapalovacích svíček nevytváří nežádoucí interferenční radiové vlny) nebo jako tichý pohon pro námořní ponorky. O aplikaci v automobilovém průmyslu se začalo uvažovat během ropné krize minulého století. Jak výzkum prokázal, Stirlingův motor se pro pohon osobních vozidel příliš nehodí, a to z důvodu komplikované regulace výkonu a především vysokých nákladů na sériovou výrobu.

V posledních letech vstupuje tento typ motoru znovu do povědomí ve spojení s kombinovanou výrobou elektřiny a tepla (kogenerační jednotky pro domácnosti). Ve vývojové fázi je i využití solárního zdroje tepla. Princip tohoto tepelného stroje s vysokou teoretickou účinností naráží v praxi na komplikovanost návrhu konstrukce z hlediska náročného popisu jeho vnitřních termodynamických procesů. Jednoduché výpočtové modely obsahují relativně velké nedostatky, složitější přístupy jsou naopak omezovány právě svojí komplexností. Při návrhu těchto typů motorů se dříve často vycházelo zejména z předchozích zkušeností a empirických poznatků. [1] [2] [3]



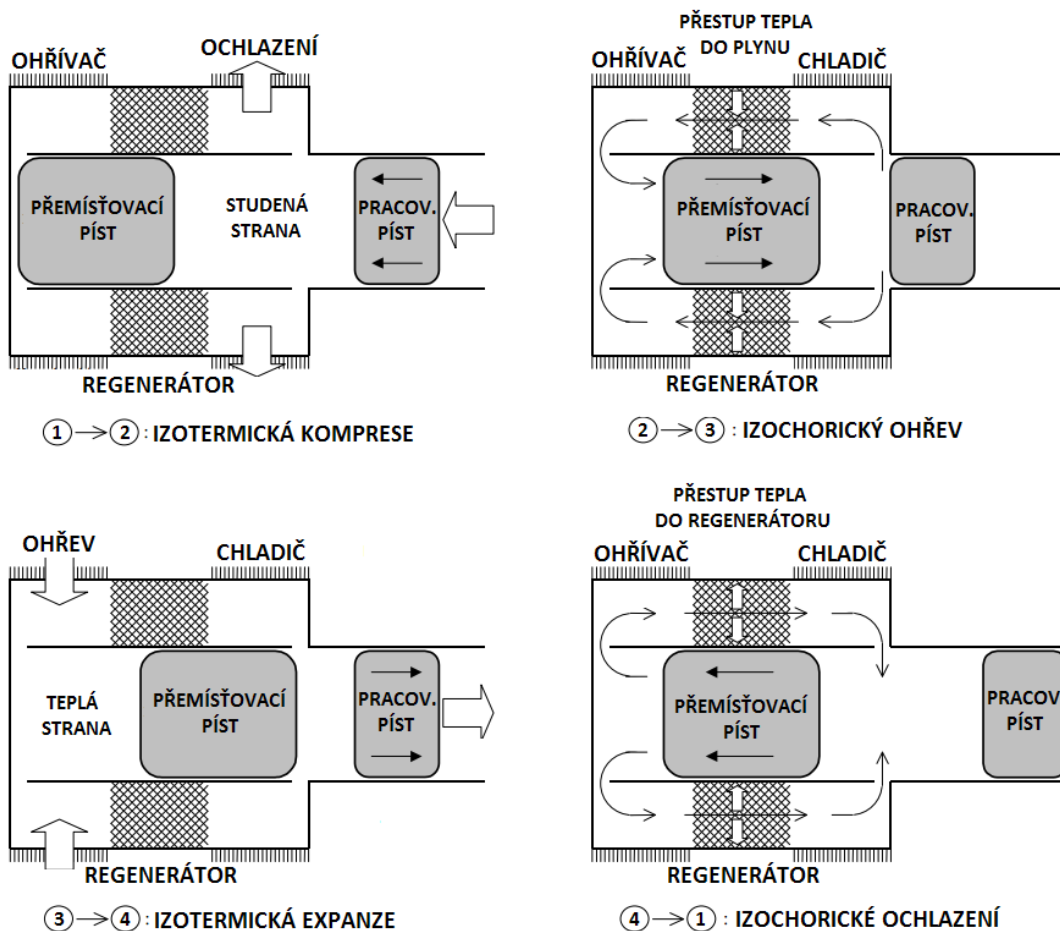
Obr. 1 Ilustrace patentu tepelného motoru Roberta Stirlinga, označovaného jako Stirlingův motor [1]

1 STIRLINGŮV MOTOR

1.1 PRINCIP PRACOVNÍHO CYKLU

Stirlingův motor je obecně složen ze tří hlavních konstrukčních prvků. Těmito prvky jsou teplá (kontinuálně ohřívána) strana motoru, studená (kontinuálně ochlazovaná) strana motoru a regenerátor (zásobník tepla). Uzavřený čtyřdobý cyklus je založen na izotermické kompresi stálého množství pracovního média při současném odvodu tepla na studené straně a následné izotermické expanzi při současném přívodu tepla na teplé straně motoru. Výměna tepla s okolím je zajištěna prostřednictvím tepelných výměníků, tzv. ohřivače a chladiče (kap. 1.5). Pracovním médiem bývá nejčastěji vzduch, helium, dusík či vodík (kap. 1.6).

Plyn je přesouván mezi kompresní ochlazovanou a expanzní ohřívanou částí motoru pomocí kinematicky vázaných pístů. U běžných pístových Stirlingových motorů je tento proces přečerpávání řešen dvěma způsoby, pomocí dvojice pracovních pístů nebo kombinací přemísťovacího a pracovního pístu (kap. 1.2). Vzájemný pohyb obou pístů je velmi podstatný. Je třeba zajistit, aby změny objemů v obou pracovních prostorech motoru neprobíhaly ve fázi a nedocházelo k současné kompresi a expanzi. Přesunem plynu mezi rozdílnými tepelnými hladinami se mění jeho střední teplota a tlak. Mění se tlak, během současné změny pracovního objemu, pak odpovídá mechanické práci cyklu. Pokud je míra práce pro expanzi větší, než míra práce pro kompresi, je generována užitečná práce a výkon. Funkční princip Stirlingova motoru je patrný z následujícího obrázku (obr. 2). [1] [2] [3]



Obr. 2 Princip Stirlingova motoru s přemísťovacím pístem (popis fází cyklu) [2]

Charakteristickým a velmi podstatným konstrukčním prvkem Stirlingova motoru je regenerátor, který výrazně zvyšuje vnitřní tepelnou účinnost pracovního cyklu. Plyn, proudící z teplé strany motoru na jeho stranu studenou, snižuje teplotu odevzdáním části svého tepla matrici regenerátoru (nabíjení regenerátoru). Toto odevzdané teplo tak nemusí být v chladiči na studené straně motoru nevratně odvedeno ze systému. Při proudění ze studené strany na teplou plyn naopak přijímá teplo v regenerátoru dříve uložené (vybíjení regenerátoru). Toto přijaté teplo tedy není třeba dodávat do systému prostřednictvím ohřivače. [1] [2]

1.2 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ MODIFIKACE

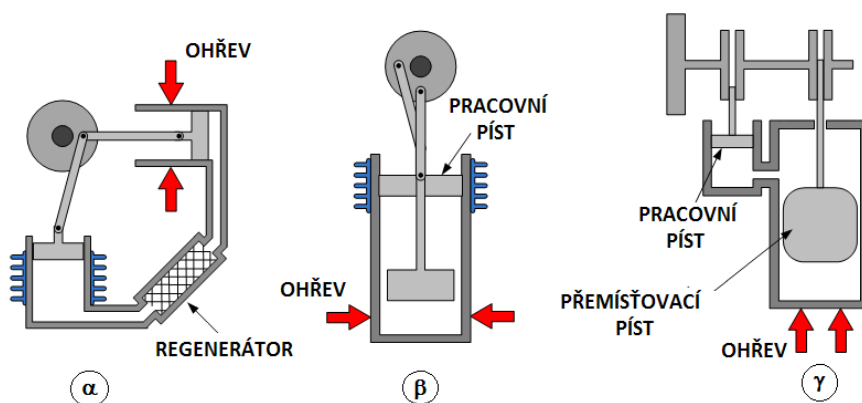
V praxi se používají tři základní označení, sloužící k rozdělení tří obvyklých typů konstrukčních řešení Stirlingova motoru. Tyto typy se liší konfigurací vzájemné polohy pístů neboli mechanismem přesouvání pracovního média (obr. 3). Nelze říci, že by některá z modifikací poskytovala ve srovnání s ostatními výraznější principiální výhodu. Kromě konstrukcí s klasickými písty a pohonnými mechanismy je možné setkat se také s prototypy Stirlingových motorů, které využívají pružné membrány a tekuté písty (*free piston*), případně rotační písty či desky. Pro dosažení vyššího výkonu lze uplatnit i víceválcové uspořádání. [2] [5] [23]

α – MODIFIKACE

Koncepčně nejjednodušší konstrukce, kdy je celkový objem motoru rozdělen mezi dva samostatné válce s pracovními písty (studený a teplý válec). Píst na teplé straně ovlivňuje pouze změnu objemu na teplé straně, píst na studené straně ovlivňuje pouze změnu objemu na studené straně. Regenerátor je umístěn v propojovacím potrubí. Jedná se o modifikaci s výhodným poměrem výkonu a objemu. Problémem je utěsnění pístu na teplé straně při vyšších provozních teplotách. Možnou variantou je víceválcový motor s tzv. dvojčinnými písty (konfigurace Siemens), kdy je každá strana válce propojena přes tepelné výměníky a regenerátor s opačnou stranou sousedního válce (písty tedy ovlivňují změnu objemů na teplé i studené straně každého válce).

β – MODIFIKACE

Klasická původní konstrukce R. Stirlinga. Písty jsou uloženy ve společném válci na společné ose. Objem studené strany motoru je ovlivňován oběma písty, přičemž přemísťovací píst pouze odděluje pracovní prostory, přečerpává část vnitřního objemu a nepodílí se na přeměně tepelné energie na mechanickou. Modifikace beta je konstrukčně složitější z hlediska řešení pohonného mechanismu, došlo však k odstranění větších problémů s těsněním.



Obr. 3 Schémata základních konstrukčních modifikací Stirlingova motoru [3]



γ – MODIFIKACE

Konstrukčně podobná modifikaci beta, pracovní píst je však umístěn v odděleném válci, čímž je rozdělen pracovní objem studené strany motoru. Tímto se dosahuje zjednodušení mechanismu pohonu na úkor mírného nárůstu škodlivého objemu, respektive snížení účinnosti motoru. Tato modifikace je často využívána u nízkoteplotních motorů a laboratorních modelů.

1.3 NÍZKOTEPLTNÍ STIRLINGOVY MOTORY

Konstrukční princip nízkoteplotních motorů (*Low Temperature Difference Stirling Engines*) se v zásadě neliší od klasických koncepcí. Pracují však s menším rozdílem teplot mezi studenou a teplou stranou motoru. Dosahují samozřejmě i nižších výkonů a účinností. Jejich výhoda však spočívá v dostupnosti provozního zdroje tepla. Lze výhodně využít levné, čisté a obnovitelné zdroje energie (geotermální, solární). Jak bylo zmíněno výše, u těchto typů motorů je obvykle použita konstrukční modifikace gama. Tyto motory používají relativně velký objem pracovního plynu. Zvětšená plocha válce lehkého přemísťovacího pístu v kontaktu s ohřevem umožňuje přestup tepla větším objemem média, čímž se kompenzuje malé množství výhřevné energie. Velmi populární jsou modely těchto nízkoteplotních Stirlingových motorů pro vzdělávací a demonstrační účely (obr. 4). [10]



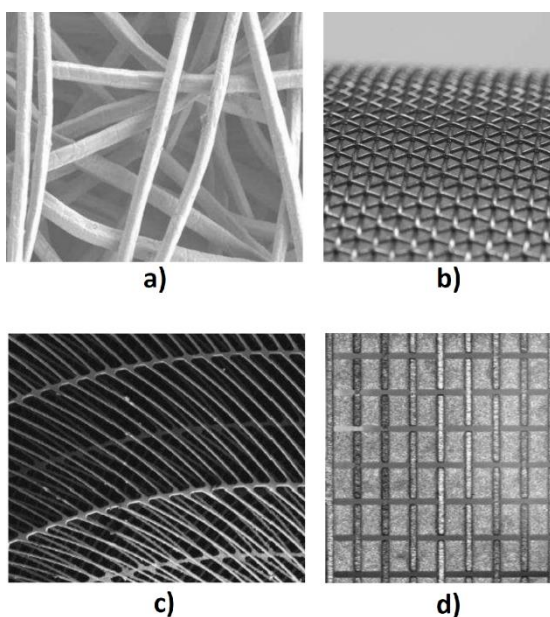
Obr. 4 Nízkoteplotní model Stirlingova motoru [6]

1.4 MATRICE REGENERÁTORU

Jak již bylo zmíněno, regenerátor Stirlingova motoru funguje jako interní tepelný zásobník. Bývá umístěn v odděleném potrubí nebo v těle válce. Hlavním požadavkem na konstrukční provedení matrice regenerátoru je možnost regenerovat požadované množství tepla a zároveň maximálně redukovat doprovodné tlakové ztráty a míru škodlivých objemů. Matrice je obvykle tvořena sítí kovových drátů o průměru menším než 0,1 mm, které jsou uspořádány do mřížky, případně chaoticky (obr. 5). Slinováním jednotlivých vláken je zabráněno jejich uvolňování do pracovního prostoru, kde mohou způsobit nežádoucí opotřebení. Vyskytují se také regenerátory tvořené tenkými plechy či fóliemi. Nejjednodušší formou regenerátoru může být samotná stěna válce přemísťovacího pístu, která tedy nahrazuje funkci klasické matrice regenerátoru. [2] [6]



Pro výpočet navrhované plochy a objemu matrice je zapotřebí znát potřebné množství regenerovaného tepla, hmotnostní tok regenerátorem a teplotní difference mezi pracovním plynem a matricí regenerátoru. Tato difference se v průběhu cyklu mění, stejně tak se mění i rychlost a směr proudění pracovního média. Ideálně pracující regenerátor by sloužil pouze jako vnitřní zásobník tepla s neměnnou vlastní teplotou, to je však v praxi neproveditelné. Návrh regenerátoru je tedy vždy kompromisem mezi tepelnými a tlakovými ztrátami na jedné straně a mírou jeho regeneračního účinku na straně druhé. [2]



Obr. 5 Různé struktury matic regenerátorů:
 a) chaotické uspořádání, b) uspořádání do mřížky,
 c) mřížka matrice s evolventními segmenty
 (průtok plynu v kolmém směru),
 d) leptaná fólie (průtok plynu v tečném směru)
 [6 (86,88)]

1.5 OHŘÍVAČ A CHLADIČ

Ohříváč slouží k přívodu tepla z externího zdroje do objemu pracovního média motoru. V případě dobrého konstrukčního řešení tvoří ohříváč většinu mrtvého objemu teplé strany motoru. Na teplotu vnějšího povrchu ohříváče, který je nepřetržitě ohříván zdrojem tepla, prakticky nemají vliv změny teploty pracovního plynu. Teplota vnitřního povrchu se mění znatelněji a ovlivňuje příslušnou teplotní diferenci pro přenos tepla do systému. Při výpočtu potřebné teplosměnné plochy se vychází ze střední teploty pracovního plynu v ohříváči a střední teploty vnějšího povrchu ohříváče (střední teplotní rozdíl). Průběh teploty pracovního plynu či její střední hodnotu lze vypočítat analyticky za určitých zjednodušujících předpokladů. [2]

V chladiči, tepelném výměníku studené strany motoru, se odvádí teplo ze systému obvykle pomocí chladicí kapaliny nebo okolního vzduchu. V ideálním případě opět tvoří většinu mrtvého objemu studené strany motoru. Mechanismy přestupu tepla jsou stejné jako u ohříváče. [2]



1.6 PRACOVNÍ MÉDIUM

Vhodné pracovní médium se vyznačuje zejména nižší měrnou tepelnou kapacitou, která při absorpci daného množství tepla zajišťuje vyšší změnu teploty. Další příznivou vlastností je nízká viskozita, která napomáhá snížení energetických ztrát, způsobených prouděním plynu. Helium, vodík, dusík a vzduch jsou nejčastěji využívaná pracovní média Stirlingova motoru.

Helium, které je voleno pro svou nízkou tepelnou kapacitu a netečnost, je obvyklým pracovním médiem dnešních technicky nejpokročilejších Stirlingových motorů. Z hlediska výkonu motoru je na tom lépe vodík (nízká viskozita, vysoká tepelná vodivost), který se však na rozdíl od helia potýká s problematickým utěsněním pracovních prostorů, náchylností k explozím a nepříznivými chemickými reakcemi v kontaktech s konstrukčním materiálem.

Použití vzduchu, coby pracovního média, odůvodňuje jeho snadná dostupnost a ne zcela nevýhodné charakteristiky. Hodnoty pracovních tlaků v motorech se vzduchovou náplní se často blíží tlaku atmosférickému, což odstraňuje problémy spojené s utěsněním. Nevýhodná je ovšem zhoršená výkonová charakteristika, která limituje možnosti jeho využití. Mírně lepších výsledků lze dosáhnout použitím dusíku. Výzkum A.Organa prokázal, že dobře navržený Stirlingův motor, pracující na vzduch, se svou účinností teoreticky vyrovná motorům naplněným vodíkem či heliem. [9] [27]

1.7 SOUČASNÉ VYUŽITÍ A VLASTNOSTI

Princip funkce Stirlingova motoru přináší velkou variabilitu využití, která se během posledních let v rámci hledání alternativních pohonů a zdrojů energie zviditelněje. Experimenty naznačují možnost zvýšení účinnosti v automobilových aplikacích použitím Stirlingova motoru jako dojezd prodlužujícího prvku pohonných jednotek hybridních vozidel. V roce 2007 byl oznámen vývoj švédského hybridního vozidla využívajícího pro svůj pohon pevné biopalivo společně se Stirlingovým motorem. Probíhá také výzkum v námořní dopravě, zejména v oblasti pohonu menších plavidel a zužitkování odpadního tepla, produkovaného velkými dieselovými motory. Perspektivní využití pro kogenerační či mikrokogenerační jednotky již bylo zmíněno. Slibná je také technologie konverze sluneční energie pomocí Stirlingova motoru využívajícího teplo koncentrované systémem zrcadel, která se svou účinností vyrovná současným rozšířeným fotovoltaickým článkům. Svůj potenciál má i nukleárně poháněný motor pro využití v elektrárnách. Obrácený tepelný cyklus motoru, kdy je do systému místo tepelné energie dodávána energie mechanická (obvykle pomocí elektromotoru), plní funkci tepelného čerpadla nebo chladicího stroje. Účinnost těchto tepelných čerpadel je v porovnání s těmi konvenčními obecně vyšší. Výzkum v oblasti kryogenního chlazení prokázal vhodnost Stirlingových motorů pro použití v chladicích strojích pracujících při velmi nízkých teplotách. Využití nachází Stirlingův také ve speciálních miniaturizovaných chladicích zařízeních pro aplikace v elektrotechnice. [2] [3] [5] [10]

**HLAVNÍ VÝHODY STIRLINGOVA MOTORU [3]**

- Využití prakticky jakéhokoliv paliva.
- Využití geotermální, solární energie či odpadního tepla z technologických procesů.
- Vysoká teoretická vnitřní tepelná účinnost.
- Výborná spolehlivost motoru (delší servisní intervaly).
- Nízká hlučnost a vibrace.
- Nízké emise.
- Snadná miniaturizace.
- Variabilita použití.

HLAVNÍ NEVÝHODY STIRLINGOVA MOTORU [3]

- Vysoká cena, způsobená využitým typem materiálů a technologií, nesériovou výrobou a náročnou montáží.
- Pomalá nebo komplikovaná regulace výkonu (pro výrobu tepelné a elektrické energie nepodstatné).
- Relativně vysoká hmotnost na jednotku výkonu.
- Obecně nižší celková účinnost současných konstrukcí oproti technologicky vyspělým, klasickým pístovým spalovacím motorům.
- Nutnost použití startovacího mechanismu.



Obr. 6 Konstrukce Stirlingova motoru, využívajícího solární zdroj tepla (systém SunCatcher) [5]



2 ROZBOR TERMODYNAMIKY OBĚHU STIRLINGOVA MOTORU

Přestože může být tepelný cyklus motoru popsán velmi jednoduchým způsobem v jeho idealizované formě, termodynamické procesy prakticky realizovaného pracovního cyklu se od tohoto idealizovaného popisu liší více než výrazně. Pochopení komplexní termodynamiky reálného oběhu je klíčovým aspektem v analýze a návrhu konstrukce Stirlingova motoru.

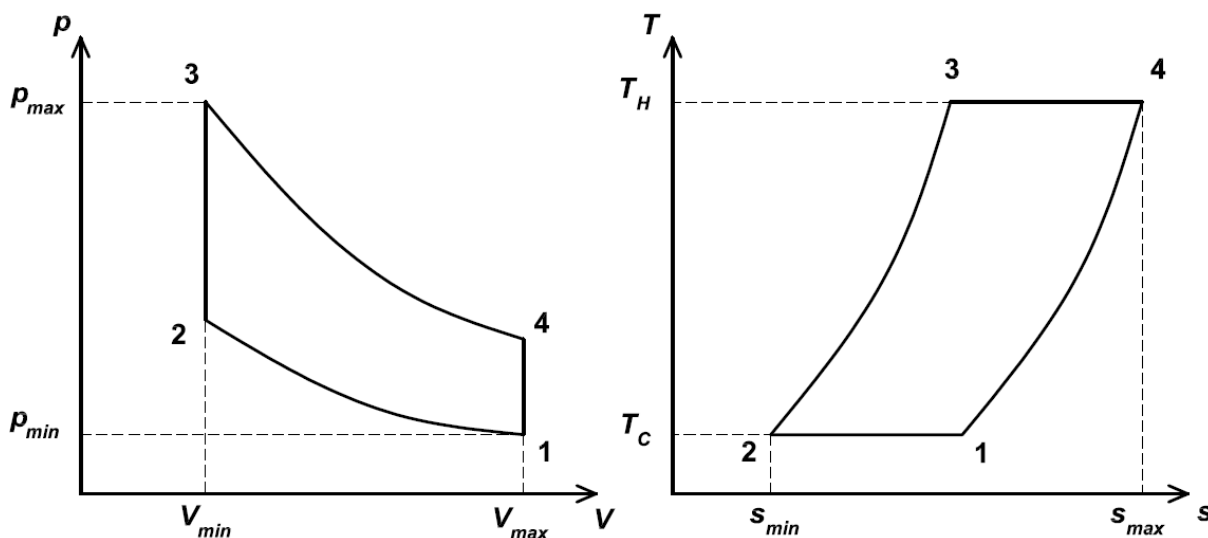
2.1 IDEÁLNÍ CYKLUS

Ideální Stirlingův cyklus sestává ze čtyř fází, dvou izotermických a dvou izochorických dějů, které jsou popsány pomocí stavové rovnice ideálního plynu (1).

Stavová rovnice ideálního plynu:

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (1)$$

kde p tlak [Pa]
 V objem [m^3]
 m hmotnost [kg]
 r měrná plynová konstanta [$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$]
 T teplota [K]

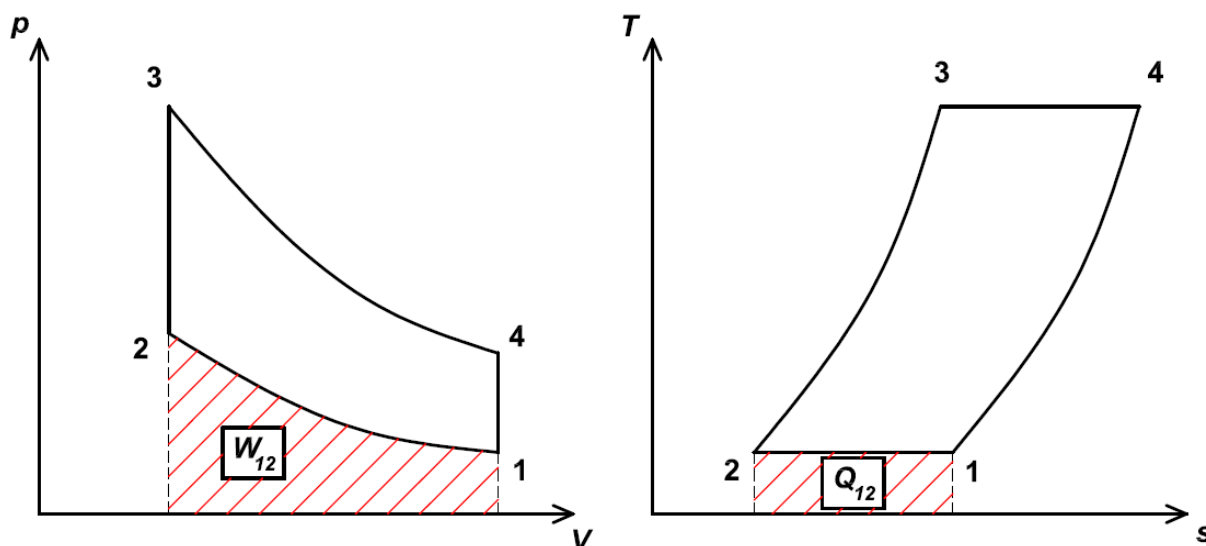


Obr. 7 p-V a T-s diagram ideálního Stirlingova cyklu

První fází cyklu je *izotermická komprese* (1) - (2), kterou provádí pracovní píst na studené straně motoru. Spotřebovaná práce je ve skutečném motoru poskytnuta obvykle setrvačником. V průběhu nárůstu tlaku je konstantní teplota (minimální teplota cyklu) udržována odváděním vznikajícího tepla chladičem. V konečném bodě této fáze je entropie na minimální hodnotě, systém je připraven přijmout maximální možné množství dostupné energie, která se po jejím uvolnění (předání pracovnímu médiumu) přemění na užitečnou práci.

Výchozí tlak v bodě 1:

$$p_1 = \frac{m \cdot r \cdot T_1}{V_1} = p_{\min} \quad (2)$$



Obr. 8 Fáze (1-2) - plochy pod křivkami odpovídají spotřebované práci a odvedenému teplu

Tlak v bodě 2:

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{V_2} ; (T_1 = T_2 = T_c) \quad (3)$$

Chladičem odvedené teplo, rovnající se spotřebované práci [J]:

$$Q_{12} = W_{12} = Q_c = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV = m \cdot r \cdot T_1 \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} \quad (4)$$

Výsledek integrace rovnice (4):

$$Q_c = m \cdot r \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (5)$$

Změna měrné entropie [$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$]:

$$\Delta s_{12} = \frac{1}{m} \cdot \int_1^2 \frac{\delta Q}{T_1} = r \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (6)$$

Druhá fáze cyklu je *izochorický ohřev* (2) - (3). Stlačený pracovní plyn se bez změny svého objemu přesouvá ze studené strany na teplou a přejímá veškeré teplo dříve uložené v regenerátoru. Je tak dosažena maximální teplotní hladina cyklu. Teplo přijaté pracovním médiem je rovno vzrůstu jeho vnitřní energie, vykonaná práce je zde nulová.



Tlak v bodě 3:

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} = p_{max}; (V_2 = V_3 = V_{min}) \quad (7)$$

Regenerátoru odebrané teplo, rovnající se nárůstu vnitřní energie:

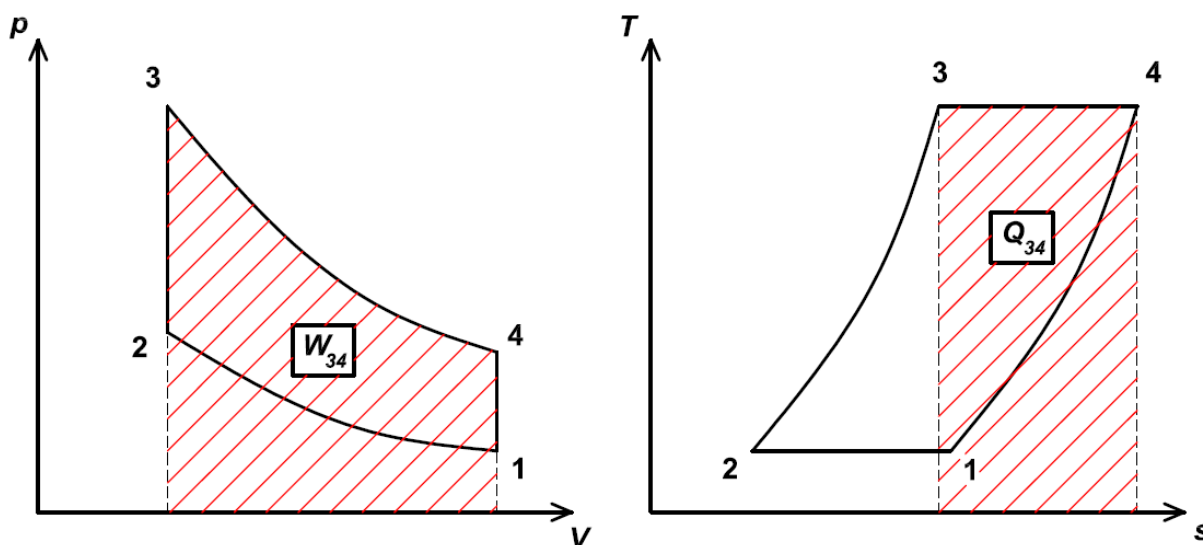
$$Q_{R23} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (8)$$

kde c_v měrná tepelná kapacita za konstantního objemu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Změna měrné entropie:

$$\Delta s_{23} = \frac{1}{m} \cdot \int_2^3 \frac{\delta Q}{T} = c_v \cdot \int_2^3 \frac{dT}{T} = c_v \cdot \ln \left(\frac{T_H}{T_C} \right) \quad (9)$$

Následující fází je *izotermická expanze* (3) - (4). Zatímco expandující plyn koná práci, jeho konstantní teplota je udržována přívodem tepla v ohřívači. Získaná práce odpovídá množství přivedeného tepla, vnitřní energie zůstává konstantní.



Obr. 9 Třetí fáze - plochy pod křivkami odpovídají vykonané práci a přivedenému teplu

Tlak v bodě 4:

$$p_4 = \frac{p_3 \cdot V_3}{V_4}; (T_3 = T_4 = T_H) \quad (10)$$

Ohřívačem přivedené teplo, rovnající se vykonané práci:

$$Q_{34} = W_{34} = Q_H = \int_{V_3}^{V_4} p \cdot dV = m \cdot r \cdot T_3 \int_{V_3}^{V_4} \frac{dV}{V} \quad (11)$$



Výsledek integrace rovnice (11):

$$Q_H = m \cdot r \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (12)$$

Změna měrné entropie:

$$\Delta s_{34} = \frac{1}{m} \cdot \int_3^4 \frac{\delta Q}{T_3} = r \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (13)$$

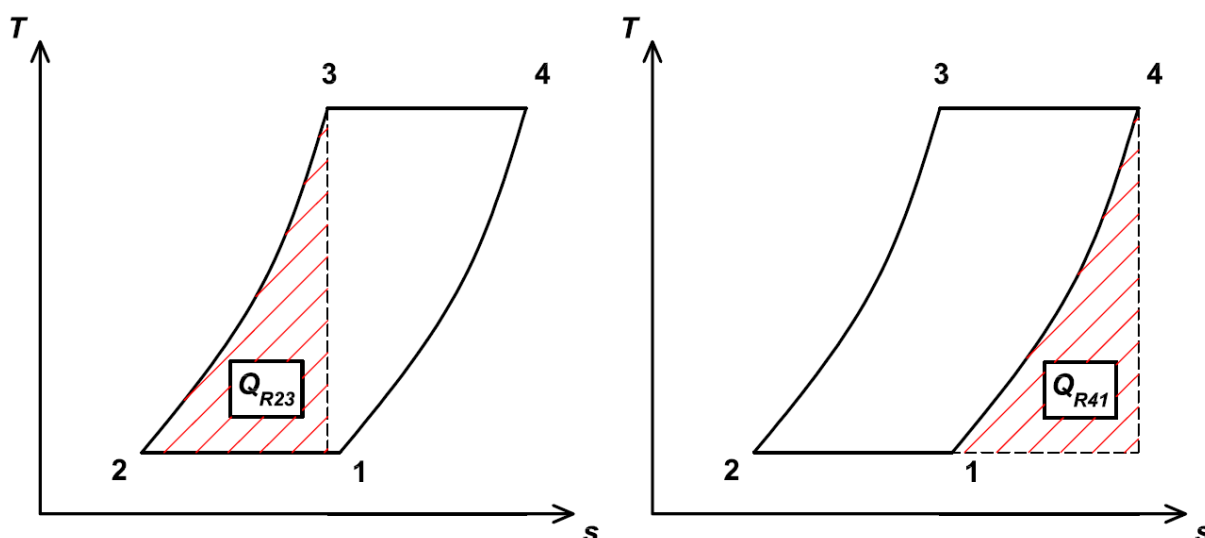
Poslední fází cyklu je *izochorické ochlazení* (4) - (1). Pracovní plyn se za konstantního objemu přesouvá zpět na studenou stranu, předává teplo regenerátoru a dosahuje minimální teploty oběhu. Výsledná práce je nulová, entropie a vnitřní energie pracovního plynu se snižují.

Regenerátoru předané teplo rovnající se poklesu vnitřní energie:

$$Q_{R41} = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (14)$$

Změna měrné entropie:

$$\Delta s_{41} = \frac{1}{m} \cdot \int_4^1 \frac{\delta Q}{T} = c_v \cdot \int_4^1 \frac{dT}{T} = c_v \cdot \ln\left(\frac{T_C}{T_H}\right) \quad (15)$$



Obr. 10 Druhá a čtvrtá fáze - teplo odebrané regenerátoru, teplo předané regenerátoru

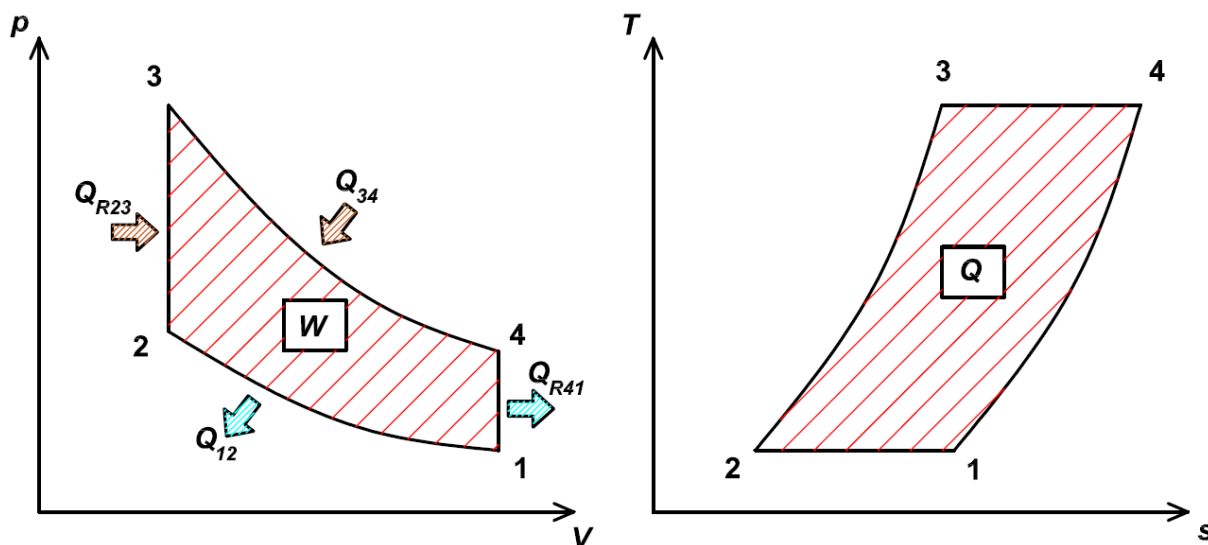
Množství práce spotřebované na stlačení plynu při teplotě T_C je menší než množství práce vykonané expandujícím plynem při teplotě T_H . Výsledkem je tedy užitečná mechanická práce cyklu.

Výsledná práce ideálního Stirlingova cyklu:

$$W = W_{12} + W_{34} \quad (16)$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = v \quad (17)$$

$$W = -m \cdot r \cdot T_1 \cdot \ln(v) + m \cdot r \cdot T_3 \cdot \ln(v) \quad (18)$$



Obr. 11 Ideální Stirlingův cyklus - celková práce, celkové teplo

V ideálním oběhu nedochází k tepelným ztrátám, teplo přivedené je rovno práci vykonané, teplo odvedené je rovno práci spotřebované. Stirlingův cyklus splňuje podmínky Carnotova teorému. Jeho vnitřní tepelná účinnost je tedy shodná s Carnotovou porovnávací tepelnou účinností, která představuje teoretický limit pro veškeré tepelné motory (specifická vlastnost Stirlingova cyklu).

Vnitřní tepelná účinnost [-]:

$$\eta_t = \frac{Q_H - |Q_C|}{Q_H} = \frac{m \cdot r \cdot T_3 \cdot \ln(v) - m \cdot r \cdot T_1 \cdot \ln(v)}{m \cdot r \cdot T_3 \cdot \ln(v)} \quad (19)$$

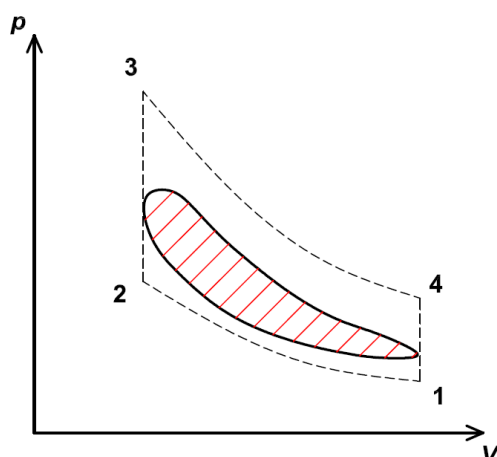
$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (20)$$

Ačkoliv je výsledná ideální účinnost pouze teoretická a v reálném cyklu nedosažitelná, nabízí jistý potenciál v budoucím technologickém rozvoji Stirlingových motorů. Je zde patrná závislost termické účinnosti na teplotním poměru (na rozdíl od kompresního poměru v případě klasických spalovacích motorů).



2.2 REÁLNÝ CYKLUS

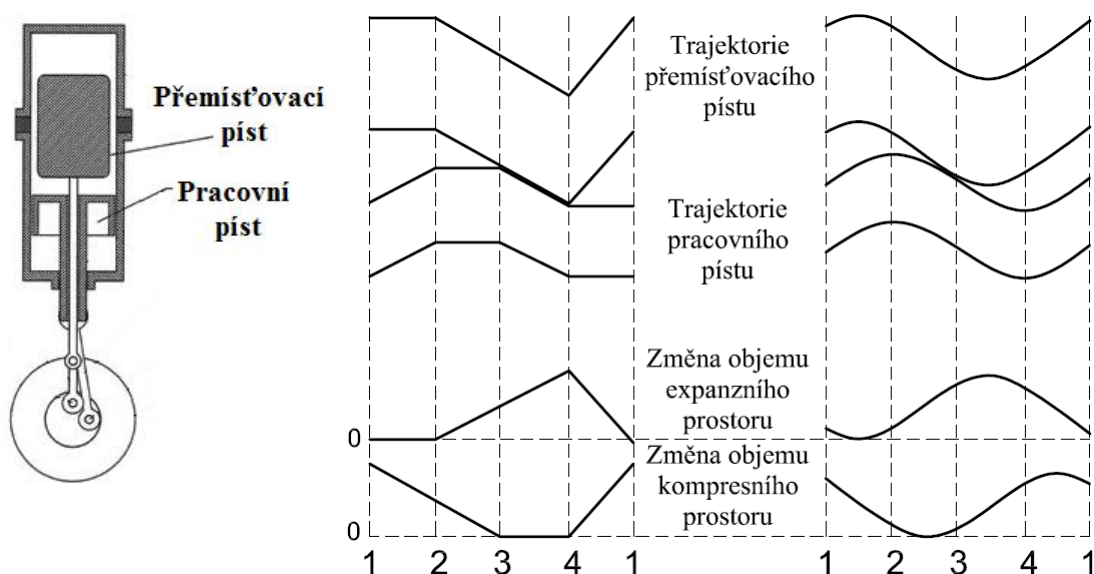
Realizace oběhu je doprovázena mechanickými a termodynamickými faktory, způsobujícími odchýlení od teoretického průběhu a výsledné práce ideálního cyklu. Nejpodstatnější faktory, které je nutné zohlednit, jsou uvedeny v této kapitole.



Obr. 12 Schematické znázornění odlišnosti průběhu reálného a ideálního cyklu

2.2.1 KONTINUÁLNÍ POHYB PÍSTŮ

Velké zrychlení pístů, potřebné k ideální změně pracovních objemů, není prakticky realizovatelné. Diskontinuální průběh je sice možný, ale konstrukčně nevýhodný. Pohyb pístu je obvykle řízen jednoduchým klikovým mechanismem (využitelné jsou i jiné, např. rombické mechanismy). S tímto mechanickým omezením je spojeno obtížné rozlišení jednotlivých probíhajících termodynamických procesů. Expanze neprobíhá zcela v prostoru teplé strany, komprese neprobíhá zcela v prostoru studené strany motoru. Sinusoidní pohyb redukuje plochu uzavřenou cyklem v p-V diagramu a tím i výslednou užitečnou práci.



Obr. 13 Schematické znázornění pohybu pístů (β -modifikace): diskontinuální, kontinuální



2.2.2 TLAKOVÉ ZTRÁTY

Pokles tlaku způsobený prouděním plynu zejména tepelnými výměníky a regenerátorem. Tlak tedy není v celém pracovním objemu konstantní a jeho pokles je považován za tlakovou ztrátu. Práce motoru silně závisí na středním tlaku pracovního média, tudíž je těmito ztrátami do stejné míry ovlivňována. Berchowitz a Urieli uvedli, že díky prudkým oscilačním změnám proudění pracovního média Stirlingova motoru lze toto proudění teoreticky vždy považovat za turbulentní. Pro výpočet ztrát spojených s prouděním média je třeba znát rychlost průtoku či hmotnostní tok příslušnou oblastí. [20] [8] [17]

Vztahy pro ztrátový pokles tlaku [Pa]: [19] [9]

$$\Delta p = \frac{Re \cdot f \cdot \mu \cdot u \cdot V_V}{2 \cdot S \cdot d_h^2} = \frac{f \cdot \dot{m}_S^2 \cdot l}{2 \cdot \rho \cdot d_h} \quad (21)$$

kde Re Reynoldsovo číslo [-]:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d_h}{\mu} \quad (22)$$

kde ρ hustota média [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

f Darcyho koeficient tření [-],
příčemž pro použití Fanningova koeficientu f_F platí vztah:

$$f = 4 \cdot f_F \quad (23)$$

μ dynamická viskozita média [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]
 u střední rychlost proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 V_V volný objem průtočné oblasti [m^3]
 S průtočný průřez [m^2]
 d_h hydraulický průměr [m]:
 (charakteristický rozměr průtočného profilu,
 pro kruhové potrubí d_h rovno průměru potrubí)

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (24)$$

kde O smáčený obvod průtočného průřezu [m]

$\dot{m}_S$ hmotnostní tok, vztažený na jednotku plochy
 průtočného průřezu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$]

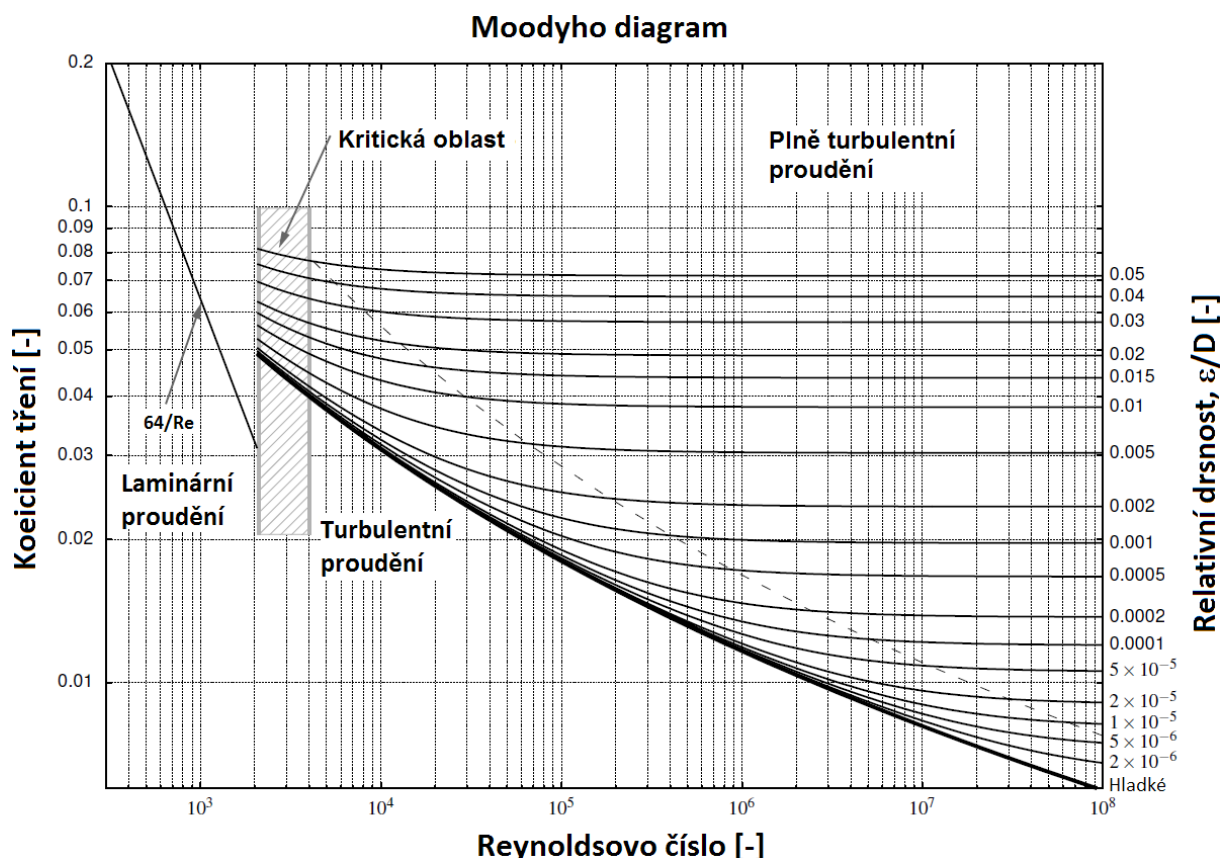
$$\dot{m}_S = \rho \cdot u \quad (25)$$

l délka oblasti tepelné výměny [m]

Hydraulický průměr pro matici regenerátoru dle Martiniho [m]: [9]

$$d_{hR} = \frac{\phi_R}{A_{vR}} \quad (26)$$

kde A_{vR} teplosměnná plocha vztažená na jednotku objemu regenerátoru [m^{-1}]



Obr. 14 Moodyho diagram pro kruhové potrubí
(ϵ - absolutní drsnost; D - průměr potrubí) [9]

2.2.3 TEPELNÉ ZTRÁTY

Tepelné ztráty se vyskytují v celém systému a jsou způsobeny různými procesy. Pro dosažení požadovaného výkonu musí být tyto ztráty opět kompenzovány přídatným množstvím dodaného tepla. Projevují se zde ztráty kondukcí tepla v materiálech konstrukčních prvků motoru v důsledku teplotního gradientu. Patří sem také ztráty konvekcí a vyzařováním do okolí. Negativně přispívají tzv. kyvadlové ztráty (*shuttle losses*), k nimž dochází prostřednictvím přemísťovacího pístu. Ten pohlcuje teplo na teplé straně motoru a přenáší ho svým pohybem na stranu studenou, kde toto teplo ztrácí. S přemísťovacím pístem je také spojen úbytek entalpie v důsledku oscilačního proudění volným prostorem mezi tímto pístem a stěnou válce (tato vůle je označována *appendix gap*). Tepelné ztráty Stirlingova motoru jsou velmi detailně popsány v Martiniho publikaci (1983). [8] [9] [21]



MECHANISMY PŘENOSŮ TEPLA

Tepelný tok při přenosu tepla kondukcí [W]: [22]

$$\dot{Q}_{KD} = \int_{(S)} -\lambda \cdot \text{grad } T \cdot dS \quad (27)$$

kde λ součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 S teplosměnná plocha [m^2]
 $\text{grad } T$ největší změna teploty vztažená v odpovídajícím směru na jednotku délky (např. šířku stěny) [$\text{K} \cdot \text{m}^{-1}$]

Tepelný tok při přenosu tepla konvekcí [W]: [22]

$$\dot{Q}_{KV} = \alpha \cdot S \cdot (T_s - T_t) \quad (28)$$

kde α koeficient přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 T_s teplota stěny [K]
 T_t teplota tekutiny [K]

Tepelný tok při přenosu tepla ve výměnících (konduktce a konvekce) [W]: [22]

$$\dot{Q}_K = k \cdot S \cdot \Delta \bar{t} \quad (29)$$

kde $\Delta \bar{t}$ střední teplotní rozdíl [K]
 k celkový koeficient přestupu tepla
 a) pro rovinnou stěnu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]: [22]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (30)$$

kde α_1, α_2 koeficienty přestupu tepla na obou stranách desky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 δ tloušťka stěny [m]

b) pro válcovou stěnu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]: [22]

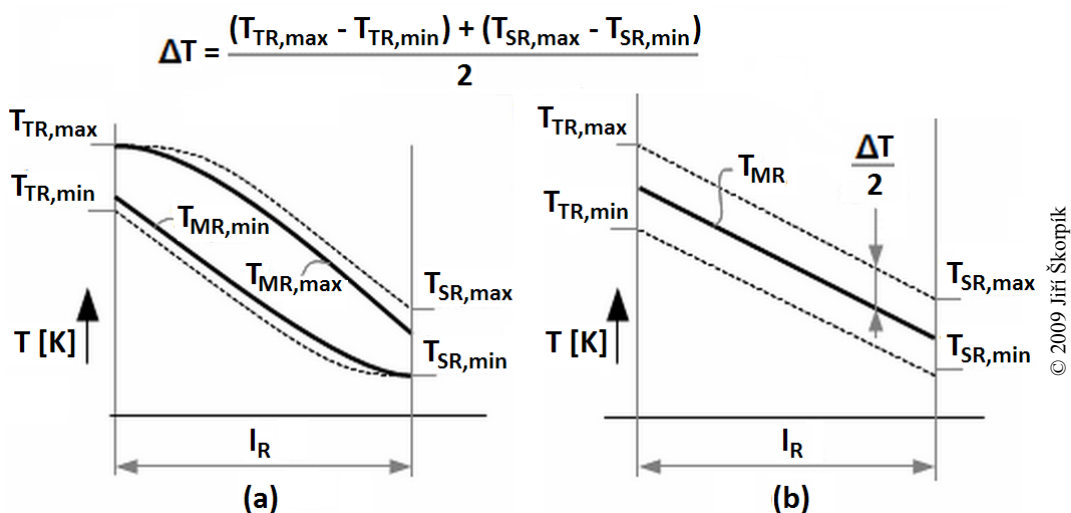
$$k = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2}} \quad (31)$$

kde r_1, r_2 vnější a vnitřní poloměr válcové stěny [m]

Mezi tyto mechanismy patří i zmíněný přenos tepla radiací, není zde však detailněji uveden z důvodů malého podílu na celkových tepelných ztrátách motoru.

2.2.4 NEDOKONALÁ REGENERACE

Reálný regenerátor není schopen dosáhnout teoreticky uvažované ideální 100% účinnosti. Během regenerace dochází ke změně teploty samotné matrice (obr. 14) a regenerátor neposkytne výstupní teplotu plynu shodnou s teplotou v komoře výměníku. Množství tepla předaného není shodné s množstvím tepla dříve odebraného a musí být tedy kompenzováno přes ohřivač pomocí externího zdroje tepla.



Obr. 15 **a)** skutečný průběh teploty plynu a matrice regenerátoru; **b)** zjednodušená představa průběhu teploty pracovního plynu a matrice regenerátoru; **TR** - teplá strana regenerátoru; **SR** - studená strana regenerátoru; **MR** - matrice regenerátoru; ΔT - střední teplotní rozdíl mezi teplotou matrice a pracovního plynu; l_R - délka matrice regenerátoru [2]

Účinnost regenerátoru [-]: [19]

$$\varepsilon = \frac{(T_{TR,max} - T_{SR,max})}{(T_{TR,max} - T_{SR,min})} \quad (32)$$

V literatuře lze nalézt zjednodušená vyjádření účinnosti regenerátoru v závislosti na NTU , tzv. počtu přenosových jednotek (*Number of Transfer Units*).

NTU [-]: [12]

$$NTU = \frac{U \cdot A}{c_p \cdot \dot{m}} \quad (33)$$

kde U koeficient přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
 A teplosměnná plocha [m^2]
 c_p měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
 $\dot{m}$ hmotnostní tok [$kg \cdot s^{-1}$]

Účinnost regenerátoru dle Urieliho: [9]

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (34)$$



Účinnost regenerátoru dle Martiniho: [9]

$$\varepsilon = \frac{NTU}{2 + NTU} \quad (35)$$

Účinnost regenerátoru dle Organa: [27]

$$\varepsilon = \frac{NTU - 1}{NTU} \quad (36)$$

Kompenzované množství tepla [J]: [20]

$$Q_{R,Z} = Q_{R,I} \cdot (1 - \varepsilon) \quad (37)$$

kde $Q_{R,I}$ množství tepla předaného regenerátoru při jednom průchodu objemu plynu [J]

Důležitým parametrem je také tzv. pórovitost matrice regenerátoru. Typ matrice, její charakteristické rozměry a pórovitost pak ovlivňují ztrátové procesy spojené s regenerací. [2]

Pórovitost matrice regenerátoru [-]: [2]

$$\phi_R = \frac{V_{RV}}{V_{RC}} = 1 - \frac{V_{MAT}}{V_{RC}} \quad (38)$$

kde V_{RV} volný objem regenerátoru (volný prostor v matrici) [m³]
 V_{RC} celkový objem regenerátoru ($V_{RV} + V_{MAT}$) [m³]
 V_{MAT} čistý objem materiálu matrice [m³]

2.2.5 NEIZOTERMICKÁ EXPANZE A KOMPRESSE

Oba procesy probíhají ve skutečnosti vlivem krátkého času pro přestup tepla spíše adiabaticky než izotermicky. Při kompresi nedochází k dostatečně rychlému ochlazení, při expanzi k dostatečně rychlému ohřevu. Toto vede k nepříznivým změnám tlaku a teploty v průběhu cyklu a redukcí výkonu. Stupeň izotermizace je parametr, který určuje míru přiblížení reálného polytropického děje k ideálnímu izotermickému průběhu. [2]

Stupeň izotermizace [-]: [2]

$$\vartheta = \frac{\kappa - n}{\kappa - 1} \quad (39)$$

kde κ Poissonova konstanta [-]
 n polytropický exponent [-]

2.2.6 ÚNIK PLYNU

Nedokonalá těsnění konstrukce motoru (zejména pístních kroužků) způsobují únik tlaku pracovního média a ztrátu výkonu. U lehkých plynů (vodík, helium) dochází za vyšších pracovních tlaků i k úniku přímým pronikáním strukturou konstrukčního materiálu motoru.



2.2.7 ŠKODLIVÉ OBJEMY

Škodlivé neboli mrtvé objemy lze definovat např. jako všechny vnitřní objemy takových částí pracovního prostoru motoru, které v žádném okamžiku oběhu nemůže vyplnit některý z pístů. Celkový mrtvý objem motoru zůstává konstantní a podílejí se na něm dílčí mrtvé objemy tepelných výměníků, regenerátoru a válců. Poměr mrtvého a celkového objemu motoru bývá přibližně 1:2. Obecně tento poměr však závisí na konstrukčním řešení, modifikaci motoru, typu tepelných výměníků a matrice regenerátoru.

2.2.8 TŘECÍ MECHANICKÉ ZTRÁTY

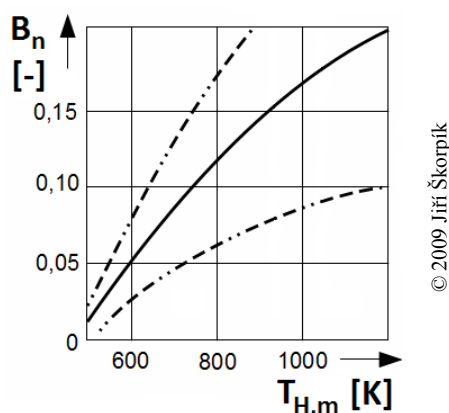
Ztráty způsobené mechanismy Coulombovského a viskózního tření. Součinitel viskózního tření je silně závislý na velikosti motoru, jedním z parametrů ve vztazích pro vyjádření třecích mechanických ztrát tedy často bývá celkový pracovní objem motoru. Přesný matematický výpočet třecích ztrát je náročný, spolehlivá metoda pro jejich zjištění je experimentální měření. [8] [17]

2.3 VÝPOČTOVÉ METODY

Výpočtové metody pro analýzu či návrh konstrukce, popisující termodynamické děje Stirlingova motoru, rozdělil Martini ve své práci do skupin podle stupně obtížnosti a schopnosti popisu skutečného děje. V případě méně komplexních metod se využívá analytický výpočet, v případě složitějších metod pak výpočet numerický. [9]

2.3.1 METODY PRVNÍHO ŘÁDU

Jedná se o nejjednodušší formu analýz určených pro rychlé, předběžné výpočty a návrhy. Metoda je založena na ideálním bezztrátovém modelu. Následně jsou aplikovány experimentálně zjištěné korekční činitele účinnosti a výkonu, které představují zobecněné vlivy různých energetických ztrát. Tyto méně přesné metody slouží především jako základní výchozí bod pro odhad vlastností motoru, vhodnosti jeho použití v dané aplikaci, vztahu mezi jeho velikostí a výkonem apod. Specifičtější náhled však neposkytují a jejich výsledky jsou relativně optimistické. Metodou prvního řádu je např. často využívaná Schmidtova analýza (kap. 2.4). Pro předběžné stanovení výkonu se nejčastěji používá bezrozměrné Bealovo nebo Westovo číslo. [6]



Obr. 16 Bealovo číslo jako funkce střední teploty pracovního plynu teplé strany motoru. Horní čerchovaná čára odpovídá motorům s menším mrtvým objemem a vyšším výkonem, spodní naopak motorům s větším mrtvým objemem a nižším výkonem [2]



Výpočet výkonu motoru pomocí empirického Bealova (37) a Westova čísla (38): [6]

$$P = B_n \cdot f \cdot p_m \cdot \Delta V \quad (40)$$

$$P = W_n \cdot f \cdot p_m \cdot \Delta V \cdot \frac{T_H - T_C}{T_H + T_C} \quad (41)$$

kde	P	výkon [W]
	B_n	Bealovo číslo [-] (0,15 pro vysokoteplotní motory [10])
	W_n	Westovo číslo [-] (0,25 pro motory o výkonu 5-150 kW, 0,35 pro motory nižších výkonů [10])
	f	frekvence otáček motoru [Hz]
	p_m	střední tlak [Pa]
	ΔV	objemová změna (zdvihový objem) [m ³]

2.3.2 METODY DRUHÉHO ŘÁDU

Metody druhého řádu pracují se zjednodušenou analýzou cyklu a určují základní parametry výstupního výkonu a vstupního tepla. Zásadní rozdíl oproti metodám prvního řádu je v identifikaci a následné kvantifikaci jednotlivých ztrátových mechanismů, jako jsou např. ztráty třením, přestupem tepla ve válci, únikem plynu nebo nedokonalou regenerací. Vyhodnocené ztráty jsou poté použity ke korekci idealizovaných předpokladů. V rámci výpočtu jsou ztráty pokládány za vzájemně nezávislé. Tyto metody lze také dále rozdělit podle typu výchozího děje uvažovaného při změně objemu pracovního plynu na izotermické (Martini), adiabatické (Qvale, Rios, Lee, Shoureshi, Heames) a semiadiabatické (Feurer). Obecně lze říci, že řešení adiabatické a semiadiabatické analýzy (vyžadují však numerickou integraci) se více přibližují reálnému cyklu. Avšak po odpovídajícím zvážení ztrát v případě výpočtově jednodušší izotermické analýzy (uzavřený tvar) lze dosáhnout obdobných výsledků. [7]

2.3.3 METODY TŘETÍHO ŘÁDU

Metoda třetího řádu neboli uzlová analýza je v zásadě tvořena třemi procedurami, jimiž jsou rozdělení motoru na síť uzlů; sestavení stavové rovnice pracovního plynu a diferenciálních rovnic pro zachování hmotnosti, hybnosti a energie; řešení soustavy diferenciálních rovnic pomocí adekvátně zvolené numerické metody. Některé empirické korelace jsou nezbytné i v tomto případě. V závislosti na zjednodušovacích předpokladech urychlujících výpočet lze tyto metody rozdělit na tzv. méně či více přesné. Metody třetího řádu jsou nejvíce sofistikované a zároveň náročné na výpočet. Zohledňují velké množství komplexních procesů oběhu motoru, např. na rozdíl od metod druhého řádu předpokládají vzájemnou závislost jednotlivých energetických ztrát. Výpočet je obvykle řešen pouze v jednodimenzionálním prostoru (výhodné pro osově symetrické konstrukce), složitější vícedimenzionální řešení jsou však také možná. Tyto 2D a 3D CFD (*computational fluid dynamics*) modely již nabízejí velmi přesný pohled na termodynamické procesy motoru. [6] [7]



2.4 PRINCIP SCHMIDTOVY ANALÝZY

Schmidtova analýza (Gustav Schmidt, 1871) oběhu Stirlingova motoru je historicky rozšířená pro svou rychlost, jednoduchost a možnost vyjádření výsledných vztahů analyticky v uzavřeném tvaru. Základním předpokladem jsou tři konstantní tepelné hladiny pro tři hlavní dílčí objemy motoru (teplá strana, studená strana, regenerátor), přičemž objemy pracovních prostor válců se mění v čase dle sinusové průběhu. Analýza slouží zejména k předběžnému určení parametrů. Z hlediska přesnosti výsledků se obecně stále velmi blíží idealizovanému oběhu. Původní zpracování Schmidtovy analýzy je obtížně dostupné, bylo však reprodukováno v mnoha publikacích. Walker prohlásil, že výsledky této analýzy jsou velmi optimistické a od reálného motoru nelze očekávat více než 30 až 40% odhadovaného výkonu. Změna ve Schmidově přístupu a porušení předpokladů však vede k rozpadu uzavřeného řešení na diferenciální rovnice. Při použití Schmidtovy analýzy je tedy nutné brát v potaz nadsazený charakter jejích výsledků. [21] [28]

PŘEDPOKLADY SCHMIDTOVY ANALÝZY

- Veškeré procesy jsou vratné.
- Sinusové změny objemů pracovních prostor válců.
- Konstantní teplota na teplé straně, konstantní teplota na studené straně, konstantní teplota regenerátoru (odpovídající konstantní teploty jednotlivých mrtvých objemů).
- Teplota regenerátoru je průměrem teplot teplého a studeného prostoru.
- Konstantní lokální teploty stěn válců a pístů.
- Dokonalá regenerace.
- Nulové ztráty nežádoucím přenosem tepla.
- Nulové tlakové ztráty ve výměnících a regenerátoru.
- Konstantní okamžitý tlak v celém systému (nulová tlaková difference).
- Chování pracovního média určeno stavovou rovnicí ideálního plynu.
- Konstantní hmotnost uzavřeného plynu.
- Konstantní otáčky motoru.

2.4.1 VÝCHOZÍ ROVNICE VÝPOČTU

Okamžitý objem expanzního prostoru (teplé strany motoru) v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele: [13]

$$V_E = \frac{V_{PE}}{2} \cdot (1 - \cos \alpha) + V_{ME} \quad (42)$$

kde V_{PE} maximální proměnná část objemu expanzního prostoru
 V_{ME} konstantní mrtvý objem expanzního prostoru
 α úhel natočení klikového hřídele



Okamžitý objem kompresního prostoru (studené strany motoru) v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele: [13]

α - modifikace

$$V_K = \frac{V_{PK}}{2} \cdot [1 - \cos(\alpha - \varphi)] + V_{MK} \quad (43)$$

β - modifikace a γ - modifikace

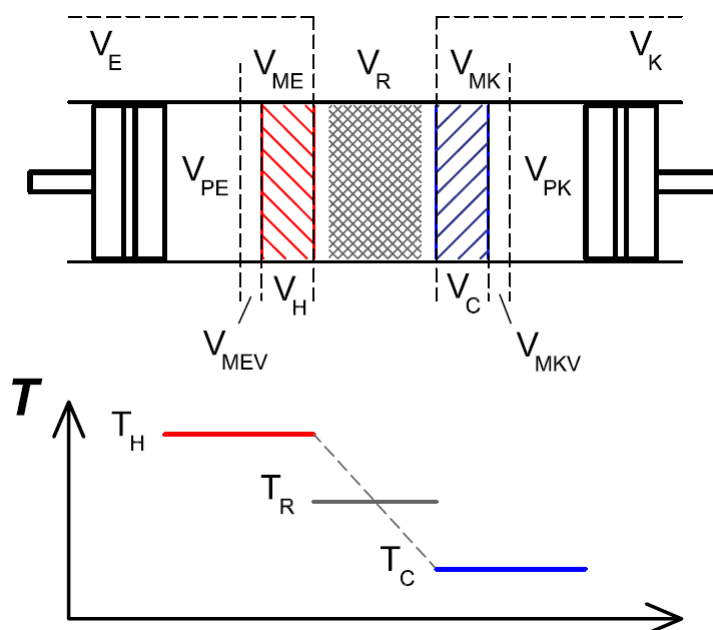
$$V_K = \frac{V_{PE}}{2} \cdot (1 + \cos \alpha) + \frac{V_{PK}}{2} \cdot [1 - \cos(\alpha - \varphi)] + V_{MK} \quad (44)$$

kde V_{PK} maximální proměnná část objemu kompresního prostoru
 V_{MK} konstantní mrtvý objem kompresního prostoru
 φ fázový posun sinusových pohybu pístů

Celkový okamžitý objem:

$$V = V_E + V_R + V_K \quad (45)$$

kde V_R objem regenerátoru [m³]



Obr. 17 Schéma rozložení objemů a teplot pro Schmidovu analýzu (α - modifikace).

V_{MEV} - mrtvý objem expanzního válce; V_{MKV} - mrtvý objem kompresního válce;
 V_H - objem teplého výměníku; V_C - objem studeného výměníku; V_R - objem regenerátoru;
 V_{PE} - maximální proměnná část objemu expanzního prostoru;
 V_{PK} - maximální proměnná část objemu kompresního prostoru;
 V_{ME} - konstantní mrtvý objem expanzního prostoru;
 V_{MK} - konstantní mrtvý objem kompresního prostoru



Konstantní hmotnost pracovního plynu:

$$m = m_E + m_R + m_K \quad (46)$$

$$m_E = \frac{p \cdot V_E}{r \cdot T_H} \quad (47)$$

$$m_R = \frac{p \cdot V_R}{r \cdot T_R} \quad (48)$$

$$m_K = \frac{p \cdot V_K}{r \cdot T_C} \quad (49)$$

kde m_E hmotnost pracovního plynu v expanzním prostoru
 m_R hmotnost pracovního plynu v regenerátoru
 m_K hmotnost pracovního plynu v kompresním prostoru
 T_H teplota teplé strany motoru
 T_C teplota studené strany motoru
 T_R teplota regenerátoru

Teplota regenerátoru:

$$T_R = \frac{T_H + T_C}{2} \quad (50)$$

Spotřebovaná práce: [15]

$$W_{12} = \int_0^{2\pi} p \cdot \frac{dV_K}{d\alpha} \cdot d\alpha \quad (51)$$

Vykonaná práce: [15]

$$W_{34} = \int_0^{2\pi} p \cdot \frac{dV_E}{d\alpha} \cdot d\alpha \quad (52)$$

Vstupními parametry pro návrh motoru dle Schmidtovy analýzy jsou jednotlivé objemy $V_{PE}, V_{ME}, V_R, V_{PK}, V_{MK}$ a pracovní teploty T_H, T_C .

2.4.2 ODVOZENÍ SCHMIDTOVY ANALÝZY PRO γ - MODIFIKACI

Sestavení základní stavové rovnice s využitím výrazů (45 - 49):

$$\frac{m \cdot r}{p} = \frac{V_E}{T_H} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_K}{T_C} \quad (53)$$

Pomocné rovnice poměrných bezrozměrných konstant (dle Koichi Hiraty): [13]

$$t = \frac{T_C}{T_H} \quad (54)$$



$$v = \frac{V_{PK}}{V_{PE}} \quad (55)$$

$$X_{ME} = \frac{V_{ME}}{V_{PE}} \quad (56)$$

$$X_{MK} = \frac{V_{MK}}{V_{PE}} \quad (57)$$

$$X_R = \frac{V_R}{V_{PE}} \quad (58)$$

Dosazení výchozích rovnic pro okamžitý objem expanzního prostoru (42), okamžitý objem kompresního prostoru (44) a teplotu regenerátoru (50) do stavové rovnice (53):

$$\begin{aligned} \frac{m \cdot r}{p} = & \frac{\frac{V_{PE}}{2} \cdot (1 - \cos \alpha) + V_{ME}}{T_H} + \frac{V_R}{\frac{T_H + T_C}{2}} + \dots \\ & \dots + \frac{\frac{V_{PE}}{2} \cdot (1 + \cos \alpha) + \frac{V_{PK}}{2} \cdot [(1 - \cos(\alpha - \varphi))] + V_{MK}}{T_C} \end{aligned} \quad (59)$$

Úprava tvaru rovnice (59):

$$\begin{aligned} \frac{m \cdot r}{p} = & \frac{V_{PE}}{2 \cdot T_H} - \frac{V_{PE} \cdot \cos \alpha}{2 \cdot T_H} + \frac{V_{ME}}{T_H} + \frac{2 \cdot V_R}{T_H + T_C} + \dots \\ & \dots + \frac{V_{PE}}{2 \cdot T_C} + \frac{V_{PE} \cdot \cos \alpha}{2 \cdot T_C} + \frac{V_{PK}}{2 \cdot T_C} - \frac{V_{PK} \cdot \cos(\alpha - \varphi)}{2 \cdot T_C} + \frac{V_{MK}}{T_C} \end{aligned} \quad (60)$$

Výsledek roznásobení rovnice (60) výrazem $(2 \cdot T_C \cdot V_{PE}^{-1})$:

$$\begin{aligned} \frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{p \cdot V_{PE}} = & \frac{T_C}{T_H} - \frac{T_C}{T_H} \cdot \cos \alpha + 2 \cdot \frac{V_{ME}}{V_{PE}} \cdot \frac{T_C}{T_H} + 4 \cdot \frac{V_R}{V_{PE}} \cdot \frac{T_C}{T_H + T_C} + \dots \\ & \dots + 1 + \cos \alpha + \frac{V_{PK}}{V_{PE}} - \frac{V_{PK}}{V_{PE}} \cdot \cos(\alpha - \varphi) + 2 \cdot \frac{V_{MK}}{V_{PE}} \end{aligned} \quad (61)$$

Dosazení pomocných konstant (54 - 58) do rovnice (61) s využitím úpravy (63):

$$\begin{aligned} \frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{p \cdot V_{PE}} = & t - t \cdot \cos \alpha + 2 \cdot X_{ME} \cdot t + 4 \cdot X_R \cdot \frac{t}{1 + t} + \dots \\ & \dots + 1 + \cos \alpha + v - v \cdot \cos(\alpha - \varphi) + 2 \cdot X_{MK} \end{aligned} \quad (62)$$



$$\frac{T_C}{T_H + T_C} = \frac{T_C}{\left(1 + \frac{T_C}{T_H}\right) \cdot T_H} = \frac{\frac{T_C}{T_H}}{\left(1 + \frac{T_C}{T_H}\right)} = \frac{t}{1 + t} \quad (63)$$

Dosazení substitučních výrazů (64) a (65) do rovnice (62):

$$A = t + 2 \cdot X_{ME} \cdot t + 4 \cdot X_R \cdot \frac{t}{1 + t} + 1 + v + 2 \cdot X_{MK} \quad (64)$$

$$B = t \cdot \cos\alpha - \cos\alpha + v \cdot \cos(\alpha - \varphi) \quad (65)$$

$$\frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{p \cdot V_{PE}} = A - B \quad (66)$$

Úprava tvaru substitučního výrazu (65) s využitím goniometrického vzorce (67):

$$\cos(\alpha - \varphi) = \cos\alpha \cdot \cos\varphi + \sin\alpha \cdot \sin\varphi \quad (67)$$

$$B = \cos\alpha \cdot (t - 1 + v \cdot \cos\varphi) + \sin\alpha \cdot (v \cdot \sin\varphi) \quad (68)$$

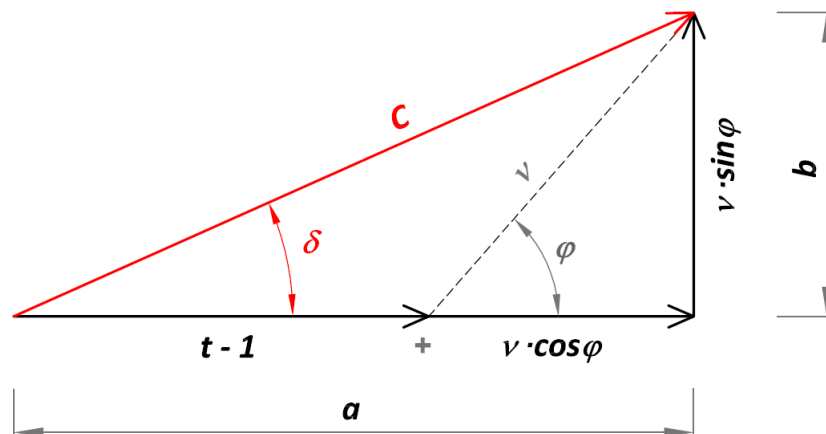
Dosazení substitučních výrazů (69) a (70) do rovnice (68):

$$a = t - 1 + v \cdot \cos\varphi \quad (69)$$

$$b = v \cdot \sin\varphi \quad (70)$$

$$B = \cos\alpha \cdot a + \sin\alpha \cdot b \quad (71)$$

Trigonometrická substituce pro výrazy (69) a (70). Princip je graficky znázorněn na obr. 18: [14] [15]



Obr. 18 Graficky znázorněný princip goniometrické substituce pro rovnice (66 - 72)



$$a = C \cdot \cos \delta \quad (72)$$

$$b = C \cdot \sin \delta \quad (73)$$

kde

$$C = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (74)$$

$$\delta = \arctan\left(\frac{b}{a}\right) \quad (75)$$

Pro získání správné hodnoty v rozmezí $0 < \delta < \pi$ je třeba k výsledku přičíst periodu π .

Dosazení substitučních výrazů (72) a (73) do rovnice (71):

$$B = \cos \alpha \cdot C \cdot \cos \delta + \sin \alpha \cdot C \cdot \sin \delta \quad (76)$$

Úprava tvaru rovnice (76) s využitím goniometrického vzorce (67):

$$B = C \cdot \cos(\alpha - \delta) \quad (77)$$

Dosazení výrazu (77) do rovnice (66) a úprava na tvar popisující závislost okamžitého tlaku na úhlu natočení klikového hřídele:

$$p = \frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{V_{PE}} \cdot \frac{1}{A - C \cdot \cos(\alpha - \delta)} \quad (78)$$

Úprava tvaru rovnice pro okamžitý tlak (78) s využitím substitučního výrazu (79):

$$D = \frac{C}{A} \quad (79)$$

$$p = \frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{V_{PE} \cdot A} \cdot \frac{1}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} \quad (80)$$

Dosazení výrazu (80) do rovnice pro střední tlak:

$$p_m = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_0^{2\pi} p \cdot d\alpha = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{V_{PE} \cdot A} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{1}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} \cdot d\alpha \quad (81)$$

Výsledek integrace rovnice pro střední tlak (81) dle Urieliho [15] s využitím řešení (82), uvedeném ve Dwigthově tabulce integrálů: [16]

$$\int_0^{2\pi} \frac{1}{1 - D \cdot \cos \alpha} \cdot d\alpha = \frac{2 \cdot \pi}{\sqrt{1 - D^2}} \quad (82)$$



$$p_m = \frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{V_{PE} \cdot A} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - D^2}} \quad (83)$$

Dosazení výrazu (83) do rovnice pro okamžitý tlak (80):

$$p = p_m \cdot \frac{\sqrt{1 - D^2}}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} \quad (84)$$

Rovnice pro maximální tlak, která odpovídá hodnotě výrazu $\cos(\alpha - \delta) = 1$:

$$p_{max} = p_m \cdot \frac{\sqrt{1 - D^2}}{1 - D} = p_m \cdot \frac{\sqrt{(1 + D) \cdot (1 - D)}}{\sqrt{(1 - D) \cdot (1 - D)}} = p_m \cdot \frac{\sqrt{(1 + D)}}{\sqrt{(1 - D)}} \quad (85)$$

Rovnice pro minimální tlak, která odpovídá hodnotě výrazu $\cos(\alpha - \delta) = -1$:

$$p_{min} = p_m \cdot \frac{\sqrt{1 - D^2}}{1 + D} = p_m \cdot \frac{\sqrt{(1 + D) \cdot (1 - D)}}{\sqrt{(1 + D) \cdot (1 + D)}} = p_m \cdot \frac{\sqrt{(1 - D)}}{\sqrt{(1 + D)}} \quad (86)$$

Dosazení derivace okamžitého objemu kompresního prostoru podle úhlu natočení (87) a výrazu pro okamžitý tlak (80) do rovnice pro spotřebovanou práci cyklu (51):

$$\begin{aligned} \frac{dV_K}{d\alpha} &= \frac{\frac{V_{PE}}{2} \cdot (1 + \cos \alpha) + \frac{V_{PK}}{2} \cdot [1 - \cos(\alpha - \varphi)] + V_{MK}}{d\alpha} = \dots \\ \dots &= -\frac{V_{PE}}{2} \cdot \sin \alpha + \frac{V_{PK}}{2} \cdot \sin(\alpha - \varphi) \end{aligned} \quad (87)$$

$$W_{12} = \int_0^{2\pi} \frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{V_{PE} \cdot A} \cdot \frac{1}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} \cdot \left[-\frac{V_{PE}}{2} \cdot \sin \alpha + \frac{V_{PK}}{2} \cdot \sin(\alpha - \varphi) \right] \cdot d\alpha \quad (88)$$

Úprava tvaru výrazu (88): [15]

$$W_{12} = \frac{m \cdot r \cdot T_C}{A} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{V_{PK} \cdot \sin(\alpha - \varphi) - V_{PE} \cdot \sin \alpha}{V_{PE} \cdot [1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)]} \cdot d\alpha \quad (89)$$

Dosazení derivace okamžitého objemu expanzního prostoru podle úhlu natočení (90) a výrazu pro okamžitý tlak (80) do rovnice pro vykonanou práci cyklu (52):

$$\frac{dV_E}{d\alpha} = \frac{\frac{V_{PE}}{2} \cdot (1 - \cos \alpha) + V_{ME}}{d\alpha} = \frac{V_{PE}}{2} \cdot \sin \alpha \quad (90)$$

$$W_{34} = \int_0^{2\pi} \frac{2 \cdot m \cdot r \cdot T_C}{V_{PE} \cdot A} \cdot \frac{1}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} \cdot \left(\frac{V_{PE}}{2} \cdot \sin \alpha \right) \cdot d\alpha \quad (91)$$



Úprava tvaru výrazu (92): [15]

$$W_{34} = \frac{m \cdot r \cdot T_C}{A} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{\sin \alpha}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} \cdot d\alpha \quad (92)$$

Rovnice pro spotřebovanou (89) a vykonanou práci cyklu (92) nelze vyjádřit v uzavřeném tvaru z důvodu složitého popisu pohybu pístů v γ -modifikaci Stirlingova motoru. Výpočet je nutno provést numericky. Výkon daného oběhu je pak určen pomocí součinu celkové práce cyklu a otáček motoru.

HMOTNOSTNÍ TOK

Znalost hmotnostního toku jednotlivými dílčími prostory je podstatná pro vyšetření proudění pracovního média, návrh výměníků, volbu matrice regenerátoru apod.

Změny hmotností plynu v jednotlivých prostorech v závislosti na úhlu natočení, určené pomocí stavových rovnic (47 - 49), výrazu pro okamžitý tlak (84) a rovnic pro okamžité objemy (42) a (44):

$$\frac{dm_E}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} \cdot \left[\frac{p_m \cdot \sqrt{1 - D^2} \cdot V_{PE}}{2 \cdot r \cdot T_H} \cdot \frac{1 - \cos \alpha}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} + \dots \right] \quad (93)$$

$$\dots + \frac{p_m \cdot \sqrt{1 - D^2} \cdot V_{ME}}{r \cdot T_H} \cdot \frac{1}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)}$$

$$\frac{dm_R}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} \cdot \left[\frac{p_m \cdot \sqrt{1 - D^2} \cdot V_R}{r \cdot T_R} \cdot \frac{1}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} \right] \quad (94)$$

$$\frac{dm_K}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} \cdot \left[\frac{p_m \cdot \sqrt{1 - D^2} \cdot V_{PE}}{2 \cdot r \cdot T_C} \cdot \frac{1 + \cos \alpha}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} + \dots \right] \quad (95)$$

$$\dots + \frac{p_m \cdot \sqrt{1 - D^2} \cdot V_{PK}}{2 \cdot r \cdot T_C} \cdot \frac{1 - \cos(\alpha - \varphi)}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)} + \dots$$

$$\dots + \frac{p_m \cdot \sqrt{1 - D^2} \cdot V_{MK}}{r \cdot T_C} \cdot \frac{1}{1 - D \cdot \cos(\alpha - \delta)}$$

Po aplikaci goniometrického vzorce (67) lze bez obtíží provést derivaci a získat uzavřené tvary pro závislost změn hmotností na úhlu natočení (nejsou zde uvedeny z důvodu rozsáhlosti výrazů, derivace jsou však triviální). Ze známé frekvence otáčení motoru je následně možné stanovit příslušný hmotnostní tok dle vztahu (96).

Vztah mezi změnou hmotnosti podle úhlu natočení a hmotnostním tokem:

$$\frac{dm}{d\alpha} = \frac{dm}{dt} \cdot 2 \cdot \pi \cdot f = \dot{m} \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \quad (96)$$

VLIV PÍSTNICE PŘEMÍSTŮVACÍHO PÍSTU

Pokud v případě modifikace gama (podobně jako u modifikace beta či konfigurace Siemens) dochází k zasouvání pístnice přemíst'ovacího pístu do vnitřního prostoru motoru, velikost této pístnice ovlivňuje změnu okamžitého objemu kompresního prostoru. Pístnice se v průběhu cyklu zasouvá v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele a mírně redukuje vlastním zasunutým objemem celkový objem kompresního prostoru. Zahrnutí tohoto vlivu vede k mírnému zvýšení výsledné teoretické práce oběhu, Tento vliv je možné zahrnout do odvození Schmidtovy analýzy následujícími úpravami.

Doplnění pomocné konstanty pro objem části pístnice:

$$X_{PmP} = \frac{V_{PmP}}{V_{PE}} \quad (97)$$

kde V_{PmP} maximální možný zasunutelný objem pístnice

Úprava vztahu pro okamžitý objem kompresního prostoru (44):

$$V_K = \frac{V_{PE} - V_{PmP}}{2} \cdot (1 + \cos \alpha) + \frac{V_{PK}}{2} \cdot [1 - \cos(\alpha - \varphi)] + V_{MK} \quad (98)$$

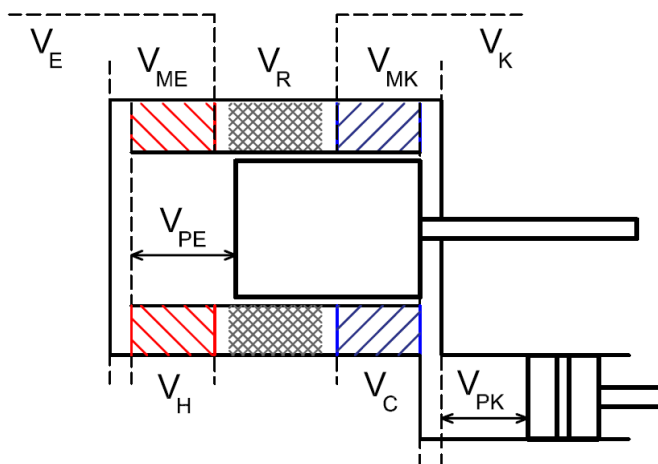
Příslušně se změní derivace tohoto objemu podle úhlu natočení (87).

Úprava substitučních výrazů (64) a (69):

$$A = t + 2 \cdot X_{ME} \cdot t + 4 \cdot X_R \cdot \frac{t}{1+t} + 1 - X_{PmP} + v + 2 \cdot X_{MK} \quad (99)$$

$$a = t - 1 + X_{PmP} + v \cdot \cos \varphi \quad (100)$$

Tvar pro okamžitý tlak v závislosti na úhlu natočení (84) zůstává stejný.



Obr. 19 Schéma rozložení objemů pro Schmidtovu analýzu (gama modifikace)

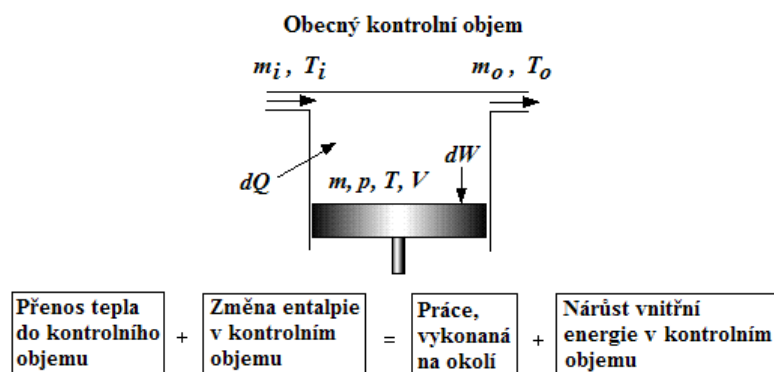
3 PROSA 2.4

Německý program PROSA (autor Prof. Dr.-Ing. B. Thomas) slouží pro analýzu regenerativních cyklů různých konfigurací Stirlingova motoru. Tento software umožňuje variabilní výpočet z hlediska modifikací motoru, typu konstrukce a jeho aplikace (pohon, tepelné čerpadlo, chladicí zařízení). Volitelnými parametry jsou např. typy tepelných výměníků, matrice regenerátoru a pracovního plynu. Vzhledem k možnosti prvotního využití softwaru PROSA v rámci diplomové práce na tomto ústavu je následující kapitola věnována popisu funkcí programu a práce s ním.

Program je vybaven čtyřmi analyzačními nástroji (*File* → *Cycle evaluation*; *Optimization*; *Variation*; *Calibration*). Po zadání vstupních parametrů (týkajících se konfigurace motoru, pohonného mechanismu, hlavních geometrických rozměrů, materiálových vlastností, pracovního média, apod.) lze vyhodnotit možnost dosažení požadovaného výkonu pro určitý operační bod motoru daných vlastností. Další možností je volba až 10 proměnných parametrů pro provedení optimalizace výkonu nebo variace jednoho parametru ve zvoleném rozsahu (max. 10 kroků pro každou proměnnou). Poslední možností je kalibrace, která slouží k pevnému stanovení hodnot tří korekčních faktorů dle experimentálně získaných dat. Tímto je možné přiblížit výsledky dalších analýz reálným podmínkám měření na konkrétním motoru. [25] [26]

3.1 VÝPOČTOVÝ MODEL

Objem motoru je rozdělen na pět částí, kterými jsou 2 objemy válců, 2 objemy tepelných výměníků a objem regenerátoru. Teplota média je v objemech válců a výměníků uvažována lokálně konstantní. Teplotní profil plynu v objemu regenerátoru je aproximován lineární funkcí, která se však již významně liší od reálného profilu a je zde zapotřebí podrobnější analýza. K tomuto je využita metoda konečných prvků, kdy je objem regenerátoru rozdělen na 4 elementy. Tento počet prvků se, dle autora, prokázal jako dobrý kompromis mezi výslednou přesností a komplexností modelu.



Obr. 20 Znáznornění zobecněného kontrolního objemu a slovní vyjádření energetické rovnováhy [19]

Pro vyhodnocení termodynamického cyklu je implementován výpočtový model druhého řádu. Jako svůj základ tento model využívá výsledný uzavřený tvar Schmidovy analýzy s izotermickým předpokladem. Iterace nejsou tedy v této fázi třeba. Přesnější výsledky jsou dosaženy následnou korekcí, která zahrnuje všechny významné ztráty (opět využity publikované uzavřené tvary řešení pro vyjádření jednotlivých ztrát). Tento krok již vyžaduje iterační výpočet, přičemž každý krok iterace vytváří nové výchozí podmínky pro



analýzu (např. mění se teplota plynu). Matematicky je tento iterační proces tvořen soustavou nelineárních rovnic energetických bilancí pro každý kontrolní objem a bilancí mechanické energie. Jako proměnné jsou použity střední teploty plynu a otáčky nebo výkon motoru. Soustava je řešena Newtonovou metodou, přičemž parciální derivace nelineárních rovnic jsou stanoveny numericky. Potřebné iterace mohou být díky rychlé konvergenci ukončeny po několika krocích, což zvyšuje rychlost výpočtu. [25] [26]

Verze 2.4 nabízí pouze analýzu motorů se Stirlingovým oběhem. Modulární struktura programu však umožňuje snadné vložení algoritmů pro další typy cyklů, jakým je např. plánovaný Vuilleumierův (nizkoteplotní chlazení) nebo Duplex-Ericssonův cyklus. Jak již bylo zmíněno, v použitém výpočtovém modelu založeném na metodě druhého řádu, je zahrnuta korekční analýza ztrát. Konečné výsledky tedy záleží na přesnosti a úplnosti této analýzy. [24] [25] [26]

VYŠETŘOVANÉ ZTRÁTY

- Ztráty přestupem tepla v tepelných výměnících a objemech válců.
- Ztráty v regenerátoru přestupem a vedením tepla v matici, promícháváním a rozptylem média v jednotlivých elementech matrice, omezenou tepelnou kapacitou matrice a obtokovým prouděním.
- Ztráty vedením tepla podél regenerátoru a z válců do klikové skříně.
- Ztráty způsobené volným prostorem mezi přemísťovacím pístem a stěnou válce (kyvadlové ztráty, ztráty entalpie, kap. 2.2.3).
- Ztráty neizotermickou výměnou tepla při expanzi a kompresi, kdy část tepla není užitečně využita (kap. 2.2.5).
- Ztráty promícháváním pracovního média mezi objemy válců a tepelných výměníků v důsledku rozdílných středních teplot.
- Ztráty poklesem tlaku v tepelných výměnících a regenerátoru.
- Ztráty třením pístních kroužků.

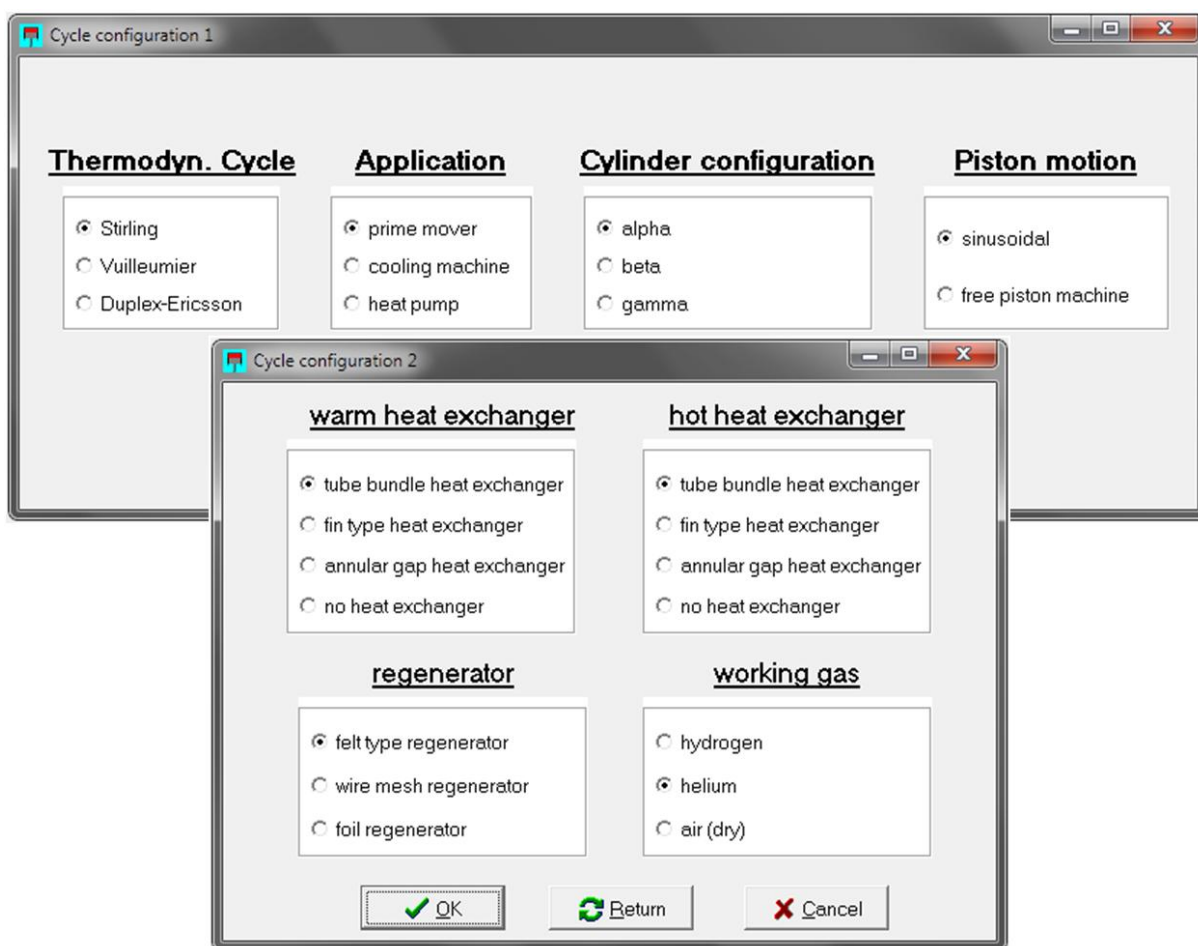
ZJEDNODUŠUJÍCÍ PŘEDPOKLADY

- Pracovní plyn je považován za ideální.
- Objemy válců se mění dle sinusového průběhu.
- Teploty tepelných výměníků a regenerátoru jsou lokálně konstantní.
- Lineární rozložení teploty ve všech 4 elementech regenerátoru.
- Lokálně konstantní tlak (pokles tlaku je zahrnut pouze do vyhodnocení mechanických ztrát).
- Konstantní otáčky motoru.
- Vyhodnocení pro ustálený chod motoru.
- Zanedbání úniků plynu, hmotnost média je konstantní.



3.2 VSTUPNÍ KONFIGURACE A PARAMETRY

Pro spuštění analýzy je třeba zvolit výchozí konfiguraci motoru a následně vložit vstupní parametry, nezbytné pro výpočet. Volba konfigurace je zpřístupněna z hlavního panelu tlačítkem *New* nebo z nabídky *File* → *New* ve dvou úvodních oknech *Cycle configuration* (obr. 21). Jak již bylo popsáno výše, v nabídce jsou zobrazeny tři typy termodynamických cyklů, funkční je však pouze cyklus Stirlingův. Stirlingovy motory vyhodnocované softwarem PROSA mohou pracovat v režimech pohon, chladicí stroj nebo tepelné čerpadlo. Režim neboli aplikace motoru následně ovlivňuje vnitřní algoritmus výpočtu a označení tepelných hladin. Pro režim pohon je teplá strana označena *hot* a studená strana *warm*, pro režimy chladicí stroj a tepelné čerpadlo je teplá strana označena *warm* a studená strana *cold*. Volitelná je také základní konstrukční modifikace alfa, beta či gama, přičemž v případě alfa modifikace je v dalším nastavení zpřístupněna i konfigurace Siemens (kap. 1.2). Z hlediska kinematiky pístů lze zvolit sinusový pohyb prostřednictvím klikového mechanismu nebo motor s volně uloženými písty (*free piston machine*). [25] [26]



Obr. 21 Úvodní konfigurační okna [26]

V druhém konfiguračním okně je zahrnuta volba tepelných výměníků, regenerátoru a pracovního média. V případě tepelných výměníků je na výběr typ svazkový trubkový, typ žebrový a výměník tvořený jedním obvodovým kruhovým kanálem (plyn proudí axiálně). Lze také zvolit konstrukci bez jednoho či obou tepelných výměníků, kdy je příslušný válec napojen přímo na regenerátor a tepelná výměna je tedy uskutečněna prostřednictvím objemu



pracovního média v samotném válci. Pro regenerátor lze zvolit matici plstěnou, drátovou či fóliovou. Pracovním médiem může být jeden ze tří obvyklých pracovních plynů Stirlingova motoru, kterými jsou vodík, helium nebo vzduch. Stanovení vlastností pracovního plynu je založeno na reálných datech (funkce tlaku a teploty), změny stavu v rámci výpočtu jsou však předpokládány ideální.

Po potvrzení zvolené konfigurace následuje zadání vlastních vstupních parametrů. Jednotlivé záložky okna se vztahují k různým konstrukčním prvkům motoru. Obsah záložek je vytvořen s ohledem na předchozí nastavení a jsou zde zobrazeny pouze potřebná pole pro konkrétní konfiguraci (shrnutí konfigurace v záhlaví okna, pole pro vlastní komentář zpřístupněno po dokončení analýzy). Vybraná pole vstupních parametrů nabízí po najetí kurzorem myši upřesňující informační okénka a vždy je uvedena požadovaná jednotka veličiny. Hodnoty s desetinným místem je třeba zadávat ve formátu s desetinnou čárkou, nikoliv tečkou. [25] [26]

Input File: untitled

Thermodyn. Cycle: Stirling Application: prime mover Cylinder configuration: alpha

Piston motion: sinusoidal comment:

regenerator general data hot heat exchanger warm cylinder volume hot cylinder volume heat losses warm heat exchanger

mean working gas pressure [bar]

outside temperatures

warm cylinder [°C] ☒ wall ☐ fluid

warm heat exchanger [°C] ☐ wall ☒ fluid

hot heat exchanger [°C] ☐ wall ☒ fluid

hot cylinder [°C] ☒ wall ☐ fluid

speed [rpm] constant value: ☒ speed ☐ power

desired mech. power [kW]

more... kinematics... external efficiencies...

✓ Variation

✓ Optimize

Return

✗ Cancel

Obr. 22 Záložka pro obecná data (režim pohon, modifikace alfa) [25]



3.2.1 OBECNÁ DATA

Tato záložka (*general data*) shrnuje základní parametry motoru a obsahuje následující vstupy pro analýzu oběhu.

- Střední tlak pracovního média v kontrolních objemech (hlavní parametr oběhu ovlivňující výkon motoru).
- Vnější teploty válců a tepelných výměníků, přičemž je možné zadat teplotu vnějšího povrchu stěny nebo teplotu vnější tekutiny (v případě výpočtu s vnější tekutinou je následně nutno v příslušných záložkách zadat parametr pro přenos tepla touto tekutinou). Při návrhu motoru je doporučeno použít nejprve teplotu stěny, pro existující motory je potom vhodnější teplota vnější tekutiny.
- Rychlost motoru v otáčkách za minutu.
- Požadovaná hodnota výkonu dosažená přizpůsobováním rychlosti motoru (označení a definice pole odpovídá typu aplikace motoru).
- Výběr mezi konstantní hodnotou rychlosti nebo výkonu motoru, kdy druhý parametr slouží jako výchozí počáteční hodnota pro výpočet a v průběhu analýzy je upravována.

UPŘESŇUJÍCÍ PARAMETRY

Záložka obecných dat obsahuje tři tlačítka pro zadání upřesňujících parametrů. Tlačítko *more...* zpřístupňuje následující vstupní pole.

- Faktor poklesu tlaku, který navyšuje analyzovaný pokles v regenerátoru a výměnících o přídatnou ztrátu vzniklou např. prouděním ve spojovacích kanálech, prouděním kolem ostrých hran a v rozích, oscilačním efektem cyklicky se měnícího směru proudění apod. Tento faktor je obvykle nemožné určit analyticky, je tedy stanoven empiricky na základě zkušeností (defaultní hodnota faktoru nastavena na 1,3).
- Přídatné mrtvé objemy válců, vzniklé např. radiálními vůlemi (axiální mrtvé objemy v úvratích jsou však již zahrnuty v záložkách pro jednotlivé válce). Počet polí je zobrazen dle počtu válců příslušné modifikace.
- Mrtvé objemy spojovacích kanálů mezi válci a výměníky, regenerátorem a výměníky a v případě gama modifikace i mezi dvěma propojenými válci se společným objemem.

Dále je pod tlačítkem *kinematics...* k dispozici rozšiřující zadání parametrů vztažených ke klikovému mechanismu. Pro alfa modifikace je zde viditelná také volba výše zmíněné Siemens konfigurace s libovolným počtem válců. Volitelná je i možnost uložení výsledných průběhů důležitých veličin spojených s klikovým mechanismem (např. pracovní tlak), respektive pístní skupinou. Vstupní parametry jsou zde tedy následující.

- Střední tlak plynu v klikové skříně (ovlivňuje společně s objemem klikové skříně tlakové difference působící na písty v průběhu cyklu).
- Hmotnosti pístních skupin (síly v důsledku gravitace jsou ve výpočtu zanedbány).
- Konstantní třecí síla mezi pístem a vložkou válce pro vyhodnocení třecích ztrát.
- Objem klikové skříně (v kombinaci se středním tlakem plynu v klikové skříně umožňuje výpočet výsledné tlakové síly na písty). Předpokládá se, že oba písty náleží společně klikové skříně.



Výsledky simulací, jako je výkon nebo účinnost daného cyklu, představují indikované hodnoty. Software však zadáním vnějších účinností (účinnost hořáku, generátoru či motoru) a mechanické účinnosti klikového mechanismu umožňuje stanovit praktické výkonnostní parametry ve smyslu výkonu na hřídeli motoru, příkonu či výkonu případného elektrického generátoru, výkon hořáku a celkové účinnosti systému. K tomuto slouží tlačítko *external efficiencies* s následujícími vstupy. [25] [26]

- Účinnost zdroje tepla, respektive hořáku včetně spalovací komory. Tato hodnota představuje podíl tepelné energie přecházející do pracovního média přes ohřívač a poskytnuté chemické energie dané výhřevností paliva (tuto hodnotu lze tedy označit jako chemickou účinnost a její pole je viditelné pouze pro režim pohon).
- Účinnost poháněného elektrického generátoru lze využít v případě simulace připojení takového zařízení na výstupní hřídel (opět viditelná pouze pro režim pohon).
- Účinnost pohonného motoru pro režim chladicího zařízení nebo tepelné čerpadlo.
- Mechanická účinnost klikového mechanismu, přičemž takto vzniklý ztrátový výkon je připočten ve výsledku analýzy k tepelným ztrátám do klikové skříně.

3.2.2 VÁLCE A PÍSTY

Zadání konstrukčních parametrů, týkajících se válců a pístů motoru, je prováděno v oddílech pod záložkami *hot* a *warm*, případně *warm* a *cold cylinder volume*. Rozložení zobrazených polí se opět liší v závislosti na výchozí konfiguraci a některá pole mají pro různé modifikace mírně odlišný význam. V tomto typu záložek jsou zadávány následující parametry.

- Vrtání válců.
- Zdvihy pístů.
- Fázový posun sinusových průběhů, které popisují změnu objemů teplého a studeného válce (kap. 2.4.1). Zde je třeba vložit kladnou hodnotu a fázový posun postačuje zadat pro jeden válec, hodnoty pro ostatní válce jsou stanoveny automaticky (hodnoty 0° a 180° přiřazeny dle režimu motoru).
- Průměr ojnice procházející písty v případě beta či gama konfigurace. Je možná i nulová hodnota.
- Axiální vůle uložení pístů v úvratích slouží k výpočtu mrtvého objemu. Další mrtvý objem např. radiální vůle pístů je zohledněn v záložce pro obecná data pod tlačítkem *more...* Pro beta modifikaci je v případě objemu válce na studené straně přemístovacího pístu touto vůlí myšlena minimální možná vzdálenost mezi přemístovacím a pracovním pístem.
- Střední tloušťka stěny válců v oblasti přenosu tepla na rozmezí pracovního média a okolního prostředí. Tato hodnota tedy slouží pro určení tepelného přenosu příslušnou stěnou.
- Parametr označený *Outside heat transfer* odpovídá součinu vnějšího koeficientu přestupu tepla a teplosměnné plochy. Tato hodnota je vyžadována, pokud vnější teplota daného válce (*general data*) náleží okolní tekutině namísto vnější stěny válce (hodnota 0 odpovídá adiabaticky izolovanému válci).



- Materiál stěny válce (vysouvací nabídka), případně vlastní hodnota součinitele tepelné vodivosti slouží pro výpočet kondukčního tepelného přenosu stěnou.

V případě modifikace beta jsou v záložce pro objem válce, ovlivňovaného přemísťovacím i pracovním pístem, zahrnuta pole obou těchto pístů. V případě gama modifikace je zobrazena přídatná záložka pro objem samostatného válce s pracovním pístem. Vrtání a zdvih válce přemísťovacího pístu (needitovatelná pole) na straně pracovního pístu jsou již plně určeny vloženými hodnotami pro objem válce ovlivňovaného pouze přemísťovacím pístem (fázový úhel se potom liší o 180°). [25] [26]

Obr. 23 Záložka pro objem válce na studené straně (režim pohon, modifikace beta) [25]

UPŘESŇUJÍCÍ PARAMETR

Pod tlačítkem *more...* je dostupný upřesňující parametr s názvem faktor pro vnitřní přestup tepla (*factor for inner heat transfer*). Tento faktor slouží k přizpůsobení programem vypočítaných hodnot koeficientů přestupu tepla a k úpravě (zvětšení) velikostí teplosměnných ploch souvisejících s vnitřním prostorem konkrétního válce, respektive s pracovním médiem uvnitř válce. Výchozí hodnota je rovna 1, nulová hodnota není povolena (značí adiabatický válec). V modifikaci gama je faktor považován za společný pro dva válce propojené svými objemy (pole v jedné ze záložek je tedy needitovatelné a tuto hodnotu přejímá). [25] [26]

3.2.3 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY

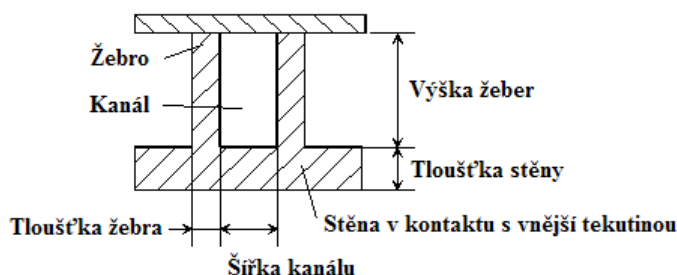
Jak již bylo uvedeno, možnosti konfigurace motoru nabízí tři typy tepelných výměníků. Pro zvolený teplostranný a studenostranný výměník jsou k dispozici samostatné záložky s následujícími poli vstupních parametrů, které charakterizují konstrukci daného výměníku. [25] [26]

TYP SVAZKOVÝ TRUBKOVÝ

- Délka trubek výměníku (včetně neaktivní oblasti).
- Počet trubek ve svazku.
- Vnitřní průměr trubek.
- Tloušťka stěn trubek.
- Materiál stěny (vysouvací nabídka), případně vlastní hodnota součinitele tepelné vodivosti pro výpočet kondukčního tepelného přenosu stěnou.
- Parametr *Outside heat transfer* (obdoba parametru v záložkách pro popis válců) odpovídá opět součinu vnějšího koeficientu přestupu tepla a teplosměnné plochy. Tato hodnota je vyžadována, pokud nastavená vnější teplota náleží okolní tekutině na místo vnější stěny.

TYP ŽEBROVÝ

- Délka kanálů výměníku (včetně neaktivní oblasti).
- Počet kanálů.
- Výška žeber.
- Tloušťka žeber.
- Šířka kanálů.
- Tloušťka stěny oddělující pracovní médium a vnější tekutinu.
- Materiál stěny (viz typ svazkový trubkový).
- Materiál žeber (vysouvací nabídka), případně vlastní hodnota součinitele tepelné vodivosti pro výpočet kondukčního tepelného přenosu žebrem.
- Parametr *Outside heat transfer* (viz typ svazkový trubkový).



Obr. 24 Geometrie členu žebrového výměníku
(předpoklad pravoúhlých, obecně obdélníkových průřezů) [26]



TYP TVOŘENÝ JEDNÍM OBVODOVÝM KRUHOVÝM KANÁLEM

Jedná se o kruhový kanál, jehož osa je shodná s osou válce a pracovní médium zde protéká ve směru této osy. Výměna tepla je tedy uskutečněna pouze přestupem vnější obvodovou stěnou. Vnitřní stěna je považována za adiabatickou a k výměně tepla zde nedochází. [25] [26]

- Délka kanálu.
- Vnitřní průměr kanálu.
- Šířka kanálu.
- Tloušťka stěny oddělující pracovní médium a vnější tekutinu.
- Materiál stěny (viz typ svazkový trubkový).
- Parametr *Outside heat transfer* (viz typ svazkový trubkový).

UPŘESŇUJÍCÍ PARAMETRY

V záložkách pro nastavení vstupních parametrů tepelných výměníků je opět k dispozici tlačítko *more...*, pod kterým jsou vstupní pole dvojice níže uvedených upřesňujících veličin.

- Drsnost vnitřního povrchu příslušných trubek nebo kanálů sloužící pro výpočet ztrát vlivem poklesu tlaku (kap. 2.2.2). Přednastavená hodnota drsnosti pro hladký povrch je 0,03 mm.
- Tzv. neaktivní délka trubek či kanálů, která se nepodílí na tepelné výměně (není v kontaktu s vnější tekutinou). Přednastavená ideální hodnota je 0.

3.2.4 REGENERÁTOR

Zobrazené parametry v záložce pro regenerátor, podobně jako u tepelných výměníků, odpovídají jednomu ze tří volitelných typů konstrukce. Druhy matic a odpovídajících parametrů jsou následující. [25] [26]

PLSTĚNÁ MATRICE

- Vnější průměr matrice.
- Vnitřní průměr matrice.
- Průtočná délka matrice.
- Pórovitost, v tomto případě definovaná jako podíl volného a celkového objemu matrice (kap. 2.2.4).
- Průměr vláken plsti.
- Materiál matrice (vysouvací nabídka), případně vlastní hodnoty pro součinitel tepelné vodivosti, hustotu a měrnou tepelnou kapacitu (nezbytné parametry pro simulaci regenerátoru).

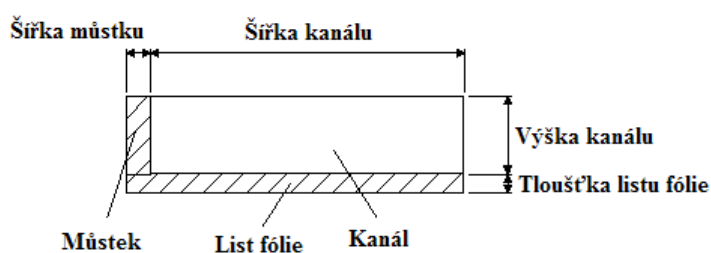
DRÁTOVÁ MATRICE (MŘÍŽKA ČI SÍŤ DRÁTŮ)

- Vnější průměr matrice.
- Vnitřní průměr matrice.

- Průtočná délka matrice.
- Počet vrstev neboli počet na sobě uložených jednotlivých mřížek (společně s celkovými rozměry matrice udává hodnotu pórovitosti, která je následně dopočítána a vložena automaticky).
- Průměr drátů matrice.
- Velikost mřížky odpovídající střední vzdálenosti mezi osami jednotlivých sousedních paralelně uložených drátů.
- Pórovitost (viz plstěná matrice) je zde pouze ke čtení. Hodnota je dopočítána z předchozích parametrů, kterými je pórovitost již zcela určena (lze tedy naopak určit i odpovídající vstupní počet vrstev ze známé pórovitosti matrice).
- Materiál matrice (viz plstěná matrice).

FÓLIOVÁ MATRICE

- Vnější průměr matrice.
- Vnitřní průměr matrice.
- Průtočná délka matrice.
- Tloušťka listu fólie.
- Střední šířka kanálu.
- Střední výška kanálu.
- Šířka jakéhokoliv typu žeber či můstek spojujících jednotlivé listy fólie a vytvářejících oddělené kanály. V případě, že se v matici takovéto prvky nevyskytují, lze zadat hodnotu 0 (parametr určující šířku kanálu pak tedy pro výpočet také není zapotřebí).
- Materiál matrice (viz plstěná matrice).



Obr. 25 Geometrie členu fóliové matrice
(předpoklad pravoúhlých, obecně obdélníkových průřezů) [26]

UPŘESŇUJÍCÍ PARAMETR

Po rozkliknutí tlačítka *more...* je možné zadat další přidavný parametr (společný pro všechny typy matrice), který udává radiální vůli na vnějším průměru matrice. Tento parametr slouží pro výpočet obtokové ztráty při proudění média regenerátorem. Výchozí hodnota je nulová pro ideálně vyplněné tělo regenerátoru. [25] [26]



3.2.5 TEPELNÉ ZTRÁTY

Záložka *heat losses* obsahuje sekci pro ztráty vedením tepla podél těla regenerátoru, dále sekci pro tepelné ztráty v oblasti radiální vůle přemísťovacího pístu (*appendix gap losses*) a pod tlačítkem *heat losses to crank case* ztráty tepla do objemu plynu uzavřeného v klikové skříni (v kontaktu se spodní stranou pístu). [25] [26]

ZTRÁTY PODÉL REGENERÁTORU

Tyto ztráty jsou vyjádřeny kondukčním tepelným tokem (kap. 2.2.3) za využití teplotního gradientu mezi teplou a studenou stranou regenerátoru. Pro kondukcí se předpokládá mezikruhová teplosměnná plocha a pomocí tlačítka *next heat conduction path* je možné specifikovat až 10 různých vrstev neboli cest podél regenerátoru. Lze tedy zadat různé parametry např. pro vnitřní a vnější pouzdro matrice (ztráty vztažené k samotné matici jsou již zahrnuty v záložce pro regenerátor). Pro každou vrstvu je možné předepsat informativní rozlišovací označení. Vstupní parametry pro tuto sekci jsou následující. [25] [26]

- Nepovinné označení vrstvy neboli cesty (popisek nemá vliv na výpočet).
- Vnější průměr vrstvy.
- Vnitřní průměr vrstvy.
- Délka oblasti.
- Materiál vrstvy (vysouvací nabídka), případně vlastní hodnota pro součinitel tepelné vodivosti.

Obr. 26 Záložka pro tepelné ztráty (režim pohon, modifikace gama) [25]



ZTRÁTY VŮLE PŘEMÍSTOVACÍHO PÍSTU

Jedná se zde o tepelné ztráty spojené s touto vůlí, tedy kyvadlové ztráty a ztráty entalpie (kap. 2.2.3). Tato sekce je viditelná pro beta a gama modifikaci a také pro Siemens konfiguraci (alfa modifikace s dvojčinnými písty), jejichž konstrukce obsahují píst, který se pohybuje mezi studeným a teplým prostorem. Vstupy pro výpočet těchto tzv. *appendix gap losses* jsou následující. [25] [26]

- Šířka vůle přemístovacího pístu (pro hodnotu 0 nejsou tyto ztráty uvažovány).
- Délka vůle přemístovacího pístu.
- Vnitřní průměr vrstvy.
- Materiál matrice (vysouvací nabídka), případně vlastní hodnoty pro součinitel tepelné vodivosti, hustotu a měrnou tepelnou kapacitu.

Pro zahrnutí mrtvého objemu této radiální vůle do analýzy oběhu je nutné jej zohlednit již při zadávání přidavných parametrů pod tlačítkem *more...* v záložce *general data*.

ZTRÁTY DO KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

Tlačítko *heat losses to crank case* zpřístupňuje pole vstupních parametrů pro výpočet ztrát tepla přenosem z pracovního prostoru motoru do objemu klikové skříně. Obsah aktivovaného podokna se, jak bude popsáno níže, opět liší dle konfigurace. Zobrazené vstupy a skupiny parametrů jsou zde následující.

Obr. 27 Podokno tlačítka *heat losses to crank case* v záložce pro tepelné ztráty (režim pohon, modifikace alfa) [25]



- Teplota vnitřního prostoru klikové skříně stanovující teplotní diferenci pro výpočet tepelných ztrát.
- Skupina parametrů pro výpočet kondukčních ztrát do klikové skříně. Vstupy jsou vkládány analogicky jako pro kondukční ztráty podél regenerátoru v nadřazené záložce. Opět je možné stanovit a informativně označit až 10 různých vrstev. V případě alfa modifikace s jednočinnými písty (kap. 1.2) je třeba nastavit parametry pro obě strany motoru (oba válce, teplý i studený, respektive spodní strany teplého i studeného pístu jsou v kontaktu s prostorem klikové skříně).
- Skupina parametrů s názvem *appendix gap losses* je v tomto podokně zobrazena pouze pro alfa modifikaci a netýká se vůle přemísťovacího pístu (jak tomu bylo v nadřazené záložce pro ostatní konfigurace), ale případné radiální vůle jednoho z pracovních pístů. Tato vůle je zde předepsána pouze pro píst na straně motoru s výraznější teplotní diferencí vůči klikové skříně, v režimu pohon tedy pro teplou stranu, v režimu tepelné čerpadlo a chladicí zařízení naopak pro studenou stranu. Příslušný mrtvý objem opět není z těchto vstupních parametrů dopočítán a musí být zohledněn v záložce *general data*.

3.3 VÝSTUPNÍ PARAMETRY

Po zadání nezbytných vstupních parametrů lze vyhodnotit danou konfiguraci nástrojem *Cycle evaluation* v nabídce *Start* na hlavním panelu, případně stiskem klávesy F9. Takto zobrazené výstupní okno opět obsahuje lištu záložek pro různé skupiny parametrů. Zde je již aktivováno i zmíněné pole pro vlastní komentář či poznámku, jehož vložený obsah zůstává zachován společně s uloženými daty. Důležitá data jsou zvýrazněna červenou barvou. Zelená barva označuje parametry, které jsou v průběhu analýzy neměnné (např. konstantní otáčky motoru). Další úprava vstupních parametrů a nová analýza oběhu je možná po stisku potvrzovacího tlačítka *Ok*, kdy dojde ke zobrazení výzvy k uložení výsledků a následnému návratu do konfiguračního okna. [25] [26]

3.3.1 OBECNÁ DATA

Tato záložka (*general performance data*) se týká základních výkonnostních parametrů motoru. Příbuzná data jsou podle jejich typu uspořádána do skupin, např. pro tepelné toky v jednotlivých oblastech motoru nebo tlakové hodnoty. [25] [26]

VÝKON

V této skupině (*performance/power*) je uveden výkon motoru a celkové přivedené a odvedené teplo. Označení hodnot se liší dle zvoleného režimu (např. chladicí výkon pro chladicí zařízení). Indikovaný výkon je uveden vždy, v případě vstupního zadání vnějších účinností nižších než ideálních 100% jsou pak uvedeny doplňující hodnoty výkonů (např. výkon hořáku apod.) a celkový výkon systému.

TEPELNÝ TOK

Tato podskupina je součástí skupiny *performance/power* a udává hodnoty přivedeného a odvedeného tepelného toku pro jednotlivé tepelné výměníky a příslušné válce. Jde zde o rozlišení tepelné výměny s pracovním médiem ve výměnících a teplo přivedené či odvedené kondukci materiálem válců.



ÚČINNOST

Hodnota indikované účinnosti je stanovena dle režimu motoru poměrem indikovaného výkonu a dodaného tepelného toku nebo poměrem výkonu tepelného čerpadla, respektive chladicího zařízení, a indikovaného příkonu. V celkové účinnosti motoru je pak zohledněn čistý výkon a příkon.

OTÁČKY

Vstupní konstantní (zelená barva) nebo výstupní vypočítaná hodnota otáček motoru.

TLAK

Zde je uvedena maximální a minimální hodnota tlaku pracovního média cyklu, jeho relativní amplituda vztažená na střední tlak cyklu a fázový posun φ_p , který má podobný význam jako konstanta δ ve vztahu pro závislost okamžitého tlaku na úhlu natočení (84) v rámci izotermické Schmidovy analýzy (obecný vztah, ve kterém konstanta φ_p figuruje, je uveden v nápovědě programu).

REGENEROVANÉ TEPLLO

Množství regenerovaného tepla na jednotku času (lze označit jako výkon regenerátoru) je stanoven pomocí středního hmotnostního toku regenerátorem. Není zde bráno v úvahu kolísání tohoto toku během cyklu, hodnota výkonu regenerátoru má tedy omezenou přesnost.

ZTRÁTY DO KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

Celkové ztráty do klikové skříně sestávají ze ztrátového přenosu tepla z přilehlého válce a z případného ztrátového výkonu způsobeného neideální účinností klikového mechanismu (hodnotu této účinnosti lze vložit v okně obecných vstupních parametrů).

performance/power	
burner power	11,28 [kW]
driving heat flow	10,71 [kW]
released heat flow	6,59 [kW]
indicated mech. power	4,129 [kW]
net mechanical power	3,726 [kW]

heat flow [kW]	
warm cylinder	-0,14788
warm heat exchanger	-6,4425
hot heat exchanger	10,355
hot cylinder	0,35942

pressure data	
max. pressure	56,6 [bar]
min. pressure	30,14 [bar]
rel. pressure ampl.	0,3203 [-]
phase angle	72,53 [deg]

Obr. 28 Záložka pro obecná výstupní data [25]



3.3.2 VÝČET ZTRÁT

Jednotlivé vyhodnocené ztráty jsou uspořádány ve dvou záložkách do čtyř následujících skupin. [25] [26]

ZTRÁTY REGENERÁTORU

V tomto seznamu jsou uvedeny hodnoty ztrát přenosem tepla mezi pracovním médiem a maticí regenerátoru, vedením tepla v samotné matici, promícháváním a rozptylem média v matici, omezenou tepelnou kapacitou matrice (zde označeno jako *temperature swing loss*), případně obtokové ztráty (pouze pro nenulovou radiální vůli vnějšího průměru matrice).

V rámci této skupiny jsou zobrazeny také hodnoty kyvadlových ztrát a ztrát entalpie, které jsou spojené se změnou teploty v oblasti podél regenerátoru a radiální vůlí přemísťovacího pístu. Poslední pole v seznamu náleží kondukčním ztrátám podél těla regenerátoru (zohledněno je uvedené možné nastavení více vrstev materiálů).

Pro vyhodnocení ztrát plstěné a drátové matrice jsou využity výsledky Gedeona a Wooda v jejich publikaci *Oscillating-Flow Regenerator Test Rig* (1996), zaměřené na oscilační proudění pracovního média regenerátorem.

MECHANICKÉ ZTRÁTY

Tato skupina obsahuje celkovou hodnotu ztrát způsobených poklesem tlaku ve všech analyzovaných sekcích motoru a také třecí ztráty pístních kroužků dle odpovídající zadané hodnoty třecí síly.

OSTATNÍ ZTRÁTY

Do této skupiny jsou zařazeny ztráty přenosem tepla cyklického charakteru mezi pracovním plynem a přilehlou stěnou v důsledku proměnné lokální teploty plynu (při neizotermických změnách objemu vzniká na tomto rozhraní proměnný teplotní gradient). Tento typ ztrát je označen jako *adiabatic loss* a poukazuje na odchýlení od ideálních tepelných hladin média v průběhu cyklu. Dále jsou zde vyhodnoceny ztráty promícháváním objemů plynů o různých teplotách (např. plyn v mrtvém objemu výměníku s plynem proudícím dovnitř). Oba typy ztrát jsou rozděleny dle příslušného válce a tepelného výměníku.

TEPELNÉ ZTRÁTY DO KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

Tato část celkových ztrát do klikové skříně (celková hodnota uvedena v záložce *general performance data*) je zde detailně rozdělena opět podle válců a tepelných výměníků a podle mechanismů tepelných ztrát. Výpočet kondukčního přenosu tepla se řídí nastavenými parametry pro daný válec, které byly popsány u příslušné záložky vstupních dat (kap 4.2.2). Kladné hodnoty představují tepelný tok ve směru z pracovního prostoru do skříně, u záporných hodnot je tomu naopak.

3.3.3 TEPLoty

V této záložce je zobrazena tabulka teplot pro všechny válce a tepelné výměníky. Jsou zde uvedeny teploty vnějších tekutin, vnějších stěn, vnitřních stěn, střední teplota pracovního média a jeho teplotní amplituda. Hodnoty teplot a difference mezi nimi slouží pro výpočet příslušných přenosů tepla. [25] [26]



3.3.4 POKLES TLAKU

Pod touto záložkou jsou v další tabulce zobrazeny maximální hodnoty poklesu tlaku v tepelných výměnících a v regenerátoru. Pokles tlaku v samotných válcích je v této verzi programu zanedbán. Jednotlivé dílčí hodnoty nezohledňují celkový faktor poklesu tlaku, který byl uveden jako upřesňující vstupní parametr. Jsou však zohledněny přídatné poklesy tlaku na vstupech a výstupech do výměníků a regenerátoru, jejichž příslušné faktory jsou stanoveny na 0,5 a 1. [25] [26]

3.3.5 HMOTNOSTNÍ TOK

Střední hmotnostní toky pro tepelné výměníky, regenerátor a rozhraní mezi válci a přilehlými konstrukčními prvky (pokud není nastaven žádný výměník, válec navazuje přímo na regenerátor). Sinusový průběh, který je obdobně předpokládán i zde, je uveden v odvození hmotnostního toku v rámci Schmidovy analýzy (kap. 2.4.2). [25] [26]

3.3.6 PŘENOS TEPLA

V této záložce jsou zahrnuta data figurující ve výpočtech přenosů tepla a proudění pro všech pět konstrukčních prvků motoru. Konduktance zde představuje veličinu použitou pro výpočet přenosu tepla kondukcí a je funkcí tepelné vodivosti, teplosměnné plochy a tloušťky příslušné stěny (tepelný tok je následně dán součinem této konduktance a teplotní difference). Dalšími uvedenými veličinami jsou koeficient přestupu tepla (vypočítaný programem), teplosměnná plocha (na straně pracovního plynu), maximální Reynoldsovo číslo a maximální rychlost proudění média. Ve výsledných hodnotách pro jednotlivé válce opět není zohledněn celkový faktor pro vnitřní přestup tepla (vstupní parametr). [25] [26]

heat transfer data, max. Reynolds number, max. gas velocity					
	conduct.(wall)[W/K]	alpha(inside)[W/m ² K]	AHX_eff(inside)[m ²]	max. Re [-]	max. velocity[m/s]
warm cylinder	18,1253	18368,8	0,0100696		
warm heat exchanger	325243	22633,1	0,182522	59998,2	61,135
regenerator		45254,1	7,34252	342,442	5,30482
hot heat exchanger	3079,46	20210,6	0,127725	168678	156,797
hot cylinder	18,2666	11064,9	0,0101481		

Obr. 29 Tabulka dat v záložce heat tranfer data [25]

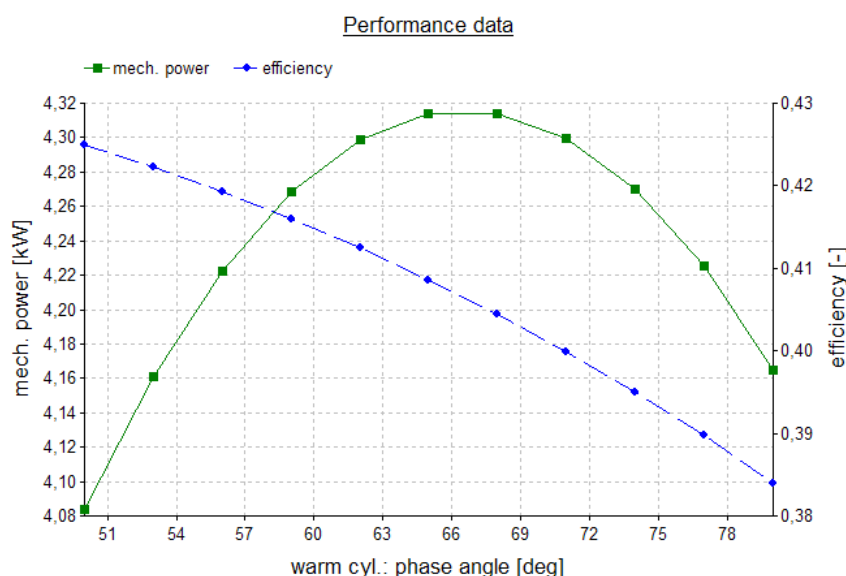
3.3.7 SÍLY NA PÍST

Zde jsou zobrazeny maximální hodnoty sil působících ve směru od pístu na klikový mechanismus (levý sloupec označený *max. compress.*) a ve směru opačném (pravý sloupec označený *max. traction*). Tlaková síla na plochu pístu je stanovena z rozdílu tlaků pracovního média a tlaku plynu v objemu klikové skříně. Tlumičí síla (*damping force*) zahrnuje veškeré mechanické ztráty kromě tření pístního kroužku (tato hodnota je již uvedena samostatně ve výčtu ztrát). Setrvačná síla pístu v kombinaci s tlakovou, tlumičí a třecí silou pístního kroužku udává celkovou maximální sílu na píst. U každé dílčí síly je v tabulce uvedena příslušná hodnota úhlu natočení klikového hřídele (jak již bylo zmíněno, export dat pro detailnější průběh sil je možné nastavit v úvodní konfiguraci). Je zde vyhodnocen také maximální a minimální tlak v klikové skříně. [25] [26]

3.4 NÁSTROJ VARIACE

Tento nástroj umožňuje v hlavním vstupním okně označit jeden z nabízených parametrů jako proměnný (zaškrtnutím některého z políček zobrazených tlačítkem *Variation*) a následně provést analýzu ve zvoleném intervalu hodnot pro tento parametr (maximálně 10 kroků, což odpovídá 11 hodnotám). Po spuštění variace z hlavního panelu pod nabídkou *Start* nebo pomocí klávesové zkratky SHIFT + F9 je zobrazeno podokno s poli pro definici zmíněného intervalu. V samostatném podokně je pro aktuální konstrukční prvek (souvisejícím s proměnným parametrem) zviditelněna příslušná skupina volitelných doprovodných podmínek. Tyto podmínky určují, které další související parametry budou ovlivněny měnící se hodnotou variovaného parametru (např. při variaci délky drátové matrice regenerátoru lze přizpůsobit počet navrstvených mřížek apod.).

Výstupem variační analýzy je tabulka hodnot indikovaných výkonů a účinností motoru pro jednotlivé hodnoty intervalu proměnného parametru. Je možné tato data graficky vykreslit nebo také exportovat do textového souboru. [25] [26]



Obr. 30 Vykreslení výsledků variace pro fázový posun pohybu pístů motoru modifikace beta [25]

3.5 NÁSTROJ OPTIMALIZACE

Výběr maximálně 10 parametrů pro optimalizaci se provádí obdobně jako v případě variace. Podokno tohoto nástroje se opět vyvolává v nabídce hlavního panelu *Start*, případně klávesovou zkratkou CTRL + F9. Výčet zvolených proměnných je zobrazen v tabulce úvodní záložky. Optimalizačním kritériem může být dosažení absolutního maximálního indikovaného výkonu nebo účinnosti, případně relativní maximální hodnoty jednoho z těchto parametrů za současného zachování nastavené hodnoty druhého parametru (např. optimalizace parametrů pro maximální účinnost motoru o předem známém požadovaném výkonu). Nastavitelná je i velikost chyby iteračního výpočtu. Podobně jako u variace lze pro každý z proměnných parametrů nastavit hranice intervalu. Stejně tak je k dispozici podokno volitelných podmínek, které v průběhu optimalizačního procesu zajišťují současnou úpravu příbuzných parametrů.



Po ukončení optimalizace jsou v tabulce zobrazeny výsledné upravené hodnoty příslušných proměnných parametrů. Tlačítko *resulting output data* zpřístupňuje v klasickém výstupním okně výsledky analýzy oběhu s aplikovanými optimalizovanými parametry. V případě nutnosti (např. pomalé konvergence) lze probíhající proces pozastavit manuálně. Tlačítko *OK* při návratu do vstupního okna kromě výzvy na uložení dat vyvolá i nabídku automatické změny původních vstupních parametrů na jejich optimalizované hodnoty. Takto lze bezprostředně provést novou variační nebo optimalizační analýzu. [25] [26]

3.6 NÁSTROJ KALIBRACE

Tento nástroj poskytuje možnost automatického stanovení trojice korekčních faktorů, které jsou následně implementovány do výpočetního algoritmu analýzy a přibližují výsledky matematického modelu danému reálnému motoru. Stanovení faktorů je provedeno na základě experimentálně zjištěných hodnot tří veličin, které charakterizují daný oběh. Těmito veličinami jsou: skutečný maximální tlak oběhu; skutečný celkový výkon (režim pohon), respektive příkon (režim chladicího zařízení a tepelné čerpadlo); skutečné odvedené teplo (režim pohon), respektive výkon chladicího zařízení nebo tepelného čerpadla. Vstupní pole pro zmíněná experimentální data lze zpřístupnit v kalibračním podokně z hlavního panelu nebo klávesovou zkratkou CTRL + C.

Po dokončení kalibračního procesu je v aktivním podokně zobrazena záložka s hodnotami následujících kalibračních faktorů. [25] [26]

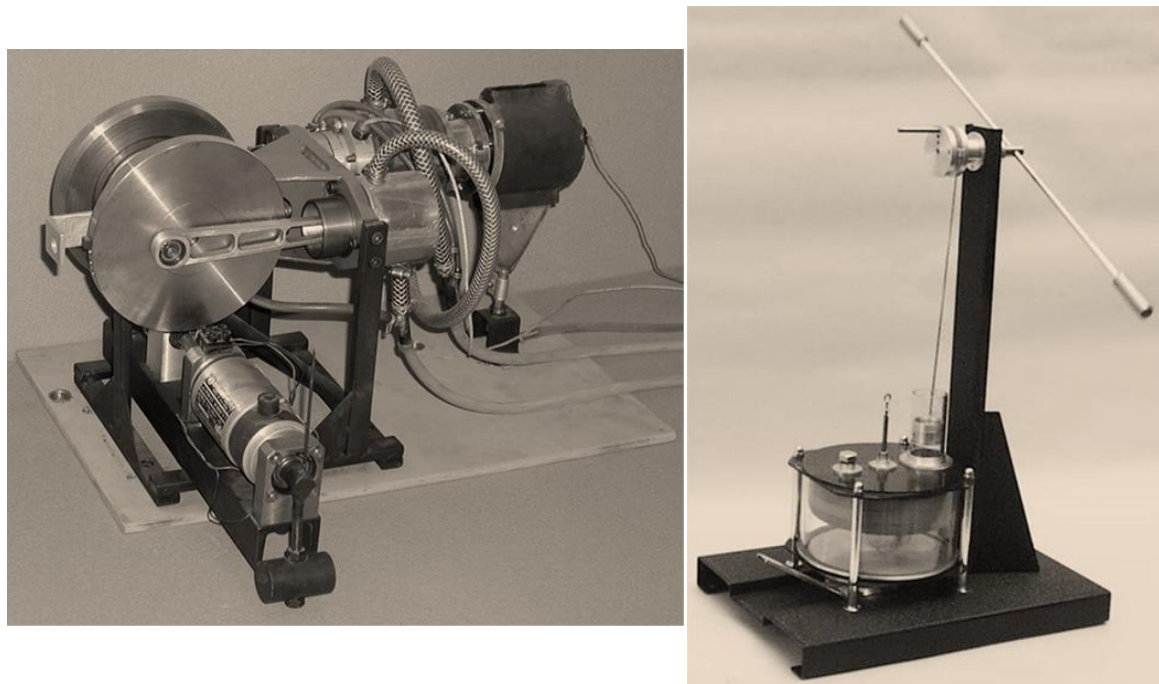
- Polytropický exponent (kap. 2.2.5) slouží ke korekci vzájemně závislých změn tlaku, objemu a teploty. Tímto faktorem jsou pokryty nepřesnosti ve výpočtech a vložených vstupních datech, které se týkají rozložení vnějších teplot, rozložení mrtvých objemů a vnitřních mechanismů přenosů tepla. Kalibrační polytropický exponent je stanoven pomocí skutečné tlakové amplitudy pracovního média, která je dána experimentálně zjištěnou hodnotou maximálního tlaku (střední hodnotu představuje vstupní střední tlak cyklu).
- Význam faktoru poklesu tlaku byl popsán v rámci obecných vstupních parametrů (kap. 3.2.1), může být tedy odhadnut dle zkušeností a vložen manuálně. Při kalibraci je tento faktor vypočítán automaticky (po dokončení kalibrace již nelze měnit) a pokrývá nepřesnosti vzniklé při vyhodnocování vnitřního proudění (analýza tlakových ztrát) a jiné mechanické ztráty. Faktor poklesu tlaku je stanoven pomocí skutečného indikovaného výkonu.
- Faktor ztrát regenerátoru koriguje analýzu tepelných ztrát, spojených s konstrukcí regenerátoru a rozložením teplot podél jeho těla (kap. 3.3.2). Stanovuje se pomocí experimentálně získaných hodnot pro odvedené teplo, případně výkon chladicího zařízení nebo tepelného čerpadla.

Získané korekční faktory je opět možné tlačítkem *Output data* ihned implementovat do analýzy a provést vyhodnocení oběhu. Po následném návratu z okna výstupního do okna vstupních parametrů je zde aktivováno tlačítko *Calibration data*, které umožňuje zobrazení aktuálních hodnot kalibračních faktorů, případně obnovení původního nastavení hodnot těchto konstant (polytropický exponent vypočten ze vstupních dat, faktor poklesu tlaku nastaven na defaultní nebo původní vloženou hodnotu, faktor ztrát regenerátoru nastaven na hodnotu 1). [25] [26]



4 EXPERIMENTÁLNÍ MODEL STIRLINGOVA MOTORU

Použití experimentálních a laboratorních modelů vždy napomáhá při vývoji, návrhu a analýze všech typů motorů. Stirlingův motor není výjimkou. Parametry a experimentálně získaná data dvou takovýchto modelů, jimiž ústav automobilního inženýrství disponuje, byly v rámci této práce využity pro porovnání metod analýzy oběhu Stirlingova motoru.



Obr. 31 Experimentální modely Martikan (vlevo) a Větrník (vpravo)

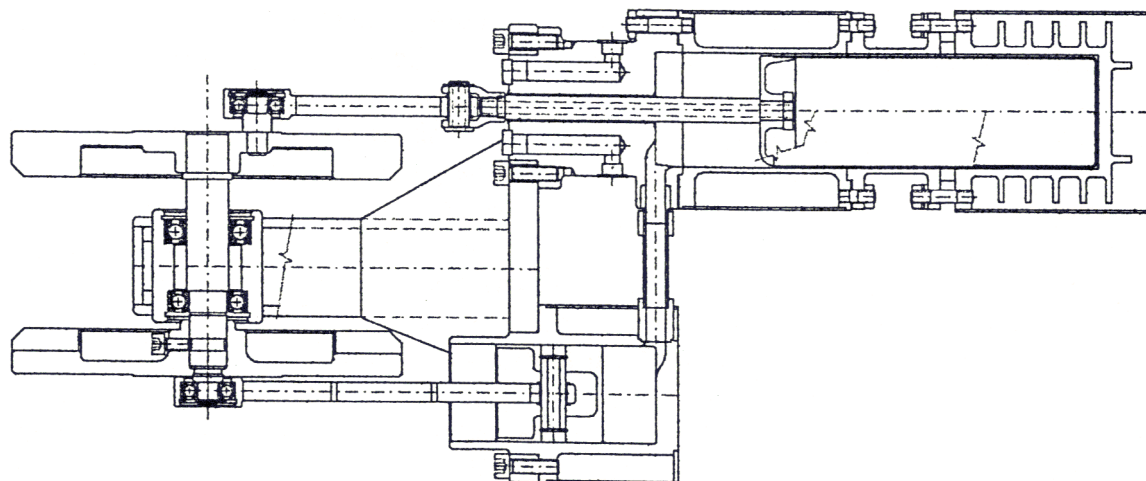
4.1 MODEL MARTIKAN

Jedná se o malý experimentální motor modifikace gama s klikovým mechanismem. Stavebnicová konstrukce byla vyvinuta právě pro experimentální účely. Pracovním médiem je vzduch, jehož střední tlak je roven atmosférickému. Ohřívač i chladič jsou zakomponovány do válce přemísťovacího pístu. Tepelná výměna tedy probíhá přímo přes samotnou stěnu válce. Přívod tepla je usnadněn vnějším žebrováním ohřívače. Chlazení studené strany je realizováno vodním pláštěm, přičemž chladicí kanál je součástí stěn obou válců na studené straně motoru. Regenerátor je tvořen pouze tenkým plechem z nerezové oceli a představuje střední propojovací sekci válce přemísťovacího pístu mezi jeho teplou a studenou částí z nerezové oceli.

Kompresní válec z tvárné litiny a válec přemísťovacího pístu je propojen měděným potrubím. Kompresní píst je vyroben z lehké duralové slitiny. Přemísťovací píst je sestaven z duralového nosného tělesa a ocelového pláště s nízkou axiální tepelnou vodivostí. Výstup klikového hřídele je připojen k zatěžovacímu zařízení, které je opatřeno kyvadlovým dynamometrem pro snímání brzdného momentu. Motor je osazen teplotními čidly, tlakovým senzorem, snímačem horní úvratě kompresního pístu a optoelektrickým otáčkoměrem. Potřebné geometrické parametry pro teoretickou analýzu byly určeny z výkresové dokumentace.

Tab. 1 Základní parametry motoru Martikan

PARAMETR	HODNOTA
Střední tlak	0,1 MPa
Vrtání kompresního válce	40 mm
Zdvih	40 mm
Délka ojnice kompresního pístu	142 mm
Jmenovitý průměr přemísťovacího pístu	45 mm
Délka ojnice přemísťovacího pístu	82,5 mm
Radiální vůle přemísťovacího pístu	1 mm
Axiální vůle přemísťovacího pístu	1 mm
Maximální proměnná část objemu kompresního prostoru	50,265 cm ³
Maximální proměnná část objemu expanzního prostoru	63,617 cm ³
Celkový mrtvý objem kompresního prostoru	16,23 cm ³
Celkový mrtvý objem expanzního prostoru	13,644 cm ³
Objem regenerátoru	5,492 cm ³



Obr. 32 Schéma motoru Martikan [29]



4.2 MODEL VĚTRNÍK

Tento laboratorní model Stirlingova motoru, opět modifikace gama, slouží spíše k demonstračním účelům. Pracovním médiem je vzduch, střední tlak oběhu je atmosférický. Ohřev je prováděn elektrickým topným tělískem zabudovaným v plechovém dně teplé strany válce přemísťovacího pístu. Chlazení je realizováno okolním vzduchem, přestup tepla usnadňuje opět plechové dno studené strany válce přemísťovacího pístu. Materiálem plášťů obou válců je transparentní sklo. Menší kompresní válec navazuje přímo na čelo válce přemísťovacího pístu. Regenerátor je zde zastoupen pouze vůlí mezi přemísťovacím pístem z balsového dřeva a skleněnou stěnou válce.

Kompresní píst je vyroben z hliníku. Ojnice přemísťovacího pístu je nahrazena silonovým vláknem. Malý klikový mechanismus je opatřen rotorem, který je tvořen dlouhou tenkou trubkou se závaží na každém konci. Známa délka ramene a hmotností těchto závaží udává zatěžovací moment motoru. Tento model je opět osazen čidly teploty, tlaku a optoelektrickým senzorem otáček.

Tab. 2 Základní parametry motoru Větrník

PARAMETR	HODNOTA
Střední tlak	0,1 MPa
Vrtání kompresního válce	26,4 mm
Délka ojnice kompresního pístu	232 mm
Zdvih	34 mm
Jmenovitý průměr přemísťovacího pístu	124,5 mm
Délka ojnice přemísťovacího pístu	238 mm
Radiální vůle přemísťovacího pístu	1,65 mm
Axiální vůle přemísťovacího pístu	1,85 mm
Maximální proměnná část objemu kompresního prostoru	18,611 cm ³
Maximální proměnná část objemu expanzního prostoru	413,912 cm ³
Celkový mrtvý objem kompresního prostoru	23,708 cm ³
Celkový mrtvý objem expanzního prostoru	23,731 cm ³
Objem regenerátoru	41,851 cm ³



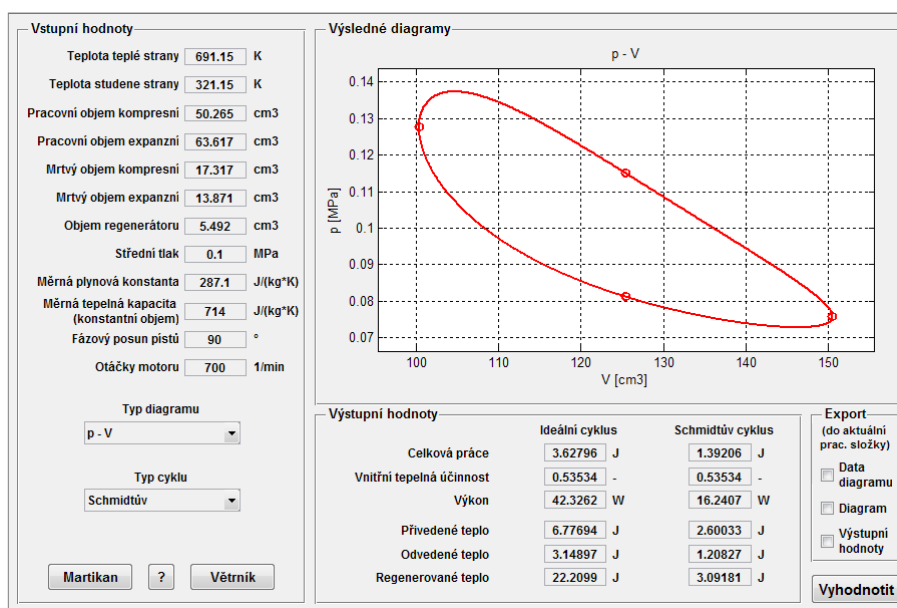
5 POROVNÁNÍ ANALYZAČNÍCH METOD

Výsledky analýzy ideálního Stirlingova oběhu, Schmidtova cyklu a analýzy prostřednictvím softwaru PROSA jsou v této kapitole porovnány s experimentálně získanými daty uvedených modelů Stirlingových motorů.

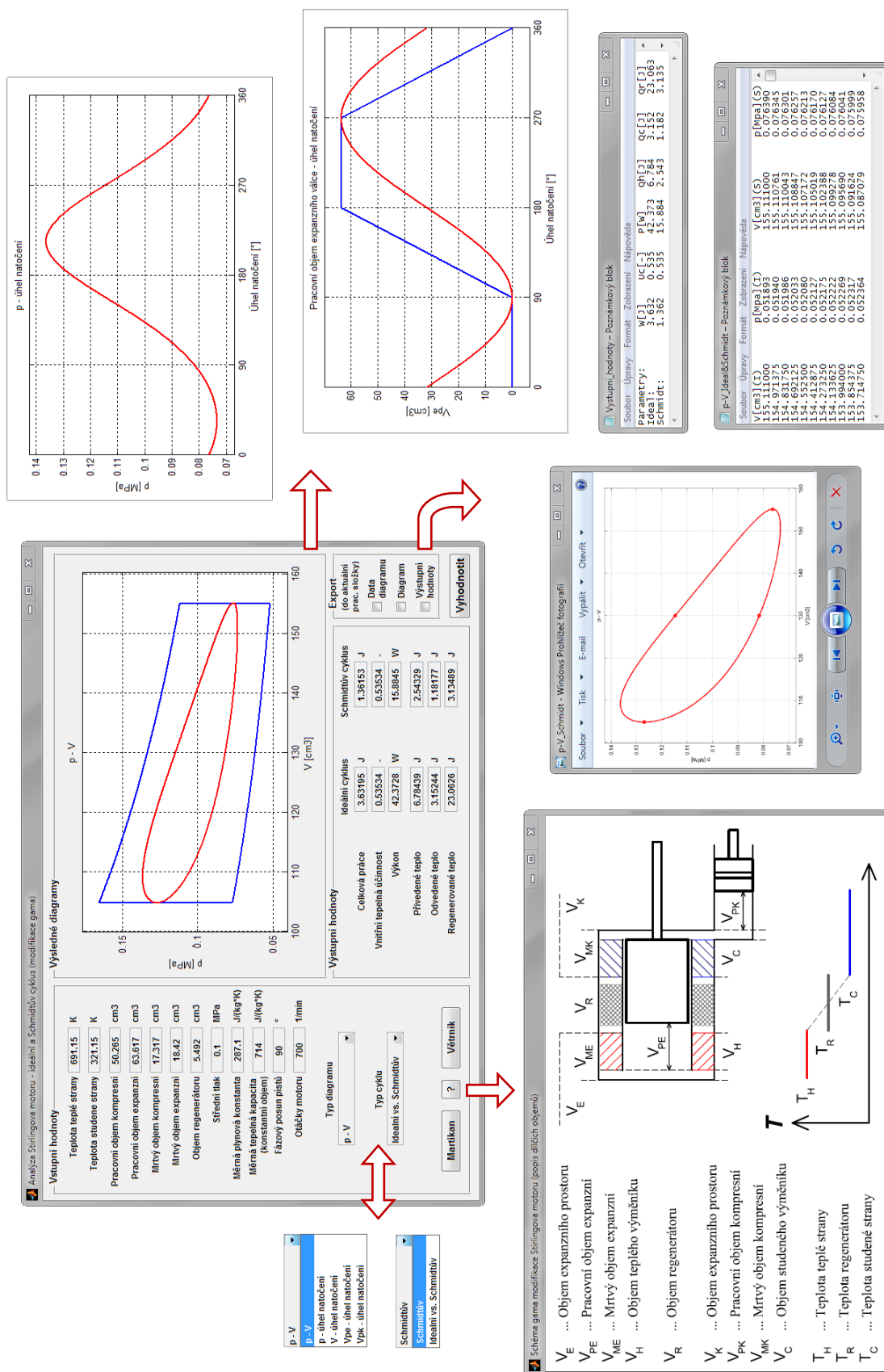
5.1 IDEÁLNÍ A SCHMIDTŮV CYKLUS

Pro porovnání ideálního a Schmidtova cyklu byl v programu MATLAB vytvořen skript s grafickým uživatelským rozhraním (obr. 33, 34). Po spuštění skriptu je zobrazeno hlavní okno s oddělenými sekcemi pro vstupní hodnoty, výsledný diagram a vypočítané výstupní hodnoty. Do příslušných editovatelných polí je třeba zadat základní vstupní parametry motoru, kterými jsou: teplota teplé a studené strany; pracovní objem kompresní a expanzní; mrtvý objem kompresní a expanzní; objem regenerátoru; střední tlak; měrná plynová konstanta a tepelná kapacita plynu; fázový posun pohybu pístů; otáčky motoru. V sekci vstupních hodnot je také možné pomocí vysouvacích nabídek zvolit typ diagramu (p - V ; p - úhel natočení; V - úhel natočení; V_{pe} - úhel natočení; V_{pk} - úhel natočení) a typ cyklu (samostatný Schmidtův; porovnání ideálního a Schmidtova), který bude vykreslen. K dispozici jsou zde dvě tlačítka, kterými lze doplnit konkrétní reálné parametry motoru Martikan a Větrník. Tlačítko se symbolem otazník vyvolává nápovědní okno se schématem gama modifikace Stirlingova motoru a vysvětlivkami k dílčím vstupním objemům a teplotám (obrázek schématu je uložen v pracovním adresáři skriptu, tlačítko pouze plní funkci rychlého přístupu). V případě nesprávného zadání potřebných vstupních hodnot dojde ke zobrazení chybové hlášky a výzvy k opravě dle doplňujících pokynů.

Pomocí vyhodnocovacího tlačítka je proveden výpočet dle zadaných parametrů, vykreslen zvolený diagram a v příslušných polích jsou zobrazeny kopírovatelné výstupní hodnoty (celková práce; vnitřní tepelná účinnost; výkon; přivedené, odvedené a regenerované teplo). Jednotlivé skupiny výstupních dat je možné exportovat do aktuálního pracovního adresáře. Souřadnicová data diagramu, obrázek grafu nebo zobrazené výstupní hodnoty jsou poté uloženy pro další využití v příslušném textovém, případně grafickém souboru.



Obr. 33 Grafické rozhraní vyhodnocovacího skriptu



Obr. 34 Grafické rozhraní a schéma funkcí vyhodnocovacího skriptu



5.2 PROSA 2.4

Práci s programem PROSA 2.4 ztěžuje jeho mírná nedotaženost, určité nedostatky v grafickém rozvržení, místy matoucí definice parametrů, nespecifikované chybové hlášky apod. Po zahlášení chyby při pokusu o celkové vyhodnocení např. dochází k bezprostřednímu návratu do úvodního okna programu a ztrátě neuložených dat dané konfigurace. Tento program byl navržen pro analýzu oběhu reálných konstrukcí Stirlingových motorů s klasickými konstrukčními prvky. Správně definovat konfigurace, které by odpovídaly relativně jednoduchým koncepcím daných experimentálních modelů, se ukázalo jako velmi problematické. Tyto modely obsahují zjednodušené prvky, které příliš neodpovídají univerzálnímu charakteru vstupních parametrů programu. Obtížná je také definice regenerátoru, jehož klasická matrice u obou modelů motorů chybí a software nenabízí možnost simulace regenerátoru bez matrice. Pro lepší přizpůsobení simulačního modelu reálné konstrukci by bylo velmi nápomocné nahlédnout do výpočtového algoritmu v souvislosti s geometrickým rozvržením, tepelným přenosem a prouděním pracovního média. Po vykreslení diagramů exportovaného průběhu tlaku pracovního média se také ukázalo, že integrací získaná celková práce oběhu, respektive jeho indikovaný výkon, neodpovídá stanovené hodnotě zobrazené ve výstupním okně programu. Patrně jde tedy pouze o výchozí analýzu, která nezahrnuje iterační ztrátové korekce. Tyto průběhy bez korekce (označeny BK) blízce korespondují s výsledky Schmidty analýzy a byly použity k ověření správnosti simulačních konfigurací.

Snahou bylo dosáhnout co nejlepšího popisu podmínek oběhů, prioritně pak pracovní teplotní difference. Bylo otestováno množství vlastních konfiguračních přístupů s více či méně smysluplnými výsledky. Níže jsou uvedeny konečné konfigurace, jejichž výsledky se jeví jako nejpříjemnější.

MARTIKAN

Simulační model byl uvažován obdobný tomu, jaký je zobrazen na výše uvedeném schématu gama modifikace Stirlingova motoru (*obr. 19*). Jedná se tedy o koncepci s tepelnými výměníky a regenerátorem umístěnými po obvodu válce přemísťovacího pístu, jejich prostor však v tomto případě není oddělen stěnou.

Typy obou výměníků byly nastaveny jako kruhové obvodové kanály o šířce radiální vůle přemísťovacího pístu. Simulace předpokládá samostatný válec přemísťovacího pístu a požaduje hodnotu jeho okolní teploty. Stěna válce přemísťovacího pístu byla v rámci simulace uvažována jako velmi tenká. Délka kanálu ohříváče byla zvětšena o hodnotu odpovídající teplosměnné ploše čela teplé strany válce přemísťovacího pístu. Vzniklý mrtvý objem zastupuje prostor vymezený radiální vůlí přemísťovacího pístu. Předpoklad tenké oddělovací stěny však zcela neodpovídá skutečným podmínkám proudění pracovního média mezi oblastmi výměníků a vnitřním objemem válce přemísťovacího pístu.

Regenerátor motoru Martikan je tvořen obvodovým plechem o tloušťce 2 mm. Simulace však vyžaduje volbu jednoho ze tří typů matrice, nastavení regenerátoru bylo tedy vyřešeno následujícím způsobem. Vnitřní polovina plechu o tloušťce 1 mm byla považována za materiál matrice a zbylá vnější část za pouzdro regenerátoru. Typ matrice byl zvolen fóliový, který nejlépe odpovídá skutečnému charakteru proudění média regenerátorem. Tloušťka jednotlivých fólií a průtočných kanálů (neboli mezer mezi fóliemi) byla zvolena tak, aby velikost průtočného průřezu, teplosměnné plochy a objemu materiálu matrice byla přibližně shodná s velikostí těchto parametrů u reálné konstrukce (*tab. 3*).



Při definici podmínek tepelných ztrát byla uvažována kondukce podél simulovaného ocelového pouzdra regenerátoru. Byl uvažován také přestup tepla do okolí v oblasti pouzdra regenerátoru a části měděného potrubí, které propojuje kompresní válec se studenou stranou válce přemísťovacího pístu. Dílčí mrtvé objemy v jednotlivých oblastech byly nastaveny v souladu s reálnou konstrukcí. Zahrnuty byly i ztráty spojené s radiální vůlí přemísťovacího pístu (definice této vůle nemá vliv na celkový mrtvý objem). Faktor poklesu tlaku (ovlivňuje přídavné tlakové ztráty) byl nastaven na nulovou hodnotu, je zde uvažováno plné zastoupení těchto ztrát v simulovaných kanálech tepelných výměníků a matici regenerátoru, které se u reálného motoru nevyskytují. Jako ukazatel funkční konfigurace byl považován maximální výkon pro fázový posun pohybů pístů o hodnotě 90° (čemuž odpovídá teorie i experimentální měření). Vrchol této výkonové křivky v závislosti na fázovém posunu je v tomto případě mírně vychýlen směrem k nižším hodnotám.

Tab. 3 Srovnání reálných a simulovaných parametrů regenerátoru motoru Martikan

PARAMETR	REÁLNÝ REGENERÁTOR	SIMULOVANÝ REGENERÁTOR
Průtočný průřez	145 mm ²	148 mm ²
Teplosměnná plocha	5611 mm ²	5624 mm ²
Objem materiálu matrice	5730 mm ³	5611 mm ³

Tab. 4 Základní rozšiřující parametry simulace motoru Martikan

PARAMETR	HODNOTA	PARAMETR	HODNOTA
Hmotnost kompresního pístu	60 g	Hmotnost přemísťovacího pístu	180 g
Tloušťka stěny kompres. válce	4,5 mm	Tloušťka stěny válce přem. pístu	0,001 mm
Tloušťka stěny chladiče	2 mm	Tloušťka stěny ohřívače	3 mm
Délka chladiče	70 mm	Délka ohřívače	70 mm
Vnitřní průměr chladiče	45 mm	Vnitřní průměr ohřívače	45 mm
Šířka mezery chladiče	1 mm	Šířka mezery ohřívače	1 mm
Vnější průměr matrice regen.	49 mm	Vnější průměr pouzdra regen.	51 mm
Vnitřní průměr matrice regen.	45 mm	Vnitřní průměr pouzdra regen.	49 mm
Délka regenerátoru	38 mm	Délka pouzdra regenerátoru	38 mm
Tloušťka fólie matrice regen.	2 mm	Šířka kanálu matrice regen.	2 mm
Vnější průměr spoj. potrubí	8 mm	Délka radiální vůle přem. pístu a přilehlého válce	138 mm
Vnitřní průměr spoj. potrubí	7 mm		
Dálka spojovacího potrubí	40 mm		



Pro analýzu je klíčové stanovit správné podmínky tepelného přenosu. Software PROSA neumožňuje samostatné nastavení různých vnějších teplot pro kompresní válec a studenou část válce přemísťovacího pístu. V případě použitého simulačního modelu jsou však tepelné podmínky v okolí stěn těchto válců velmi odlišné. Po řadě neúspěšných pokusů dosáhnout požadovaných teplotních diferencí a průběhů tlaků pomocí klasického nastavení byl aplikován následující postup. Teplota chladiče byla nastavena konstantně na 15°C. Vnější teploty válců na obou stranách byly nastaveny na střední hodnoty změřené teplotními senzory uvnitř motoru. Faktory pro vnitřní přestup tepla byly zároveň nastaveny na extrémně vysoké hodnoty. Teplota plynu, který je vháněn do válců, je takto okamžitě vyrovnána na danou střední hodnotu, respektive je z válce okamžitě přivedeno či odvedeno teplo tak, aby teplota pracovního plynu uvnitř válce setrvala stále na požadované hodnotě. Teplá strana válce přemísťovacího pístu je zcela vystavena ohřívači, veškeré přivedené teplo pochází právě z něj a neprobíhá žádná jiná tepelná výměna s okolím válce. Teplota ohřívače byla tedy nastavena vždy na takovou hodnotu, aby se tepelný tok tenkou stěnou této části válce blížil nule. Ohřívač tedy poskytuje přesné množství tepla pro ohřev na požadovanou teplotu teplé strany motoru a navíc také pro pokrytí zahrnutých ztrát. V případě studené strany motoru je pro dosažení požadované dolní tepelné hladiny nejdříve značná část tepla odvedena chladičem a zbylé množství (přibližně 6%) celkového tepla, které je třeba odvést, odchází stěnami válců studené strany díky výše popsanému uměle vytvořenému teplotnímu gradientu.

VĚTRNÍK

Tepelná výměna na obou stranách motoru je u reálné konstrukce modelu řešena pomocí kruhových plechů. Ohřívač i chladič jsou v simulaci nahrazeny žebrovým typem výměníků, jehož plošný charakter odpovídá nejlépe. Hodnoty všech parametrů výměníků byly zvoleny s ohledem na teplosměnnou plochu a mrtvý objem plynu v axiálních vřtech přemísťovacího pístu, která zastupuje vnitřní objem výměníků. Regenerátor byl navržen obdobně jako u motoru Martikan, byl pouze uvažován menší podíl objemu stěny, představující materiál matrice. Délka regenerátoru odpovídá výšce přemísťovacího pístu.

Tab. 5 Srovnání reálných a simulovaných parametrů tepelných výměníků motoru Větrník

PARAMETR	REÁLNÝ VÝMĚNÍK	SIMULOVANÝ VÝMĚNÍK
Teplosměnná plocha	12827 mm ²	12600 mm ²
Objem plynu	23731 mm ³	24128 mm ³

Tab. 6 Srovnání reálných a simulovaných parametrů regenerátoru motoru Větrník

PARAMETR	REÁLNÝ REGENERÁTOR	SIMULOVANÝ REGENERÁTOR
Průtočný průřez	654 mm ²	644 mm ²
Teplosměnná plocha	12045 mm ²	12084 mm ²
Objem materiálu matrice	12139 mm ³	12084 mm ³



V rámci tepelných ztrát byla opět uvažována kondukce v simulovaném pouzdře regenerátoru a vliv radiální vůle přemístovacího pístu. Zahrnuty byly také tepelné ztráty mezi okolím a stěnami válců. Odpovídajícím způsobem byly definovány mrtvé objemy motoru. Faktor pro přídavné ztráty poklesem tlaku byl i v tomto případě nastaven na nulovou hodnotu. Ukazatelem funkční konfigurace byl opět maximální výkon pro fázový posun 90° .

Tepelné podmínky byly stanoveny následujícím způsobem. Teplota vnější stěny chladiče a teploty okolního vzduchu obou válců byly nastaveny na 20°C . Dále bylo nutné určit hodnoty příslušných koeficientů pro vnější přestup tepla stěnami válců (kap. 3.2.2). To bylo provedeno s ohledem na poměr teplosměnných ploch válců a teplotní gradienty mezi okolní teplotou a uvažovanou střední teplotou válce. Teplota ohřívače byla následně nastavena na odpovídající hodnotu pro dosažení požadovaných pracovních teplot. Ve všech případech se však nepodařilo dosáhnout zcela totožných tepelných hladin s průměrnou odchylkou 6%.

Tab. 7 Základní rozšiřující parametry simulace motoru Větrník

PARAMETR	HODNOTA	PARAMETR	HODNOTA
Hmotnost kompresního pístu	15 g	Hmotnost přemístovacího pístu	70 g
Tloušťka stěny kompres. válce	3 mm	Tloušťka stěny válce přem. pístu	3 mm
Délka kanálů chladiče	70 mm	Tloušťka stěny ohřívače	3 mm
Délka chladiče	42 mm	Délka chladiče	42 mm
Počet kanálů chladiče	10 mm	Počet kanálů ohřívače	10 mm
Výška žeber chladiče	10 mm	Výška žeber ohřívače	10 mm
Tloušťka žeber chladiče	2 mm	Tloušťka žeber ohřívače	2 mm
Šířka kanálů chladiče	10 mm	Šířka kanálů ohřívače	10 mm
Tloušťka stěny chladiče	2 mm	Tloušťka stěny ohřívače	2 mm
Vnější průměr matrice regen.	129,8 mm	Vnější průměr pouzdra regen.	133,8 mm
Vnitřní průměr matrice regen.	124,5 mm	Vnitřní průměr pouzdra regen.	129,8 mm
Délka regenerátoru	30 mm	Délka pouzdra regenerátoru	30 mm
Tloušťka fólie matrice regen.	2 mm	Délka radiální vůle přem. pístu a přilehlého válce	30 mm
Šířka kanálu matrice regen.	3,2 mm		



5.3 VYHODNOCENÍ

Experimentální data potřebná pro vyhodnocení oběhů a porovnání analýz sestávají z otáček motoru, středních hodnot pracovních teplot studené i teplé strany motoru a indikovaného tlaku v závislosti na natočení klikového hřídele.

5.3.1 MARTIKAN

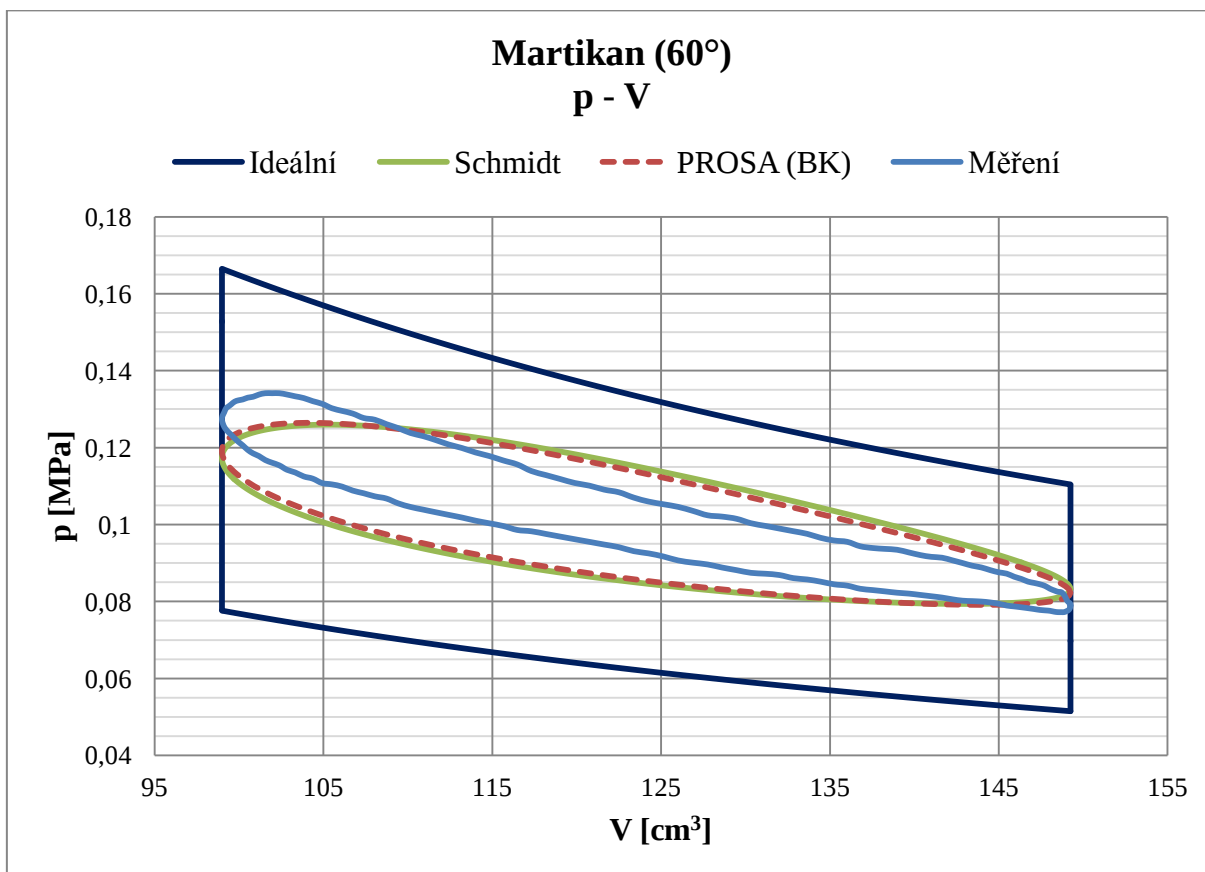
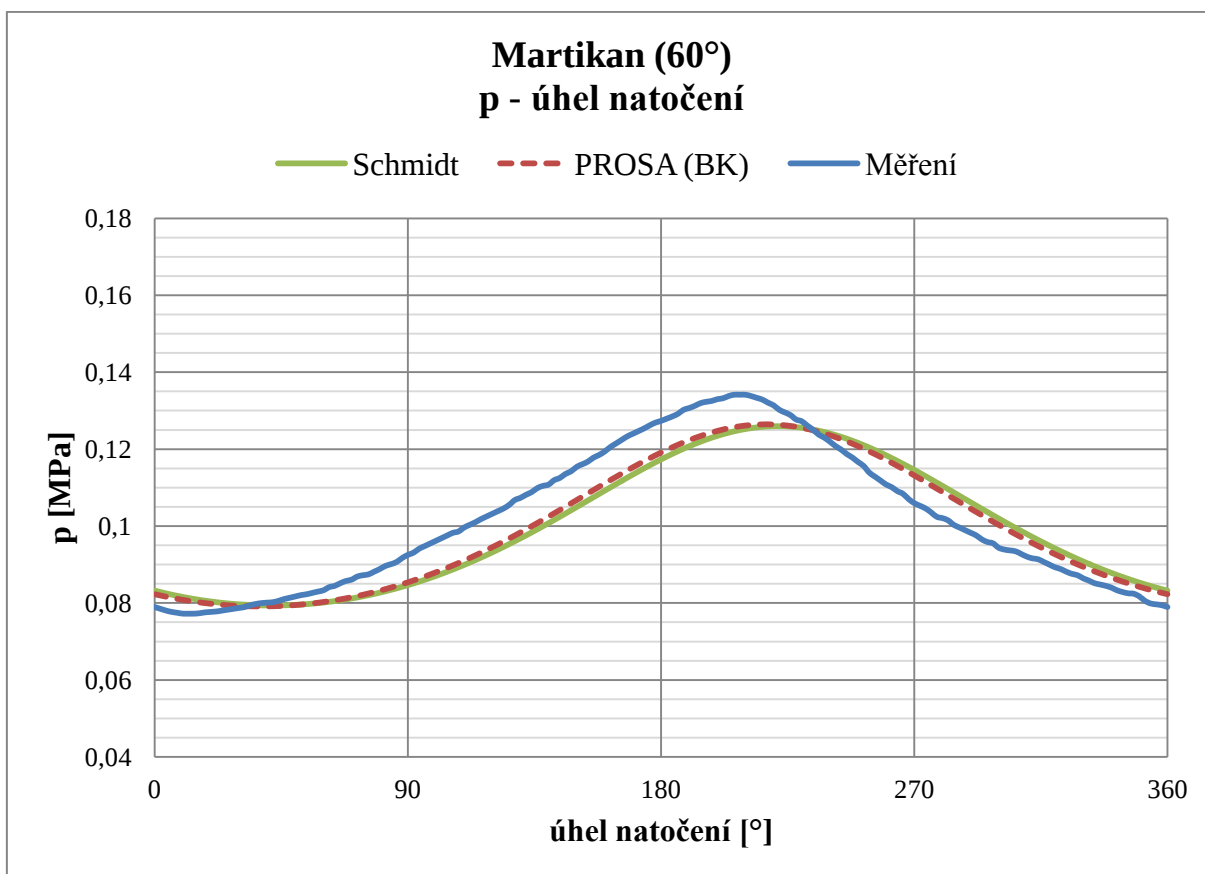
Poskytnuté experimentální hodnoty oběhu motoru Martikan byly naměřeny pro 6 různých fázových posunů pohybů pístů v intervalu od 60° do 120° (krok 10°) při konstantní rychlosti 700 otáček za minutu.

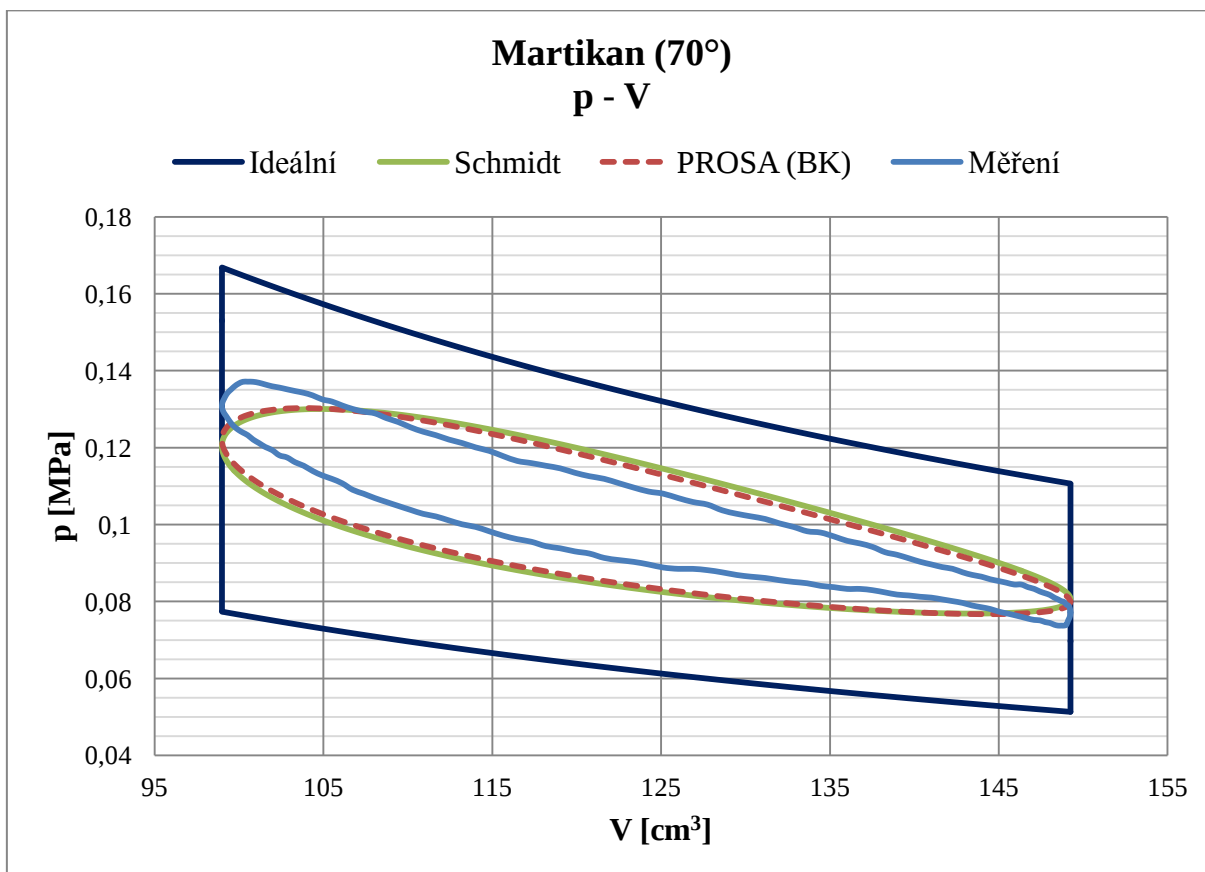
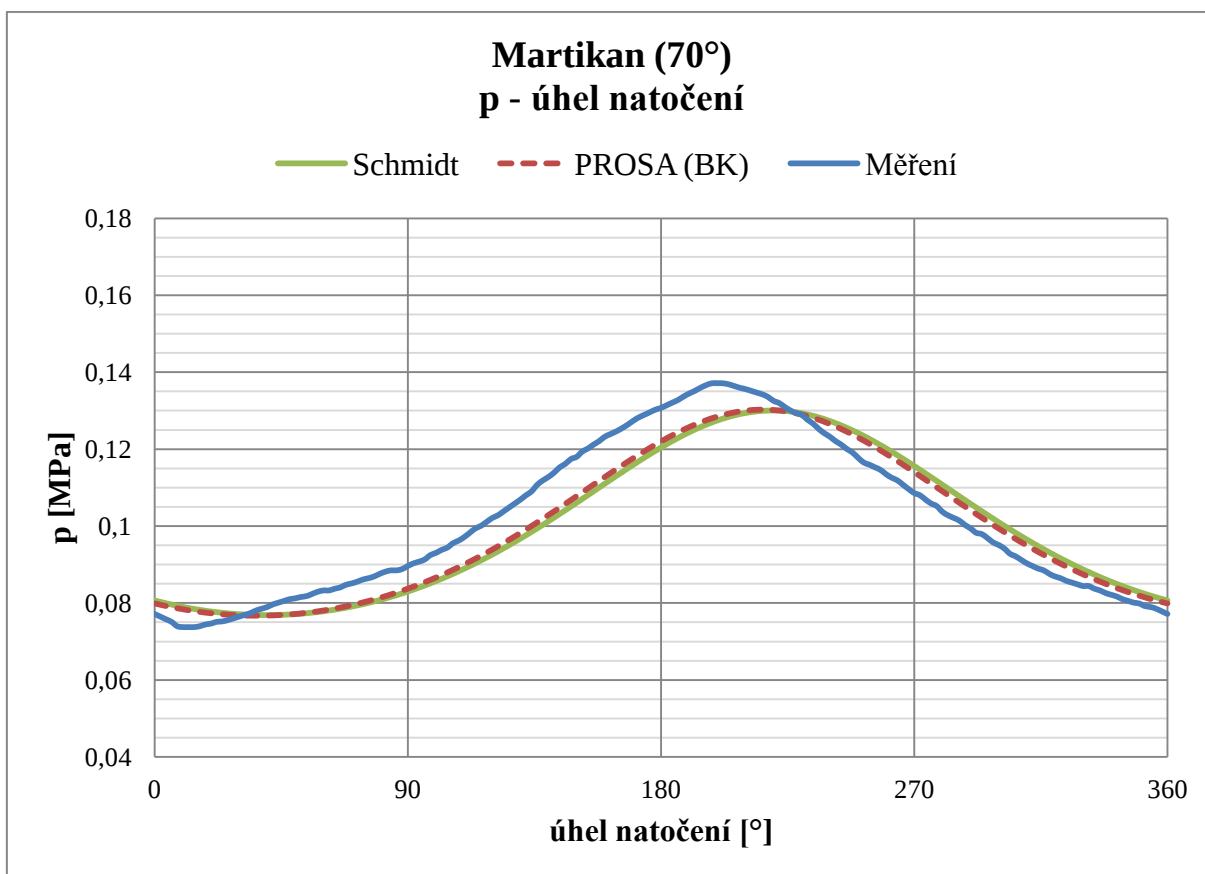
Tab. 8 Jednotlivá měření motoru Martikan

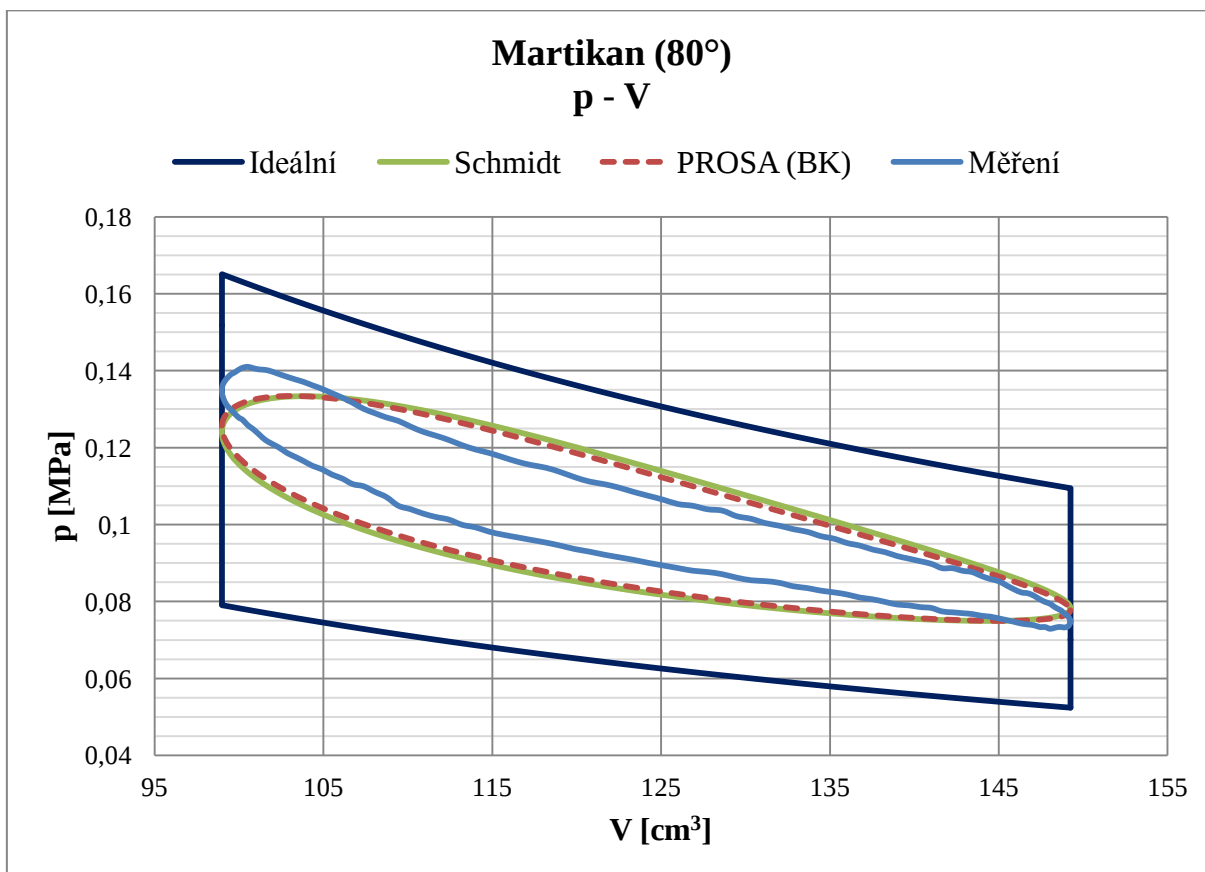
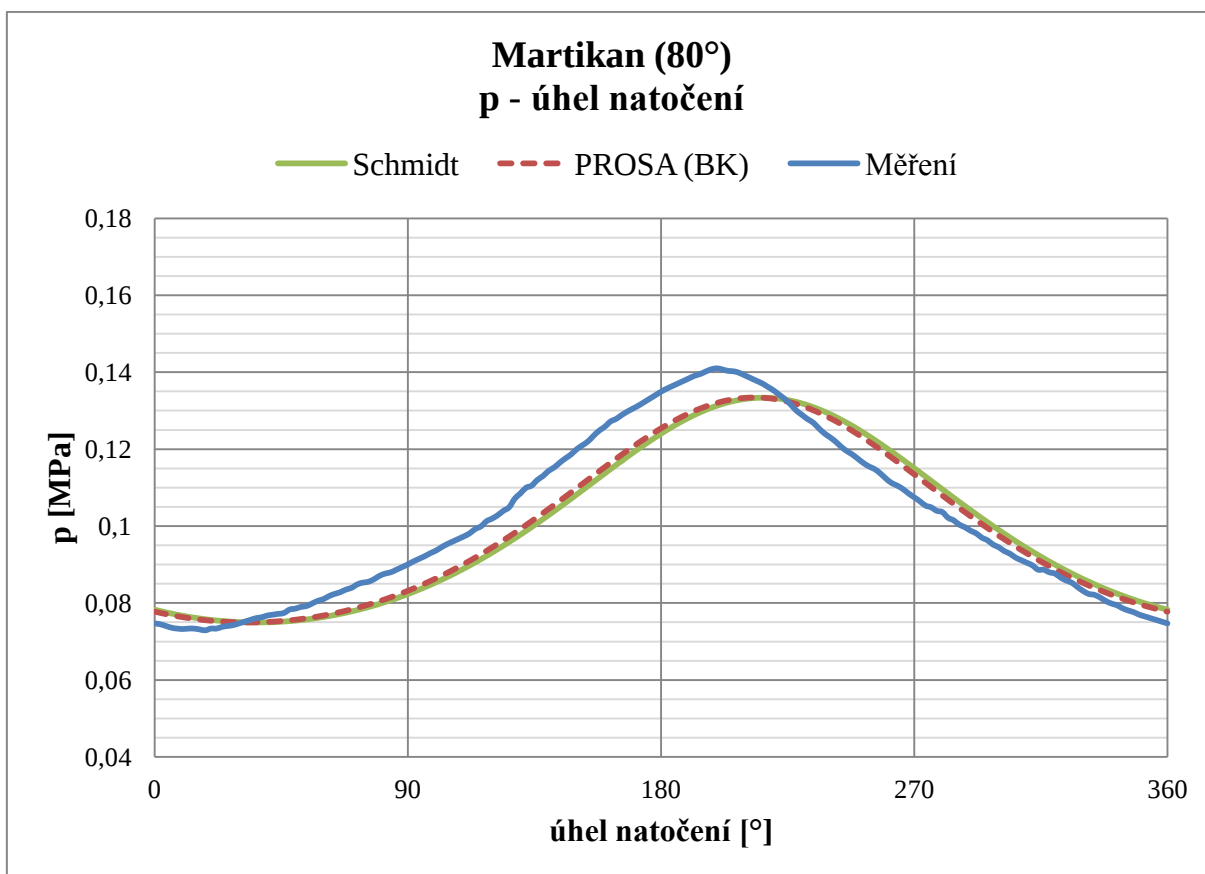
Číslo měření	Fázový posun [°]	Teplota teplé strany		Teplota studené strany	
		[K]	[°C]	[K]	[°C]
1	60	680	407	317	44
2	70	688	415	319	46
3	80	668	395	320	47
4	90	691	418	321	48
5	100	675	402	321	48
6	110	668	395	3230	50
7	120	661	388	325	52

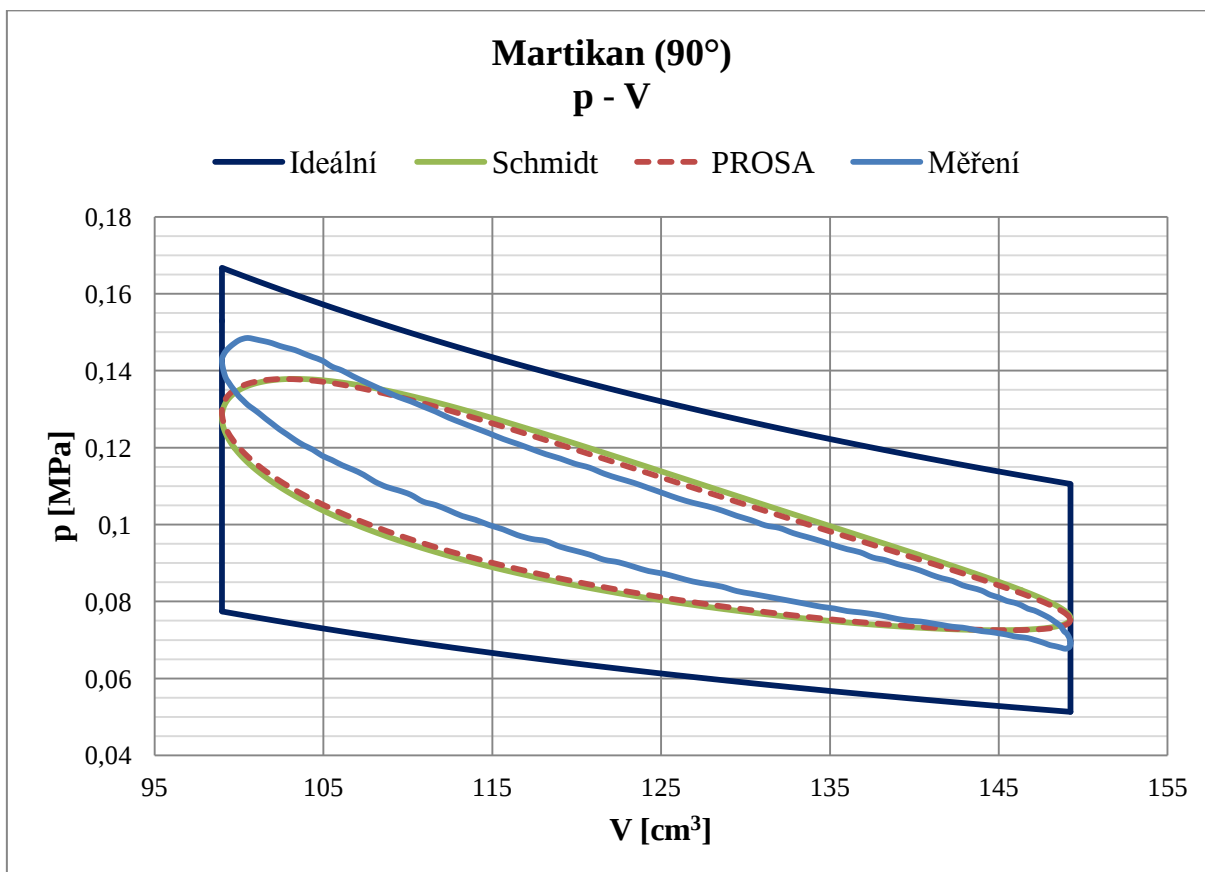
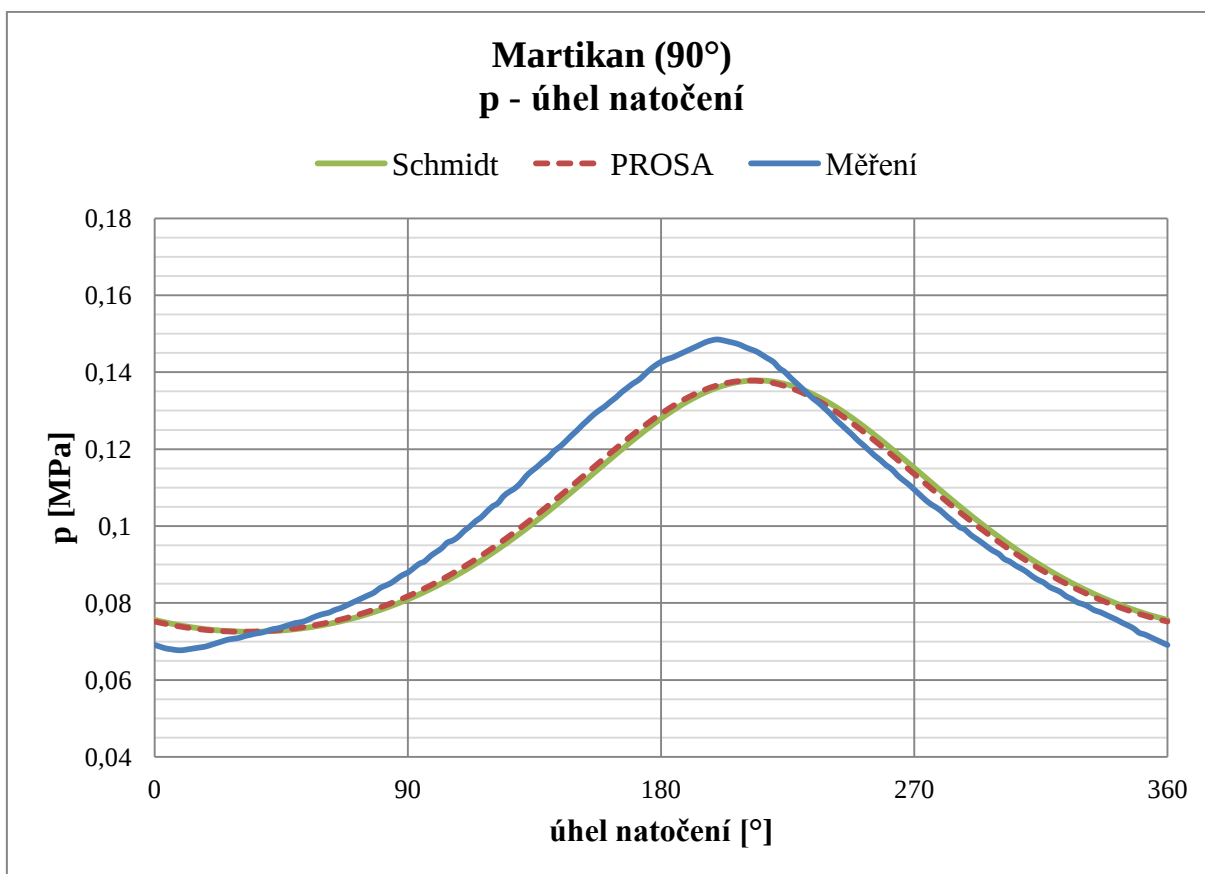
Tab. 9 Porovnání výsledků analýz s experimentálními daty motoru Martikan

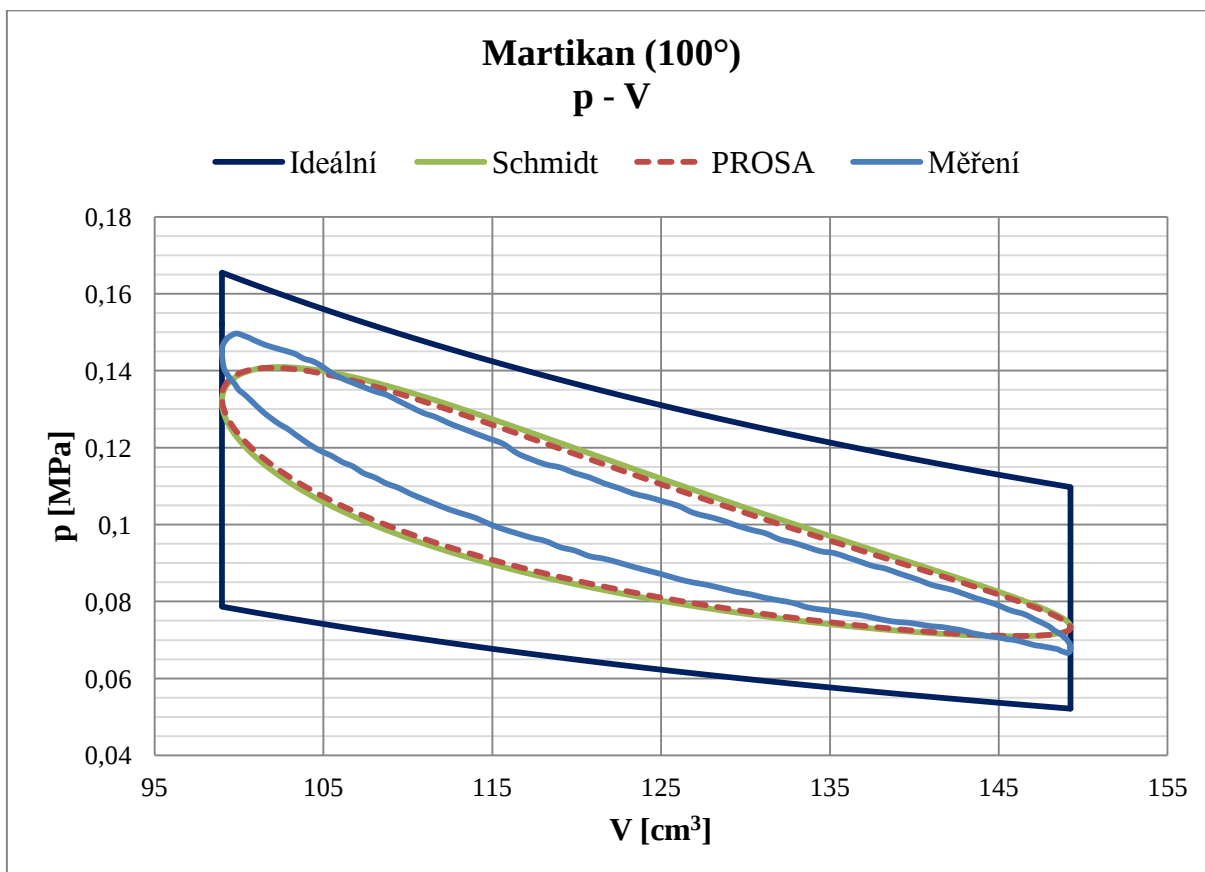
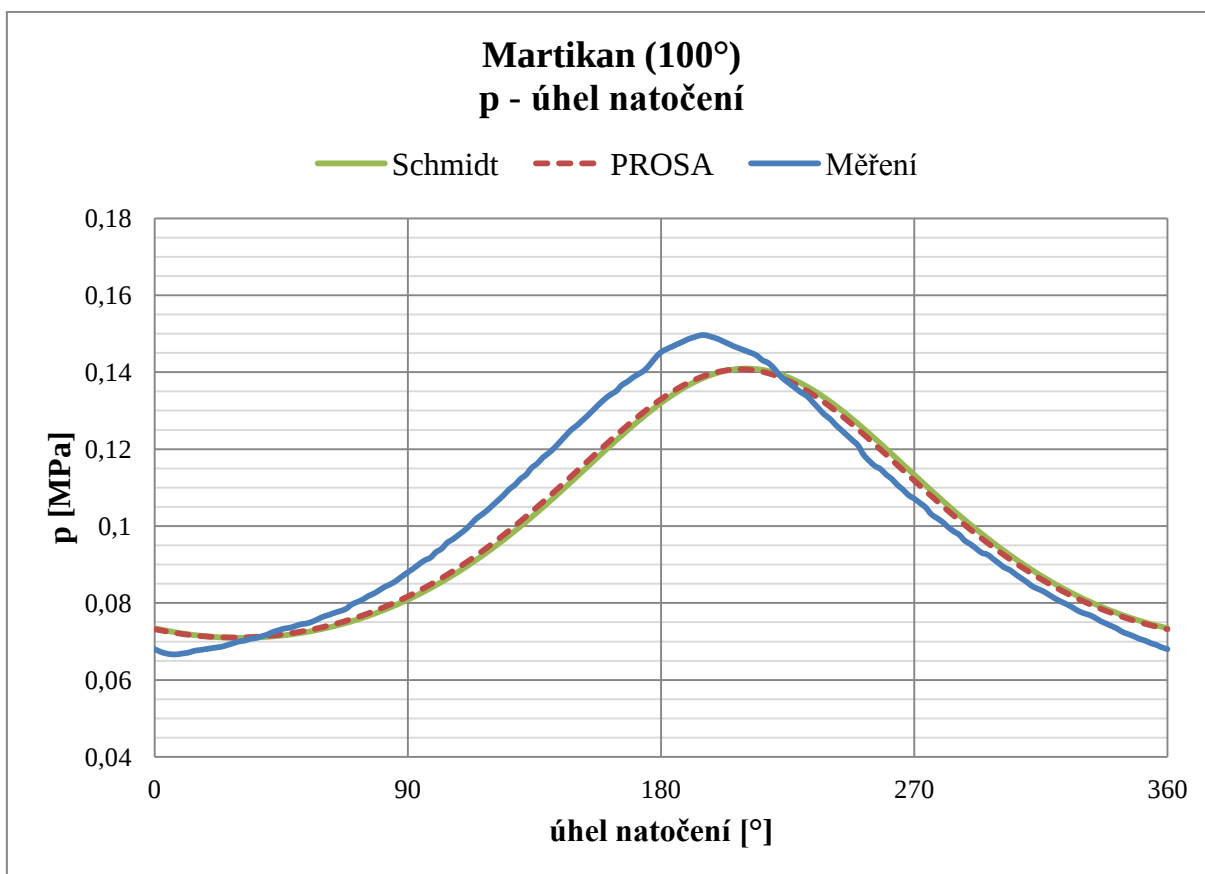
Číslo měření	Práce cyklu [J]					Indikovaný výkon [W]				
	Ideální	Schmidt	PROSA		Měření	Ideální	Schmidt	PROSA		Měření
			BK	K				BK	K	
1.	3,61	1,20	1,12	0,82	0,70	42,15	14,03	13,06	9,54	8,12
2.	3,64	1,32	1,23	0,89	0,80	42,43	15,37	14,32	10,43	9,28
3.	3,50	1,34	1,24	0,90	0,81	40,78	15,57	14,46	10,50	9,39
4.	3,63	1,41	1,31	0,94	0,94	42,33	16,45	15,33	11,02	10,97
5.	3,53	1,36	1,26	0,90	0,85	41,15	15,84	14,71	10,52	9,87
6.	3,46	1,28	1,18	0,86	0,73	40,31	14,87	13,77	10,00	8,53
7.	3,38	1,16	1,07	0,78	0,64	39,45	13,47	12,44	9,15	7,45

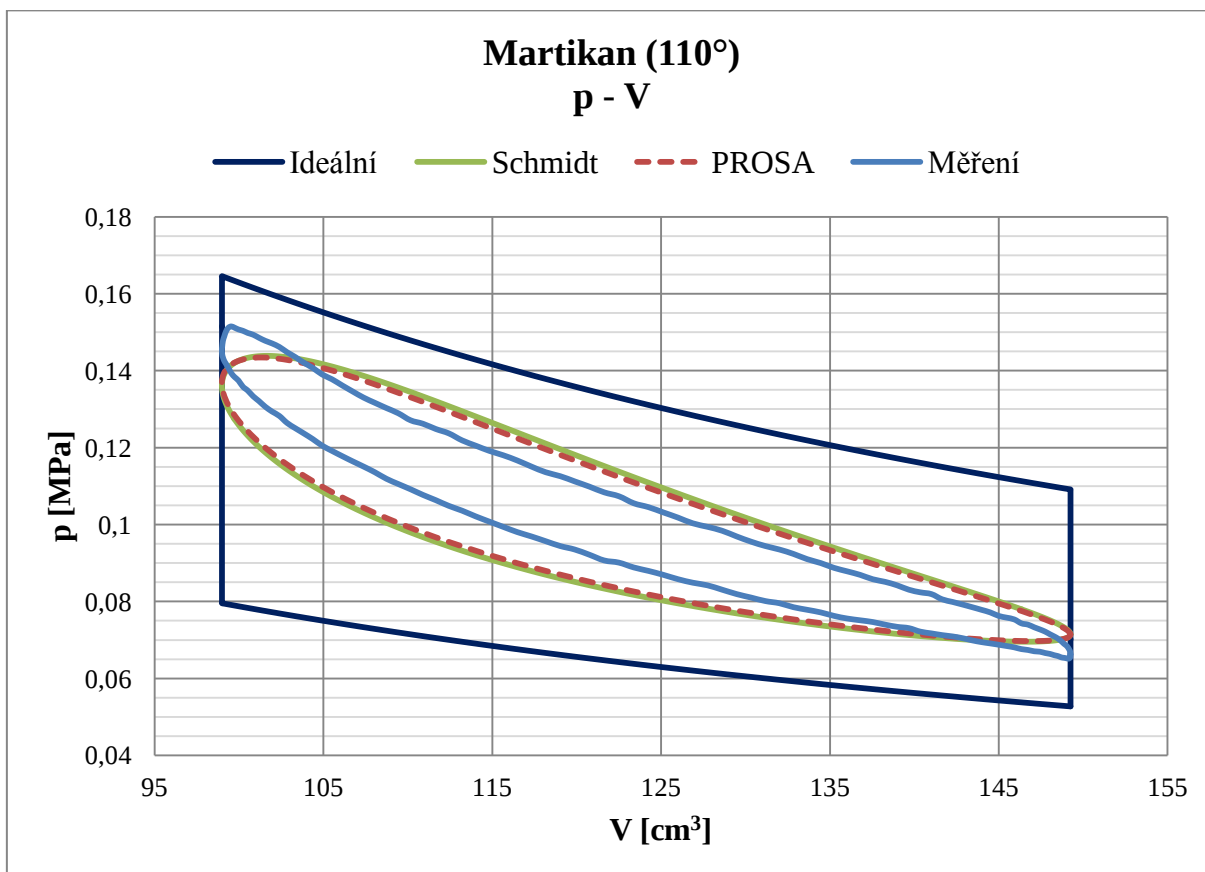
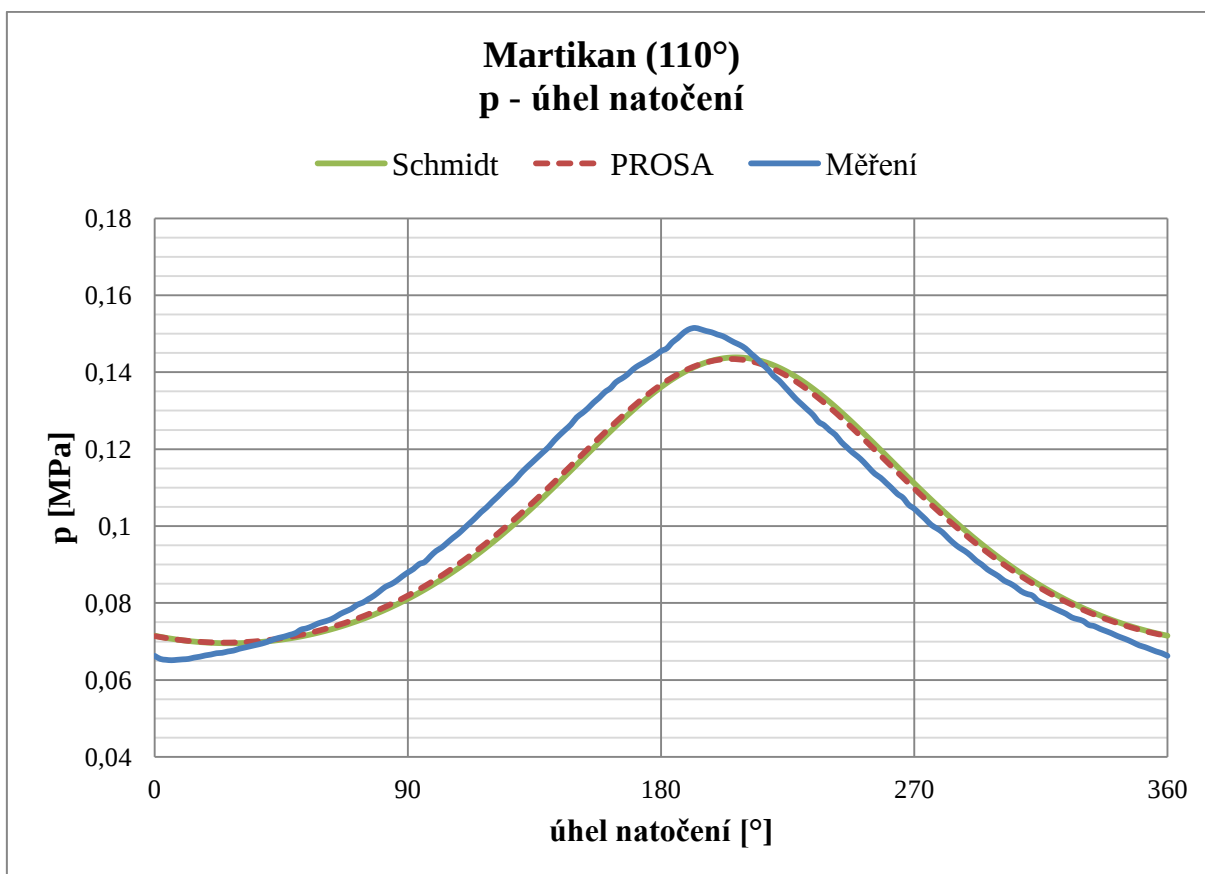


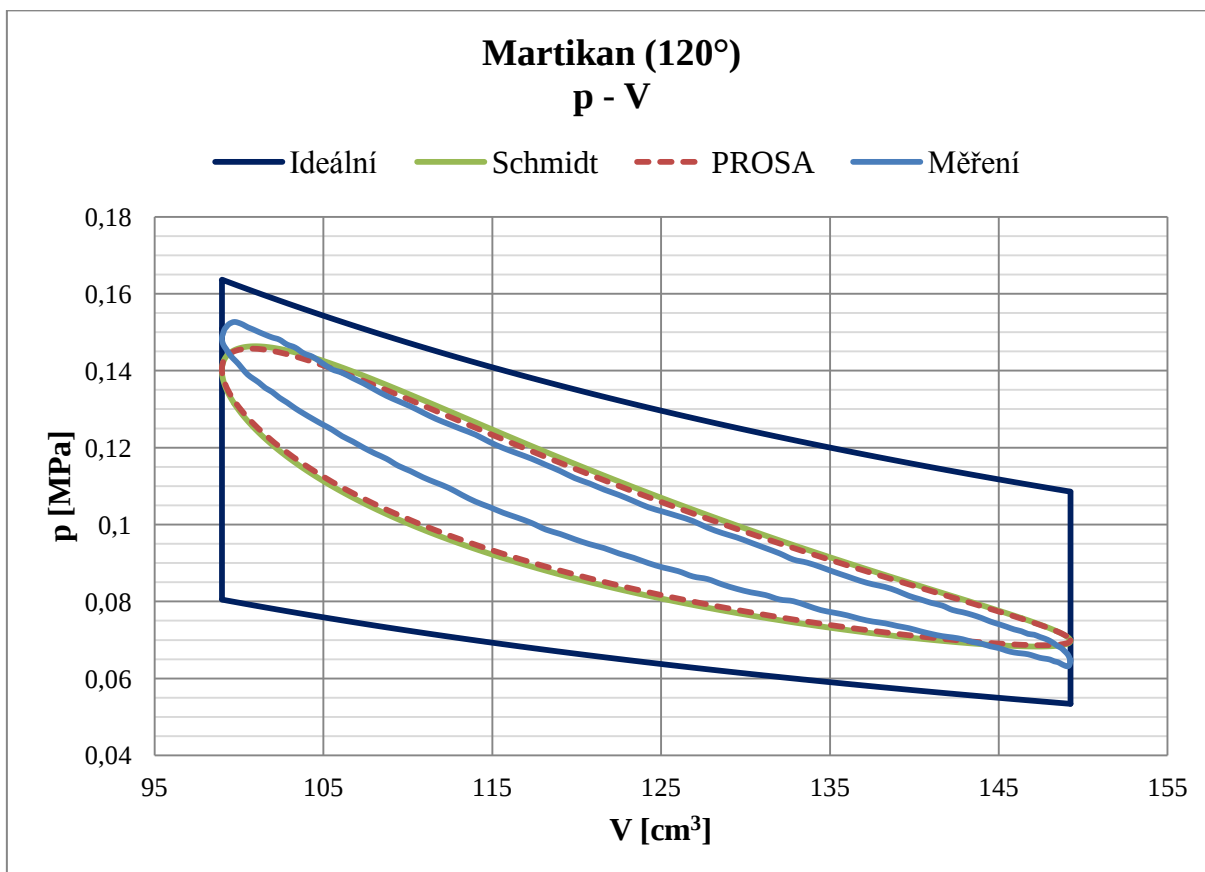
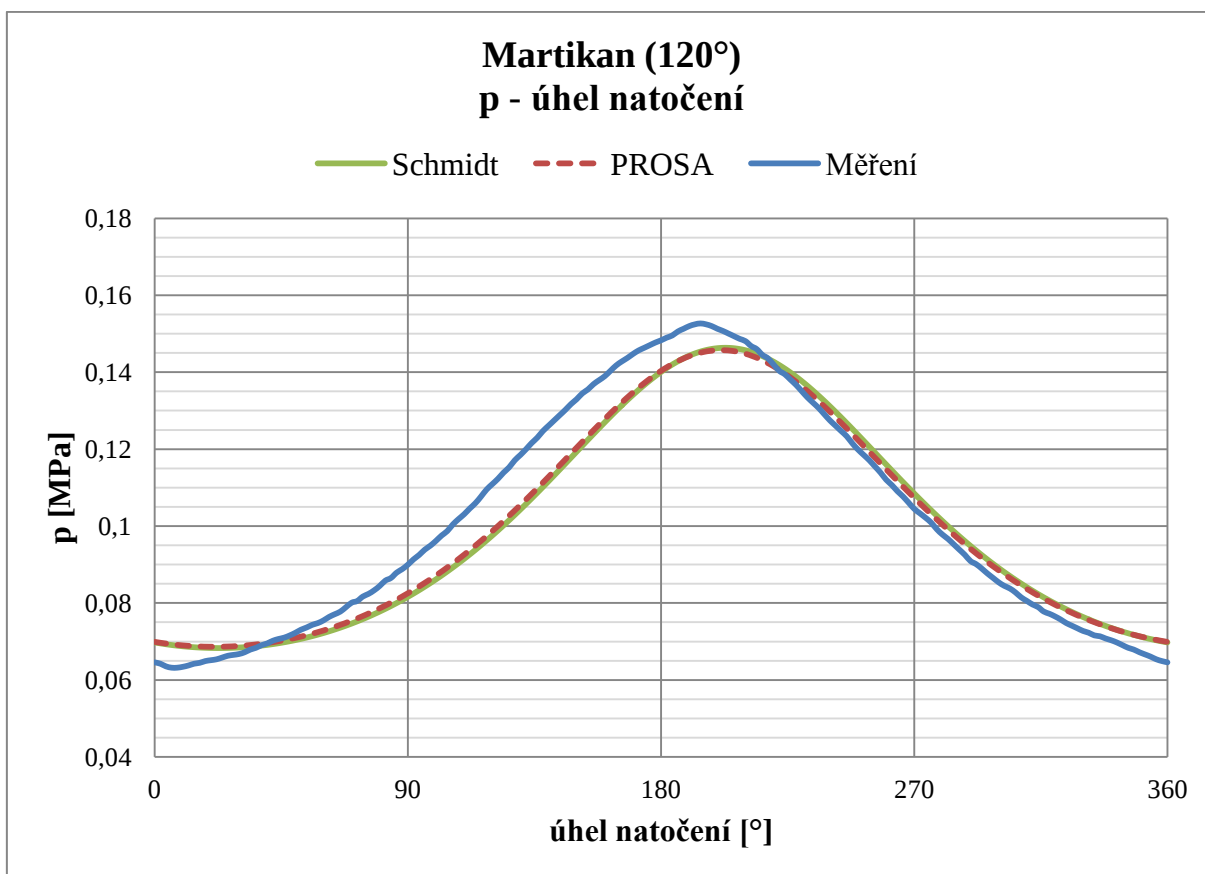


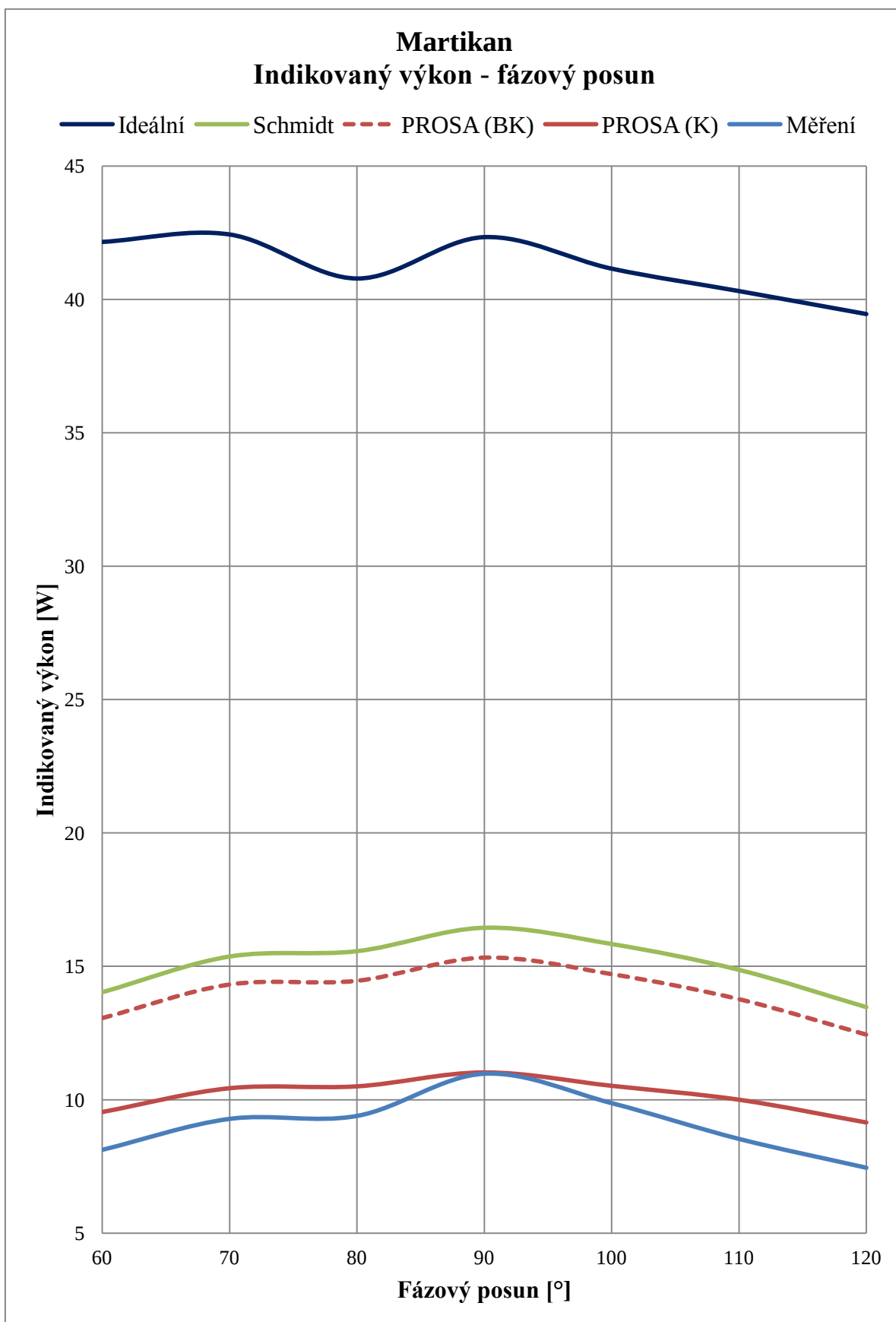














Z grafu porovnání indikovaného výkonu pro všechna měřená fázová posunutí je patrné několik poznatků. Výkon ideálního cyklu závisí pouze na teplotní diferencii, což odpovídá teorii (vztah pro vnitřní tepelnou účinnost). Výsledky Schmidtovy analýzy a výchozí nekorigovaná analýza programu PROSA se v relativně velké míře blíží reálnému měření, návrh konstrukce motoru byl tedy realizován velmi povedeně a po případném zdokonalení regenerátoru lze dosáhnout ještě vyššího výkonu. Aplikace korekčních ztrát v rámci softwaru PROSA dosahuje nad očekávání dobrých výsledků, zejména pro hodnotu fázového posunu 90° , kde téměř zcela odpovídá experimentálnímu měření. Takto skvělé výsledky však patrně značí nedokonalost simulačních předpokladů. Má zde jistě vliv již zmíněné mírné vychýlení špičky výkonu ve směru k nižším hodnotám fázového posunu a s tímto spojené zvýšené množství tlakových ztrát, které se nepodařilo redukovat nulovým faktorem poklesu tlaku. Obecně lze však prohlásit, že podmínky oběhu byly simulovány úspěšně.



5.3.2 VĚTRNÍK

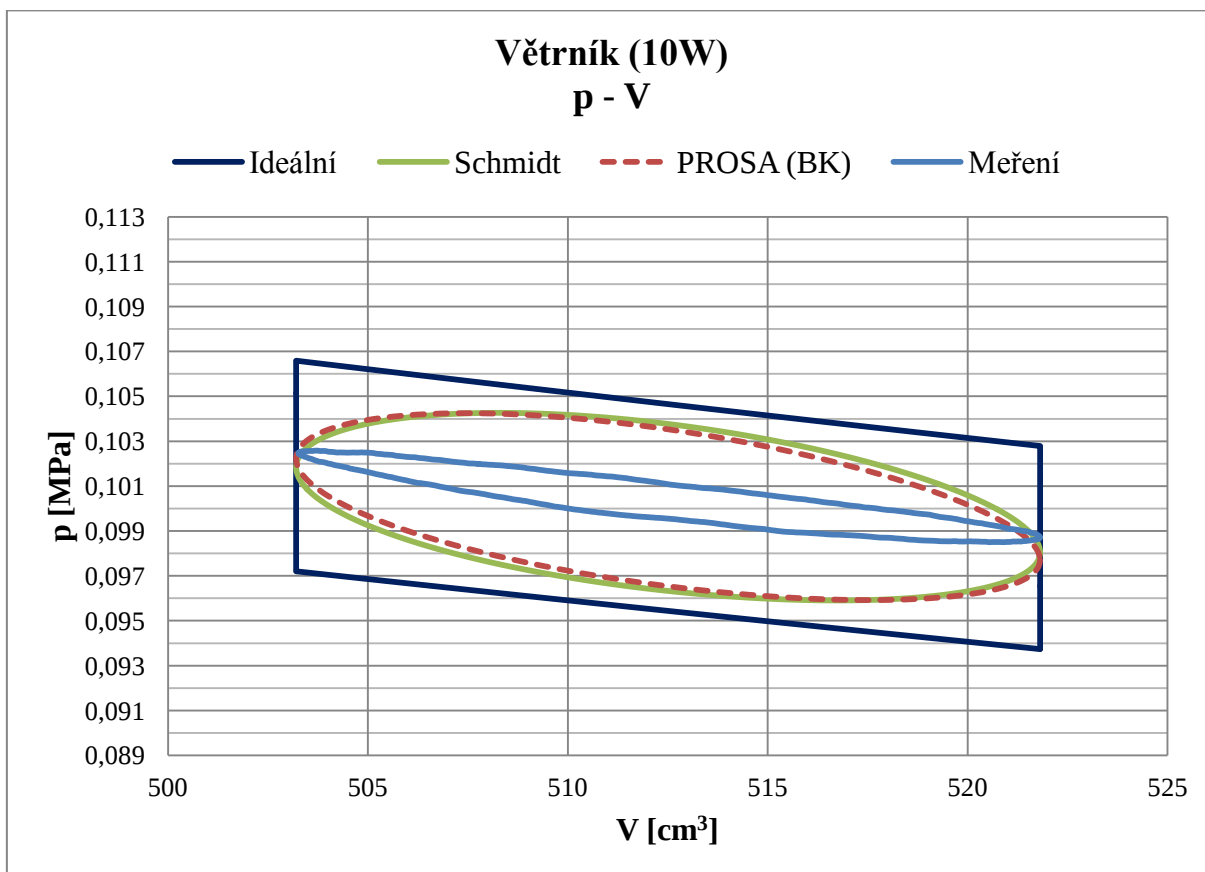
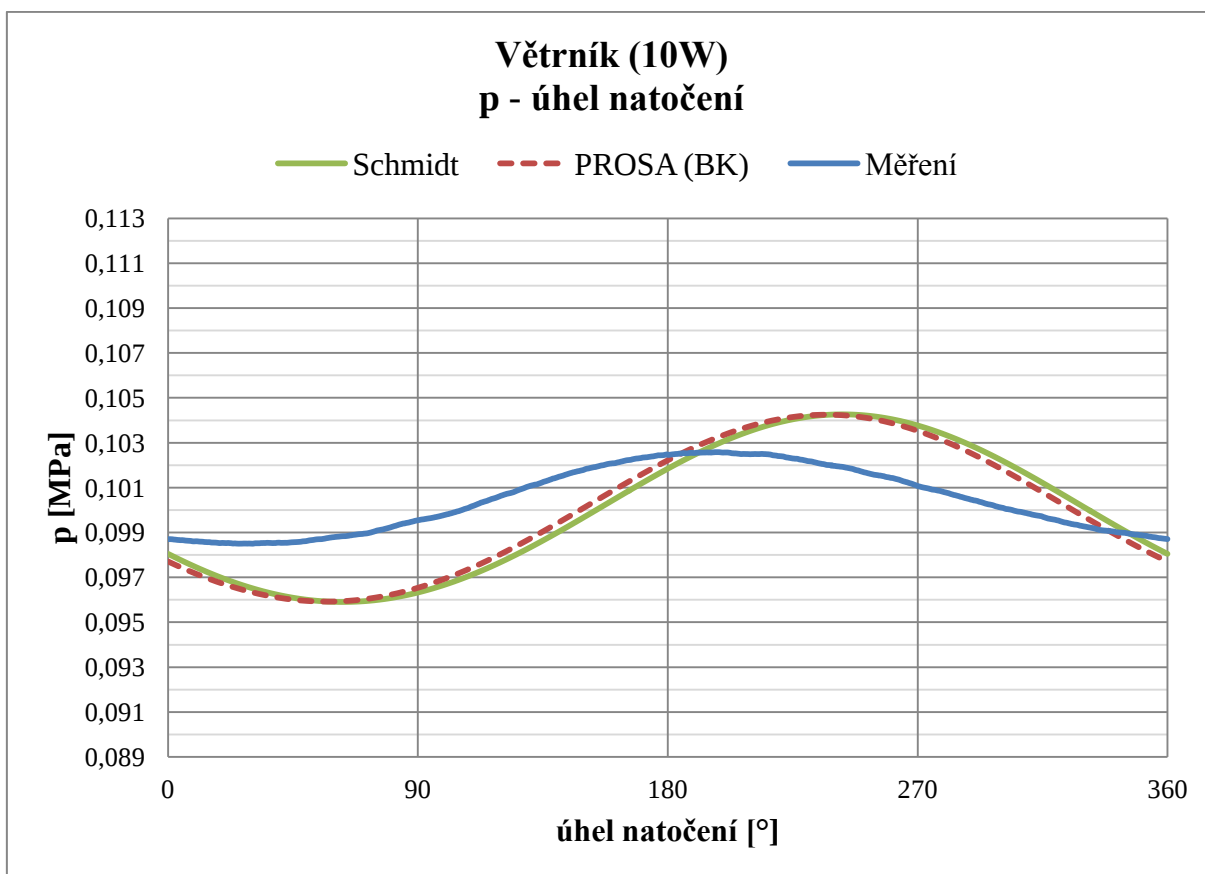
V rámci experimentálního měření na tomto motoru byl indikován pracovní tlak pro 4 různé příkony topného tělíska a zaznamenány příslušné pracovní teploty a otáčky rotoru.

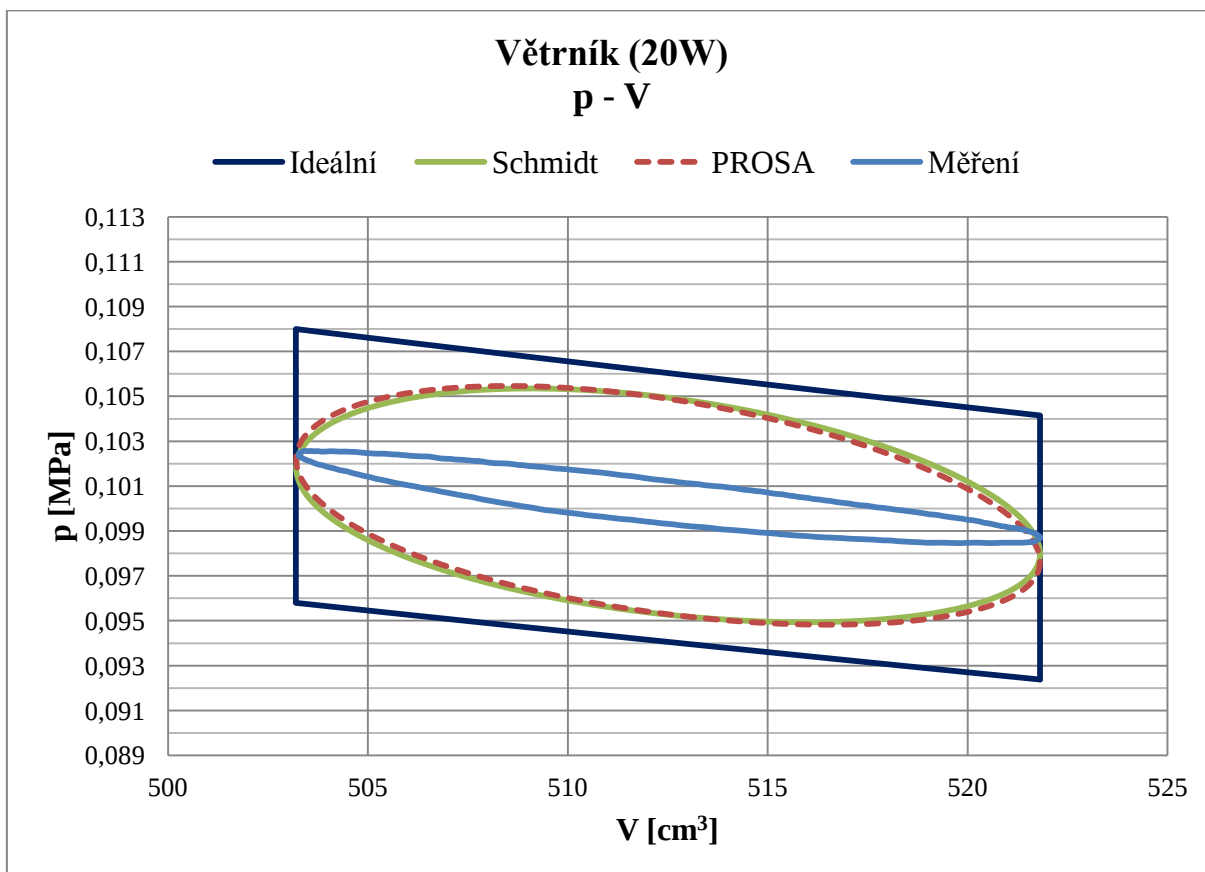
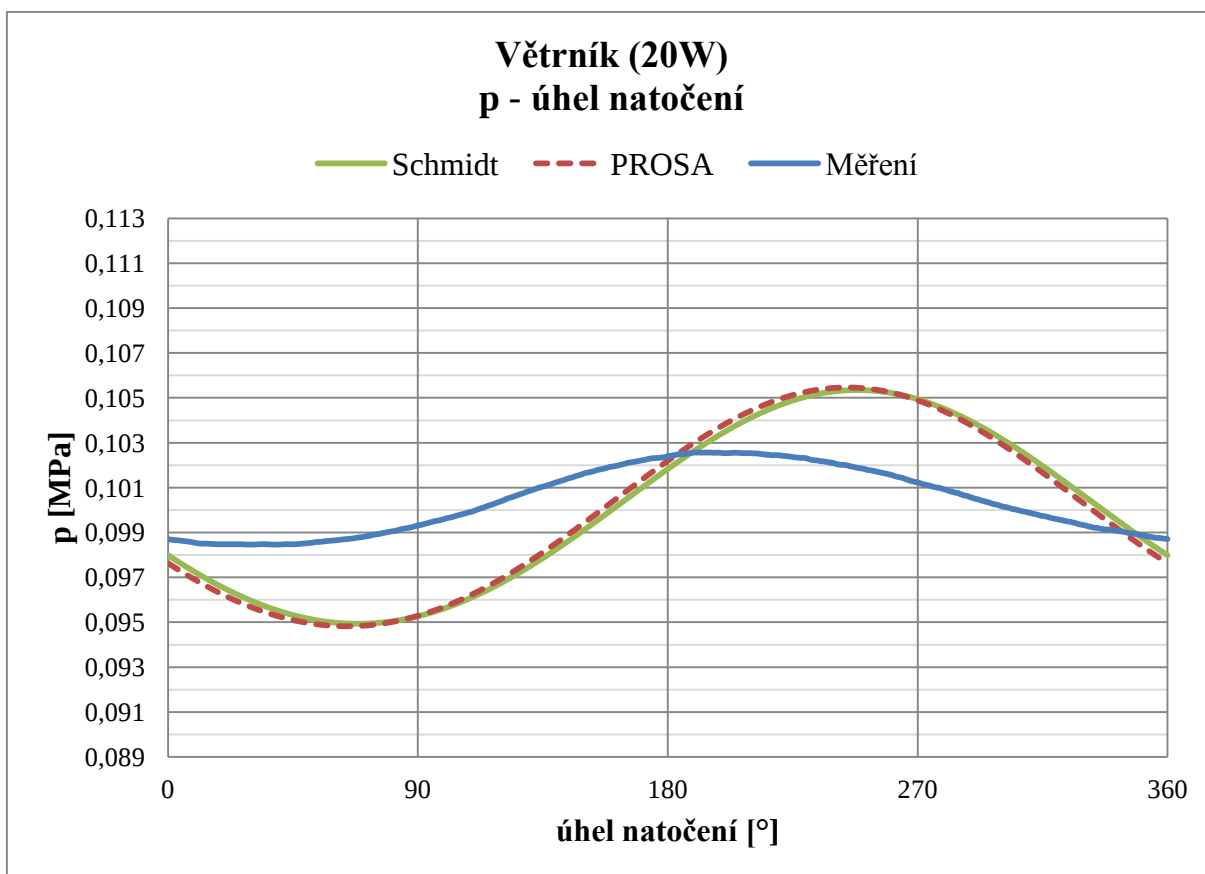
Tab. 10 Jednotlivá měření motoru Větrník

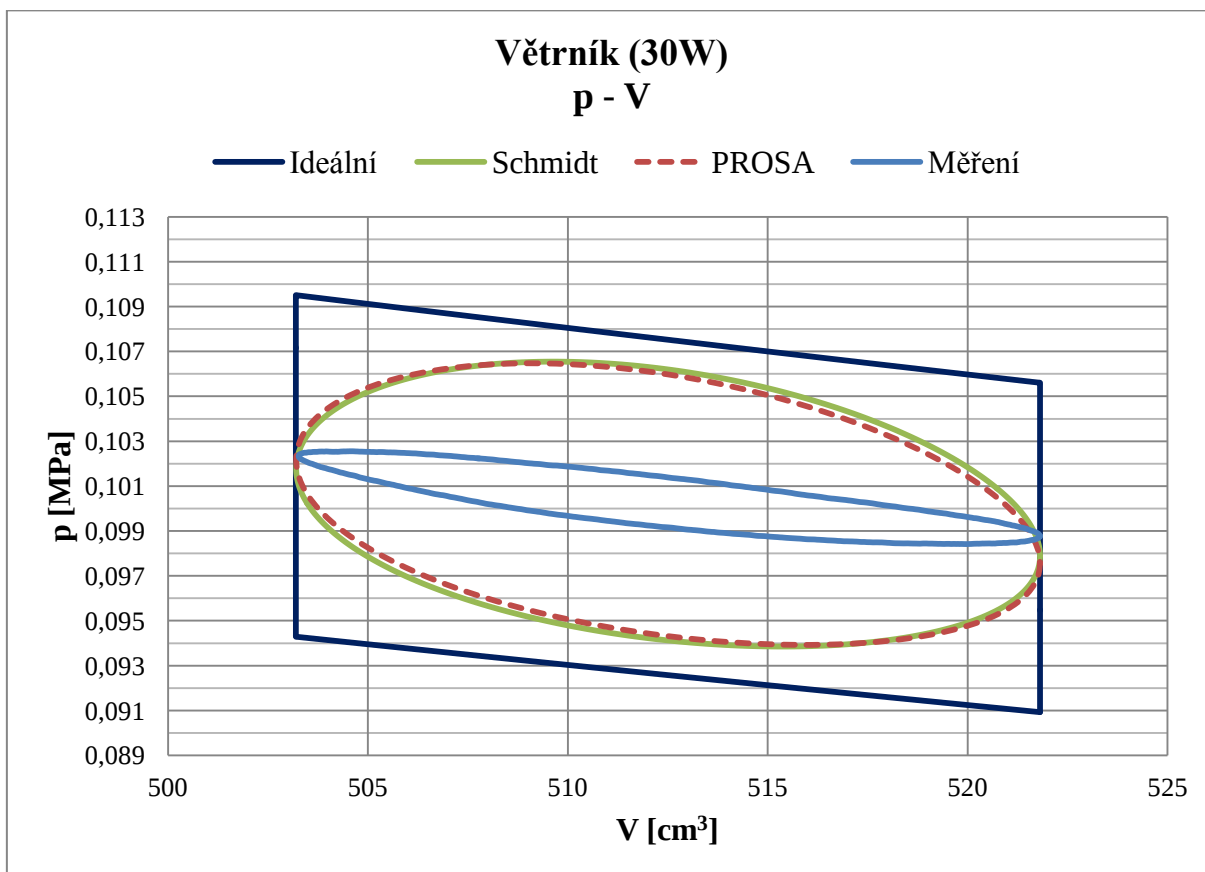
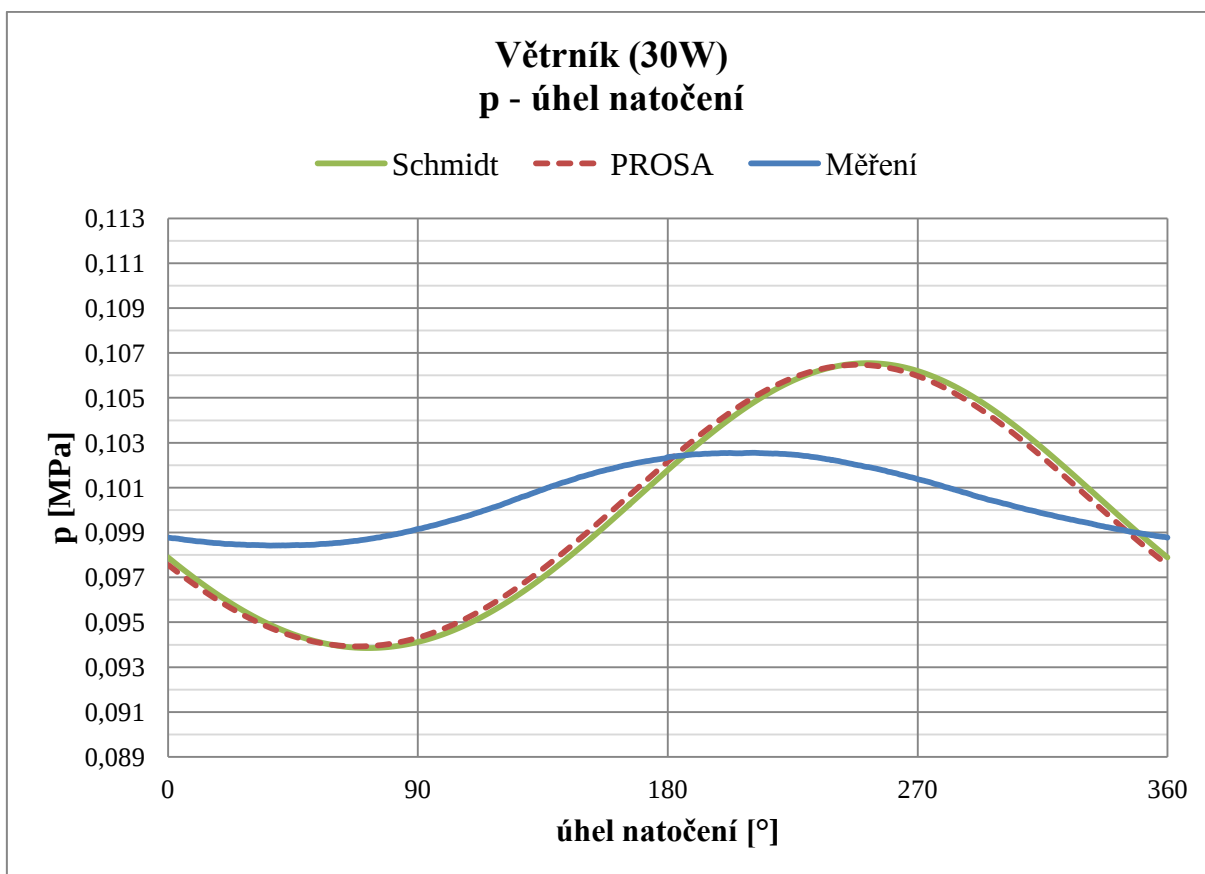
Číslo měření	Příkon topného tělíska [W]	Otáčky [min ⁻¹]	Teplota teplé strany		Teplota studené strany	
			[K]	[°C]	[K]	[°C]
1.	10	39	335	62	305,5	32,5
2.	20	68	354	81	314	41
3.	30	98	374	101	322	49
4.	40	118	393	120	331,5	58,5

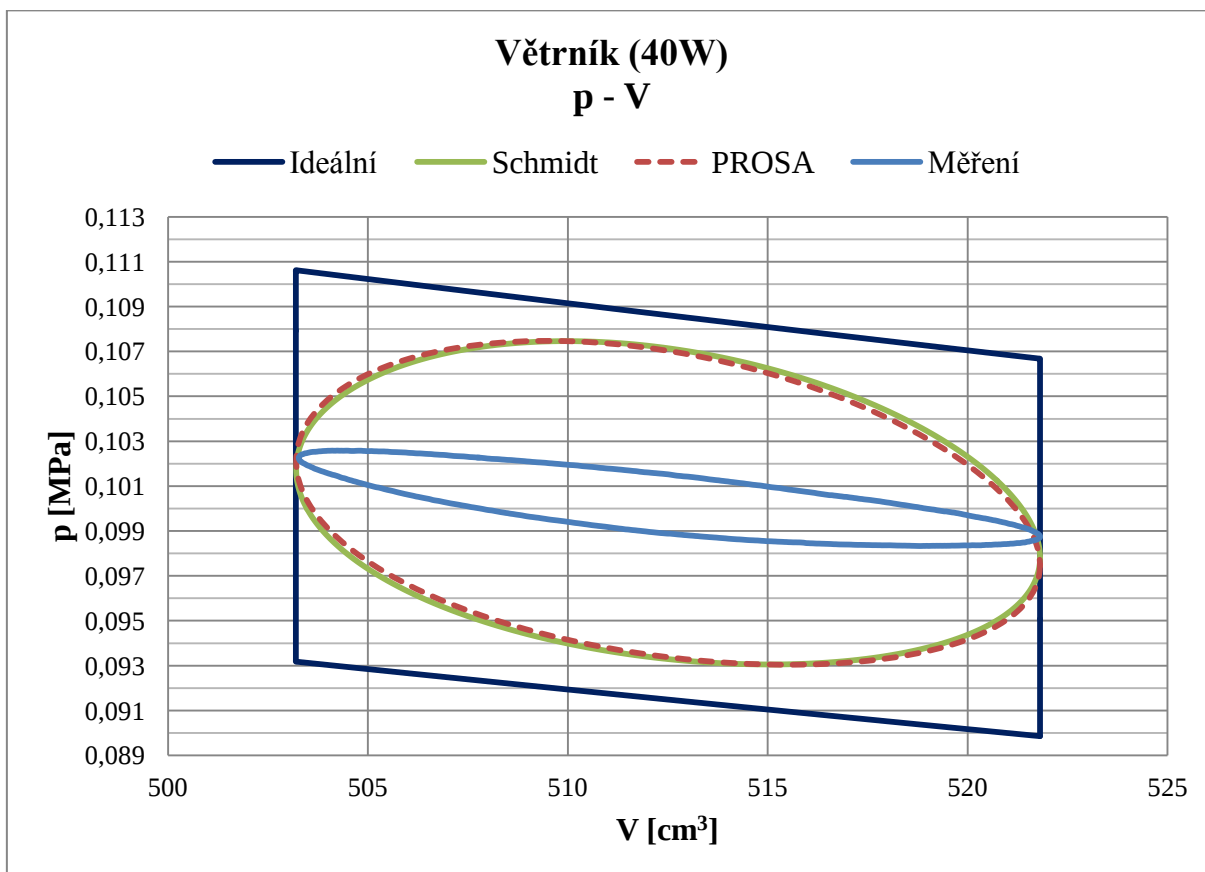
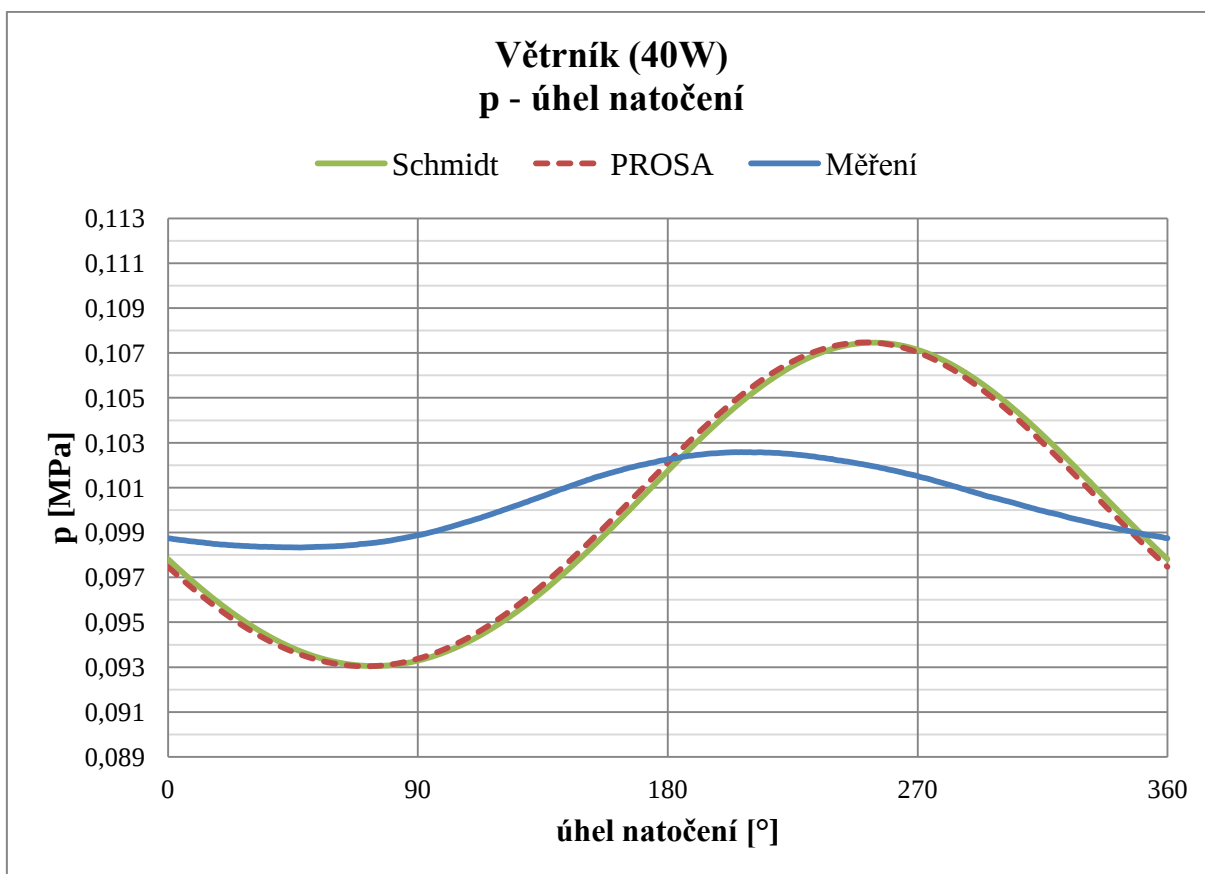
Tab. 11 Porovnání výsledků analýz s experimentálními daty motoru Větrník

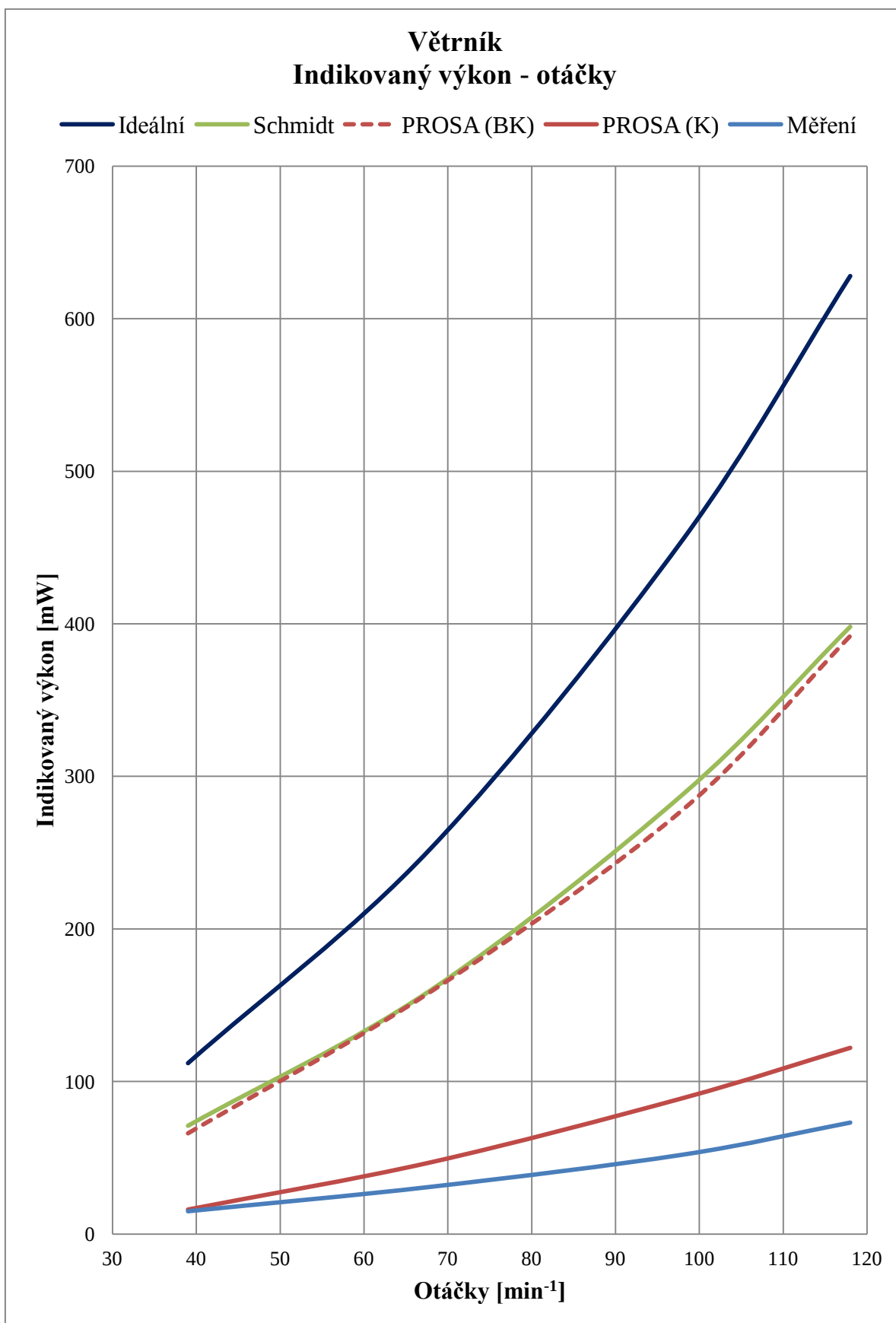
Číslo měření	Práce cyklu [mJ]					Indikovaný výkon [mW]				
	Ideální	Schmidt.	PROSA		Měření	Ideální	Schmidt.	PROSA		Měření
			BK	K				BK	K	
1.	172	109	102	25	23	112	71	66	16	15
2.	223	141	140	41	27	253	160	159	47	31
3.	279	176	170	54	32	455	288	278	89	52
4.	319	202	199	62	37	628	398	392	122	73













U tohoto výsledného porovnání je patrné přiblížení Schmidovy analýzy a nekorigované analýzy softwaru PROSA spíše k ideálnímu průběhu indikovaného výkonu. Oběh motoru Větrník je tedy na rozdíl od předchozího oběhu zatížen větším množstvím ztrát, které nejsou spojeny pouze s kontinuálním pohybem pístů. Opět byly dosaženy velmi dobré výsledky po provedení korekční analýzy programem PROSA. Odchýlení od reálného měření s narůstajícími otáčkami lze vysvětlit ztrátami únikem tlaku pracovního média z vnitřního prostoru motoru, které nejsou v rámci softwaru zohledněny. Jak již bylo uvedeno, při simulaci nebylo zcela dosaženo požadované teplotní difference, výsledky jsou tedy mírně zkreslené a hodnoty výkonu jsou nižší, než jaké by byly v případě výhodnějšího rozdílu pracovních teplotních hladin.



ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá analýzou oběhu Stirlingova motoru. Daná problematika je uvedena základními informacemi o historii, principu funkce, konstrukčních prvcích, vlastnostech a využití tohoto unikátního stroje. V následující části práce je proveden rozbor termodynamiky ideálního oběhu a výčet reálných ztrátových faktorů společně s příslušnými vztahy, které souvisejí mimo jiné také s analyzačními metodami druhého řádu. Dále jsou v této práci odvozeny rovnice velmi rozšířeně využívané Schmidtovy analýzy gama modifikace Stirlingova motoru. V programu MATLAB byl vytvořen skript s grafickým uživatelským rozhraním, který umožňuje pro libovolné základní parametry gama modifikací Stirlingových motorů efektivní porovnání výsledků analýz ideálního a Schmidtova cyklu a další práci s vyhodnocenými výstupními daty. Byla využita možnost prvotního otestování nově zakoupeného softwaru PROSA 2.4 a byl také proveden užitečný popis jeho funkcí a konfiguračních možností. Tento program a vlastní vyhodnocovací skript byly následně aplikovány pro simulaci oběhů dvou dostupných reálných modelů Stirlingových motorů a získané výsledky byly porovnány s poskytnutými experimentálně získanými daty.

Záměrem této práce bylo také uvést dostatečné množství faktů, souvislostí a podnětů pro budoucí využití v rámci navazujících témat nových diplomových prací. Jako velmi předmětné se jeví vytvoření vlastního softwaru či univerzálního matematického modelu pro analýzu Stirlingova motoru. Ten by, podobně jako program PROSA, shromažďoval dosavadní publikované poznatky týkající se termodynamiky Stirlingova oběhu, avšak překonával zmíněné nedostatky a nabízel lepší možnosti konfigurace z hlediska geometrického rozložení konstrukce a definice pracovních podmínek.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOLLAND, D. *An Interduction To Stirling-Cycle Machine* [online]. [vid. 2015-05-27]. Stirling-cycle research group, Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury. Dostupné z: http://www.occc.edu/gholland/Thermo/Stirling_Intro.pdf
- [2] ŠKORPÍK, J. Stirlingův motor, *Transformační technologie*, 2009-06, [last updated 2013-03]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/stirlinguv-motor.html>.
- [3] HROMÁDKO, J. *Speciální spalovací motory a alternativní pohony*. Grada, 2012. 160 s. ISBN 978-80-247-4455-1. [vid. 2015-05-27].
- [4] MACHÁČEK, J. *Stirlingův termodynamický cyklus*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2009. 133 s. Vedoucí dizertační práce Ing. Jan Gregor, CSc. [vid. 2015-05-27].
- [5] Stirling engine. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine
- [6] HOEGEL, B. *Thermodynamics-Based Design Of Stirling Engines For Low-Temperature Heat Sources*. Department of Mechanical Engineering. University of Canterbury, 2014. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10092/9344>
- [7] 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.[vid. 2015-05-27]. Dostupné z: http://www.ornl.gov/sci/engineering_science_technology/eere_research_reports/thermall_y_activated_technologies/engine_driven/stirling_rankine/modeling_and_simulation/ornl_con_135/ornl_con_135.pdf.
- [8] Stirling: Engine Types and Classifications. *Ctirling.ru* [online]. 2015 [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://ctirling.ru/a-low-temperature-differential-stirling-engine-for-power-generation/engine-types-and-classifications/>
- [9] MARTINI, W. R. *Stirling Engine Design Manual*. 2nd ed. Honolulu: University Press of the Pacific, 2004. 409 p. ISBN 1-4102-1604-7. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19830022057.pdf>
- [10] ABETE, A. J. *Testing and Optimization of the performance of a Stirling engine*. University of Applied Sciences. Osnabrück, 2014. [vid. 2015-05-27].
- [11] FORMOSA, F., DESPESSE, G. *Analytical model for Stirling cycle machine design*. Université de Savoie. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://arxiv.org/ftp/arxiv/papers/1301/1301.4584.pdf>
- [12] NTU method. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/NTU_method



- [13]HIRATA, Koichi.< khirata@gem.bekkoame.ne.jp > *Schmidt theory for Stirling Engines*. Tokyo: National Maritime Research Institute, January, 1997 [vid. 2015-05-27]. Dostupný z: http://www.nmri.go.jp/eng/khirata/stirling/schmidt/schmidt_e.pdf
- [14]Mathcenter. *Mathcentre*. [online]. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.mathcentre.ac.uk/resources/workbooks/mathcentre/web-rcostheta-alphaetc.pdf>
- [15]WAGNER, A. *Calculations and experiments on γ - type Stirling engines*. School of Engineering, University of Wales, Cardiff, 2008. [vid. 2015-05-27].
- [16]ROACH, K. *Solution to Selected Dwight Integrals*. Planet Quantum Software, 2005. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.planetquantum.com/Notes/DwightSolns.pdf>
- [17]SHOICHI, I., HIRATA, K., TODA, F. Performance of Stirling Engines: Arranging Method of Experimental Results and Performance Prediction. *JSME Internation Journal* [online]. 2001, Series B(Vol. 44., No. 1): 140-147 [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsmeb/44/1/44_1_140/_pdf
- [18]TLILI, I., TIMOUMI, Y., NASRALLAH, S. B. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. *ScienceDirect* [online]. 1921, 2008(33) [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: http://vrgs.mu.edu.sa/files/_userfiles/2011/07/0/d07086a9590e4763b1bd7f8bd5f2ab05/ScientificOutcome_Attachment/632c85f4-02ab-e011-86d5-b8ac6f85e9e8_Article%20renewable%20energy%202.pdf
- [19]URIELI, I., *Stirling-cycle Machines*, Ohio University, 2010 [lates update 2013-07-27] [online]. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/>
- [20]SNYMAN, H., HARMS, T. M., STRAUSS, J. M. Design analysis methods for Stirling engines. *Journal of Energy in Southern Africa* [online]. 2008, (No 3): 16 [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.erc.uct.ac.za/jesa/volume19/19-3jesa-snymanetal.pdf>
- [21]DYSON, Rodger W.; WILSON, S. D.; TEW, Roy C. *Review of Computational Stirling Analysis Methods*. Cleveland: National Aeronautics and Space Administration, Glenn Research Center, October, 2004 [vid. 2015-05-27]. Dostupný z: <http://gltrs.grc.nasa.gov/reports/2004/TM-2004-213300.pdf>
- [22]PAVELEK, M. *Termomechanika*. Skripta, studijní opora pro kombinovanou formu bakalářského studia [online]. Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/teorie/T10-01.pdf>
- [23]HIRATA, K., KAWADA, M. *Development of a Multi-cylinder Stirling Engine*. Environment and Energy Department National Maritime Research Institute, Japan, 2005. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: <https://www.nmri.go.jp/eng/khirata/list/stirling/isec2005.pdf>
- [24]BERND, T. *Prof. Dr.-Ing. Bernd Thomas*. Hochschule Reutlingen, Fakultät Technik Maschinenbau [online]. [vid. 2015-05-27]. Dostupné z: http://userserv.fh-reutlingen.de/~thomas/prosa_direct.html



- [25] THOMAS, B. PROSA 2.4 [software]. Software for evaluation Stirling engines cycle machines. Reutlingen, 2003.
- [26] THOMAS, B. PROSA 2.4 [help file]. Software for evaluation Stirling engines cycle machines. Reutlingen, 2003.
- [27] ORGAN, A. J. *The Regenerator and Stirling Engine*, Mechanical Engineering Publications Limited London and Bury St Edmunds, UK, ISBN 1860580106. [cit. 2015-05-27].
- [28] MARTIKAN, D. *Malý experimentální Stirlingův motor*. Fakulta strojní, katedra spalovacích motorů a vozidel, Vysoké učení technické v Brně, 1995. [vid. 2015-05-27]



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[m^2]$	průtočný průřez, teplosměnná plocha
A_{VR}	$[m^{-1}]$	teplosměnná plocha vztažená na jednotku objemu regenerátoru
B_n	$[-]$	Bealovo číslo
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
c_v	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita při konstantním objemu
d_h	$[m]$	hydraulický průměr (charakteristický rozměr)
f	$[-]$	Darcyho koeficient tření
f	$[Hz]$	frekvence otáčení motoru
f_F	$[-]$	Fanningův koeficient tření
k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	koeficient přestupu tepla
k	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	koeficient přestupu tepla
l	$[m]$	délka
m	$[kg]$	hmotnost
$\dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok
$\dot{m}_S$	$[kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$	hmotnostní tok vztažený na jednotku plochy průtočného průřezu
n	$[-]$	polytropický exponent
n	$[min^{-1}]$	otáčky
NTU	$[-]$	počet přenosových jednotek
O	$[m]$	smáčený obvod
p	$[MPa]$	tlak pracovního plynu
Q	$[J]$	teplo
Q_C	$[J]$	teplo odvedené
Q_H	$[J]$	teplo přivedené
Q_R	$[J]$	teplo regenerované
r	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná plynová konstanta
r	$[m]$	poloměr válcové stěny
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
S	$[m^2]$	průtočný průřez
s	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná entropie
T	$[K]$	termodynamická teplota
T_C	$[K]$	teplota studené strany motoru
T_H	$[K]$	teplota teplé strany motoru



T_R	[K]	teplota regenerátoru
u	$[m \cdot s^{-1}]$	střední rychlost proudění
U	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	koeficient přestupu tepla
V	$[m^3]$	objem
V_E	$[m^3]$	okamžitý objem expanzního prostoru
V_K	$[m^3]$	okamžitý objem kompresního prostoru
V_{ME}	$[m^3]$	mrtvý objem expanzního prostoru
V_{MK}	$[m^3]$	mrtvý objem kompresního prostoru
V_{PE}	$[m^3]$	maximální proměnná část objemu expanzního prostoru
V_{PK}	$[m^3]$	maximální proměnná část objemu kompresního prostoru
V_R	$[m^3]$	objem regenerátoru
V_V	$[m^3]$	volný objem průtočné oblasti
W	[J]	práce
W_n	[-]	Westovo číslo
$\Delta \bar{t}$	[K]	střední teplotní rozdíl
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	koeficient přestupu tepla
ε	[-]	účinnost regenerátoru
ϕ_R	[-]	pórovitost matrice regenerátoru
η_t	[-]	vnitřní tepelná účinnost
φ	[°]	fázový posun pohybů pístů
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
μ	$[Pa \cdot s]$	dynamická viskozita
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota
υ	[-]	stupeň izotermizace