

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ

Ing. Jan Macháček

STIRLINGŮV TERMODYNAMICKÝ CYKLUS

THE STIRLING THERMODYNAMIC CYCLE

ZKRÁCENÁ VERZE Ph.D. THESIS

Obor: Silnoproudá elektrotechnika a elektroenergetika

Školitel: Ing. Jan Gregor, CSc.

Oponenti:

Datum obhajoby:

Klíčová slova

Stirlingův motor, motor, teplo, nekonvenční, alternativní, regenerátor, solární, energie.

Keywords

Stirling engine, engine, heat, unconventional, alternative, regenerator, solar, energy.

Místo uložení práce

Práce je k dispozici: na vědeckém oddělení FEKT VUT v Brně, Údolní 53, 602 00 Brno

Obsah

1 Úvod	4
2 Princip Stirlingova motoru	4
2.1 Popis jednotlivých termodynamických dějů	5
2.2 Indikovaná práce, výkon a účinnost	7
3 Cíle disertační práce	8
4 Analýza konstrukce a zatěžovacích charakteristik modelu Stirlingova motoru	9
4.1 Fyzikální měření výkonových a momentových charakteristik pro různé příkony motoru	10
4.2 Měření p - V diagramů motoru pro různé příkony motoru	12
4.3 Stanovení práce vykonané Stirlingovým cyklem	13
5 Matematický model Stirlingova motoru	14
5.1 Schmidtova teorie Stirlingova cyklu	15
5.2 Analýza hlavních konstrukčních parametrů	16
5.3 Aplikace Schmidtovy teorie na model motoru	17
6 Formulace hypotéz, návrh a praktická realizace úprav	18
6.1 Úprava konstrukce a materiálu stěny kompresního válce motoru	19
6.2 Vliv přemísťovacího pístu-regenerátoru na regeneraci pracovního plynu	21
6.2.1 Popis modelu, počáteční a okrajové podmínky	21
6.3 Vliv rychlosti proudění chladící kapaliny a velikosti chladící komory . .	22
6.4 Studie setrvačných sil, návrh setrvačníku motoru	23
7 Návrh a optimalizace nové lamely regenerátoru	23
8 Stirlingův motor jako součást kogenerační jednotky	26
9 Závěr	27
9.1 Cíle práce a jejich splnění	27
9.1.1 Analýza konstrukce a provozních charakteristik	27
9.1.2 Matematický model Stirlingova motoru, Schmidtova teorie . . .	28
9.1.3 Návrh a praktická realizace úprav konstrukčních částí	28
9.1.4 Návrh konstrukce nového lamely regenerátoru	28
9.1.5 Návrh oběhu kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem . .	29
9.2 Shrnutí vědeckých poznatků práce a vlastní přínos	29
9.3 Možnost dalšího zaměření práce	29
Použitá literatura a jiné zdroje informací	30
Curriculum Vitae	31
Abstract	33

1 Úvod

Jedním z prioritních cílů energetické koncepce České republiky potažmo Evropské unie je maximalizace energetické efektivity při zajištění maximální šetrnosti k životnímu prostředí. Dílčí cíle s vysokou prioritou kladou důraz na zvyšování zhodnocení energie, úspory tepla a efektivity při získávání a přeměnách energetických zdrojů. V tomto posledním dílčím cíli se klade důraz na využívání kombinované výroby elektrické energie a tepla a optimální využívání druhotných zdrojů energie. Splnit tyto náročné cíle je možné několika způsoby. Hlavním ze způsobů je zvyšování již zmíněných kvalitativních parametrů primárních zdrojů a odběratelů. Druhý způsob, neméně důležitý, je soustředit se na maloodběratele, jejichž typickým příkladem jsou domácnosti, které jako celek mají významný podíl na výsledné energetické efektivitě a účinnosti.

Na pracovišti Ústavu elektroenergetiky FEKT VUT v Brně byl v rámci výzkumných činností vyvinut model Stirlingova motoru v didakticky názorném uspořádání na hranici mezi základními modifikacemi beta a gama. Záměrem této disertační práce je podrobná analýza jak termodynamických procesů tohoto typu Stirlingova motoru s cílem zvýšení jeho technických parametrů (účinnosti, výkonu), tak analýza jeho zatěžovacích charakteristik a dynamických vlastností se zaměřením na optimalizaci jeho provozu [A.1, A.7].

2 Princip Stirlingova motoru

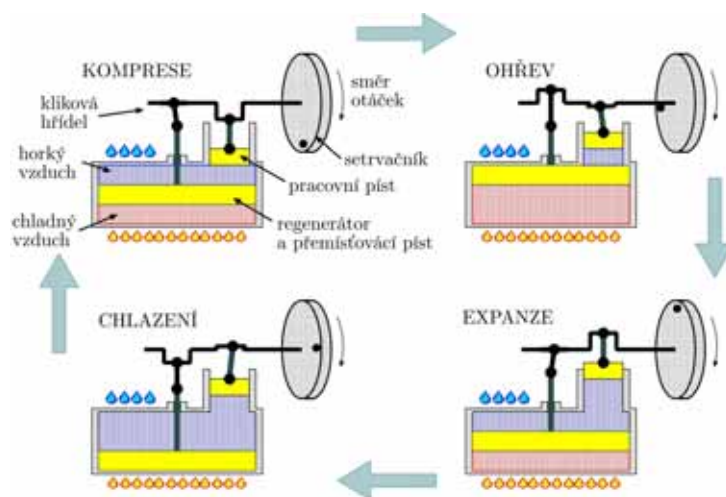
Jedná se o čtyřdobý pístový motor se systémem vnějšího spalování, u něhož nedochází k výměně pracovní látky. Ve svém tepelném oběhu využívá plyn, nejlépe ideální plyn, kterému se nejvíce přibližuje vodík nebo helium. Jelikož se jedná o motor s vnějším přívodem tepla, může pracovat s libovolným zdrojem tepelné energie. K jeho činnosti není potřeba žádných přídavných mechanických zařízení, a proto je to motor velmi spolehlivý, tichý a nenáročný na údržbu.

Ve Stirlingově motoru dochází k přeměně tepelné energie v energii mechanickou prostřednictvím stlačování stálého množství pracovní látky při nízké teplotě a jejím následujícím rozpínání při vyšší teplotě. Protože práce spotřebovaná pístem na stlačení pracovní látky je menší než práce, kterou píst odevzdá při jejím rozpínání, může motor odevzdávat užitečnou mechanickou energii. Princip motoru a polohy pístů v jednotlivých fázích cyklu jsou znázorněny viz Obr. 2.1.

Při použití regenerace není nutno přivádět tak velké množství tepelné energie potřebné k rozpínání pracovní látky a odvádět tak velké množství tepla uvolněného při jejím stlačování. Energie je totiž akumulována v regenerátoru při nižší teplotě než je teplota dodávaná, ale vyšší než je teplota odváděná. Dochází tak ke značnému zvýšení účinnosti a jejímu přiblížení se účinnosti Carnotova cyklu [A.6].

Nevyhnutelná výměna tepla pracovní látky se děje rozdělením horkého a chladného válce spojených přes regenerátor pomocí společných kanálů, kterými proudí v průběhu cyklu pracovní látka oběma směry. Je nutno také zabezpečit, aby změny objemu v těchto válcích neprobíhaly ve fázi (tj. společně najednou rozpínání a stlačování).

Ideální Stirlingův cyklus je termodynamický cyklus, který se skládá z izoterm a izochor (viz Obr. 2.2). Z diagramů, které Stirlingovu cyklus odpovídají, je zřejmé, že se jedná o vratný cyklus, pracovní látka je skupenství plynného a její skupenství se nemění. Pouze dochází k výměně tepla s okolím a je konána užitečná práce.



Obr. 2.1: Princip funkce Stirlingova motoru.

2.1 Popis jednotlivých termodynamických dějů

Ideální Stirlingův cyklus pracuje s ideálním plynem, pro který platí stavová rovnice (2.1) [A.4],

$$p \cdot v = r \cdot T = \text{konst.} \quad (2.1)$$

Každý ze čtyř zkoumaných procesů je charakteristický svými parametry a funkcemi stavu. Zavedeme následující poměry teplot a objemů

$$\tau = \frac{T_C}{T_E}, \quad (2.2)$$

$$\nu = \frac{V_{max}}{V_{min}}. \quad (2.3)$$

První fáze cyklu se nazývá *izotermická komprese*. Tato fáze je konaná pomocí pracovního pístu (viz Obr. 2.2 křivka 1 - 2). Při konstantní teplotě $T_1 = T_2 = T_C$ se stlačuje ochlazený a následně přehřátý plyn. To znamená, že počáteční a koncová teplota je stejná a shodná s teplotou minimální. Tento děj je mechanicky realizován stlačováním plynu ve válci a jeho vnitřní energie je konstantní. Dodaná mechanická práce se odvádí průběžně odvodem tepla Q_2 zajišťujícím izotermii této fáze. Polytropický exponent v rovnici (2.1) je roven jedné. Rovnice přejde na tvar

$$p \cdot v = \text{konst.} \quad (2.4)$$

Pro tlak na konci tohoto děje platí

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{V_2} = p_1 \cdot \nu. \quad (2.5)$$

Odvedené teplo Q se rovná vynaložené práci a je rovno ploše vymezené křivkami 1 - 2 a osou objemu V p - V diagramu (viz Obr. 2.2)

$$Q = \int_{V_{max}}^{V_{min}} p \cdot dv = W. \quad (2.6)$$

Integrací vztahu v daných mezích dostaneme výraz (2.7)

$$p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \left(\frac{1}{\nu} \right) = R \cdot T_1 \cdot \ln \left(\frac{1}{\nu} \right). \quad (2.7)$$

Změna entropie je rovna následujícímu vztahu

$$s_2 - s_1 = R \cdot \ln \left(\frac{1}{\nu} \right). \quad (2.8)$$

Během druhé fáze, která se nazývá *izochorický ohřev*, to znamená přestup tepla při konstantním objemu (viz Obr. 2.2 úsečka 2-3), se stlačený plyn při konstantním objemu ohřeje, je mu předána energie ve formě tepla. Teplota plynu vzroste z T_C na teplotu T_E a tlak z hodnoty p_2 na p_3 . Práce se v této části cyklu nevyrábí, vzrůstá vnitřní energie a entropie pracovní látky. Platí vztah

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} = \frac{p_2}{\tau} \quad ; \quad V_3 = V_2. \quad (2.9)$$

Množství tepla přijaté pracovní látkou

$$Q = c_v \cdot (T_3 - T_2). \quad (2.10)$$

Vynaložená práce je rovna nule

$$W = 0. \quad (2.11)$$

Změna entropie

$$s_3 - s_2 = c_v \cdot \ln \left(\frac{1}{\nu} \right). \quad (2.12)$$

Ve třetí fázi, *izotermické expanzi*, většina plynu začne proudit skrz regenerátor, kterému odevzdá část svého tepla a expanduje (viz Obr 2.2 křivka 3-4). Expanze vyvolává tlak na pracovní píst, který působí na klikovou hřídel roztáčející setrvačnick, koná se práce. Teplota T_E je konstantní, což je zajišťováno průběžně přívodem tepla Q_1 . Vnitřní energie pracovní látky se nemění a entropie roste. Můžeme tedy napsat

$$p_4 = \frac{p_3 \cdot V_3}{V_4} = \frac{p_3}{\nu}. \quad (2.13)$$

Přijaté teplo je rovno přijaté práci W

$$W = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln \nu = R \cdot T_3 \cdot \ln \nu. \quad (2.14)$$

Změna entropie

$$s_4 - s_3 = R \cdot \ln \nu. \quad (2.15)$$

Izochorické chlazení je čtvrtá a poslední fáze cyklu. Většina plynu je přemístěna do chladné části válce, kde je mu odebrán zbytek tepla. Teplota T_E klesá na teplotu T_C a tlak z hodnoty p_4 na p_1 . Práce se v tomto ději nevyrábí, vnitřní energie a entropie pracovní látky se zmenšují. Tento děj lze vyjádřit následovně

$$p_1 = \frac{p_4 \cdot T_4}{T_1} = p_1 \cdot \tau \quad ; \quad V_1 = V_4. \quad (2.16)$$

Množství předaného tepla

$$Q = c_v \cdot (T_1 - T_4). \quad (2.17)$$

Změna entropie

$$s_1 - s_4 = c_v \cdot \ln \tau. \quad (2.18)$$

V regenerativních dějích se teplo předané od regenerátoru pracovní látce v ději 2-3 navrácí z pracovní látky do regenerátoru v ději 4-1. Vnější tok tepla k pracovní látce a její ztráty nejsou.

Teplo přivedené při T_E

$$Q_E = R \cdot T_3 \cdot \ln \nu. \quad (2.19)$$

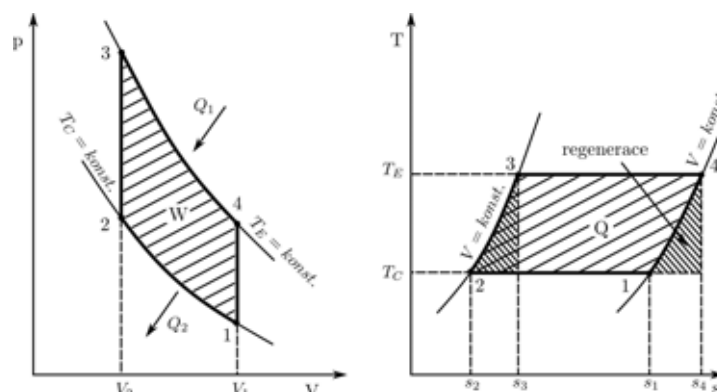
Teplo přivedené při T_C

$$Q_C = R \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\tau}. \quad (2.20)$$

Můžeme tedy napsat vztah pro tepelnou účinnost η

$$\eta_T = \frac{Q_C \cdot Q_E}{Q_E} = \frac{R \cdot T_3 \cdot \ln \nu - R \cdot T_1 \cdot \ln \nu}{R \cdot T_3 \cdot \ln \nu} = 1 - \tau. \quad (2.21)$$

Tento výraz je analogický pro účinnost Carnotova cyklu.



Obr. 2.2: p - V a T - s diagram ideálního cyklu.

Pokud je množství tepla, které je předáváno při procesech 2-3 a 4-1 stejné, pak se výměna tepla mezi okolím a pracovním plynem odehrává při teplotách T_E a T_C . Pak také účinnost Stirlingova termodynamického cyklu je stejná jako účinnost cyklu Carnotova (viz rovnice 2.22)

$$\eta = \frac{T_E - T_C}{T_E}. \quad (2.22)$$

2.2 Indikovaná práce, výkon a účinnost

Indikovanou energii (oblast v p - V diagramu) v kompresním a expanzním válci je s pomocí výše uvedených vztahů možné vyjádřit analytickým výrazem. Je to vlastně křivkou ohraničená plocha určující využitou energii. Indikovanou expanzní energii popisuje následující rovnice

$$W_E = \oint p dV_E. \quad (2.23)$$

Indikovaná kompresní práce

$$W_C = - \oint p dV_C. \quad (2.24)$$

Indikovaná energie jednoho cyklu je dána součtem těchto energií

$$W_i = W_E + W_C. \quad (2.25)$$

Indikovaný expanzní výkon P_E , indikovaný kompresní výkon P_C a indikovaný výkon celého motoru P_i jsou definovány pomocí následujících rovnic, s využitím otáček motoru n

$$P_E = W_E \cdot n, \quad (2.26)$$

$$P_C = W_C \cdot n, \quad (2.27)$$

$$P_i = W_i \cdot n. \quad (2.28)$$

Indikovanou expanzní energii W_E nalezneme v rovnici vyjádřenou jako vstupní teplo z ohřívaného zdroje motoru. Indikovaná kompresní energie W_C daná rovnicí vyjadřuje odvod tepla z motoru ke chladicímu zařízení. Potom je tepelná účinnost rovna následujícímu vztahu

$$\eta = \frac{W_i}{W_E} = 1 - \tau. \quad (2.29)$$

Tato rovnice vyjadřuje tepelnou účinnost Stirlingova cyklu a je totožná s účinností cyklu Carnotova, která je největší možnou účinností tepelného stroje.

3 Cíle disertační práce

Cílem předkládané práce je komplexní analýza Stirlingova termodynamického cyklu provedená na funkčním modelu Stirlingova stroje pracujícím jako pohon. Pozornost je zde věnována formulování hypotéz možných stěžejních konstrukčních a fyzikálních problémů, které významně ovlivňují termodynamické děje probíhající v modelu stroje, a také jejich praktickému či teoretickému ověření. Další část práce se zaměřuje na návrh oběhu kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem, což je problematika, které se ve vědeckých kruzích řeší prozatím okrajově, i když v poslední době nabývá na aktuálnosti. Za hlavní cíle práce bylo stanoveno:

1. Analyzovat konstrukční řešení a zatěžovací charakteristiky funkčního modelu Stirlingova motoru ve zvoleném konstrukčním uspořádání.

V rámci analýzy je dílčím cílem provést měření vlivu změn provozních podmínek na zatěžovací charakteristiky a měření výkonových a momentových charakteristik, změn objemu na otáčkách motoru, teplotních závislostí atd.

2. Vytvoření matematického popisu Stirlingova cyklu pro výpočet teoretických kvalitativních a kvantitativních parametrů.

Úkolem této části je aplikovat dostupné současné teorie na vytvoření matematického modelu Stirlingova stroje a dle modelu provést výpočet vstupních parametrů reálného modelu. Dále provést vyhodnocení výsledků a srovnání s měřeními.

3. Návrh a praktická realizace úprav konstrukčních částí modelu Stirlingova stroje.

V této části jsou úkolem dle formulovaných hypotéz návrhy úprav zejména konstrukčních prvků Stirlingova motoru a následné ověření funkčnosti těchto úprav buďto měřením nebo jinými metodami.

4. Vytvoření a ověření aplikace vhodného optimalizačního algoritmu pro návrh a výpočet lamely regenerativního výměníku.

V rámci tohoto dílčího cíle je úkolem zhodnotit možnosti využití genetických optimalizačních algoritmů pro návrh profilu lamely regenerátoru jakožto jedné z nejdůležitějších částí stroje pracujícího na principu Stirlingova cyklu. V závislosti na získaných poznatcích pak navrhnout vhodný optimalizační algoritmus.

5. Návrh oběhu kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem.

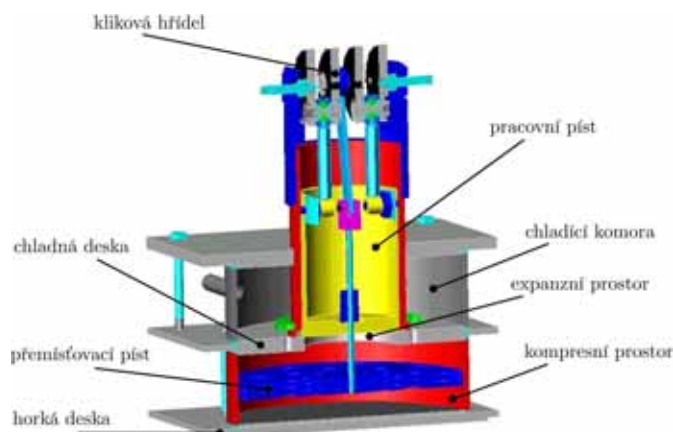
Úkolem této části je provést alespoň technologický návrh oběhu kogenerační jednotky se Stirlingovým strojem a pokusit se stanovit výhody a nevýhody pro komerční využití.

4 Analýza konstrukce a zatěžovacích charakteristik modelu Stirlingova motoru

V rámci výzkumu týkajícího se problematiky Stirlingových motorů byl na Ústavu elektroenergetiky FEKT VUT v Brně pod vedením inženýra Jana Gregora zkonstruován model Stirlingova motoru. Konstrukční uspořádání tohoto modelu je nejbližší typu modifikace beta viz Obr 4.1. Téměř všechny konstrukční části motoru jsou z ocele, kromě lamel regenerátoru, které jsou z hliníku. Konstrukce motoru s tímto postavením pístů, chlazením a přemísťovacím pístem jako regenerátorem je vzácná a pokud je nám známo, tak není předmětem výzkumu nikde ve světě. Výpis základních parametrů a rozměrů motoru:

- průměr pracovního válce a pístu = 0.072 m,
- průměr přemísťovacího pístu = 0.168 m,
- průměr válce přemísťovacího pístu = 0.170 m,
- zdvih pístů = 0.036 m,
- teplota expanze $T_E = 420 \div 520$ K,
- teplota komprese $T_C = 288 \div 300$ K,
- úhel posunutí mezi písty $\varphi = \frac{\pi}{2}$,
- střední tlak $p_{str} = 101\,325$ Pa,
- zdvihový objem expanzního prostoru $V_{SE} = 0.8171 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$,

- zdvihový objem kompresního prostoru $V_{SC} = 0.1465 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$,
- objem mrtvého prostoru z celkového expanzního $V_{DE} = 0.4478 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$,
- objem mrtvého prostoru z celkového kompresního $V_{DC} = 3.8400 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$,
- otáčky motoru $n = 70 \text{ min}^{-1}$.



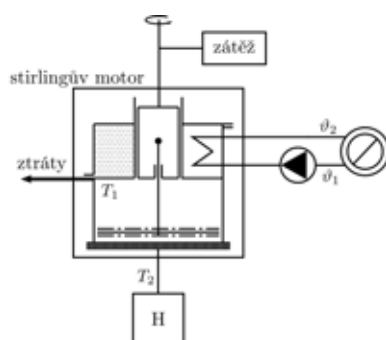
Obr. 4.1: Řez modelem Stirlingova motoru.

4.1 Fyzikální měření výkonových a momentových charakteristik pro různé příkony motoru

Měření výkonových a momentových charakteristik bylo provedeno pro jedenáct hodnot příkonů topné spirály. V podstatě bylo měření prováděno v rozmezí limitních hodnot a to od 90 W, kdy bylo motor možné začít zatěžovat, až do 190 W, což byla vrchní hranice příkonu, při které motor dosahoval maximálních konstrukčních otáček. Bodově lze měření popsat následovně:

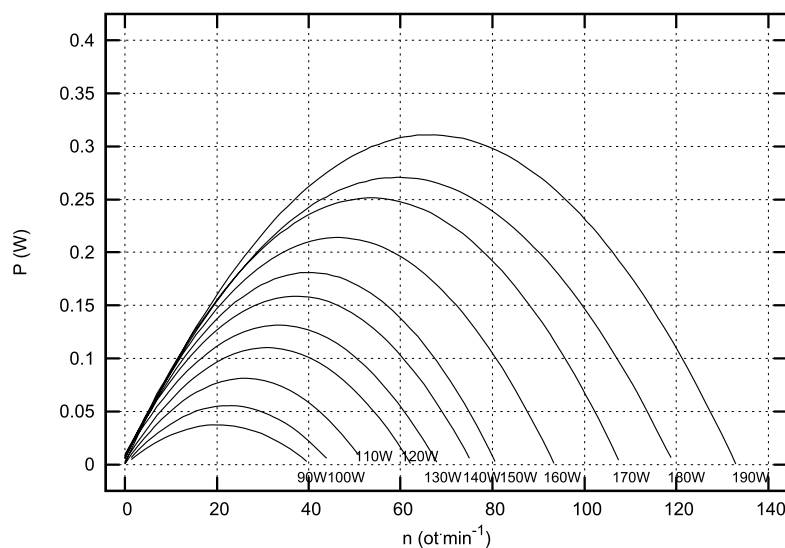
- Na topné spirále, která sloužila jako zdroj tepelné energie, byl nastaven zvolený příkon.
- Jelikož probíhající tepelné děje uvnitř motoru mají jistou časovou setrvačnost, bylo nejprve nutné nechat motor několik minut zahřívát, a to do doby než byl pracovní plyn schopen expandovat a motor se po uvedení do pohybu již samovolně otáčel.
- Pokud byl motor uveden do pohybu, bylo opět nutné dosáhnout ustáleného stavu. Tzn. rovnoměrných otáček motoru, ustálených sledovaných teplot teplé a chladné desky a teplot chladicí kapaliny.
- Pokud motor dosáhl ustáleného stavu bylo možné započat měření a motor zatěžovat. Byly sledovány následující veličiny:
 - teplota chladné desky T_1 ,
 - teplota horké desky T_2 ,
 - teplota výstupní chladicí kapaliny t_1 ,
 - teplota vstupní chladicí kapaliny t_2 ,

- změna středního tlaku pracovního plynu,
 - změna objemu pracovního plynu,
 - otáčky motoru,
 - hmotnost zátěže na hřídeli motoru.
- Princip měření spočíval v tom, že hřídel motoru byla osazena navíjecím zařízením, na které se umísťovala zvolená zátěž v podobě závaží. Při zatížení motoru docházelo k rozkolísání otáček, bylo proto nutné dostatečně prodloužit dráhu navíjeného motouzu, aby se otáčky mohly opět ustálit.
 - Za ustálených otáček byly odečteny hodnoty sledovaných veličin. Veškeré teploty byly měřeny pomocí kalibrovaných termočlánků typu T (měď vs. měď - nikl), které byly umístěny jednak v hadicích chladicího systému a dále přímo na horké a chladné desce.
 - Mezi další veličiny, které byly odečteny při každém měření, patřila hmotnost zátěže, kterou byla zatěžována hřídel motoru, a velikost otáček v době ustáleného chodu.
 - Velikost otáček byla odečtena ze signálu změny tlaku a objemu na osciloskopu. Napěťový signál změny tlaku byl získán z polovodičové tlakové sondy, která byla injektována přímo do prostoru pracovního plynu. Změna objemu byla snímána odporovým čidlem, které transformovalo lineární pohyb pracovního pístu na pohyb točivý.
 - Veškeré hodnoty plus oba signály změny tlaku a objemu byly ke každému měření uloženy v elektronické podobě a dále zpracovány a vyhodnoceny.
 - Jednak byla z každého měření vyhotovena momentová a výkonová charakteristika viz Obr. 4.3 a 4.4, a dále p - V diagramy a další vyhodnocující grafy, které jsou komentovány v následujících kapitolách.

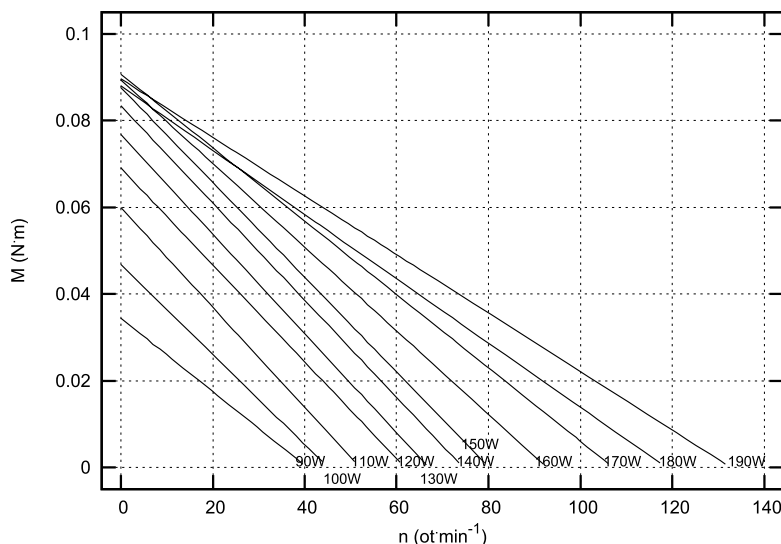


Obr. 4.2: Zjednodušené technologické schema motoru a potřebného příslušenství.

Pokud by termodynamické procesy v pracovním plynu (vzduchu) probíhaly jako v ideálním plynu, měly by být závislosti momentu na otáčkách lineární a jim odpovídající výkonové charakteristiky parabolického tvaru. Průběh momentové charakteristiky je v podstatě lineární, výkonová charakteristika je nesouměrná parabola. Progresivní růst krouticího momentu motoru a s ním související posun maxima dosažitelného výkonu směrem k nižším otáčkám svědčí o nedokonalé regeneraci při otáčkách blízkých otáčkám naprázdno, která se však zjevně zlepšuje při nižších otáčkách.



Obr. 4.3: Výkonové charakteristiky pro příkon topné spirály 90 až 190 W.



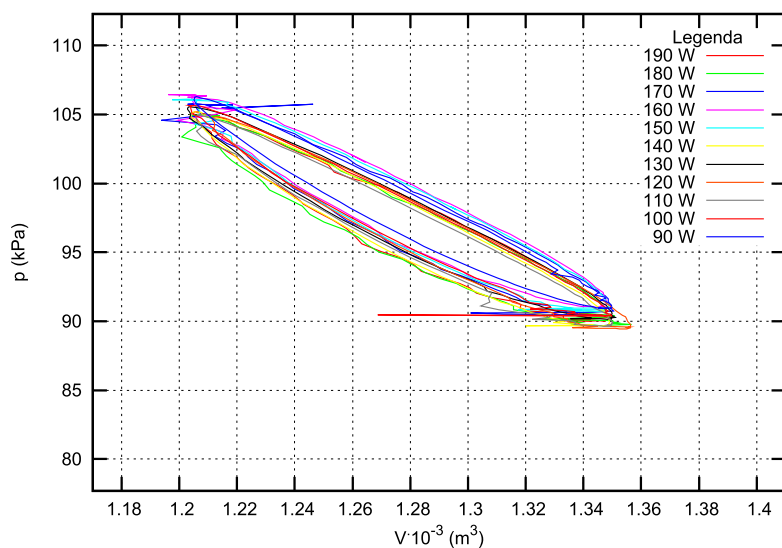
Obr. 4.4: Momentové charakteristiky pro příkon topné spirály 90 až 190 W.

4.2 Měření p - V diagramů motoru pro různé příkony motoru

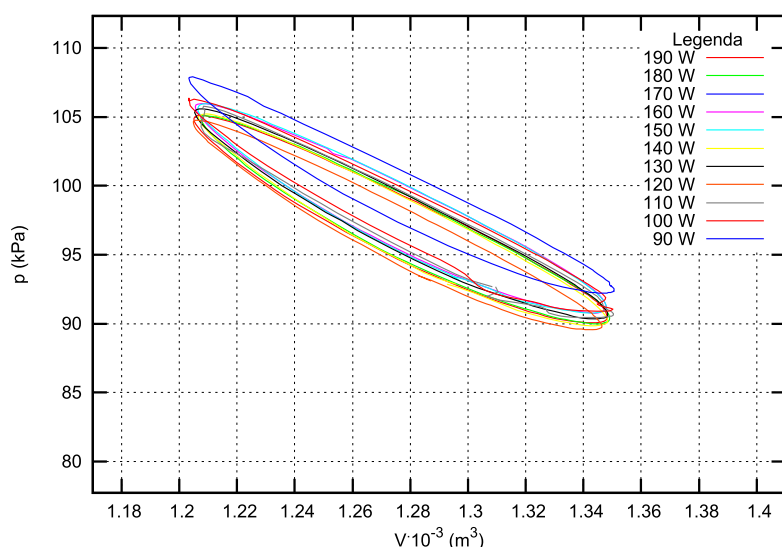
Na předešlých stránkách byl v kapitole 2.1 popsán ideální oběh Stirlingova motoru viz Obr. 2.2 ze kterého vyplývá, že cyklus ve fázích 2-3 a 4-1 nekoná práci. U reálného oběhu se v těchto fázích práce koná, což je asi hlavní rozdíl mezi ideálním a reálným oběhem.

Aby bylo možné se do detailu zabývat podrobným popisem vlastností zkoumaného modelu Stirlingova motoru, bylo provedeno měření reálných p - V diagramů opět pro zvolené příkony topné spirály. p - V diagramy byly změřeny jak při chodu motoru naprázdno, tak při zatížení.

Ze znázorněných grafů je patrné, že p - V diagramy změřené při zatížení mají větší hodnotu středního tlaku než p - V diagramy změřené naprázdno. To je způsobené tím, že zatížení na pracovním pístu působilo větší tlakový odpor než píst nezatížený. Práce cyklu, což je prostor obemknutý křivkou p - V diagramu, je tedy pro chod naprázdno



Obr. 4.5: Srovnání $p - V$ diagramů pro zvolené příkony při chodu motoru naprázdno.



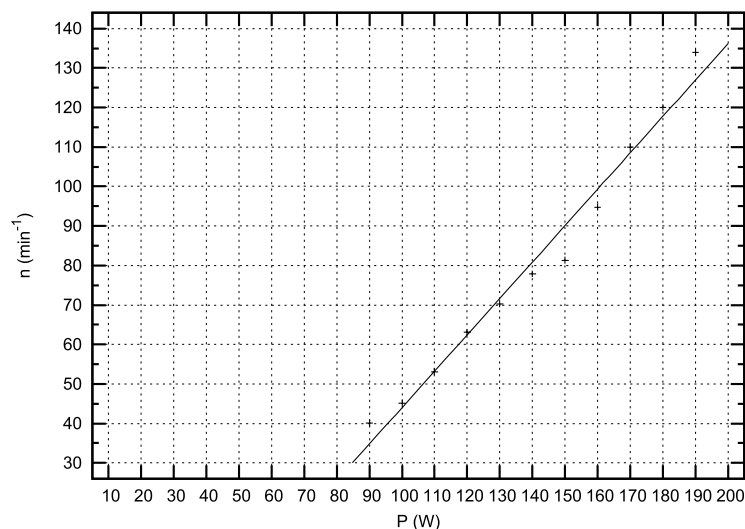
Obr. 4.6: Srovnání $p - V$ diagramů pro zvolené příkony při maximálním zatížení motoru.

nepatrně menší než pro chod při zatížení.

4.3 Stanovení práce vykonané Stirlingovým cyklem

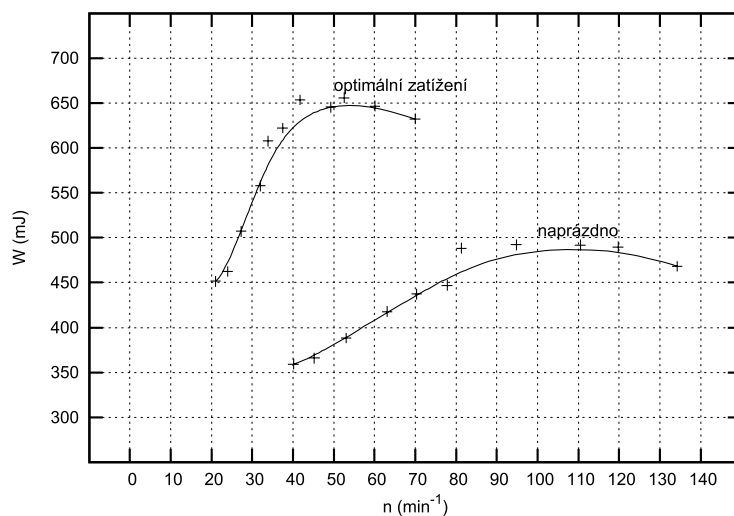
Z dat a grafů uvedených v předešlých kapitolách lze odečíst ještě řadu další doplňujících údajů. V grafu na Obr. 4.7 je znázorněn průběh otáček naprázdno v závislosti na příkonu topné spirály, která dodávala teplo do „teplé“ desky motoru. Závislost otáček na příkonu spirály je dle předpokladů lineární, jelikož při růstu příkonu spirály úměrně roste teplota otopné desky a s ní i výkon motoru.

Jak bylo popsáno výše, práce vykonaná cyklem je tvořena plochou uvnitř $p - V$ diagramu. Jelikož by bylo přesné určení obsahu jednotlivých $p - V$ diagramů výpočtem problematické, byl zvolen výpočetní program pro analýzu obrazů, pomocí kterého byl



Obr. 4.7: Vliv příkonu spirály na otáčky motoru naprázdno.

odečten počet pixelů vybarvené plochy uvnitř křivky. Výsledný údaj byl dále přepočten dle referenční hodnoty jednoho segmentu mřížky grafu. Výsledné hodnoty jsou zobrazeny na Obr. 4.8



Obr. 4.8: Práce cyklu vykonaná při jedné otáčce motoru při chodu naprázdno a při optimálním zatížení.

5 Matematický model Stirlingova motoru

Rovnice pro analýzu ideálního Stirlingova cyklu byly popsány v kapitole 2.1. Bohužel přílišná idealizace cyklu předurčuje použití těchto rovnic jen pro základní předběžné výpočty.

U regenerativního cyklu respektive u cyklu s regenerátorem je teplo v procesu chlazení plynu odebráno a v procesu ohřevu zase vráceno. Není zde žádný zisk nebo ztráty tepla. Kromě rovnic v kapitole 2.1 platí ještě doplňující rovnice

$$\text{celkové dodané teplo pro } T_E = R \cdot T_3 \cdot \ln \nu, \quad (5.1)$$

$$\text{celkové odvedené teplo pro } T_C = R \cdot T_1 \cdot \ln \left(\frac{1}{\nu} \right), \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} \text{a tepelná účinnost} &= \frac{\text{teplo dodané} - \text{teplo odebrané}}{\text{teplo dodané}} = \frac{\text{vykonaná práce}}{\text{teplo dodané}} \\ &= \frac{(R \cdot T_3 \cdot \ln \nu - R \cdot T_1 \cdot \ln \nu)}{R \cdot T_3 \cdot \ln \nu} = 1 - \tau. \end{aligned} \quad (5.3)$$

Tento vztah pro výpočet účinnosti koresponduje se vztahem pro účinnost Carnotova cyklu pracujícího mezi stejnými teplotami komprese a expanze.

5.1 Schmidtova teorie Stirlingova cyklu

Na základě výsledků, které Schmidtova teorie poskytuje, je možné učinit rozhodnutí o volbě nebo odhadu základních parametrů motoru jako jsou objemy válců, volba teplot komprese a expanze apod. Důležité je přesně odhadnout zejména konstrukční parametry stroje, které nejdou později měnit a ostatní parametry volit dle praktických zkoušek. Z dat, která poskytuje Schmidtova teorie, je možné dále vycházet při složitějších simulacích a i v této práci jich bylo použito jako vstupních dat pro simulační výpočet, který je popsán v jedné z následujících kapitol.

Předpoklady Schmidtovy teorie:

- regenerativní procesy jsou ideální,
- okamžitá hodnota tlaku v soustavě je konstantní,
- pracovní látka se podrobuje rovnici ideálního plynu $p \cdot V = R \cdot T$,
- změny objemů plynu v prostorách jsou sinusové,
- teploty stěn válců i pístů jsou konstantní,
- teplota pracovní látky v pomocných dutinách systému je konstantní,
- otáčky stroje jsou konstantní,
- procesy komprese a expanze se mění izotermicky,
- teplota plynu v regenerátoru je aritmetickým průměrem teploty v expanzním prostoru a teploty prostoru kompresního,
- množství pracovní látky je konstantní.

Při odvození vztahů pro výpočet výkonu motoru a účinnosti cyklu se vycházelo ze vztahů pro výpočet objemu expanzního a kompresního prostoru

$$V_e = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos x), \quad (5.4)$$

$$V_c = \frac{1}{2} \cdot V_C \cdot [1 + \cos(x - \varphi)] = \frac{1}{2} \cdot \nu \cdot V_E \cdot [1 + \cos(x - \varphi)]. \quad (5.5)$$

Střední tlak cyklu je dán vztahem

$$p_{str} = p_{max} \cdot \left(\frac{1 - \delta}{1 + \delta} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (5.6)$$

Na závěr byl určen přenos tepla a velikost výstupní práce. Jestliže procesy expanze a komprese probíhají izotermicky, tak velikost přeneseného tepla Q je rovna výstupní práci P , lze tedy napsat

$$Q = P = \int p dV. \quad (5.7)$$

$$Q = -\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \Delta \cdot \sin \Theta. \quad (5.8)$$

Jak bylo popsáno výše, změna objemu v expanzním prostoru odpovídá rovnici 5.4, pak pro teplo přenesené v expanzním prostoru je dáno

$$Q = \frac{\pi \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \delta \cdot \sin \Theta}{1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}}. \quad (5.9)$$

Pokud platí pro vztah 5.5 pro objem v kompresním prostoru, pak pro teplo přenesené v kompresním prostoru lze napsat

$$Q_c = \frac{\pi \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \nu \cdot \delta \cdot \sin (\Theta - \varphi)}{1 + (1 - \delta)^{\frac{1}{2}}}. \quad (5.10)$$

V případě že motor pracuje jako motor což znamená že, $T_E > T_C$ a $\tau < 1$ pak platí:

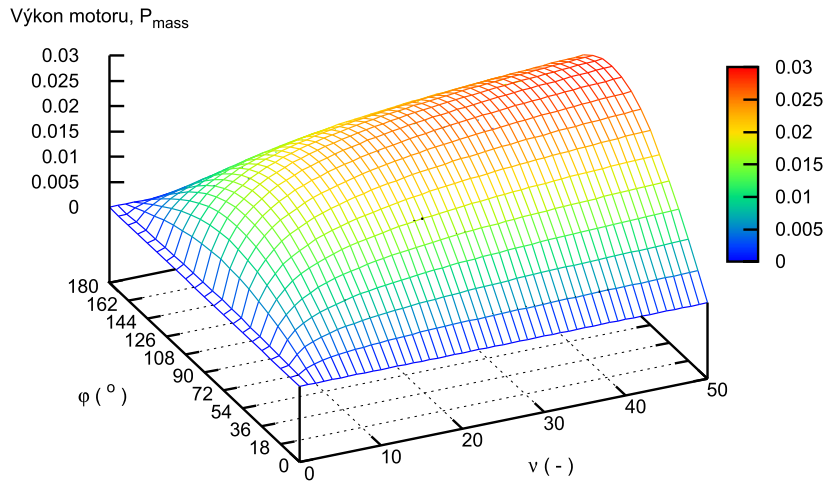
$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\text{teplo dodané} - \text{teplo odebrané}}{\text{teplo dodané}} \\ &= \frac{Q - \tau \cdot Q}{Q} = 1 - \tau = \frac{T_E - T_C}{T_E} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Tento vztah koresponduje s Carnotovou účinností.

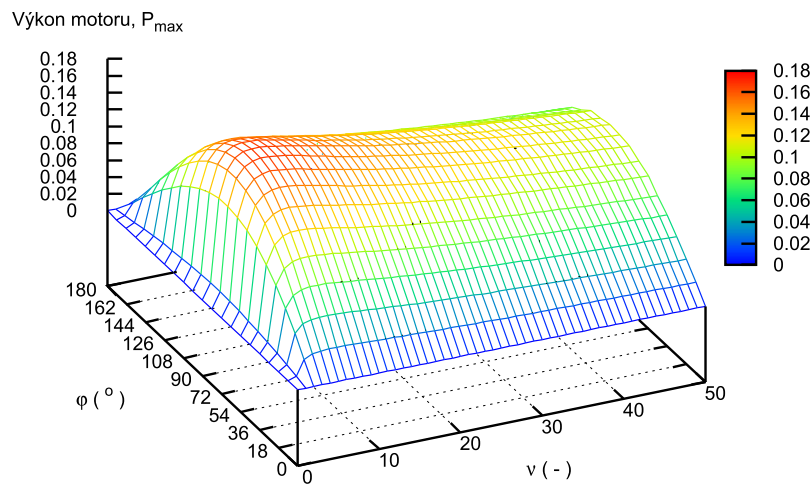
5.2 Analýza hlavních konstrukčních parametrů

Ze Schmidovy teorie je zřejmé, že energie cyklu a tepelný výkon výměníku tepla (regenerátoru) jsou přímo úměrné funkci otáček n motoru, tlaku pracovního plynu p_{max} a velikosti motoru, vyjádřenou výrazem pro celkový objem motoru V_T . Vliv, který mají čtyři hlavní konstrukční parametry (τ , ν , φ a X), není již tak zřejmý. Obzvláště není jasné, jaká kombinace těchto parametrů je ideální pro optimální výkon motoru. To je důležitý poznatek, protože tyto parametry je nutné definovat v době návrhu motoru a později je již nelze změnit, kromě teplotního poměru.

Trojrozměrný graf viz Obr. 5.1 znázorňuje změnu výkonového parametru při změně úhlu natočení klikové hřídele a obsahu motoru pro konstantní τ a X . Výsledky jsou zobrazeny formou plošného trojrozměrného grafu. Různé změny τ a X jsou příčinou vzniku série podobných avšak jiných křivek povrchu. Vrchol grafu reprezentuje maximální hodnotu výkonového parametru a výskyt optimální kombinace φ a ν pro dané hodnoty τ a X .



a) Vliv na P_{mass}



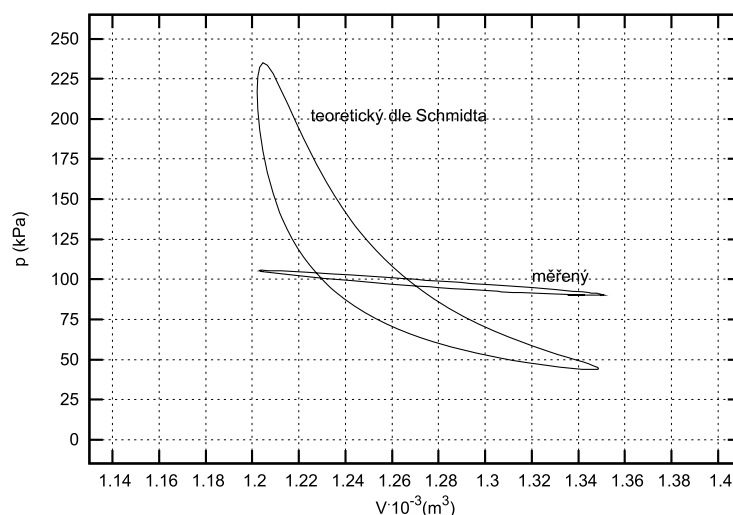
b) Vliv na P_{max}

Obr. 5.1: Vliv ν , a φ na výkonový parametr.

Tyto obrázky jsou trojrozměrnou reprezentací výkonového parametru $P/(p_{max} \cdot V_T)$ jako funkce ν a φ s konstantními hodnotami $\tau = 0.3$ a $X_{DE} = 1$. Obrázek 5.5 (a) je pro výkonový parametr P_{mass} a obrázek 5.5 (b) je pro výkonový parametr P_{max} . Nejvyšší bod v grafu znázorňuje optimální hodnotu ν a φ .

5.3 Aplikace Schmidovy teorie na model motoru

Při výpočtech koeficientů a veličin, které popisuje Schmidova teorie, jsme vycházeli z reálných konstrukčních parametrů stroje. Jedině tak je možné objektivně srovnávat chování skutečného motoru s motorem simulovaným. Je pravdou, že některé vlastnosti teoretické analýzy nejsou z její podstaty přenositelné do reálu. Jedná se o matematický popis pohybu pístů skutečného motoru, který se od pohybu předpokládaného v teorii liší. Ostatně teoretické a vypočtené charakteristiky lze vidět na následujících stránkách.



Obr. 5.2: p - V diagram teoretického a reálného Stirlingova motoru.

Z Obr. 5.2 je zřejmé, že mezi teoretickým výpočtem a předpokladem je jasný rozdíl, který zřetelně demonstruje, jak je komplikované přesně zachytit a také matematicky popsat děje, které ve Stirlingově motoru probíhají. Při návrhu musíme uvažovat skutečné poměry, ke kterým dochází při provozu. Projevují se také různé ztráty, ať už hydraulické, tepelné nebo mechanické.

Tudíž je poměrně komplikované provést teoretický návrh stroje, který bude dostatečně přesný a realistický.

6 Formulace hypotéz, návrh a praktická realizace úprav

Na základě měření a výpočtů provedených v kapitolách 4 a 5 byly formulovány následující hypotézy:

hypotéza 1 – Diametrální rozdíl mezi skutečně dosaženou účinností modelu Stirlingova motoru a odpovídající účinností Carnotova cyklu lze vysvětlit nedokonalou a nedostatečnou regenerací. Tento jev lze pozorovat na p - V diagramech v oblasti mezi fiktivními body 2 a 3, kde dochází k největší deformaci p - V diagramu a zmenšení jeho plochy, tedy zmenšení velikosti výstupní práce.

hypotéza 2 – Mimo již zmíněnou nedokonalou funkci regeneračního představovacího pístu dochází k dalším ztrátám vlivem špatného přestupu tepla mezi pracovním plynem a ohříváním respektive chlazením víkem termodynamické komory. K dalším výrazným ztrátám dochází vedením tepla vnějším pláštěm termodynamické komory, zhotoveným z železného plechu tloušťky 0.8 mm, který pro skutečné geometrické rozměry termodynamické komory představuje značný tepelný bypass.

hypotéza 3 – Vlivem zbytečně velkého objemu chladicí komory (cca 1 dm³) dochází při průtoku chladicí vody, v důsledku velkého integrujícího účinku tohoto objemu, k pomalé odezvě výstupního termočlánku při změně vstupní teploty, což zkresluje výsledky bilančních měření, která lze považovat za korektní až po dlouhé době potřebné k ustálení teplot v celém chladicím systému.

hypotéza 4 – Nevhodná velikost použitých setrvačníků má nepříznivý vliv na rozběh motoru a chod motoru v oblasti nízkého příkonu a nízkých otáček, kdy chod motoru je nerovnoměrný. Dále s velkým setrvačníkem rostou mechanické ztráty. Naproti tomu velký setrvačník má příznivý vliv v oblasti vysokých otáček, kdy slouží jako stabilizátor změn v teplotních poměrech a příkonu motoru atd.

hypotéza 5 – Svépomocně vyrobená kliková hřídel a vrtání válce motoru jsou zdrojem jednak velkých mechanických ztrát a také netěsností pracovního prostoru motoru. Díky netěsnostem dochází hlavně ke ztrátám tepelným, pracovní plyn se ochlazuje od parazitního venkovního prostředí, a dále dochází ke ztrátám tlakovým, pracovní plyn přes stejnou mezeru ztrácí tlak.

6.1 Úprava konstrukce a materiálu stěny kompresního válce motoru

Na místo železného válce, který působil jako tepelný most mezi „horkou“ a „chladnou“ deskou, byla zvolena skořepina z plazmaticky naneseného korundu, který by měl obě desky od sebe navzájem tepelně izolovat. Realizace úpravy viz Obr. 6.1 a Obr. 6.2).



Obr. 6.1: Stěna válce ze železa.



Obr. 6.2: Stěna válce z korundu.

Pro ověření popsanych skutečností a teoretických předpokladů bylo provedeno měření tepelné bilance a tepelných ztrát na spodní „horké“ desce motoru. Ukázková data viz tabulka Tab. 6.1

Tab. 6.1: Tabulka ukázkových dat při měření tepelných ztrát motoru.

Korund				
příkon spirály P (W)	60			
	v nádobě		bez nádoby	
	běží	stojí	běží	stojí
průtok chladicí kapaliny Q_V ($\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$)	0.7	0.7	0.7	0.7
teplota vstupní chladicí ϑ_1 ($^{\circ}\text{C}$)	29.5	25.4	-	22.7
teplota výstupní chladicí ϑ_2 ($^{\circ}\text{C}$)	30.0	29.0	-	23.8
teplota chladné desky T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	10.0	7.5	-	5.0
teplota horké desky T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	175.0	227.5	-	82.5
teplota okolí ϑ_{okoli} ($^{\circ}\text{C}$)	23.0	23.0	-	20.5

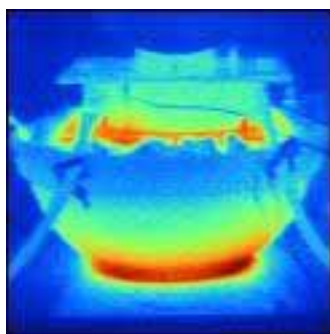
Z výsledku vyplývá, že při použití korundové skořepiny došlo k navýšení teploty horké desky přibližně 2.3 krát. Pokud byl motor uložen volně, tedy bez izolací, nebylo možné naměřit žádné hodnoty v režimu chodu, protože motor se kvůli velkým tepelným

ztrátám vůbec nerozběhl. Motor se rozběhl až po výrazném zvýšení příkonu spirály. Při použití korundového prstence bylo nutné příkon zvýšit na hodnotu 160 W, aby se motor roztočil a při použití původní ocelové komory, bylo nutné příkon zvýšit až na hodnotu 200 W. Hodnoty naměřené při těchto limitních příkonech jsou uvedeny v tabulce Tab. 6.2.

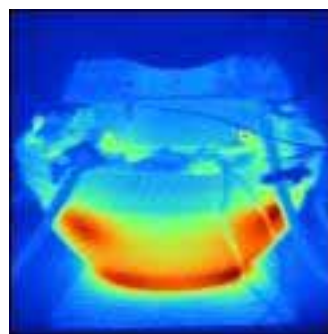
Tab. 6.2: Tabulka hodnot naměřených při neizolovaném a běžícím motoru.

	Korund	Ocel
P (W)	160	200
	bez nádoby	bez nádoby
	běží	běží
Q_V (l·min ⁻¹)	0.7	0.7
ϑ_1 (°C)	23.8	30.4
ϑ_2 (°C)	24.5	31.9
T_1 (°C)	10.0	17.5
T_2 (°C)	167.5	112.5
ϑ_{okoli} (°C)	21.0	23.5

Pro ověření naměřených výsledků bylo provedeno měření a vizuální kontrola pomocí termokamery. To znamená, že pro každou variantu popsanou výše, byl učiněn snímek termokamerou. Snímky souvisejících variant byly porovnány a následně byly analyzovány panující tepelné poměry. Zejména byla odečtena orientační teplota „horké“ desky.



Obr. 6.3: Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 60 W.



Obr. 6.4: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 60 W.

U termovizních snímků je na první pohled patrný rozdíl mezi komorou z korundu a komorou z ocelového plechu. Při použití korundové stěny komory dochází k menším tepelným ztrátám směrem ven z nádoby k „chladné“ desce motoru a více tepla je soustředěno směrem k dolní „horké“ desce motoru, což koresponduje s naměřenými daty.

Tab. 6.3: Tabulka teplot odečtených z termovizních snímků.

	Korund					Ocel				
P (W)	60	70	80	90	160	60	70	80	90	200
T (°C)	63.59	113.77	123.82	136.08	192.44	69.34	70.80	74.79	85.47	129.45

Závěrem této podkapitoly lze říci, že vlivem výměny ocelové komory za komoru z keramického korundu byly eliminovány tepelné ztráty a paralelní bypass mezi ohřívanou a ochlazovanou deskou a tím došlo k významnému zvýšení teploty dolní „horké“ desky kompresního válce. Výsledkem je větší výkon a vyšší účinnost motoru.

6.2 Vliv přemísťovacího pístu - regenerátoru na regeneraci pracovního plynu

V úvodní části kapitoly 6 byla formulována hypotéza, že za nízkou účinností modelu Stirlingova motoru stojí především nedokonalá regenerace pracovního plynu v regenerátoru, který zároveň zastává funkci přemísťovacího pístu.

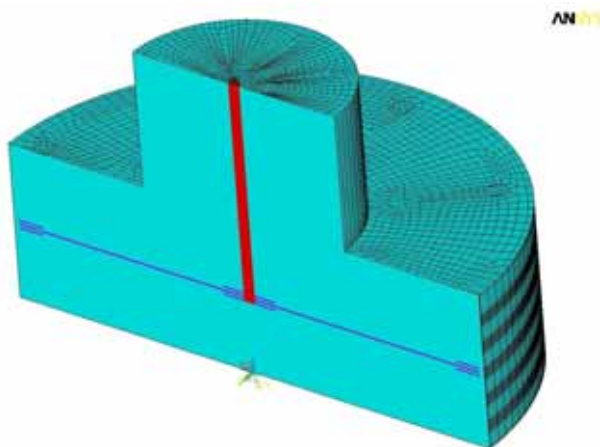
Tato hypotéza je postavena hlavně na myšlence, že pracovní plyn neprochází regenerátorem, který je tvořen třemi hliníkovými lamelami se čtyřmi otvory přibližně ve tvaru trojúhelníku, které jsou vůči sobě pootočené o 45° , ale jde cestou nejmenšího aerodynamického odporu, tedy mezerou velikosti cca 1 mm mezi pístem a kompresním válcem.

Za tímto účelem byl vytvořen model kompresní komory motoru spolu s regenerativním pístem ve výpočtovém prostředí programu ANSYS.

6.2.1 Popis modelu, počáteční a okrajové podmínky

Model představuje vnitřní objem kompresního a v podstatě i expanzního válce Stirlingova motoru ve kterém se pohybuje přemísťovací píst, který plní zároveň funkci regenerativního výměníku. Řešení modelu se skládá ze dvou částí. V první fázi je vyřešeno proudění pracovního plynu regenerátorem. Výsledný koeficient přestupu tepla je potom použit pro řešení teplotního modelu. Pro výpočet první části simulace bylo nutné zadat vstupní data a okrajové podmínky. Jednalo se jednak o použité materiály a jejich vlastnosti a dále počáteční tepelné a tlakové podmínky.

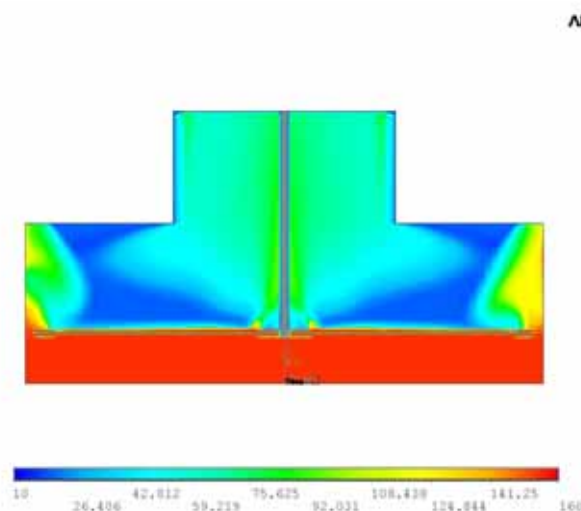
Simulace proběhla pro 3D model a pro 2D model. Výsledky výpočtu se od sebe prakticky neliší, rozdíl v délce výpočtu je však zásadní. Řešení 3D modelu trvalo řádově stovky hodin při počtu stovek iterací, zatímco výpočty pro 2D model trvaly řádově desítky minut až jednotky hodin.



Obr. 6.5: 3D model kompresní komory motoru společně s přemísťovacím pístem-regenerátorem.

Výsledkem simulace je několik následujících obrázků průběhů polí, které nám popisují modelovanou situaci. V tomto případě bylo zobrazeno teplotní pole pracovního plynu uvnitř motoru, a to ve fázi průchodu plynu regenerátorem směrem z „horké“ komory do komory „chladné“ viz Obr. 6.6.

Z obrázků jde vidět, že plyn prochází jednak mezerou mezi pístem a válcem, ale hlavně mezerami blízko táhla klikové hřídele.



Obr. 6.6: Rozložení teplot pro proudění vzduchu z horké komory do studené komory.

Hypotéza 1 uvedená v kapitole 6 se částečně potvrdila. Plyn neprochází lamelami regenerátoru, ale volí cestu nejmenšího aerodynamického odporu a proudí mezerami. Částečně mezerou mezi pístem a válcem motoru, ale hlavně mezerami vytvořenými lamelami a pístnicí klikové hřídele. Tyto skutečnosti ukazují na nevhodnou konstrukci lamel regenerátoru a otvorů v jednotlivých lamelách.

6.3 Vliv rychlosti proudění chladící kapaliny a velikosti chladící komory

V důsledku podezření na negativní vliv velikosti objemu chladící komory a rychlosti chladící kapaliny byla učiněna pokusná měření, jejichž cílem bylo stanovení optimální rychlosti proudění chladícího média.

Bilanční měření bylo provedeno pro tři hodnoty průtoků chladící kapaliny plus varianta s odstaveným chladícím systémem. Pro různé hodnoty příkonů topné spirály byly odečítány jednotlivé hodnoty teplot na všech měřených místech. Výsledky měření jsou uvedeny v následující tabulce Tab. 6.4.

Jak je možné vidět v tabulce naměřených hodnot, jsou rozdíly v teplotě horní „chladné“ komory minimální. Kromě případu motoru bez nuceného chlazení, kde je rozdíl evidentní.

Důvod rozdílu mezi teplotami, i když je minimální, je ten, že při rychlosti $0.5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ dochází k akumulaci odvedeného tepla v chladící kapalině, která se ohřeje již na hranici při které není schopna efektivně teplo z desky odvádět. Při největším průtoku $0.9 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ naopak chladící kapalina proudí chladící komorou příliš rychle na to, aby přebrala od horní desky možné teplo.

Tab. 6.4: Tabulka teplot změřených pro různé rychlosti průtoku chladící kapaliny.

	P (W)	T_2 (°C)	T_1 (°C)	ϑ_{okoli} (°C)	ϑ_1 (°C)	ϑ_2 (°C)	Q (l·min ⁻¹)
bez. čerp.	60	102.5	30	18.5	-	-	0
	70	119.6	32.5	18.9	-	-	
	80	135.0	37.5	18.3	-	-	
	90	150.0	40	18.5	-	-	
	100	165.0	42.5	18.4	-	-	
s čerp.	60	82.5	17.1	20.0	17.9	19.5	0.5
	70	95.0	17.3	19.9	18.5	20.3	
	80	109.6	18.0	19.8	19.5	21.4	
	90	123.3	18.4	19.8	20.4	22.3	
	100	140.0	19.0	20.0	21.1	23.2	
s čerp.	60	85.0	16.0	21.0	17.3	21.2	0.7
	70	97.0	16.2	20.9	17.5	22.3	
	80	107.3	16.5	21.2	18.2	21.7	
	90	128.5	17.2	21.1	19.8	22.1	
	100	144.6	17.3	20.8	18.9	22.0	
s čerp.	60	80.2	17.0	20.0	19.5	20.0	0.9
	70	91.4	16.8	21.2	19.8	20.1	
	80	115.0	17.5	21.0	21.1	21.2	
	90	130.5	18.3	20.6	21.9	22.4	
	100	142.7	18.7	19.5	22.3	23.1	

6.4 Studie setrvačných sil, návrh setrvačníku motoru

Jelikož je setrvačník nedílnou součástí Stirlingových motorů, má správná volba setrvačníků zásadní vliv na pozdější vlastnosti motoru. I přes tento fakt je zarážející, že dosud neexistuje literatura nebo studie, která by se zabývala výpočtem setrvačníků pro Stirlingovy motory. V této práci byl proveden orientační výpočet rozměrů setrvačníku, který vychází z teorie odvozené v literatuře [A.2]. Výpočet vychází z původní teorie platné pro spalovací motory, kde kritériem návrhu setrvačníku je stupeň nerovnoměrnosti chodu χ .

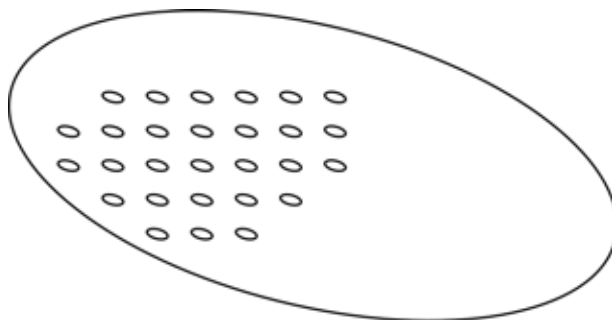
U motorů, na které jsou kladeny vysoké požadavky na rovnoměrný chod, což Stirlingův motor pracující například jako součást kogenerační jednotky je, se stupeň nerovnoměrnosti chodu volí $\chi = 0.01$. Výsledkem výpočtu je, že pro dosažení běhu motoru se stupněm nerovnoměrnosti chodu $\chi = 0.01$ je potřeba, aby na hřídeli motoru byl setrvačník o celkové hmotnosti 10.12 kg, průměru 201 mm a šířky 41 mm. V době prováděných měření byl na hřídeli modelu Stirlingova motoru setrvačník stejné šířky a průměru ale o hmotnosti 8 kg. Funkce motoru touto skutečností nebyla v podstatě ovlivněna. Jediným faktorem na který měla menší váha setrvačníku vliv byl horší stupeň nerovnoměrnosti chodu motoru, který pro setrvačníku o hmotnosti $m_s = 8$ kg je $\chi = 0.006$.

7 Návrh a optimalizace nové lamely regenerátoru

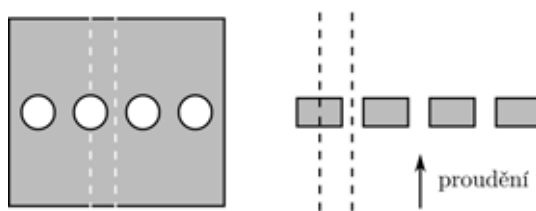
Dle výpočtů a simulací provedených v rámci kapitoly 6.2 je zřejmé, že je nutné navrhnout novou konstrukci regenerátoru. Zejména design jedné lamely. Základní myšlenkou

byla jednoduchá konstrukce lamely se soustavou symetricky rozmístěných otvorů. Jelikož vývoj optimalizační metody by nebyl z časových důvodů v rámci této práce proveditelný, byla zvolena metoda „hrubé síly“. To znamená, že byly definovány okrajové podmínky přípustných variant řešení a vypočteny byly všechny možné varianty.

Zadáním úlohy tedy bylo simulovat proudění plynu skrz regenerátor s měnicími se geometrickými parametry. Jak bylo popsáno výše, jednalo se tedy o návrh lamely s blíže nedefinovanou sítí otvorů, jak je znázorněno na obrázku 7.1.



Obr. 7.1: Náčrt lamely regenerátoru s otvory.



Obr. 7.2: Zjednodušení 3D úlohy na úlohu 2D.

Simulovat tuto úlohu jako 3D lamelu se všemi otvory by bylo pro nesnadné definování okrajových podmínek velice komplikované a i přes výkon dnešní výpočetní techniky zdoluhavé. Úloha byla tedy maximálně zjednodušena na nejjednodušší 2D symetrický segment viz Obr. 7.2.

U této úlohy se jedná o multifyzikální problém, protože zde opět bude použit modul Navier - Stokesova rovnice pro nestlačitelné tekutiny a rovnice pro přenos tepla vedením a prouděním.

Jak bylo předesláno, výpočetní algoritmus měnil geometrické parametry regenerátoru a otvorů a pro každou variantu simuloval proudění a přenos tepla mezi pracovním plynem a regenerátorem. Byly měněny geometrické rozměry poloměru otvoru, mezery mezi nejbližší dalším otvorem a tloušťky lamely regenerátoru. Mezní rozsahy ve kterých byly rozměry měněny byly následující:

- výška lamely $V_p = 5.0e^{-4}$ až $4.5e^{-3}$ s krokem $1e^{-3}$, horním limitem byla možná dostupná výška regenerátoru určená konstrukcí kompresní komory motoru,
- poloměr otvoru $D_d = 5.0e^{-4}$ až $1e^{-3}$ s krokem $5.0e^{-4}$, který se počítal mezi hranicemi symetrie úlohy, skutečný poloměr otvoru je tedy $D_{skut} = D_d - D_p$,
- délka lamely $D_p = 0.01 \cdot D_d$ až $0.09 \cdot D_d$ s krokem $0.01 \cdot D_d$.

Každá z variant, přičemž celkový počet variant je 900, byla vypočítána jako časově závislá. Časovým parametrem byla doba jedné půlotáčky, což znamená, že pracovní plyn proudil jen jedním směrem. Počáteční a okrajové podmínky byly následující:

- počáteční tlak v komoře je 101.3 kPa,
- hustota vzduchu je $1.275 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,
- měrná tepelná kapacita je $1.01 \text{e}^3 \text{ J} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$,
- dynamická viskozita je $1.71 \text{e}^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$,
- tepelná vodivost je $0.0262 \text{ W} \cdot \text{m} \cdot \text{K}^{-1}$,
- součinitel tepelné roztažnosti je $3.67 \text{e}^{-3} \text{ K}^{-1}$,
- tíhové zrychlení je $9.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$,
- rychlost vzduchu na vstupu je $0.072 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- teplota vzduchu na vstupu je 493 K,
- teplota regenerátoru je 403 K.

Výstupní data z každé varianty byla uložena jako vektor do matice výsledků ze všech variant. Následně byly jednotlivé varianty ohodnoceny a seřazeny dle hodnocení od nejlepší po nejhorší. Za účelem hodnocení byla definována tzv. *fitness* funkce viz. rovnice 7.1:

$$fitness = \frac{\Delta T \cdot v_{prum}}{V_{plechu}}, \quad (7.1)$$

přičemž hledáme maximum této funkce, tzn. variantu s maximálně účinným regenerátorem, který má nejmenší objem, což je ekvivalent mrtvého objemu a rychlost pracovního plynu na výstupu je maximální, to je pro změnu ekvivalent minimálního aerodynamického odporu. Setříděné výsledky prvních deseti variant jsou uvedeny v Tab. 7.1.

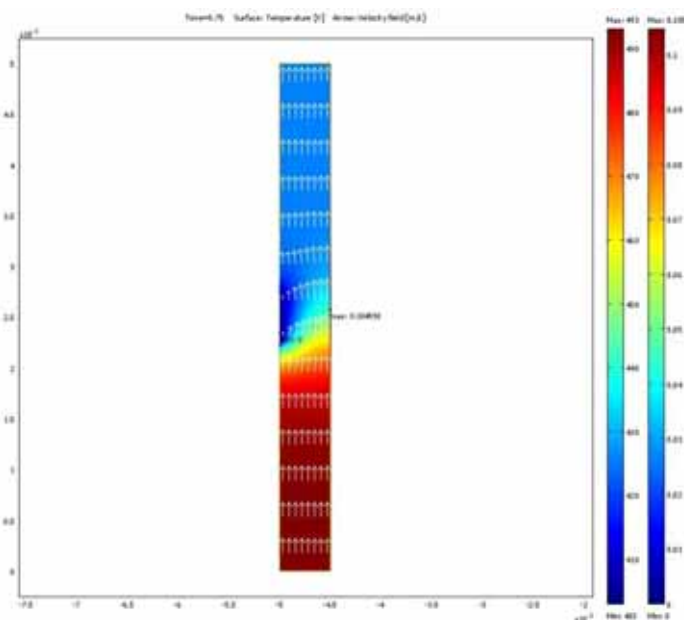
Tab. 7.1: Matice variant geometrických rozměrů seřazená dle fitness funkce od nejlepší po nejhorší.

D_d (m)	D_p (m)	V_p (m)	T_{prum} (K)	v_{prum} (m · s ⁻¹)	ΔT (K)	V_{plechu} (m ³)	fitness (-)
5.000e^{-4}	5.000e^{-6}	5.000e^{-4}	4.2560899e^2	7.200e^{-2}	6.7391012e^1	2.500e^{-9}	1.9408611e^9
5.000e^{-4}	5.000e^{-6}	1.500e^{-3}	4.0753824e^2	7.200e^{-2}	8.5461761e^1	7.500e^{-9}	8.2043291e^8
1.000e^{-3}	1.000e^{-5}	5.000e^{-4}	4.5412625e^2	7.200e^{-2}	3.8873750e^1	5.000e^{-9}	5.5978200e^8
5.000e^{-4}	5.000e^{-6}	2.500e^{-3}	4.0391760e^2	7.200e^{-2}	8.9082396e^1	1.250e^{-8}	5.1311460e^8
5.000e^{-4}	5.000e^{-6}	3.500e^{-3}	4.0319043e^2	7.200e^{-2}	8.9809569e^1	1.750e^{-8}	3.6950223e^8
5.000e^{-4}	5.000e^{-6}	4.500e^{-3}	4.0304684e^2	7.200e^{-2}	8.9953160e^1	2.250e^{-8}	2.8785011e^8
1.000e^{-3}	1.000e^{-5}	1.500e^{-3}	4.3410345e^2	7.200e^{-2}	5.8896547e^1	1.500e^{-8}	2.8270342e^8
1.500e^{-3}	1.500e^{-5}	5.000e^{-4}	4.6711087e^2	7.200e^{-2}	2.5889132e^1	7.500e^{-9}	2.4853567e^8
1.000e^{-3}	1.000e^{-5}	2.500e^{-3}	4.2221494e^2	7.200e^{-2}	7.0785057e^1	2.500e^{-8}	2.0386096e^8
5.000e^{-4}	5.500e^{-5}	5.000e^{-4}	4.1995536e^2	7.200e^{-2}	7.3044641e^1	2.750e^{-8}	1.9124415e^8

Výsledná geometrie otvoru v lamely regenerátoru je po přepočítání na skutečné rozměry:

- skutečný průměr otvoru je $Dd_{skutečný} \sim 1 \text{ mm}$,
- výška jedné lamely regenerátoru je $V_p = 0.5 \text{ mm}$,
- a vzdálenost mezi dvěma sousedními otvory $D_{mezerý} = 0.01 \text{ mm}$.

Jelikož je struktura otvorů v lamelě velice jemná, rozměry otvorů i mezer jsou řádově setiny až desetiny milimetru, byla tato skutečnost konzultována s vedoucí technologické přípravy výroby firmy MEZ Mohelnice, s.p. panem Markem Zapletalem. Uskutečnění výroby měděného lamely těchto parametrů je možné. Jednalo by se o metodu vyjiskřování řízenou CNC strojem.



Obr. 7.3: Zobrazení teplotního pole a vektorů rychlosti u výsledné varianty.

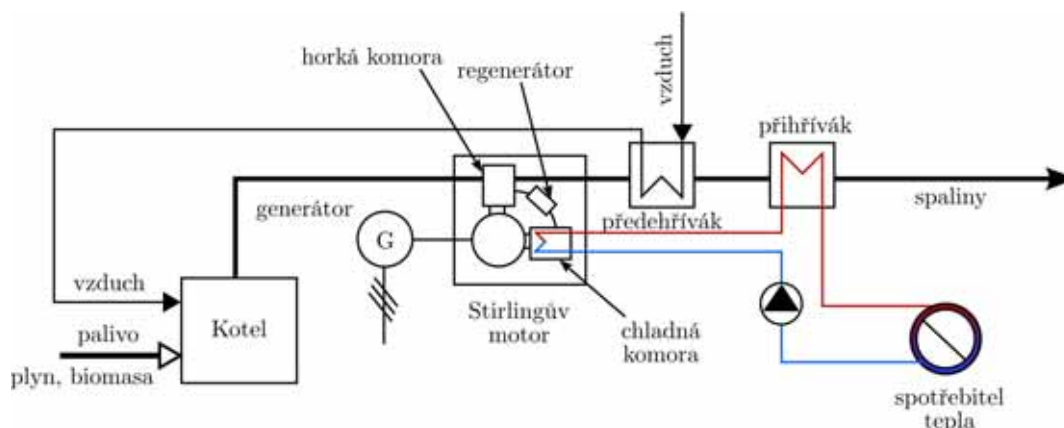
Obrázek výsledné simulace nejlepší varianty konstrukce regenerátoru je znázorněn na následujícím obrázku viz Obr. 7.3. Nejlepší varianta znamenala kombinaci nejmenší teploty a největší rychlosti proudění na hranici modelu a nejmenšího objemu materiálu lamely.

8 Stirlingův motor jako součást kogenerační jednotky

Systémy využívání například nízkoteplotních zdrojů, odpadního tepla, spalování biomasy a tak dále, které již několik let plně fungují ve sféře průmyslové teplárenské výroby, se začaly v hojně míře efektivně uplatňovat právě na straně koncových spotřebitelů.

A právě Stirlingův motor už z principu své funkce do tohoto procesu vstupuje jako vhodná alternativa k současným spalovacím motorům a nese sebou celou řadu výhod. Návrh jak by mohlo vypadat technologické schéma kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem je znázorněno na Obr. 8.1.

Nejbližší k tomuto návrhu jsou dnes komerčně vyráběné domácí dřevoplynové elektrárny aneb kogenerace na dřevoplyn se spalovacími dřevoplynovými motory. Kogenerační jednotka se Stirlingovým motorem má oproti těmto dřevoplynovým spalovacím motorům řadu výhod plynoucích z použití Stirlingova motoru.



Obr. 8.1: Návrh schématu kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem.

9 Závěr

Současná situace na poli výroby a spotřeby elektrické energie a tepla se ubírá směrem zvyšování účinnosti energetických zařízení, snižování ztrát a nákladů spojených s výrobou energií a výroba energií z obnovitelných zdrojů. Zejména politika Evropské unie tvrdě prosazuje využívání netradičních zdrojů. Zároveň šel i technický vývoj směrem dopředu a to v oblasti takzvaných „malých“ zdrojů, mezi které patří například kogenerační jednotky. Rozšíření počtu jejich instalací a loby zájmových skupin mělo, krom jiného, za následek snížení cen těchto zařízení a posunutí doby návratnosti do přijatelných mezí. V takovýchto podmínkách vstupují na scénu i systémy, které byly v důsledku dostupnosti výrazně levnějších technologií a nedostatečných poznatků v oblasti materiálů opomíjeny. Mezi tato zařízení, která prožívají v posledních patnácti letech renezanci patří i Stirlingův tepelný motor.

9.1 Cíle práce a jejich splnění

Tato práce měla za cíl provést komplexní studii Stirlingova termodynamického cyklu, věnovat se jednotlivým technickým a fyzikálním problémům, které ovlivňují tepelné děje probíhající v motoru a následně formulovat zjištěné poznatky potažmo problémy a navrhnout jejich řešení.

9.1.1 Analýza konstrukce a provozních charakteristik

V této kapitole byla detailně popsána konstrukce a parametry modelu Stirlingova motoru a bylo provedeno fyzikální měření výkonových a momentových charakteristik pro řadu příkonů topné spirály. Z naměřených charakteristik byl učiněn závěr, že regenerace motoru probíhá podstatně lépe při nízkých otáčkách motoru, kdy je dostatek času na průběh všech termodynamických změn. V oblasti vyšších otáček probíhá regenerace hůře z opačného důvodu, tedy není dostatek času na průběh všech změn.

Dále byly naměřeny p - V diagramy opět pro řadu příkonů topné spirály a to jak pro motor při chodu naprázdno, tak pro motor optimálně zatížen. Z grafů p - V diagramů byla potvrzena domněnka o nedokonalé regeneraci směrem k vysokým otáčkám a chodu naprázdno. Z p - V diagramů byla dále určena hodnota vykonané práce opět pro všechny měřené varianty.

9.1.2 Matematický model Stirlingova motoru, Schmidtova teorie

Ve Schmidtové teorii není zřejmý důvod fyzikálních charakteristik pracovního plynu, kromě plynu ideálního, vycházejícího ze stavové rovnice ideálního plynu. Nicméně předpokládá se, že ideální plyn nemá vlastnosti plynu reálného. Zanedbává se aerodynamické tření, viskozita a odpor. Stejně tak se předpokládá perfektní regenerace, izotermická komprese a expanze, která může být dosažena, pokud plyn má ideální vlastnosti a tepelnou vodivost. Z výpočtů a z konfrontace výsledného vypočteného a změřeného p - V diagramu je zřejmé, že výkon teoretického motoru je podstatně jiný než u motoru reálného.

9.1.3 Návrh a praktická realizace úprav konstrukčních částí

V této části práce byly na základě předešlých poznatků formulovány hypotézy které jasně popisují předpokládané důvody nedokonalostí motoru. Na základě uvedených hypotéz byly provedeny úpravy v konstrukci, výpočty simulací, doplňková měření a stanoveny závěry.

hypotéza 1 se potvrdila – provedená analýza a simulace dokazují, že pracovní plyn ve své podstatě neregeneruje. Lépe řečeno neregeneruje v regenerátoru. Plyn proudí cestou nejmenšího odporu, což má negativní vliv na celý cyklus a z toho plynou nedostatky jako jsou ztráty výkonu a účinnosti.

hypotéza 2 se potvrdila – aplikace nové korundové komory vede jasně k lepším výsledkům. Teploty spodní horké komory dosahovaly výrazně vyšších teplot než s původní komorou ocelovou. Výsledky měření byly potvrzeny i na snímcích z termovize.

hypotéza 3 se potvrdila – měření teplotní bilance chladicího systému vedlo ke stanovení optimální hodnoty velikosti průtoku chladicí kapaliny. Předpokládaná úprava chladicí komory nebyla nakonec z popsanych důvodů realizována.

hypotéza 4 se potvrdila částečně – volba velikosti setrvačníku není nikterak zásadní pro funkci motoru. Podstatná je však v případě, že chceme dosáhnout určitého stupně rovnoměrnosti chodu pro určitý výkon a otáčky motoru, což u stacionární jednotky pracující na společné hřídeli s generátorem věc zásadní je.

hypotéza 5 se potvrdila – jak dokazují termovizní snímky, dochází vlivem netěsnosti ve vrtání pracovního pístu ke ztrátám jak tepelným tak i tlakovým a nepochybně na celé klikové hřídeli vyrobené svépomocí dochází i ke ztrátám mechanickým.

9.1.4 Návrh konstrukce nového lamely regenerátoru

Provést návrh regenerátoru nebo jiného výměníku tepla u Stirlingova motoru je poměrně obtížná záležitost. V současné době není stanoven jednotný postup při návrhu jednotlivých součástí Stirlingova motoru, což je překvapivé vzhledem k množství literatury a jiných informačních zdrojů, které se však nezabývají návrhem motoru, ale výhradně jeho popisem. Návrh regenerátoru Stirlingova motoru musí být proveden dle určitých zásad a základních pravidel již při vývoji motoru, s předpokladem, že samotná zvolená modifikace bude mít příznivý vliv na termodynamické děje se v motoru odehrávající.

Na základě mnohdy protichůdných skutečností a zásad byla v kapitole 7 navrhována konstrukce regenerátoru, který se ovšem již, z výše zmíněných důvodů, nepodařilo vyrobit a provést na něm potřebná kontrolní měření.

9.1.5 Návrh oběhu kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem

Jak bylo v práci již několikrát poznamenáno, jednou z aplikací, kde by bylo možné efektivně využít zařízení pracující na principu Stirlingova cyklu, je kogenerační jednotka. V kapitole 8 byl proveden návrh oběhu kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem. Jedná se v podstatě o klasický kogenerační oběh, v čteně použitých zařízeních zvyšujících účinnost oběhu a účinnost spalování a využití paliva s tím, že spalovací motor nahradil motor Stirlingův. Hlavní výhodou této jednotky je pak hlavní výhoda Stirlingova motoru, což je nezávislost na druhu použitého paliva.

9.2 Shrnutí vědeckých poznatků práce a vlastní přínos

Hlavní přínosy disertační práce z hlediska jejich dalšího uplatnění jsou:

- Provedení komplexní analýzy vlastností skutečného motoru, čímž se v dostupné literatuře dosud nikdo nezabýval. Analýza takového rozsahu nebyla dosud publikována.
- Byl analyzován a zkonstruován motor velice jednoduché konstrukce, tudíž nejsou výsledky měření a výpočtů ovlivněny chybou celé řady přídavných zařízení. V době řešení práce nebyla známa aplikace Stirlingova motoru s podobnou konfigurací konstrukčních částí.
- Byla formulována základní pravidla pro návrh Stirlingova motoru a návrh regenerativního výměníku jako jeho jedné z nejdůležitějších částí.
- Výsledky této práce mohou sloužit jako výchozí podklad pro návrh Stirlingova motoru použitelného výkonu.
- Byly položeny základy pro tvorbu optimalizačního algoritmu pro návrh profilu lamely regenerátoru.

9.3 Možnost dalšího zaměření práce

V případných navazujících výzkumných pracích či projektech by bylo vhodné se soustředit na dokončení výroby navrhovaného regenerátoru, provést srovnávací měření a vyhodnotit provedené simulace. Dále navrhuji propracovat zmiňovanou optimalizační metodu genetického algoritmu, která umožní nalézt globální maximum řešeného problému a také jistě umožní rychlejší výpočet více variant a kombinací vstupních parametrů. V neposlední řadě je třeba se zabývat navrhovaným kogeneračním oběhem se Stirlingovým motorem. Provést návrh a konstrukci matematického modelu takového oběhu a provést například výpočet energetické bilance. Dále by bylo možné provést simulaci pomocí například výpočetního prostředí programu Matlab Simulink, ke by bylo možné zajistit změnu všech parametrů současně. Finálním výsledkem výzkumu by však měla být konstrukce nového Stirlingova motoru s použitelným výkonem například 1 kW.

Použitá literatura a jiné zdroje informací

- [A.1] KLECZEK, J. *Sluneční energie - úvod do helioenergetiky*. Praha: STNL - Polytechnická knižnice, 1981. svazek 117. 187 stran.
- [A.2] POKORNÝ, P. *Výrobní stroje II*. 1. vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1998. 121 s.
- [A.3] *Proceedings of the 12th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition* Durham: Durham University, UK, 7 - 9 September, 2005. Pages: 478. ISBN 0-9535-5582-8.
- [A.4] RAČEK, J. *Mechanika pro silnoproudou elektrotechniku a elektroenergetiku*. 1. vyd. Brno: PC-DIR spol. s.r.o. - Nakladatelství, 1994. 176 s. ISBN 80-214-0565-1.
- [A.5] SENFT, J.R. Charge Pressure Effects in Kinematic Stirling Engine. In *Energy Conversion Engineering Conference, 1989. IECEC - 89. Proceedings of the 24th Intersociety*. 1st compl. 6 - 11 Aug. 1989. Page(s):2187 - 2192 vol.5.
- [A.6] WALKER, G. *Stirling - cycle machines*. University of Calgary, Canada. Oxford: Pitman Press, Bath, 1973. Pages: 156.
- [A.7] *Elektro - odborný časopis pro elektrotechniku*. Ročník 19 - číslo 2 - únor 2009. FCC public s.r.o. Pod Vodárenskou věží 4, 182 08 Praha8. Tisk: Tisk horák a.s., Ústí nad Labem. ISSN 1210-0889. Státní energetická koncepce ČR ve světě plynové krize., s. 6-9.
- [A.8] *Power&Energy*. Volume 7. Number 3. May/June 2009. ISSN 1540-7977. PV - or solar electric - systems use semiconductor sola cells to convert sunlight directly into electricity., p. 30-31.
- [A.9] *Renewable Energy Made in Germany*. Germany. March 2008. Berlin. Published by Federal Ministry of Economics and Technology, 44 pages.
- [A.10] *History of the Stirling engine*. [online]. © 1995, [cit. 2005 - 13 - 06]. Dostupné z: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/academic/kiriki/begin/history.html>. Stirling Engine Home Page.
- [A.11] *Schmidt theory for Stirling engines*. [online]. © 1995, [cit. 2005 - 03 - 25]. Dostupné z: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata>.
- [A.12] *Solar Thermal for Electricity*. [online]. © 2007, [cit. 2009 - 20 - 06]. Dostupné z: <http://greenterrafirma.com/solar-thermal-for-electricity.html>. GreeTerra-Firma.
- [A.13] *Stirling Engine - Theory* [online]. © 2008, [cit. 2009 - 09 - 31]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_08_04/Theory.html.

Curriculum Vitae

Osobní data

Jan Macháček, Ing.

Moravičany 63

789 82 Moravičany

Tel.: +420 541 149 283

E - mail: machacek@feec.vutbr.cz

Narozen dne 30. 10. 1978 v Zábřehu

Ženatý, dcera Barbora, národnost česká



Vzdělání

- | | |
|-------------|---|
| 1993 – 1997 | SPŠ elektrotechnická v Mohelnici, obor Silnoproudá elektrotechnika. |
| 1997 – 2002 | VUT v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, obor Silnoproudá elektrotechnika a elektroenergetika, téma diplomové práce: Aplikace fotometrických hlavice v uličním osvětlení. |
| 2002 – 2005 | VUT v Brně, Fakulta podnikatelská, obor Řízení a ekonomika podniku. |
| 2003 – 2009 | Postgraduální studium, VUT v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, obor Silnoproudá elektrotechnika a elektroenergetika. |

Praxe

- | | |
|--------------|---|
| 2002 – 2003 | praxe v ABB EKF v Brně, projektantská činnost (dohoda o pracovní činnosti). |
| 2006 – dosud | technický pracovník, FEKT VUT v Brně, Ústav elektroenergetiky. |

Další informace

- | | |
|-----------------|--|
| Výuka | Laboratorní výuka v kurzu Nekonenční přeměny energie, Projektování silových a datových rozvodů, Ekonomika a řízení, Ekonomika elektroenergetiky a dále Elektrotechnika 1 a 2, vedení cvičení v kurzech Počítače a programování 1. |
| Vědecká činnost | Spolupráce při řešení grantů a výzkumných záměrů a dále vedení diplomových a bakalářských prací například na témata: <ul style="list-style-type: none">- Optimalizace regenerátoru Stirlingova motoru,- Schmidtova teorie Stirlingova motoru,- Tepelná pohoda a metody stanovení střední radiační teploty,- Termodynamický cyklus,- Ekonomická návratnost fotovoltaického systému a další. |

Jazykové znalosti Angličtina

Vlastní publikace

- 1 MASTNÝ, P., MACHÁČEK, J., MATOUŠEK, A. Renewable Energy Sources in Combined Systems - On-line System for Measuring and Collecting Data. *International Journal of Energy*. 2008. 1(3). p.59-64. ISSN 1998-4316.
- 2 MASTNÝ, P., MACHÁČEK, J., MATOUŠEK, A. Renewable Energy Sources in Combined Systems - On-line System for Measuring and Collecting Data. *WSEAS Journal Transactions on Environment and Development*. 2008. 4(1). p.6-11. ISSN 1790-5079.
- 3 MASTNÝ, P., MACHÁČEK, J. System for Measuring and Collecting Data - Results of Measuring on Combined System. *WSEAS Applied Informatics & Communications*. 2008. 10(1). p.192-197. ISSN 1790-5117.
- 4 MACHÁČEK, J. Stirling Engine. *Energyspectrum - International. eJournal, www.energyspectrum.net*. 2007. (2). p.45-52. ISSN 1214-7044.
- 5 MACHÁČEK, J. Reálný regenerativní cyklus Stirlingova motoru. *Energyspectrum*. 2005. 1(1). p.1-6. ISSN 1214-7044.
- 6 MACHÁČEK, J. Ideální termodynamický cyklus Stirlingova motoru. *Energy-spectrum*. 2005. 1(1). p.1-10. ISSN 1214-7044.
- 7 MACHÁČEK, J., GREGOR, J., JARMARA, M. Schmidtova teorie Stirlingova motoru - praktický výpočet. *Energyspectrum*. 2004. 1(1). p.1-27. ISSN 1214-7044.
- 9 MACHÁČEK, J. Schmidtova teorie Stirlingova motoru - obecný popis. *Energy-spectrum*. 2004. 1(1). p.1-15. ISSN 1214-7044.
- 9 MACHÁČEK, J. Remote control of a Metex multimeter in LabView. In *Proceedings of the 9th International Scientific Conference Electric Power Engineering 2008*. first. Brno, VUT v Brně, FEKT, Ústav elektroenergetiky. 2008. p.163-166. ISBN 978-80-214-3650-3.
- 10 MACHÁČEK, J., DRÁPELA, J. Annual operational evaluation of experimental photovoltaic system. In *Proceedings of the 9th International Scientific Conference Electric Power Engineering 2008*. first. Brno, VUT v Brně, FEKT, Ústav Elektroenergetiky. 2008. p.53-58. ISBN 978-80-214-3650-3.
- 11 MACHÁČEK, J., DRÁPELA, J. Control of Serial Port (RS-232) Communication in LabVIEW. In *Modern Technique and Technologies MTT 2008*. Tomsk, Tomsk Polytechnic University. 2008. p.36-40. ISBN 0-7803-8226-9.
- 12 PROCHÁZKA, Z., MACHÁČEK, J. System for Processing, Vizualization and Data Storage. In *Modern Technique and Technologies MTT 2008*. Tomsk, Rusko, TPU. 2008. p.41-44. ISBN 0-7803-8226-9.
- 13 MACHÁČEK, J., PROCHÁZKA, Z., DRÁPELA, J. System for Measuring and Collecting Data from Solar-cell Systems. In *9th International Conference Electrical Power Quality and Utilisation*. 1. Barcelona, International Center for Numerical Methods in Engineering (CIMME). 2007. p.1-4. ISBN 978-84-690-9441-9.

Abstract

My doctoral thesis deals with study and analyse of Stirling thermodynamical cycle. Cycle that is composed of two isochoras and two isotherms. I describe functional principle of Stirling engine and all its parts, constructional variations of pistons system and possible engine working modes. Next chapter contains analyse of engine constructional parameters. Measuring of torque and load characteristics, p - V schemes and output work for various engine inputs is part of this analyse. There is composed mathematical engine characterization by means of Schmidt theory in chapter five. Mathematical characterization is consequently applied to engine model. Theoretical analysis and practical measurement were base for concepts, realization and verification of constructional correction. One part of my thesis is attended to design of new lamella for regenerative exchanger. For optimal lamella constructional proportions were used computational algorithm and simulations. There is concept of cogeneration unit with Stirling engine and its benefits check in last chapter. General theoretical and practical analyse of workable Stirling engine is result of my thesis. Analyse in this extent was not nowhere publishing yet. Design of regenerative exchanger lamella is then practical input of my thesis.