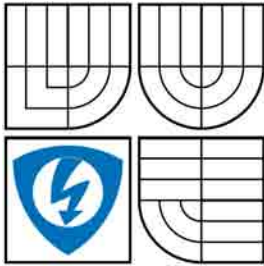


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ
ÚSTAV ELEKTROENERGETIKY

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION
DEPARTMENT OF ELECTRICAL POWER ENGINEERING

STIRLINGŮV TERMODYNAMICKÝ CYKLUS

THE STIRLING THERMODYNAMIC CYCLE

DISERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. JAN MACHÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAN GREGOR, CSc.

BRNO 2009

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ
ÚSTAV ELEKTROENERGETIKY

DISERTAČNÍ PRÁCE

předložena k získání akademického titulu Doktor (Ph.D.)

ve studijním oboru
SILNOPROUDÁ ELEKTROTECHNIKA A ELEKTROENERGETIKA

Ing. Jan Macháček

STIRLINGŮV TERMODYNAMICKÝ CYKLUS

Školitel: Ing. Jan Gregor, CSc.

Datum státní doktorské zkoušky: 13. června 2005

Datum odevzdání práce: 30. září 2009

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

Bibliografická citace

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.

Čestné prohlášení

„Prohlašuji, že předložená práce je mým původním autorským dílem, které jsem vypracoval samostatně. Veškerou literaturu a další zdroje, z nichž jsem při zpracování čerpal, v práci řádně cituji a jsou uvedeny v seznamu použité literatury.“

Brno 30.9.2009

Jan Macháček

Poděkování

„Děkuji svému školiteli Ing. Janu Gregorovi, CSc. za poskytnutí rad, připomínek a pomoc při realizaci této disertační práce, Ing. Zdenku Procházkovi za pomoc při měřeních, panu Marku Zapletalovi za cenné informace a pomoc při výrobě modelu regenerátoru. Mnoho díky patří také všem členům Ústavu elektroenergetiky FEKT VUT v Brně v čele s Doc. Ing. Petrem Tomanem, Ph.D. za vytvoření příkladných podmínek pro výzkum a realizaci této disertační práce a dále všem přátelům, díky nimž bylo několik let strávených na této fakultě radostným a nezapomenutelným zážitkem.

Nejvíce však děkuji Jitce Macháčkové mé nejlepší přítelkyni za pochopení a dny, které musela trávit o samotě a Jaroslavu a Marii Macháčkovým, nejlepšími rodičům, které si kluk dokáže vůbec představit... za všechno“.

Brno 30.9.2009

Jan Macháček

Abstrakt

Předkládaná práce se zabývá studií a analýzou vlastností Stirlingova termodynamického cyklu. Tedy cyklu, který se skládá ze dvou izochor a dvou izoterm. Je zde popsán princip funkce Stirlingova motoru, funkce všech jeho částí, konstrukční varianty uspořádání pístů a pracovní režimy, ve kterých je motor schopen pracovat. V další části práce je provedena analýza konstrukčních parametrů Stirlingova motoru. Součástí analýzy je měření momentových a výkonových charakteristik, p - V digramů a výstupní práce cyklu motoru pro různé příkony motoru. V páté kapitole je vytvořen matematický model Stirlingova motoru za pomoci Schmidtovi teorie. Matematický popis je následně aplikován na model motoru. Na základě praktických měření a teoretických výpočtů jsou v práci provedeny návrhy úprav konstrukce, jejich realizace a ověření. Zvláštní kapitola předkládané práce je věnována návrhu nové lamely regeneračního výměníku motoru. Na základě výpočtového algoritmu a provedených simulací byla navrhována optimální konstrukce a geometrické rozměry lamely. V závěru práce je proveden návrh obvodu kogenerační jednoty se Stirlingovým motorem a posouzeny výhody takového zařízení. Výsledkem práce je souhrnná teoretická i praktická analýza funkčního Stirlingova motoru, která v takovém rozsahu nebyla dosud nikde publikována. Praktickým výstupem je návrh lamely regenerátoru.

Klíčová slova

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

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.

Keywords

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

Obsah

Bibliografická citace	iii
Čestné prohlášení	iii
Poděkování	iv
Abstrakt	v
Klíčová slova	v
Abstract	vi
Keywords	vi
Seznam ilustrací a obrázků	ix
Seznam tabulek	xiii
Seznam použitých symbolů a zkratk	xiv
1 Úvod	1
2 Přehled současného stavu problematiky	2
2.1 Historický vývoj	2
2.2 Princip Stirlingova motoru	4
2.2.1 Popis jednotlivých termodynamických dějů	5
2.2.2 Indikovaná práce, výkon a účinnost	8
2.2.3 Varianty provedení Stirlingova motoru	8
2.2.4 Stirlingův cyklus pracující jako klimatizační jednotka	10
2.2.5 Stirlingův cyklus jako tepelné čerpadlo	11
2.2.6 Stirlingův motor jako kompresor	13
2.2.7 Eriksonův cyklus	13
2.2.8 Skutečný cyklus	14
2.3 Výhody použití Stirlingova motoru	17
2.4 Aplikace Stirlingova motoru a stávající problémy	18
2.5 Současný stav v oblasti vědy a výzkumu	21
3 Cíle disertační práce	23
4 Analýza konstrukce a zatěžovacích charakteristik modelu Stirlingova motoru	24
4.1 Fyzikální měření výkonových a momentových charakteristik pro různé příkony motoru	26
4.2 Měření p - V diagramů motoru pro různé příkony motoru	30
4.3 Stanovení práce vykonané Stirlingovým cyklem	38

5	Matematický model Stirlingova motoru	40
5.1	Schmidtova teorie Stirlingova cyklu	40
5.2	Analýza hlavních konstrukčních parametrů	46
5.2.1	Společná konstrukční charakteristika	50
5.2.2	Výpočet předběžných parametrů Stirlingova stroje pomocí konstrukčních charakteristik	52
5.3	Aplikace Schmidty teorie na model motoru	52
6	Formulace hypotéz, návrh a praktická realizace úprav	58
6.1	Úprava konstrukce a materiálu stěny kompresního válce motoru	58
6.2	Vliv přemísťovacího pístu - regenerátoru na regeneraci pracovního plynu	65
6.2.1	Charakteristika turbulentního proudění	66
6.2.2	Metoda konečných prvků	67
6.2.3	Popis modelu, počáteční a okrajové podmínky	67
6.3	Vliv rychlosti proudění chladicí kapaliny a velikosti chladicí komory . .	72
6.4	Studie setrvačných sil, návrh setrvačníku motoru	74
7	Návrh a optimalizace nové lamely regenerátoru	76
8	Stirlingův motor jako součást kogenerační jednotky	82
9	Závěr	84
9.1	Cíle práce a jejich splnění	84
9.1.1	Analýza konstrukce a provozních charakteristik	84
9.1.2	Matematický model Stirlingova motoru, Schmidtova teorie . . .	84
9.1.3	Návrh a praktická realizace úprav konstrukčních částí	85
9.1.4	Návrh konstrukce nové lamely regenerátoru	86
9.1.5	Návrh oběhu kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem . .	87
9.2	Shrnutí vědeckých poznatků práce a vlastní přínos	87
9.3	Možnost dalšího zaměření práce	88
	Použitá literatura a jiné zdroje informací	89
	Vlastní publikace	92
	Curriculum Vitae	95
	Přílohy	P 1
	Příloha A: Tabulka naměřených hodnot při stanovení momentové a výkonové charakteristiky motoru	P 2
	Příloha B: Výkonové a momentové charakteristiky	P 3
	Příloha C: Tabulka naměřených hodnot při měření tepelných ztrát motoru a jeho konstrukce	P 9
	Příloha D: Doplnující grafy z měření tepelných ztrát	P 10
	Příloha E: Termovizní snímky pro variantu běžícího izolovaného motoru . . .	P 15
	Příloha F: Termovizní snímky pro variantu běžícího neizolovaného motoru . .	P 17
	Příloha G: Termovizní snímky klikové hřídele a pracovního pístu	P 18
	Příloha H: Řez přemísťovacím pístem, jehož lamely tvoří regenerátor	P 19
	Příloha CH: Teplotní pole pro 3D model Stirlingova motoru	P 20
	Příloha I: Rozložení teplot proudění vzduchu z horké komory do studené . .	P 21

Seznam ilustrací a obrázků

2.1	Princip funkce Stirlingova motoru.	4
2.2	p - V a T - s diagram ideálního cyklu.	7
2.3	Konstrukční varianta α Stirlingova motoru [A.24].	9
2.4	Konstrukční varianta β Stirlingova motoru [A.24].	9
2.5	Konstrukční varianta γ Stirlingova motoru [A.24].	10
2.6	Stirlingův cyklus jako pohon a jako chladicí systém [A.16].	11
2.7	Stirlingův cyklus jako tepelné čerpadlo a jako chladicí stroj [A.16].	12
2.8	Eriksonův a Carnotův cyklus [A.16].	13
2.9	Schema konstrukce Stirlingova „V“ motoru [A.16].	14
2.10	p - V diagram reálného motoru [A.16].	15
2.11	Vliv aerodynamických ztrát na průběh p - V diagramu [A.16].	16
2.12	Charakteristické teploty u Stirlingova motoru spalujícího fosilní paliva a chlazeného vodou [A.16].	17
2.13	Porovnání účinností třech hlavních solárních tepelných systémů [A.29].	18
2.14	Vhodnost světových lokalit pro solární tepelné systémy [A.25].	19
4.1	Řez modelem Stirlingova motoru.	24
4.2	Základní orientační rozměry hlavních konstrukčních částí motoru.	25
4.3	Fotografie Stirlingova motoru při měření zatěžovacích charakteristik.	26
4.4	Zjednodušené technologické schema motoru a potřebného příslušenství.	28
4.5	Výkonové charakteristiky pro příkon topné spirály 90 až 190 W.	28
4.6	Momentové charakteristiky pro příkon topné spirály 90 až 190 W.	29
4.7	Srovnání p – V diagramu reálného a ideálního cyklu.	30
4.8	p – V diagram pro příkon topné spirály 90 W.	31
4.9	p – V diagram pro příkon topné spirály 100 W.	32
4.10	p – V diagram pro příkon topné spirály 110 W.	32
4.11	p – V diagram pro příkon topné spirály 120 W.	33
4.12	p – V diagram pro příkon topné spirály 130 W.	33
4.13	p – V diagram pro příkon topné spirály 140 W.	34
4.14	p – V diagram pro příkon topné spirály 150 W.	34
4.15	p – V diagram pro příkon topné spirály 160 W.	35
4.16	p – V diagram pro příkon topné spirály 170 W.	35
4.17	p – V diagram pro příkon topné spirály 180 W.	36
4.18	p – V diagram pro příkon topné spirály 190 W.	36
4.19	Srovnání p – V diagramů pro zvolené příkony při chodu motoru naprázdno.	37
4.20	Srovnání p – V diagramů pro zvolené příkony při maximálním zatížení motoru.	37
4.21	Vliv příkonu spirály na otáčky motoru naprázdno.	39
4.22	Práce cyklu vykonaná při jedné otáčce motoru při chodu naprázdno a při optimálním zatížení.	39
5.1	Vliv teploty expanze na výkon motoru.	46
5.2	Vliv změny objemového poměru na výkonový parametr.	47
5.3	Vliv velikosti mrtvých objemů na parametr výkonu cyklu.	48
5.4	Vliv změny úhlu natočení na výkonový parametr.	48
5.5	Vliv ν , a φ na výkonový parametr.	49
5.6	Pomocné konstrukční charakteristiky [A.16].	51

5.7	Průběh okamžité hodnoty tlaku v závislosti na úhlu natočení u matematického modelu.	56
5.8	Průběhy objemů v závislosti na úhlu natočení u matematického modelu.	56
5.9	p - V diagram teoretického a reálného Stirlingova motoru.	57
6.1	Stěna válce ze železa.	59
6.2	Stěna válce z korundu.	59
6.3	Tepelný tok ve stěně válce ze železa.	59
6.4	Tepelný tok ve stěně válce z korundu.	59
6.5	Tepelné ztráty změřené na horké desce při stojícím a izolovaném motoru.	60
6.6	Tepelné ztráty změřené na horké desce při běžícím a izolovaném motoru.	61
6.7	Tepelné ztráty změřené na horké desce při stojícím motoru bez izolace horké desky.	61
6.8	Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 60 W.	62
6.9	Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 60 W.	62
6.10	Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 70 W.	63
6.11	Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 70 W.	63
6.12	Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 80 W.	63
6.13	Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 80 W.	63
6.14	Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 90 W.	63
6.15	Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 90 W.	63
6.16	Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 60 W.	64
6.17	Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 60 W.	64
6.18	Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 70 W.	64
6.19	Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 70 W.	64
6.20	Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 80 W.	64
6.21	Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 80 W.	64
6.22	Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 90 W.	65
6.23	Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 90 W.	65
6.24	Schema lamely regenerátoru.	66
6.25	Průběh tlaku pro vstupní výpočet modelu.	69
6.26	Průběh pohybu regenerativního a pracovního pístu.	69
6.27	Geometrie lamely regenerátoru a její síť.	70
6.28	3D model kompresní komory motoru společně s přemísťovacím pístem-regenerátorem.	70
6.29	Rozložení teplot pro proudění vzduchu z horké komory do studené komory.	71
6.30	Rozložení teplot pro proudění vzduchu z komory chladné do komory horké.	71

6.31	Pole změny turbulentní kinetické energie.	72
6.32	Graf teplot horní chladné desky motoru pro různé průtoky chladicí kapaliny.	73
7.1	Náčrt lamely regenerátoru s otvory.	76
7.2	Zjednodušení 3D úlohy na úlohu 2D.	76
7.3	Zobrazení teplotního pole a vektorů rychlosti u výsledné varianty.	79
7.4	Zobrazení vývoje hodnot fitness funkce pro kombinace délek lamely a výšek lamely, pokud je parametrem délka otvoru.	79
7.5	Zobrazení vývoje hodnot fitness funkce pro kombinace délek otvoru a výšek lamely, pokud je parametrem délka lamely.	80
7.6	Zobrazení vývoje hodnot fitness funkce pro kombinace délek otvoru a délek lamely, pokud je parametrem výška lamely.	80
8.1	Návrh schematu kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem.	82
P.1	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 90 W.	P 3
P.2	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 100 W.	P 3
P.3	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 110 W.	P 4
P.4	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 120 W.	P 4
P.5	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 130 W.	P 5
P.6	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 140 W.	P 5
P.7	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 150 W.	P 6
P.8	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 160 W.	P 6
P.9	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 170 W.	P 7
P.10	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 180 W.	P 7
P.11	Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 190 W.	P 8
P.12	Tepelné ztráty změřené na chladné desce při stojícím a izolovaném motoru.	P 10
P.13	Tepelné ztráty změřené na chladné desce při stojícím a neizolovaném motoru.	P 10
P.14	Tepelné ztráty změřené na chladné desce při běžícím a izolovaném motoru.	P 11
P.15	Průběh teploty vstupní chladicí kapaliny při stojícím a neizolovaném motoru.	P 11
P.16	Průběh teploty vstupní chladicí kapaliny při běžícím a izolovaném motoru.	P 12
P.17	Průběh teploty vstupní chladicí kapaliny při stojícím a izolovaném motoru.	P 12
P.18	Průběh teploty výstupní chladicí kapaliny při stojícím a neizolovaném motoru.	P 13
P.19	Průběh teploty výstupní chladicí kapaliny při běžícím a izolovaném motoru.	P 13
P.20	Průběh teploty výstupní chladicí kapaliny při stojícím a izolovaném motoru.	P 14
P.21	Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 70 W.	P 15
P.22	Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 70 W.	P 15
P.23	Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 80 W.	P 15
P.24	Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 80 W.	P 15
P.25	Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 90 W.	P 15
P.26	Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 90 W.	P 15

P.27 Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 60 W.	P 16
P.28 Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a běží, příkon spirály je 200 W.	P 17
P.29 Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a běží, příkon spirály je 160 W.	P 17
P.30 Tepelné ztráty na pracovním pístu a v mezeře mezi pístem a válcem. . .	P 18
P.31 Tepelné ztráty na jednotlivých klikách hřídele.	P 18
P.32 Rozložení teplot - fáze 1.	P 21
P.33 Rozložení teplot - fáze 2.	P 21
P.34 Rozložení teplot - fáze 3.	P 22
P.35 Rozložení teplot - fáze 4.	P 22

Seznam tabulek

4.1	Tabulka odečtených hodnot otáček a momentů.	30
5.1	Tabulka výchozích a odečtených hodnot z konstrukčních charakteristik.	52
6.1	Tabulka ukázkových dat při měření tepelných ztrát motoru.	60
6.2	Tabulka hodnot naměřených při neizolovaném a běžícím motoru.	62
6.3	Tabulka teplot odečtených z termovizních snímků.	64
6.4	Tabulka konstant platících pro použité materiály.	68
6.5	Tabulka konstant platících pro pracovní plyn.	68
6.6	Tabulka teplot změřených pro různé rychlosti průtoku chladicí kapaliny.	73
7.1	Tabulka hodnot geometrických rozměrů seřazená dle fitness funkce od nejlepší.	78

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Veličina	Značka jednotky
A	výpočtový koeficient Schmidtovy teorie	1
B	výpočtový koeficient Schmidtovy teorie	1
COP	topný faktor zařízení	1
COP_{HP}	topný faktor tepelného čerpadla	1
COP_{ref}	topný faktor chladícího zařízení	1
D_{vp}	průměr pracovního válce a pístu	m
D_r	průměr přemísťovacího pístu	m
D_{vr}	průměr válce přemísťovacího pístu	m
D_s	průměr setrvačnicku	m
F	síla	N
K	konstanta	1
L_z	zdvih pístů	m
M	moment síly	N·m
M_T	celkové látkové množství pracovní látky	mol
M_c	látkové množství pracovní látky v kompresním prostoru	mol
M_d	látkové množství pracovní látky v mrtvém prostoru	mol
M_e	látkové množství pracovní látky v expanzním prostoru	mol
P	výkon	W
P_E	výkon expanzní	W
P_C	výkon kompresní	W
P_i	výkon indikovaný	W
P_{mass}	bezrozměrný výkonový parametr vztahující se k hmotě prac. látky	1
P_{max}	bezrozměrný výkonový parametr vztahující se k maximálnímu tlaku	1
Q	teplo, množství tepla	J
Q_E	teplo, množství tepla přivedené při expanzi	J
Q_C	teplo, množství tepla přivedené při kompresi	J
Q_m	hmotnostní tok	kg·s ⁻¹
Q_{mass}	bezrozměrný parametr chlazení	1
Q_{max}	bezrozměrný parametr topení	1
Q_V	objemový tok	m ³ ·s ⁻¹
R	molární plynová konstanta	J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹
R	vnější poloměr setrvačnicku	m
Re	číslo Reynoldsovo	1
S	výpočtový koeficient Schmidtovy teorie	1
T	termodynamická teplota	K
T_{atmos}	termodynamická teplota při atmosférickém tlaku	K
T_1	teplota chladné desky	K
T_2	teplota horké desky	K
T_3	teplota horké desky	K

Značka	Veličina	Značka jednotky
T_E	termodynamická teplota expanze	K
T_C	termodynamická teplota komprese	K
V	objem	m^3
V_B	okamžitý objem sdíleného prostoru	m^3
V_C	okamžitý objem kompresního prostoru	m^3
V_D	okamžitý objem mrtvého prostoru	m^3
V_{DC}	objem mrtvého prostoru z celkového kompresního	m^3
V_{DE}	objem mrtvého prostoru z celkového expanzního	m^3
V_E	okamžitý objem expanzního prostoru	m^3
V_{SC}	zdvihový objem kompresního prostoru	m^3
V_{SE}	zdvihový objem expanzního prostoru	m^3
W	práce	J
W_E	práce expanzní	J
W_C	práce kompresní	J
W_i	práce indikovaná	J
X_B	poměr objemů sdíleného a zdvihového expanzního	1
X_{DC}	poměr objemů mrtvého kompresního a zdvihového expanzního	1
X_{DE}	poměr objemů mrtvého expanzního a zdvihového expanzního	1
b	přípustná šířka setrvačnicku	m
c	konstanta použitá ve Schmidově teorii	1
c	měrná tepelná kapacita	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_p	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_v	měrná tepelná kapacita při stálém objemu	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
d	vnitřní průměr setrvačnicku	m
g	tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
k	konstanta závislá na druhu stroje	1
m	hmotnost	kg
m_{des}	hmotnost desky	kg
m_{hranol}	hmotnost hranolu	kg
m_s	hmotnost setrvačnicku	kg
m_{zavazi}	hmotnost závaží	kg
n	polytropický exponent	1
n	frekvence otáčení, otáčky motoru	s^{-1}
p	tlak	Pa
p_{max}	tlak maximální	Pa
p_{min}	tlak minimální	Pa
p_{str}	tlak střední	Pa
r	měrná plynová konstanta	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
r	poloměr	m
s	měrná entropie	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
t	čas	s
v	měrný objem	$m^3 \cdot kg^{-1}$
x	úhel natočení klikové hřídele	°
Δ	výpočtový koeficient Schmidovy teorie	1
Θ	výpočtový koeficient Schmidovy teorie	1

Značka	Veličina	Značka jednotky
Λ	výpočtový koeficient Schmidtovy teorie	1
α_0	součinitel tepelné roztažnosti	K^{-1}
δ	výpočtový koeficient Schmidtovy teorie	1
η	účinnost	1
η	dynamická viskozita	Pa·s
η_T	účinnost tepelná	1
η_{rel}	relativní účinnost	1
ϑ_1	teplota vstupní chladící kapaliny	K
ϑ_2	teplota výstupní chladící kapaliny	K
ϑ_{okoli}	teplota okolí	K
λ	tepelná vodivost	$W \cdot m \cdot K^{-1}$
ν	poměr objemů	1
π	číslo Ludolfovo	1
ρ	hustota	$kg \cdot m^{-3}$
τ	poměr teplot	1
φ	úhel posunutí mezi písty	°
χ	stupeň nerovnoměrnosti chodu	1
ψ	výpočtový koeficient Schmidtovy teorie	1
ω	úhlová rychlost	s^{-1}

Zkratka	Vysvětlivka
COP	coefficient of performance
ČR	Česká republika
FEKT	Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií
FSI	Fakulta strojního inženýrství
NASA	National Aeronautics and Space Administration, Národní úřad pro letectví a kosmonautiku
USA	United States of America, Spojené státy americké
UEEN	Ústav elektroenergetiky
VUT	Vysoké učení technické v Brně

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 efektivity a účinnosti.

Z výše uvedeného je patrné, že došlo k podstatné změně v chování společnosti a spotřebitelů energií, na které má hlavně vliv nepříznivý vývoj cen energií, media, osvěta, ale i současná hospodářská recese. V posledních dvou desetiletích došlo k tomu, že společnost klade enormní důraz na účinnost energetických zařízení jejichž používání vede k výrazné úspoře energií potažmo nákladů na elektrickou energii a nákladů na výrobu tepla.

Tyto skutečnosti, spolu s boomem alternativních zdrojů, vedly v řadě technických oborů k zvýšení zájmu o dříve zapomenutá a opomíjená řešení, která by mohla k úsporám energií a zvyšování účinnosti přeměn energií přispět. Jednou z takových aplikací je zařízení typu Stirlingova tepelného stroje, využívaného především jako klasické pohonné jednotky - motoru, neboť jeho princip a vysoká variabilita konstrukčního uspořádání umožňuje realizaci i značně netradičních kombinací technického řešení, zejména cestou integrace s poháněným zařízením.

V souvislosti se vstupem do EU se ČR zavázala zvýšit do roku 2020 podíl obnovitelných zdrojů na hrubé spotřebě energie až na 20%. Možnosti výstavby dalších vodních a malých vodních elektráren jsou téměř vyčerpané, rozsáhlé využití větrných elektráren se v našich klimatických podmínkách jeví neefektivní. Fotovoltaická přeměna je na tom lépe, avšak lze ji využít převážně jen jako zástupný nebo přídatný zdroj energie. Významnou úlohu však může mít využití kogeneračních jednotek. A právě možnost použití Stirlingova tepelného stroje jako součást kogenerační jednotky, se pro praxi jeví jako efektivní.

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.8, A.17].

2 Přehled současného stavu problematiky

2.1 Historický vývoj

I přes svou poměrně dlouhou historii není Stirlingův motor natolik znám jako motor s vnitřním hořením. Zrození stroje s uzavřeným cyklem s regenerací se datuje již roku 1816, kdy si tento typ motoru nechal dne 27.9.1816 patentovat tehdy šestadvacetiletý skotský pastor Robert Stirling (*1790 - †1878). Stalo se tak osm let před vydáním odborné práce Nicolase Léonarda Sadi Carnota „Úvahy o hnací síle ohně a strojích tuto sílu rozvíjet“. Jinak řečeno bylo to v době, kdy ještě neexistovala teorie tepelných motorů. Stirlingův patent však dokazuje, že si autor již tehdy plně uvědomoval všechny podmínky nezbytné k efektivní přeměně tepla v mechanickou práci. Navíc stroj tohoto typu sestrojil jako první George Cayley již v roce 1807, dále se této problematice však již nevěnoval. Pastor Stirling pak v roce 1818 postavil velký motor s výkonem 2 hp, aby čerpal vodu z kamenolomu v Ayrshire ve Skotsku a letech 1827 a 1840 obdržel Robert Stirling ještě dva patenty (č. 5456 a č. 8652) na zdokonalené varianty svého stroje. Robert Stirling s teplovzdušnými motory, jak se jim tehdy říkalo, pracoval celý život. Za zmínku stojí, že jak se říká, jeden ze Stirlingových modelů používal slavný Lord Kelvin při výuce svých žáků. Někteří historikové naznačují, že důvodem, proč Robert Stirling věnoval takové úsilí vzniku stroje, byl jeho zájem o pracovníky jeho farnosti. V té době totiž byly široce používány parní motory jako pohonné jednotky pro mechanizaci v zemědělství a vzhledem k nedostatečným vlastnostem materiálů kotle, docházelo k častým úrazům lidí pracujících v blízkosti stroje způsobeným výbuchem kotle a účinkem horké páry. U Stirlingova stroje bylo toto vyloučeno a jednalo se tak o zcela bezpečný pohon. Na počest jejich duchovního otce nesou tyto stroje jeho jméno do dnešních dnů, kdy prožíváme jejich renesanci pro energetický sektor [A.21, A.26].

V průběhu 19. století a na počátku 20. století se objevovaly nejrůznější aplikace Stirlingových motorů. Pumpovaly vodu pro dobytek na vyprahlém západě Spojených států, na železnicích, v dolech a dodávaly vodu bezpočtu sídel a statků. Malé Stirlingovy motory poháněly zubařské vrtačky, domácí ventilátory, šicí stroje a tak podobně. Velké typy byly používány k pohonu navigačních a v dalších průmyslových aplikacích. Používala se kapalná, pevná i plynná paliva. Mnohé z těchto motorů byly vyvinuty švédským vynálezcem Johnem Ericssonem, jehož nejznámějším projektem byla pancéřová bitevní loď Monitor z doby občanské války v USA. Ericsson postavil mnoho motorů založených na Stirlingově principu pro obchod, průmysl a zemědělství. Uvědomoval si výhody Stirlingova motoru a svými konstrukcemi předběhl svou dobu. Postavil například Stirlingův motor poháněný pouze sluneční energií. Stirlingův motor byl v 19. století limitován hlavně metalurgickými možnostmi své doby. V polovině 19. století byl navíc objeven stroj s vnitřním hořením a také Dieselův motor a tento mezník v dějinách lidstva znamená zároveň úpadek a zapomnění motorů Stirlingových. Poté co filozof Hans Christian Oersted objevil účinek elektrického proudu na střelku kompasu

a jeho aplikace vedoucí ke konstrukci prvních elektromotorů, se nezám jenom prohloubil a trval až do 20. let minulého století [A.22].

Zájem o tento typ motoru znovu podnítl až v roce 1938 N.V. Philips z Nizozemí, když začal s vývojem malého Stirlingova motoru s výkonem 200 W. Philips, výrobce dobře známých stolních radiopřijímačů, používal tento motor jako kompaktní tichý zdroj energie, který na rozdíl od zážehových motorů nepoužívá zapalovací svíčky a tudíž nevytváří interferenci radiových vln. Při hledání možností, jak zvýšit měrný výkon a účinnost zjistil, že plyny s nižší molekulovou hmotností, jako helium či vodík, jsou výhodnější než vzduch.

Rychlý rozvoj technologie výroby materiálů, který nastal v padesátých letech minulého století, otevřel nové perspektivy i pro Stirlingův motor. V roce 1968 švédská FFV Group vytvořila joint venture s dalšími švédskými společnostmi, aby prozkoumaly možnosti vývoje zdokonalené sériové verze moderního Stirlingova motoru. Tato nová joint venture dostala jméno United Stirling. K tomuto kroku přispěla velkým dílem hlavně blížící se ropná krize, která vyvolala snahu používat do motorových vozidel jiná paliva, než je benzín či nafta. Za použití licence N.V. Philips začala tato společnost s vývojem motoru o výkonu 200 hp, určeného pro městské autobusy, terénní vozidla a ponorky. V průběhu let 1969 - 1970 Philips vyvinul pohonnou jednotku s rombickým mechanismem pro městský autobus. Motor byl čtyřválec se zdvihovým objemem 235 cm^3 na každý válec a při středním tlaku 22 MPa a 3000 min^{-1} dosahoval 200 hp. Motor však při tak vysokém tlaku neskýtal předpoklad dosažení očekávané životnosti. United Stirling se proto rozhodl vyvinout svůj vlastní motor s označením 4-65. Tento motor dosahoval stejného výkonu jako motor Philips už při 15 MPa a otáčkách 1500 min^{-1} . Následovaly další verze společného vývoje Philips a United Stirling s cílem minimalizovat výrobní náklady. Podrobným výpočtem se nakonec ukázalo, že i v sérii 10 000 ks ročně bude cena stále 2.5 krát vyšší než stejně výkonný vznětový motor, a to z důvodu značné komplikovanosti motoru.

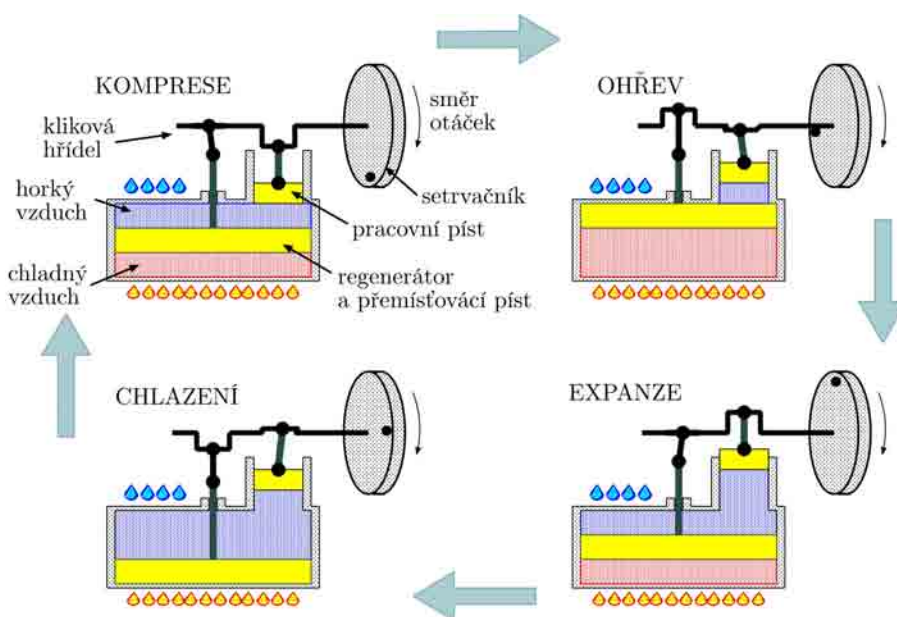
V 70. letech 20. století United Stirling intenzivně pracoval na vývoji pohonné jednotky pro osobní automobily. Po zkušenostech s problematickou výrobou motorů řady 4-615 se rozhodl pro tento účel použít konstrukci motoru Philips 4-65 s naklápěcí deskou. Tento motor prošel dlouhým vývojem, který byl směřován do použití v osobních automobilech. Jeden z následných typů V4X2 byl roce 1974 zastaven do osobního vozidla Ford Pinto s automatickou převodovkou a předveden představitelům společnosti Ford. Vůz přesvědčil komfortem a tichostí jízdy, avšak do výroby se nedostal. Vývoj dále pokračoval až do finálního typu V4X35, který byl v roce 1974 zastaven do vozu Ford Taurus s manuální převodovkou! Což bylo na tu dobu převratné, protože největší slabinou Stirlingova motoru je právě rychlá změna výkonu, kterou manuální převodovka vyžaduje mnohem více než automatická. Přes uspokojivé jízdní zkoušky v rozsahu 10 000 km a splnění veškerých požadavků na akceleraci i deceleraci (90 % výkonu za 0.5 s) nebyla sériová výroba nikdy zahájena z důvodů ceny pohonné jednotky,

kteřou značně prodražil právě systém regulace výkonu [A.27, A.29].

2.2 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.



Obr. 2.1: Princip funkce Stirlingova motoru.

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.16].

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 objemů 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 cyklu 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.

2.2.1 Popis jednotlivých termodynamických dějů

Ideální Stirlingův cyklus pracuje s ideálním plynem, pro který platí stavová rovnice (2.1) [A.13],

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

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

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

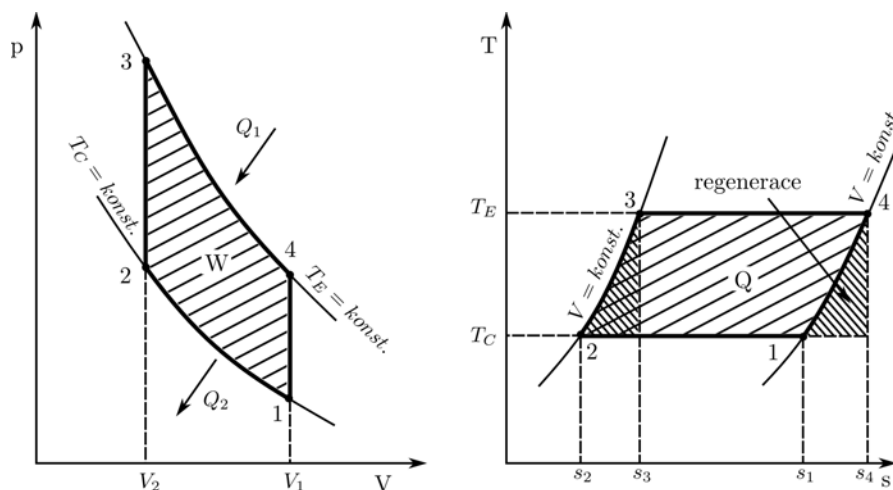
Teplo přivedené při T_C

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

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)

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

2.2.2 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.

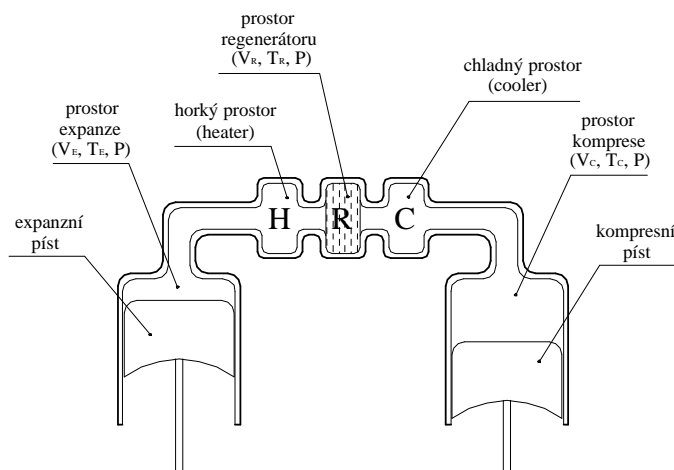
2.2.3 Varianty provedení Stirlingova motoru

Pro základní kategorizaci Stirlingových motorů byly zavedeny tři základní konstrukční varianty α , β a γ . Tyto varianty se od sebe liší hlavně postavením pístů. Princip, jednoduchost a variabilita konstrukce Stirlingova stroje umožňuje kombinace jednotlivých konstrukčních variant, k čemuž také v praxi hojně dochází, tudíž je mnohdy obtížné

stroj jednoznačně zařadit. Tato základní klasifikace umožňuje alespoň zevrubně popsat typ konstrukce motoru, bez nutnosti uvádět jeho detailní popis.

α - modifikace:

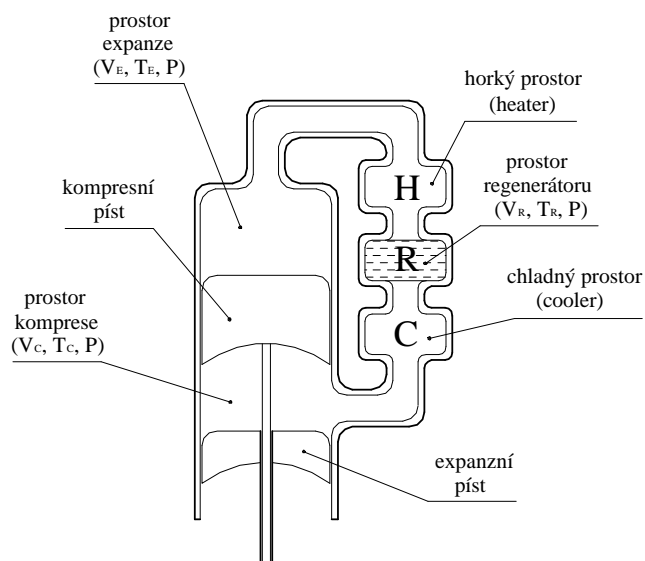
Tato skupina zahrnuje varianty, jejichž pracovní prostor je rozdělen mezi dva válce. V jednom z nich je pouze horký a ve druhém pouze chladný plyn. Regenerátor se nachází mezi válci (viz Obr. 2.3).



Obr. 2.3: Konstrukční varianta α Stirlingova motoru [A.24].

β - modifikace:

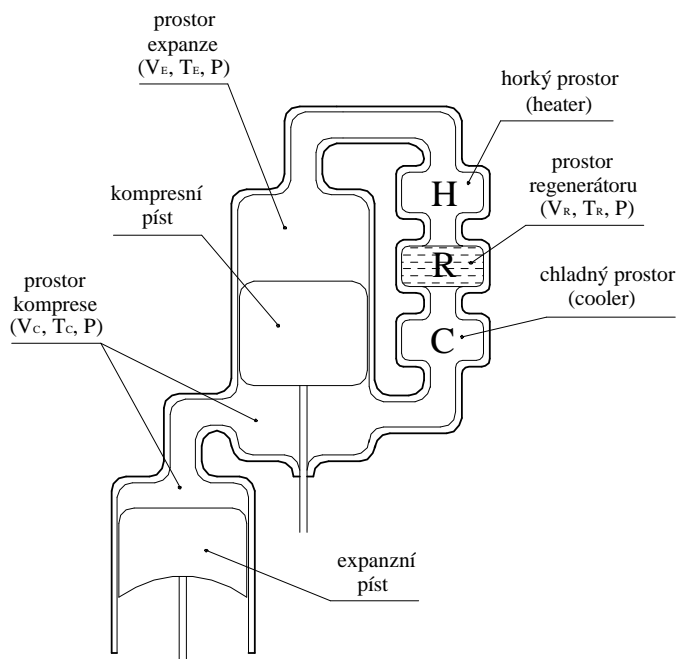
Tento typ Stirlingova motoru má pouze jeden válec, v němž se pohybují oba písty. Změna objemu horkého prostoru se děje prostřednictvím pohybu přemísťovacího pístu, na změně objemu chladné části válce se podílejí oba písty, přemísťovací i pracovní. V určité části se chod pístů překrývá (viz Obr. 2.4).



Obr. 2.4: Konstrukční varianta β Stirlingova motoru [A.24].

γ - modifikace:

Tento typ je jakýmsi mezičlánkem mezi předchozími modifikacemi. Regenerátor není mezi válci, ale oba válce jsou oddělené. Chladný prostor je rozdělen mezi oba válce a jeho minimální objem je vždy, i teoreticky, nenulový (viz Obr. 2.5).



Obr. 2.5: Konstrukční varianta γ Stirlingova motoru [A.24].

2.2.4 Stirlingův cyklus pracující jako klimatizační jednotka

Stejný ideální oběh, podle kterého jsme popsali Stirlingův cyklus pracující jako motor, je možné použít i k popisu Stirlingova cyklu pracujícího jako chladicí zařízení. Jediný rozdíl je v tom, že teplo dodávané vnějším zdrojem je menší než teplo odevzdávané plynem při procesu chlazení. To je znázorněno viz Obr 2.6, kde jsou porovnány p - V a T - s diagramy pro Stirlingův cyklus jako motor a jako chladicí jednotka.

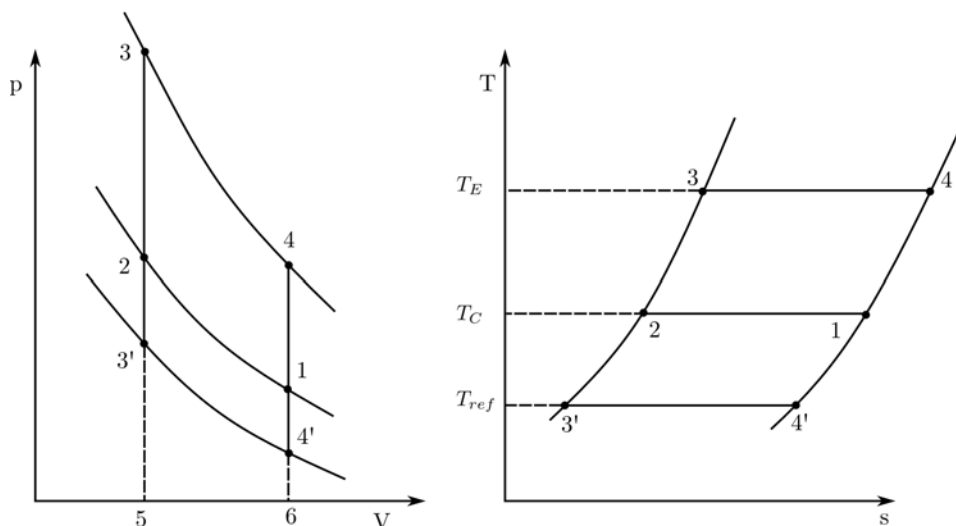
Když Stirlingův systém pracuje jako „chladnička“, tak celý cyklus probíhá v opačném směru než u motoru. Tím pádem cyklus neprodukuje užitečnou práci ve formě mechanické (otáčení klikové hřídele), ba naopak musí mu být práce dodávána (aby byly splněny podmínky zákonů termodynamiky) a produkuje práci tepelnou ve formě ochlazování zásobníku.

Kompresní práce (oblast 1-2-5-6) je stejná, jak pro chladničku, tak pro motor. Expanzní práce (oblast 4'-3'-5-6) je v případě chladničky menší než kompresní práce a práce dodaná (oblast 1-2-3'-4'), v této fázi cyklu je nutno pohánět systém. Během přestupu tepla mezi kompresí a expanzí (fáze 2-3') je pracovnímu plynu odebráno teplo, a stejně tak je pracovnímu plynu teplo přidáno ve fázi 4'-1.

Výkon chladicího systému uvádí takzvaný koeficient COP (coefficient of performance), tzv. topný faktor zařízení, kde

$$COP = \frac{\text{odejmuté teplo}}{\text{vykonaná práce}} = \frac{T_{ref}}{T_C - T_{ref}}. \quad (2.30)$$

Topný faktor u Stirlingova, Eriksonova a Carnotova cyklu je stejný pro dané teploty, ale chladicí kapacita (možnost chlazení) je u Stirlingova a Eriksonova cyklu pro dané tlaky a objemy mnohem větší než u Carnota.



Obr. 2.6: Stirlingův cyklus jako pohon a jako chladicí systém [A.16].

Oba cykly mají společnou teplotu komprese, teplotu T_C . Teplota expanze je již různá, T_E u pohonu a T_{ref} u chladicího systému. U pohonu je teplo dodáváno o vysoké teplotě vnějším zdrojem a produktem je užitečná práce (točivý pohyb), u chladicího systému je ochlazován vnější zásobník a mechanickou práci je do systému potřeba dodat vnějším zdrojem.

2.2.5 Stirlingův cyklus jako tepelné čerpadlo

Stirlingův stroj pracující jako tepelné čerpadlo pracuje naprosto stejně jako chladicí systém popsáný výše (teplota expanze T_{ref} je menší jako teplota komprese T_C). Rozdíl mezi tepelným čerpadlem a chladicím systémem popsáným výše je v tom, že obě teploty T_{ref} a T_C jsou u chladicího systému vyšší (viz Obr. 2.7). Jak u motoru tak u chladničky je teplota T_C teplota chladicí vody, která koluje v systému za atmosférického tlaku. Kdežto u tepelného čerpadla je T_C teplota „tepla“, které odchází ze systému jako užitečný produkt, kterého je možné využít k vytápění. Proto je u tepelného čerpadla T_C teplota pracovního média o větším tlaku než atmosférickém a teplota média T_{ref} vstupujícího do systému (z venkovního vzduchu, nebo vody z řeky) má atmosférický tlak.

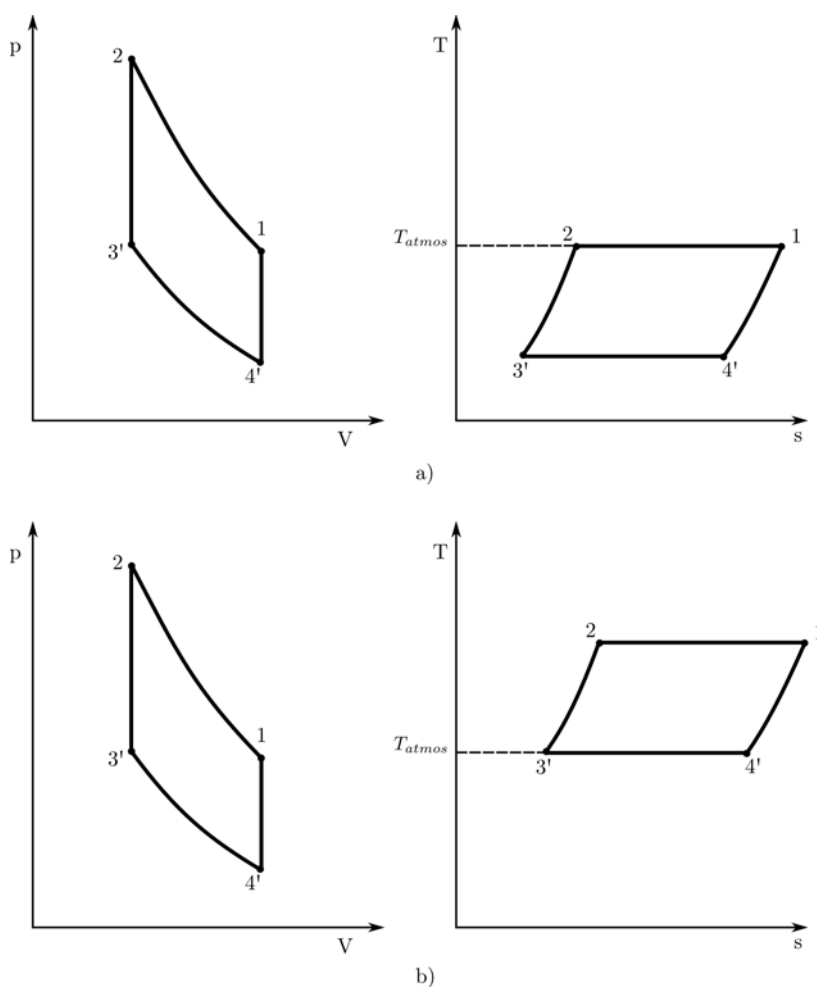
Srovnání Stirlingova cyklu jako chladničky a jako tepelného čerpadla je znázorněno viz Obr. 2.7. V obou případech je potřeba dodávat do systému vnější mechanickou práci (oblast 1-2-3'-4'). V případě tepelného čerpadla je užitečným produktem tepelná energie o teplotě T_C a topný faktor vyjadřuje vztah,

$$\text{COP}_{HP} = \frac{\text{dodané teplo}}{\text{vykonaná práce}} = \frac{T_C}{T_C - T_{ref}}, \quad (2.31)$$

což je opak k tepelné účinnosti, kdežto topný faktor chladicího systému je,

$$\text{COP}_{ref} = \frac{T_{ref}}{T_C - T_{ref}}, \quad (2.32)$$

což není inverzní vztah pro tepelnou účinnost.



Obr. 2.7: Stirlingův cyklus jako tepelné čerpadlo a jako chladící stroj [A.16].

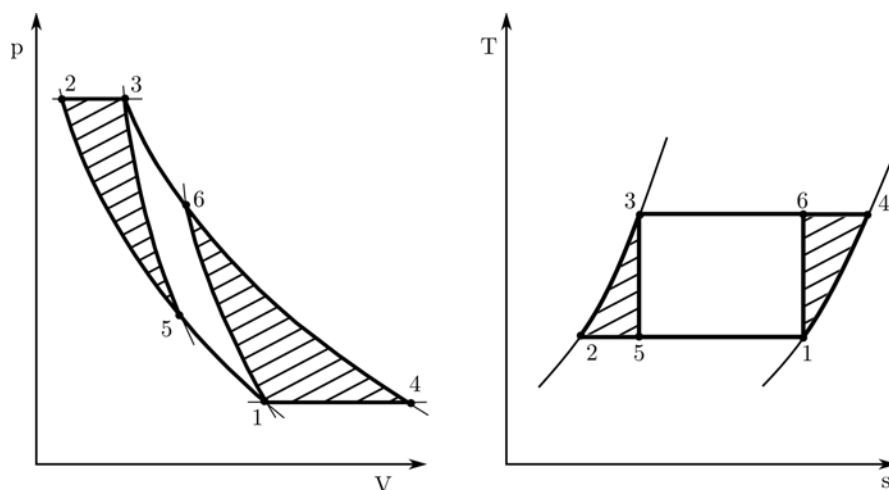
a) tepelné čerpadlo, b) chladící systém. Ať cyklus pracuje jako tepelné čerpadlo, nebo chladnička, je teplota expanze vždy nižší než teplota komprese a cyklus vyžaduje vnější mechanickou práci.

2.2.6 Stirlingův motor jako kompresor

Jako poslední aplikaci Stirlingova cyklu si uvedeme systém, který je blíže příbuzný Stirlingově cyklu, kde cílem je přečerpávat pracovní látku a zvyšovat její tlak. Plyn nebo jiná tekutina je pumpována přes píst nebo membránu Stirlingova stroje, oddělená od pracovního média. Systém lze klasifikovat jako Stirlingův cyklus pracující jako motor. Dalším případem je, že pracovní látka je přímo látkou, jež je pumpována nebo stlačována. Systém dále obsahuje záklopy a jiné regulátory průtoku. Tyto systémy však nemohou být klasifikovány jako Stirlingovy cykly, protože neodpovídají definicím uvedeným na začátku tohoto textu. Přesto se však v některé literatuře můžeme setkat s těmito systémy jako se Stirlingovými. Ve většině případů vstupuje tekutina do systému o nižším tlaku a vystupuje o tlaku vyšším. Vstupní tepelná energie má vysoký potenciál a výstupní energie naopak potenciál nízký. Práce expanze je větší než práce komprese a její množství je ekvivalentní práci pumpou zhuštěné tekutiny.

2.2.7 Eriksonův cyklus

U Eriksonova cyklu, což je cyklus, který se dá s určitými výhradami považovat také za cyklus Stirlingův, jsou procesy přestupu tepla za stálého objemu nahrazeny procesy přestupu tepla za stálého tlaku. To vede na p - V a T - s diagramy uvedené v Obr. 2.8. Účinnost cyklu je stejná jako u Carnotova cyklu, ale stejně jako u Stirlingova cyklu, je množství užitečné práce a množství předávaného tepla pro dané hranice tlaku, objemu a teploty větší.



Obr. 2.8: Eriksonův a Carnotův cyklus [A.16].

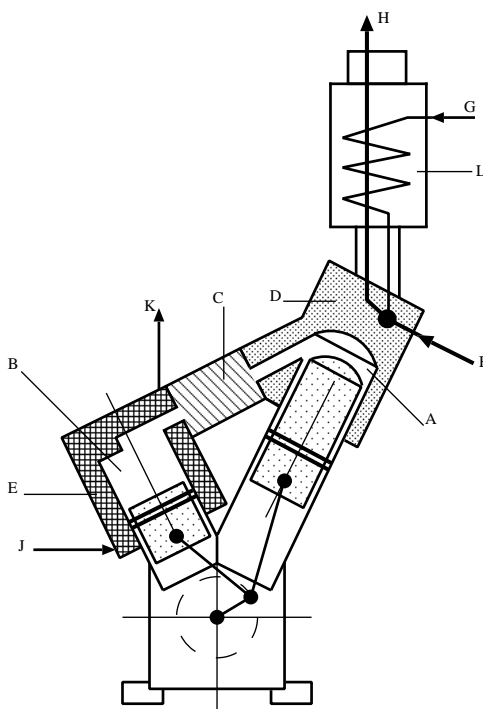
Porovnání běžných hodnot maximální a minimální teploty, tlaku a objemu u obou cyklů. Stejně jako výše, vyšrafované oblasti reprezentují zvýšení výstupní práce a množství předávaného tepla u Eriksonova cyklu.

2.2.8 Skutečný cyklus

Veškeré faktory a jejich vzájemné kombinace, které u ideálního oběhu v rámci idealizace zanedbáváme, snižují u skutečného oběhu svým působením důležité technické parametry. Mezi nejdůležitější parametr patří účinnost, která u reálného stroje klesá pod účinnost ideálního Carnotova oběhu. Skutečnou tepelnou účinnost oběhu tak činí zlomek z Carnotovy účinnosti. Tento poměr se nazývá relativní účinnost

$$\eta_{rel} = \frac{\text{skutečná tepelná účinnost}}{\text{Carnotova účinnost}}. \quad (2.33)$$

Pokud hodnota relativní účinnosti v praxi nabývá velikosti větší než 0.4, můžeme takový stroj pokládat za dobře zkonstruovaný. Pro ilustraci a objasnění reálného tepelného oběhu Stirlingova cyklu uvažujme, tak jako Walker v [A.16], mechanické uspořádání se dvěma protilehlými písty s vloženým regenerátorem. Dvoupístový stroj je příklad jednoho z řady možných konstrukčních uspořádání. Ukázka takového stroje je na obrázku 2.9. Jedná se o tak zvaný „V“ motor, kde písty tvoří písmeno V a písty jsou připojeny ke klikové hřídeli. Expanzní a kompresní objem je tvořen prostorem nad písty, které jsou propojeny kanálem. V propojovacím kanálu je umístěn regenerátor a přidavný výměník tepla.

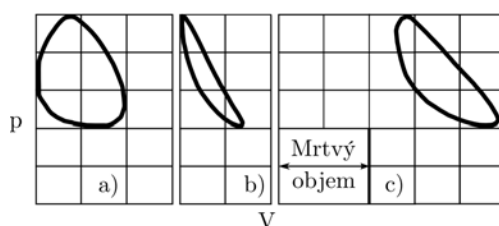


Obr. 2.9: Schema konstrukce Stirlingova „V“ motoru [A.16].

A - expanzní prostor, B - kompresní prostor, C - regenerátor, D - ohřívák, E - chladič, F - vstřík paliva, G - vstup vzduchu, H - výfuk spalin, J - vstup chladicí vody, K - výstup chladicí vody, L - přehřívák vzduchu.

Hlavní rozdíl reálného tepelného oběhu oproti ideálnímu cyklu je spojitý pohyb pístů. Z technického hlediska by to nebyl neřešitelný problém, ale je to dáno především tím, že naprostá většina strojů je konstruována jako rotační. Výše zmíněné má za následek viz Obr. 2.10, že p - V diagram tvoří hladká křivka, ostré hrany čtyř ideálních procesů splývají.

Procesy komprese a expanze se neodehrávají výhradně v jednom nebo druhém z obou prostorů, což je další důležitý faktor, který při idealizaci zanedbáváme. Tak jak je znázorněno viz Obr. 2.10, můžeme zakreslit jednotlivé p - V diagramy, jeden pro kompresní objem, jeden pro expanzní objem a celkový p - V diagram se znázorněným mrtvým objemem. Mrtvý objem je definovaný jako část pracovního objemu, kterou nevyplňuje píst. Je to škodlivý prostor ve válci motoru, objem regenerátoru a tepelného výměníku a vnitřní objem všech přilehlých částí spojovacích kanálů a dutin. p - V diagram pro prostor expanze znázorňuje celkovou vykonanou práci, kdežto diagram pro kompresní prostor reprezentuje kompresní práci (zápornou, spotřebovanou cyklem). Rozdíl mezi těmito diagramy je čistá práce vykonaná cyklem, je to indikovaná práce potřebná pro překonání mechanického tření a dodání užitečné práce na klikovou hřídel motoru.



Obr. 2.10: p - V diagram reálného motoru [A.16].

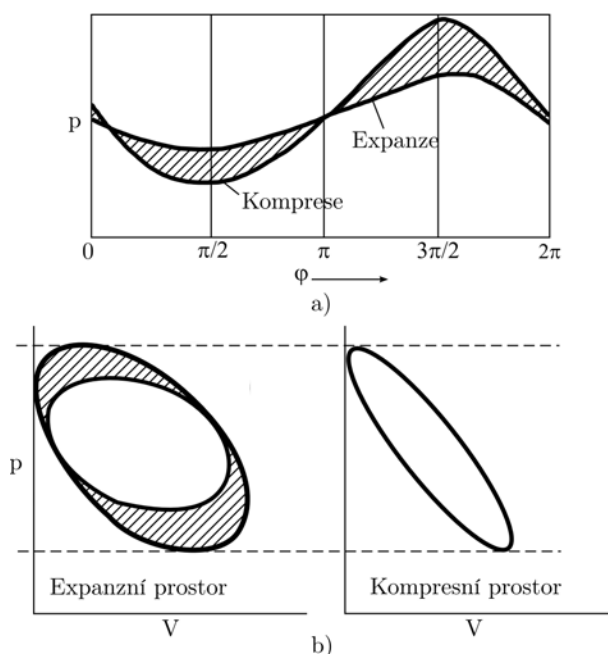
U cyklu, kde proces komprese a proces expanze jsou izotermické, a kde nejsou žádné ztráty třením, bude rozdíl mezi kompresním a expanzním diagramem roven přesně p - V diagramu pro celkový pracovní objem. U skutečného stroje to tak ovšem nebude, protože aerodynamický odpor regenerátoru a odpor tepelného výměníku způsobují změnu tlaků pracovního plynu v kompresním a expanzním prostoru. Ztráty toku pracovního plynu jsou důležité, protože zapříčiňují snížení plochy expanze v p - V diagramu viz Obr. 2.11. Výsledkem je jednak pokles účinnosti hnacího stroje a dále pokles účinnosti chladicí kapacity a chladicího faktoru u chladiče.

Téměř sinusový pohyb pístů má za následek cyklické proudění pracovního plynu u kterého se jeho teplota šíří všemi směry a je tedy v každém bodě prostoru jiná. Je proto nemožné sestavit T - s diagram, který by reprezentoval stav v celém motoru. Možné je zachytit T - s diagram jen pro jednu částici pracovního plynu, u které se teplota mění, neexistuje však metoda, která by tyto jednotlivé diagramy sloučila v jeden, společný celému prostoru.

Jak bylo popsáno výše, u reálného stroje nejsou procesy expanze a komprese izotermické, což je největší rozdíl oproti stroji ideálnímu. Uvažujeme-li motor, jehož rychlost

otáčení by byla řekněme 1 000 otáček za minutu, tak při této rychlosti by procesy v motoru byly spíše adiabatické než izotermické, protože přestup tepla by se konal ve velice krátkém čase a tudíž nedokonale. Ke zlepšení sdílení tepla přiléhá ke kompresnímu prostoru chladič, který odebírá teplo pracovnímu plynu a ke kompresnímu prostoru je přidán ohříváč, který pracovní plyn ohřívá viz Obr. 2.9, čímž je přenos tepla zlepšen.

Navzdory zlepšenému přestupu tepla má vložení dodatečného výměníku tepla nežádoucí účinek. Zvětší se škodlivý prostor motoru o objem chladiče a ohříváče, což u regenerativních motorů snižuje účinnost. Zvětší se aerodynamické ztráty vlivem vložení dodatečných překážek a dalších spojovacích kanálů. Dále, mnohdy vlivem složité konstrukce, dochází k sekundárním ohřevům a ochlazování pracovního plynu, což může mít, a také má, nežádoucí účinek. Tyto nežádoucí účinky by bylo možno eliminovat použitím jednosměrného systému, což by však značně zkomplikovalo a také zdražilo konstrukci celého stroje.



Obr. 2.11: Vliv aerodynamických ztrát na průběh p - V diagramu [A.16].

- Závislost tlaku v kompresním a expanzním prostoru na čase (úhlu natočení). Rozdíl v tlaku způsobují ztráty prouděním plynu regenerátorem a výměníkem.
- p - V diagram pro prostor komprese a expanze. Vyšrafovaná část diagramu pro expanzní prostor reprezentuje zmenšení účinnosti o ztráty prouděním plynu regenerátorem a výměníkem.

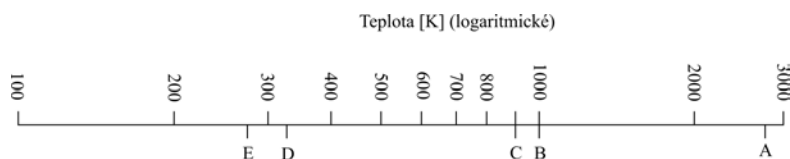
S ohledem na ztráty a škodlivé prostory spolu s ohledem na cenu, velikost a váhu, volíme kompromis mezi výkonem stroje a designem regenerátoru a výměníku tepla. Z výše uvedeného vyplývá, že z principu funkce stroje je konstrukce tvořena tak, že

mohou a také budou existovat velké rozdíly mezi teplotou v expanzním prostoru, v ohříváči, teplotou v kompresním prostoru a teplotou pracovního plynu. To je znázorněno v diagramu viz. Obr. 2.12, kde uvažujeme regenerativní stroj, u něhož k ohřevu dochází spalováním fosilních paliv a je chlazen vodou. Tomu odpovídá příklad teploty při spalování fosilních paliv (2 800 K) a teploty chladící vody (280 K). Teplota expanzní komory a ohříváku je limitována použitými materiály, zde bude uvažována teplota expanzní komory 1 000 K. Tyto předpoklady nám stanovují teplotní spád ve stěně expanzního válce (která je volena s ohledem na vysoký stupeň přestupu tepla) z 2 800 K na 1 000 K. Dále předpokládáme teplotní spád 100 K mezi pracovním plynem a stěnou expanzního válce a 50 K mezi pracovním plynem a stěnou kompresního válce. To znamená, že cyklická změna teploty pracovního plynu se pohybuje mezi $(280 + 50) = 330$ K a $(1\,000 - 100) = 900$ K. Načež účinnost Stirlingova cyklu by mohla být vypočítána dle rovnice 2.22 následovně

$$\eta_c = \frac{(2\,800 - 280)}{2\,800} = \frac{2\,520}{2\,800} \cdot 100 = 90 \%, \quad (2.34)$$

a když budeme uvažovat skutečné teploty jednotlivých dějů pak

$$\eta_c = \frac{900 - 330}{900} = \frac{570}{900} \cdot 100 = 63 \%. \quad (2.35)$$



Obr. 2.12: Charakteristické teploty u Stirlingova motoru spalujícího fosilní paliva a chlazeného vodou [A.16].

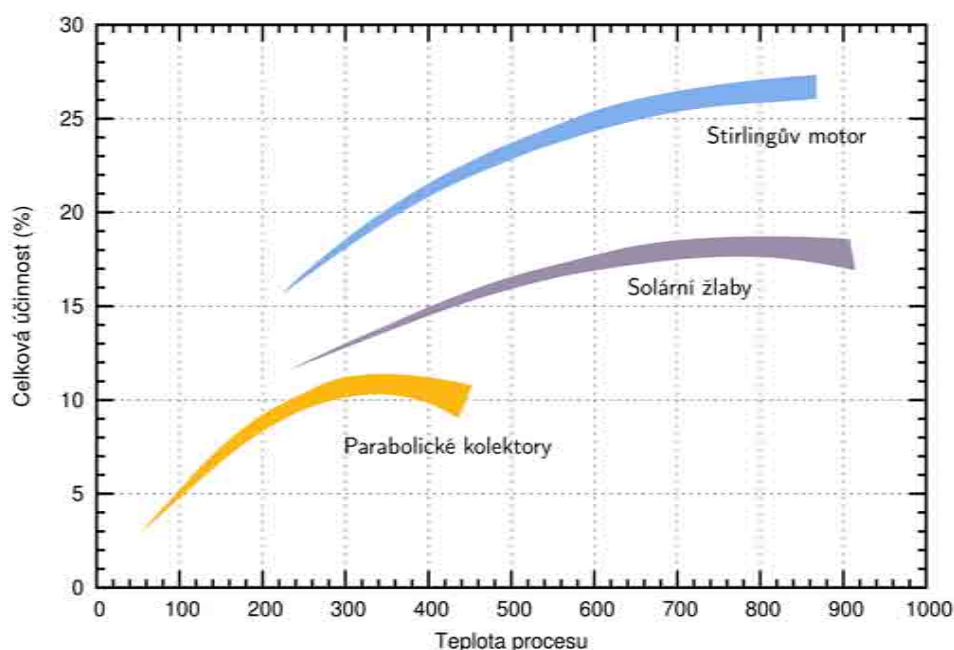
A - Teplota hoření paliva, B - Teplota stěny ohříváku, C - Průměrná teplota expanzního prostoru, D - Průměrná teplota kompresního prostoru, D - Teplota chladící vody a stěny chladiče.

2.3 Výhody použití Stirlingova motoru

V posledních letech se ukázala možnost použití Stirlingova motoru pro stacionární účely a to zejména při kogenerační výrobě elektřiny a tepla. Výhody použití Stirlingova motoru například i jako kogenerační jednotky jsou:

- vysoká účinnost motoru,
- vysoká spolehlivost,
- tichý a hospodárný chod,

- žádné nebo nízké emise škodlivých plynů,
- možnost pracovat s různými zdroji tepla počínaje sluneční energií a konče libovolným fosilním palivem a biomasou,
- dosahovaná účinnost motoru se pohybuje v rozpětí 25 - 40 %, což je účinnost u motorů o výkonu 1 až 25 kW velmi dobrá,
- spaliny nepřichází do styku s pohyblivými částmi motoru,
- dlouhodobý bezúdržbový provoz (cca 5 000 - 30 000 hod.),
- dlouhá životnost,
- v porovnání se solárními fotovoltaickými panely i s ostatními solárními technologiemi dosahuje Stirlingův motor nejvyšší účinnosti přeměny tepelné energie na elektrickou viz Obr. 2.13



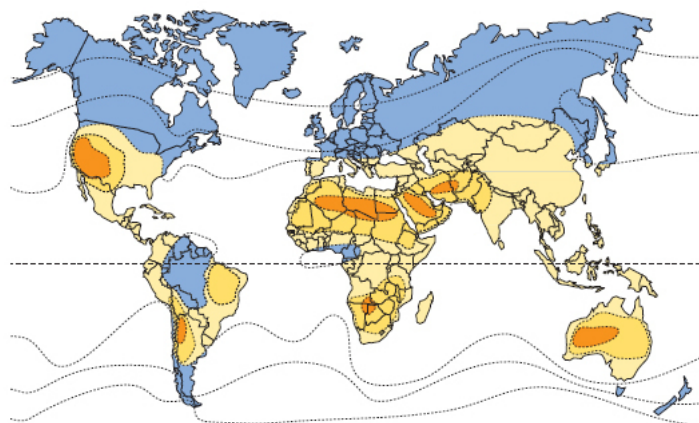
Obr. 2.13: Porovnání účinností třech hlavních solárních tepelných systémů [A.29].

2.4 Aplikace Stirlingova motoru a stávající problémy

Současné aplikace používající Stirlingův motor směřují především k výrobě elektrické popřípadě i tepelné energie. Technologie Stirlingova motoru je v této oblasti bezesporu velice slibná, ale aplikace ve kterých je vhodné Stirlingův motor používat, je třeba volit velice uvážlivě. Stirlingův motor není zázračný stroj, jak o něm mnoho lidí mluví, ale jako každé jiné strojní zařízení má svá omezení a rozsah nasazení. Největším současným konkurentem je běžný spalovací motor. Z našich dosavadních zkušeností a analýz vyplývá, že výrobní náklady Stirlingova motoru pro spalovací aplikace budou 2-3 krát vyšší než u stejně výkonného motoru s vnitřním spalováním i při výrobě v řádech

tisíců kusů ročně. Proto by se měl Stirlingův motor používat pouze tam, kde běžný spalovací motor nelze použít vůbec, nebo kde bude mít Stirlingův motor jasné provozně ekonomické výhody. Ze současného pohledu to jsou prakticky pouze následující aplikace:

- výroba elektrické energie z energie sluneční v oblastech s minimálním ročním úhrnem $2000 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{rok}^{-1}$ viz Obr. 2.14,
- výroba elektrické energie spalováním plynů s nízkou výhřevností nebo plynů těžko spalitelných v běžných motorech s vnitřním spalováním,
- výroba elektrické energie spalováním pevných paliv z obnovitelných zdrojů (peletky atd.).



Obr. 2.14: Vhodnost světových lokalit pro solární tepelné systémy [A.25].

- *Kogenerační jednotka:* Použití Stirlingova motoru jako kogenerační jednotky je známo a vyvíjeno spíše ve světě než v ČR. V Evropě jsou známé případy úspěšné realizace a funkční aplikace kogenerační jednotky v Holandsku. Jedná se o kogenerační jednotku se zdrojem tepla především z biomasy o tepelném výkonu 105 kW a elektrickém výkonu 35 kW (jediný popsáný případ komerční realizace). Další případy jsou spíše výzkumného charakteru na bázi prototypu řešené v Německu, Švédsku, Anglii atd. Problémem dnešních jednotek je vysoká cena, manuální výroba (řádově do 100 kusů ročně), velká hmotnost a velký výkon použitelný spíše u větších odběratelů a provozů než v domácnosti. Nejdále ve výzkumu jsou tradičně USA a Japonsko, kde se provádí zkušební měření na jednotkách o výkonech řádově kW. K ožehavým problémům patří řešení regenerátoru (materiál, konstrukce atd.). Bohužel v žádném dostupném zdroji není možné zjistit konstrukční uspořádání stroje, potažmo použité materiály a technologie.
- *Mikrokogenerace:* Jako výhodná se jeví aplikace Stirlingova motoru v tak zvaných mikrokogeneračních jednotkách. V případech, kdy je domácnost opuštěna a

v provozu jsou jen základní spotřebiče jako lednička, mraznička, topení atd., jsou běžné kogenerační jednotky se spalovacími motory velice neekonomické a předimenzované. Některé firmy se zabývají výzkumem v této oblasti, avšak v dostupné literatuře nejsou informace o zařízení, které by bylo v provozu.

- *Sluneční motor (na Zemi, ve vesmíru)*: U těchto motorů je zdrojem energie (tepla) sluneční záření. Jsou známé funkční aplikace zejména v pouštních oblastech USA, kde jsou tzv. sluneční farmy. Stirlingův motor je umístěn v ohnisku parabolického koncentrátoru a ve spojení zpravidla s lineárním generátorem. Sluneční motor je možné použít i ve vesmíru, o což usiluje NASA. Využívalo by se osvětlené a odvrácené strany zařízení a jako koncentrátor by na místo zrcadla fungovala odrazová fólie.
- *Čerpadlo (studniční čerpadlo)*: Zdrojem energie je voda ohřívána ve slunečních kolektorech. Motor pohání čerpadlo na čerpání studniční vody z hlubkových vrtů. Ojedinelé případy jsou známé v USA, Brazílii a Indii.
- *Tepelné čerpadlo*: Ve speciálních případech může Stirlingův cyklus pracovat jako tepelné čerpadlo. Motor by se musel točit opačně, aby běžel v čerpadlovém cyklu. Technicky je toto řešení však poměrně složité. V literatuře se spíše hovoří o jednotce, která obsahuje každý stroj zvlášť. Není však znám případ praktické realizace.
- *Klimatizace, vzduchotechnika*: Kromě kogenerace existují snahy využít Stirlingova cyklu ve vzduchotechnice nebo jako klimatizační jednotky.
- *Pohon ponorek*: největším průkopníkem v této oblasti je nepochybně Švédsko. V roce 1988 byl Stirlingův motor instalován do ponorky švédského námořnictva Näcken. Na základě jejich úspěšných zkoušek se Švédsko rozhodlo integrovat tento pohon do tří nových ponorek. Bohužel nejsou dostupné informace o podrobnějším popisu funkce a principu stroje.

Negativní vlastnosti respektive nevýhody použití se projeví, jestliže technické řešení motoru a jeho aplikace není vhodně zvládnuté. Ve většině případů se nejedná ani tak o negativní vlastnost motoru samotného (jeho principu), jako o konstrukční a technické problémy při návrhu a výrobě. Další obecně známe nevýhody a problémy doprovázející použití Stirlingova motoru jsou:

- nutnost spouštění cizím zdrojem,
- nevýhodný průběh točivého momentu,
- problém regulace výkonu (u biomasy regulace teploty plynu),
- problémy s regenerací,
- utěsnění pracovního média, zvláště helia,

- velikost a hmotnost,
- nízké otáčky (frekvence),
- v neposlední řadě také vysoká cena.

2.5 Současný stav v oblasti vědy a výzkumu

Zařízení pracující na principu Stirlingova oběhu jistě nejsou na pokraji zájmu vědeckého výzkumu. Problematikou Stirlingova motoru se v současné době zabývá celá řada výzkumných center a univerzit po celém světě. Největší pozornosti je Stirlingovu motoru věnováno na univerzitách a vědeckých institucích v Japonsku a USA, kde dle vědeckých publikací [A.12, A.23] existuje celá řada prototypů a modelů. Celá řada aplikací a výzkumných záměrů je ve Velké Británii, a je i v dalších státech Evropy: Německu, Rakousku, Itálii, Španělsku, Dánsku atd. a Asie: Rusku, Číně, Íránu, Uzbekistánu, Bangkoku. Příklady konkrétních nejzajímavějších výzkumných projektů jsou v následujícím výčtu:

- J. R. Senft z University of Wisconsin v USA se zabývá vlivem velikosti plnicího tlaku na účinnost motoru. Jeho předešlé práce ukazují na závislost mechanické účinnosti na vztahu mezi tlakem v pracovním prostoru motoru a tlakem v ostatních částech motoru. Popis těchto vztahů umožňuje přesný návrh parametrů stroje [A.15].
- Richard B. Peterson a Majed Al-Hazmy z Oregon State University v USA zkoumají možnosti využití Stirlingova reverzibilního cyklu pro konstrukci chladicího zařízení a zejména se zabývají minimálními limitními rozměry celého zařízení [A.10].
- Luca Raggi a Masafumi Katsua z Waseda University v Japonsku se zabývají ojedinělou konstrukcí motoru s rotačním přemísťovacím pístem. Tato koncepce umožňuje rapidně zvýšit otáčky motoru, protože jsou minimalizovány ztráty třením a ztráty v mechanických částech, které tvoří jen jediná klika hřídele. Na několika variantách provedení je testován efekt regenerace při změně provozních podmínek [A.14].
- Předmětem výzkumu Isabela Garcia Burela z University of Cergy Pontoise ve Francii je mikrokogenerační systém a jeho účinnost a stabilita. Jedná se o kogenerační jednotku s výkonem 1 kW na bázi Stirlingova motoru s lineárním indukčním generátorem [A.4].
- Možnost využití biomasy jako paliva pro kombinovanou výrobu tepla a elektřiny pomocí Stirlingova oběhu řeší A. Gaun a E. Schmautzer z Institute for Electrical Power Systems, University of Technology Graz v Rakousku. Jejich výzkum analyzuje možnost využití biomasy jako paliva pro kombinovanou výrobu tepla

a elektrické energie se zaměřením na rozhodující faktory pro připojení k vytápěcím systémům a rozvodné sítě [A.5].

- Na francouzské universitě Université de Pau et des Pays de l'Adour Mr. Alaphilippe řeší návrh systému na přeměnu solární energie pomocí parabolického koncentrátoru a Ericssonova (Stirlingova) motoru [A.1].
- Maunu Kuosa, Juha Kaikko, Lasse Koskelainen z Lappeenranta University of Technology ve Finsku se zabývají přeměnou energií pomocí kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem pracujícím s biomasou jako palivem. Hlavním předmětem výzkumu je konstrukce výměníku tepla a jeho tepelně technické parametry [A.9].
- Noboru Kavasa z japonské School of System Engineering vyvíjí nový typ regenerátoru s vysokou účinností. Jedná se o speciální mikrostrukturu profilu regenerátoru, která svými vlastnostmi výrazně zvyšuje účinnost motoru [A.7].
- Na Kanagawa University v Japonsku se Yoshihiko Haramura zabývá přenosem tepla regenerátoru, který je vyroben strojírenským vyjiskřováním pro extrémně krátký Stirlingův motor [A.6].
- Poslední příklad je z Technical University of Denmark, kde se Stig Kildegaard Andersen zabývá numerickou studií dodatkových ztrát ve Stirlingově motoru. Jelikož ztráty jsou významným faktorem ovlivňujícím vlastnosti motoru, snaží se autor studie kvantifikovat a matematicky popsat ztráty tepla ve válci motoru a mezi válci a také ztráty na pístech motoru [A.2].

V České republice není Stirlingovu motoru věnováno tolik pozornosti jako v jiných státech. Kromě Ústavu elektroenergetiky FEKT VUT v Brně se této problematice věnuje i tým okolo pana Doc. Ing. Zdeňka Kaplana, CSc. na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství FSI VUT v Brně. V komerčním sektoru se Stirlingovým motorem zabývá firma TEDOM s.r.o. z Třebíče, která by měla provádět výzkum týkající se začlenění Stirlingova motoru do kogenerační jednotky. Bohužel jakékoliv podrobnosti jsou nedostupné a neposkytují je ani samotní zaměstnanci firmy.

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.

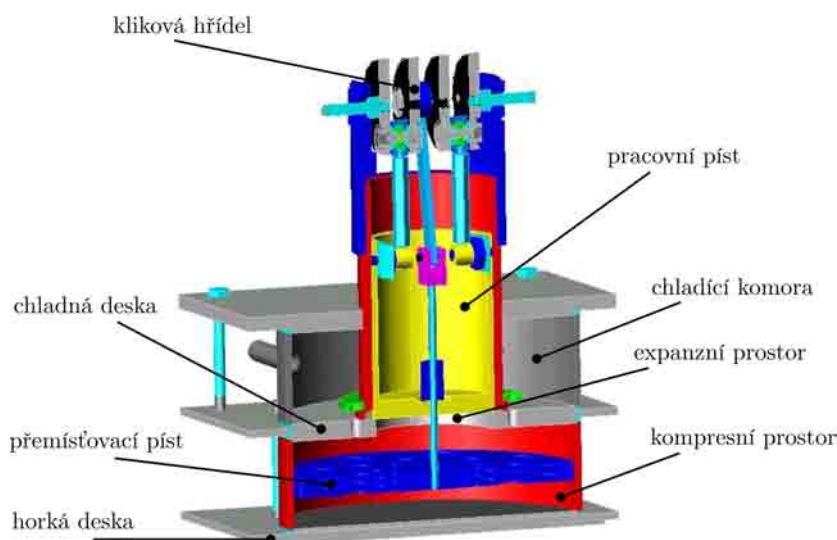
V rámci tohoto dílčího cíle je úkolem zhodnotit možnosti využití genetických optimalizačních algoritmů pro návrh profilu lamely regenerátoru jakožto jedné z nejdůležitějších částí stroje pracujícího na principu Stirlingova cyklu. V závislosti na získaných poznatcích pak navrhnout vhodný optimalizační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

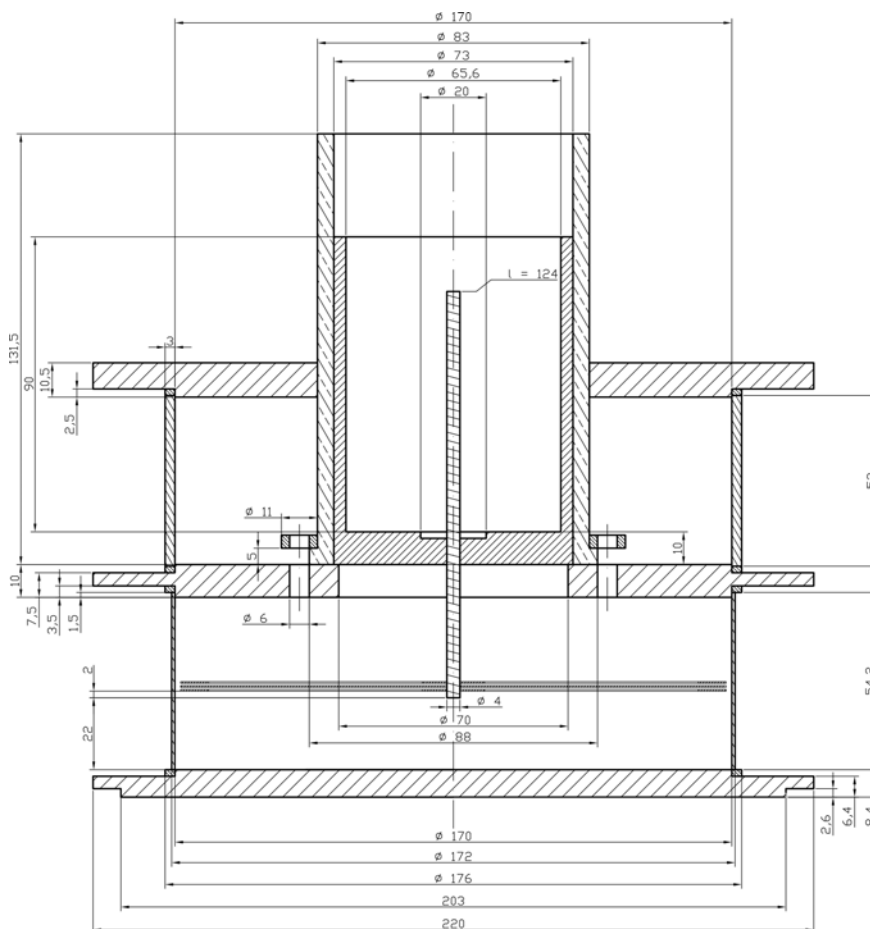
V rámci výzkumu týkajícího se problematiky Stirlingových motorů byl na Ústavu elektroenergetiky FEKT VUT v Brně pod vedením inženýra Jana Gregora zkonstruován model Stirlingova motoru. Konstrukční uspořádání tohoto modelu je nejbližší typu modifikace beta viz Obr 4.1. V době konstruování chyběla jakákoliv koncepce stavby motoru a nebyly provedeny žádné termodynamické ani technologické výpočty. Model motoru byl sestaven v podstatě intuitivně a svépomocí, čemuž odpovídá i výsledné řešení. Tomuto přístupu odpovídala i volba materiálů, konstrukčních částí a mechanismů, což mělo za následek zhoršení některých parametrů stroje. Nicméně model se podařilo zkonstruovat a zajistit jeho plnou funkčnost, aby bylo možno na motoru provést všechna potřebná měření.



Obr. 4.1: Řez modelem Stirlingova motoru.

Jak lze vidět z obrázků 4.1 a 4.2, jedná se o motor velice jednoduché konstrukce, poměrně malých rozměrů a tedy i malého výkonu, který je řádově jednotky wattů. Píst pracovní je v jedné ose s pístem přemísťovacím, který zároveň plní funkci regenerátoru. Otopná horká deska v dolní části motoru slouží jako distributor tepelné energie od zdroje tepla k pracovnímu plynu. Zdrojem tepla je v našem případě topné těleso jednoplotýnkového vaříče. Chladná deska naopak předěluje kompresní prostor a chladicí komoru, ve které cirkuluje chladicí kapalina. Obě desky slouží zároveň jako konstrukční prvky, pomocí kterých je motor sešroubován dohromady. 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 $V_{SE} = 0.8171 \cdot 10^{-3}$ m³,
- zdvihový objem kompresního prostoru $V_{SC} = 0.1465 \cdot 10^{-3}$ m³,
- objem mrtvého prostoru z celkového expanzního $V_{DE} = 0.4478 \cdot 10^{-3}$ m³,
- objem mrtvého prostoru z celkového kompresního $V_{DC} = 3.8400 \cdot 10^{-6}$ m³,
- otáčky motoru $n = 70$ min⁻¹.



Obr. 4.2: Základní orientační rozměry hlavních konstrukčních částí motoru.



Obr. 4.3: Fotografie Stirlingova motoru při měření zatěžovacích charakteristik.

4.1 Fyzikální měření výkonových a momentových charakteristik pro různé příkony motoru

U elektrických pohonů jsou jedním z nejdůležitějších parametrů popisujícím jejich vlastnosti a oblast použití zátěžové charakteristiky. Stejně tak u Stirlingova motoru jako pohonu, byly tyto charakteristiky kvalitativních ukazatelů změřeny. Jelikož nebylo možné, z důvodu malého výkonu a speciální konstrukce motoru, použít standardní metody měření momentové a výkonové charakteristiky, bylo na motoru a v laboratoři zkonstruováno pomocné zařízení. Zařízení umožnilo hřídel motoru zatěžovat závažím a následně výpočtem stanovit moment.

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 zahřívat, 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 chladící 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 chladící kapaliny t_1 ,
 - teplota vstupní chladící 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 chladícího 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. 4.5 a 4.6, a dále p - V diagramy a další vyhodnocující grafy, které jsou komentovány v následujících kapitolách.
- Pro výpočet momentu byl použit následující vztah

$$M = F \cdot r, \quad (4.1)$$

kde F je síla působící kolmo na rameno hřídele r . Neznámá síla F byla určena z naměřené hmotnosti zátěže m a tíhového zrychlení g dle vztahu

$$F = m \cdot g. \quad (4.2)$$

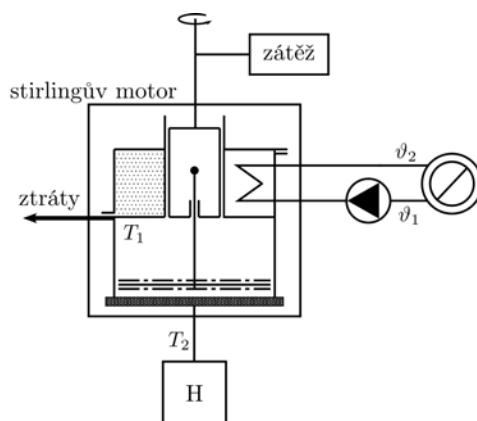
Z momentu pak výpočtem získáme výkon P podle

$$P = M \cdot \omega, \tag{4.3}$$

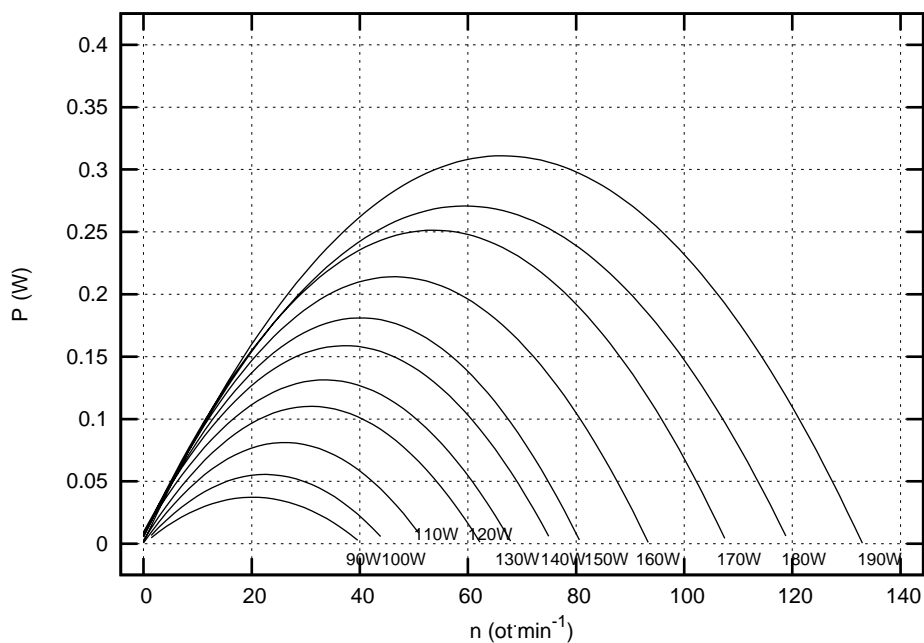
kde ω je úhlová rychlost vypočtená z naměřených otáček motoru n

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n. \tag{4.4}$$

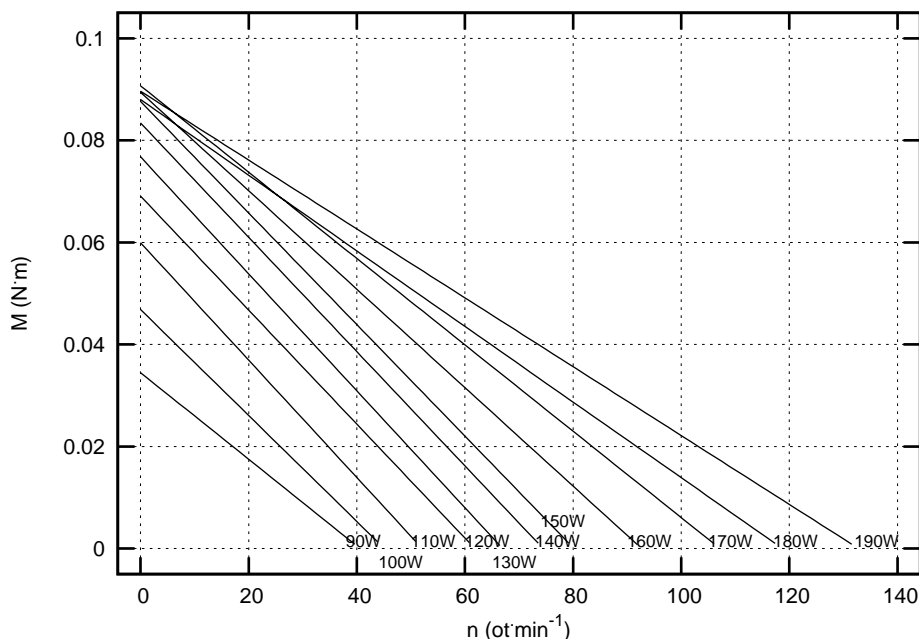
Grafy naměřených a vypočtených hodnot pro zvolené příkony topné spirály jsou zobrazeny na následujících stránkách. Detailní grafy a tabulka naměřených hodnot jsou uvedeny v přílohách Příloha A a Příloha B.



Obr. 4.4: Zjednodušené technologické schéma motoru a potřebného příslušenství.



Obr. 4.5: Výkonové charakteristiky pro příkon topné spirály 90 až 190 W.



Obr. 4.6: Momentové charakteristiky pro příkon topné spirály 90 až 190 W.

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. V předešlé kapitole jsou zobrazeny výkonové a momentové charakteristiky viz Obr. 4.5 a 4.6, které jsou téměř ideálním velice podobné. 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 zřejmě zlepšuje při nižších otáčkách.

Z uvedených charakteristik je možné získat hodnoty optimálních otáček, maximálního výkonu a momentu na hřídeli pro určitý příkon topné spirály. Na první pohled je zřejmé, kdy je motor v optimálním chodu, kdy je již přetěžován nebo nedostatečně využíván. Na grafu viz Obr. 4.5 je možné pozorovat jakých maximálních výkonů a při jakých otáčkách měřený Stirlingův motor dosahuje. Je také patrné, že výkon motoru se pohybuje řádově v desetinách wattů, což je jistě nedostačující výkon pro další využití, ale postačuje k získání referenčních údajů o principu a funkci tohoto modelu. Z charakteristik viz Obr. 4.5 byly odečteny hodnoty otáček při maximálních výkonech pro každý příkon topné spirály. Hodnoty odečtených otáček pak byly použity pro odečet optimálního momentu z momentové charakteristiky viz Obr. 4.6. Z hodnoty momentu byla dle výše uvedených vzorců dále zpětně vypočtena velikost optimální zátěže motoru pro daný příkon. Odečtené i vypočtené hodnoty jsou v tabulce 4.1:

V grafu momentových charakteristik viz Obr. 4.6 je vidět, jak má Stirlingův motor nepříznivý průběh momentu oproti například motoru asynchronnímu. Jelikož se

však předpokládá použití Stirlingova motoru jako stacionární jednotky s konstantním zatížením, je tato nevýhoda částečně eliminována.

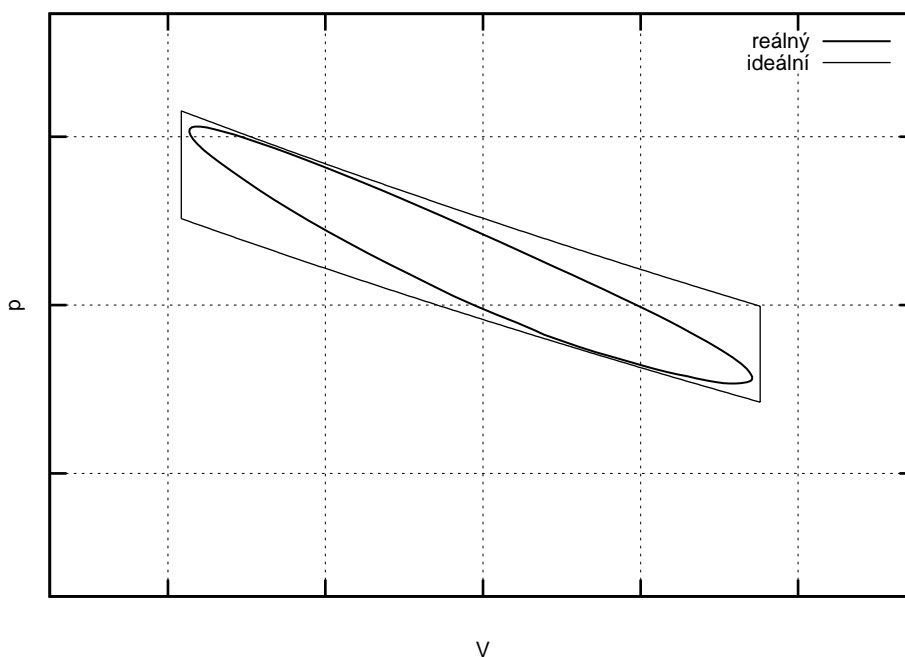
Tab. 4.1: Tabulka odečtených hodnot otáček a momentů.

P (W)	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
n (min^{-1})	21.02	23.98	27.30	31.97	33.90	37.43	41.73	49.26	52.54	60.12	69.93
$M \cdot 10^{-2}$ (N·m)	1.72	2.33	3.07	3.44	3.77	4.14	4.33	4.51	4.65	4.51	4.52
m (g)	326	429	527	627	705	474	771	775	873	832	779

Pomocí těchto hodnot byly sestrojeny i další charakteristiky, které jsou spolu s ostatními výsledky a výpočty okomentovány v kapitole 4.3.

4.2 Měření p - V diagramů motoru pro různé příkony motoru

Na předešlých stránkách byl v kapitole 2.2.1 popsán ideální oběh Stirlingova motoru viz Obr. 2.2 ze kterého vyplývá, že cyklus ve fázích 2-3 a 4-1 nekoná práci. Jak je vidět na obrázku 4.7, tak u reálného oběhu se v těchto fázích práce koná, což je asi hlavní rozdíl mezi ideálním a reálným oběhem. Jednou z hlavních příčin takového chování a neefektivnosti reálného oběhu je přítomnost regenerátoru, který zvyšuje mrtvý objem oběhu, tření pracovního plynu atd. K tomu, aby se skutečný cyklus Stirlingova motoru co nejvíce přiblížil cyklu teoretickému s Carnotovou účinností, měl by regenerátor dosahovat teploty stejné, jako je teplota desky, ke které plyn regenerátorem právě proudí viz [A.28]. Detailní rozbor vlastností a popis regenerátoru jako takového byl proveden v další kapitole práce.

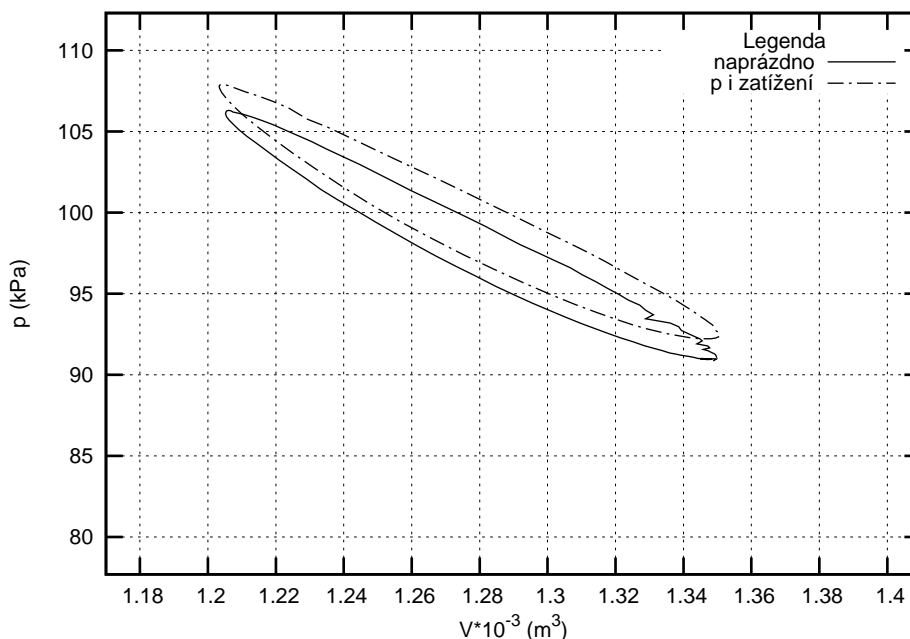


Obr. 4.7: Srovnání p – V diagramu reálného a ideálního cyklu.

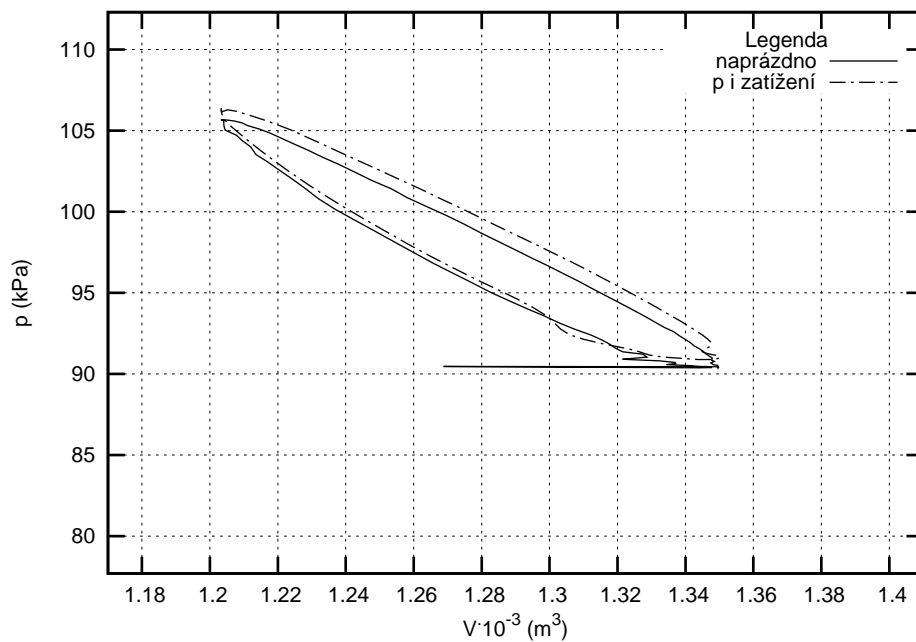
Důsledkem přítomnosti zmiňovaného mrtvého objemu je, že ne všechny plyn se podílí na termodynamických dějích během cyklu. Mrtvý objem zahrnuje objem, který se přímo neúčastní na změně zdvihového objemu motoru. V literatuře [A.28] se uvádí, že vztah mezi mrtvým objemem a poklesem výkonu motoru je lineární. Proto lze předpokládat, že v případě kdy motor má 20% mrtvého objemu, tak výstupní výkon je 80% výkonu motoru bez mrtvého objemu. V reálném motoru však bude vždy nějaký mrtvý objem, protože motor kromě vnitřních tepelných výměníků obsahuje různé vůle, rozvody a tak podobně.

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. Velikost zatížení byla zvolena dle vypočtených hodnot, které jsou uvedeny v Tab. 4.1.

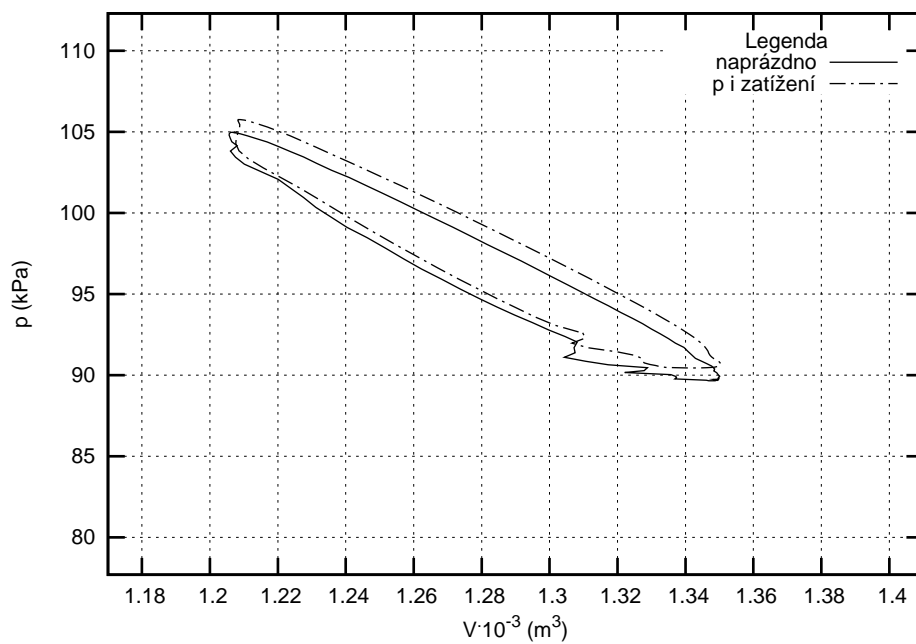
Princip měření byl stejný jako u měření momentových a výkonových charakteristik, který je popsán výše. Motor bylo potřeba vždy nechat dostatečně dlouho tepelně ustálit, cca 15 až 20 minut. Hodnoty z tlakového a pohybového čidla byly snímány a archivovány osciloskopem.



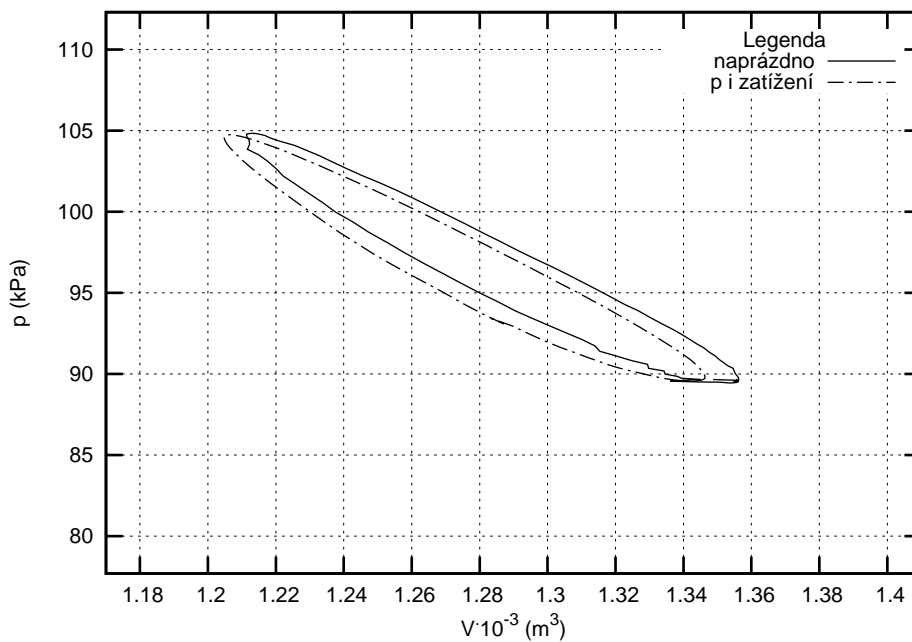
Obr. 4.8: p – V diagram pro příkon topné spirály 90 W.



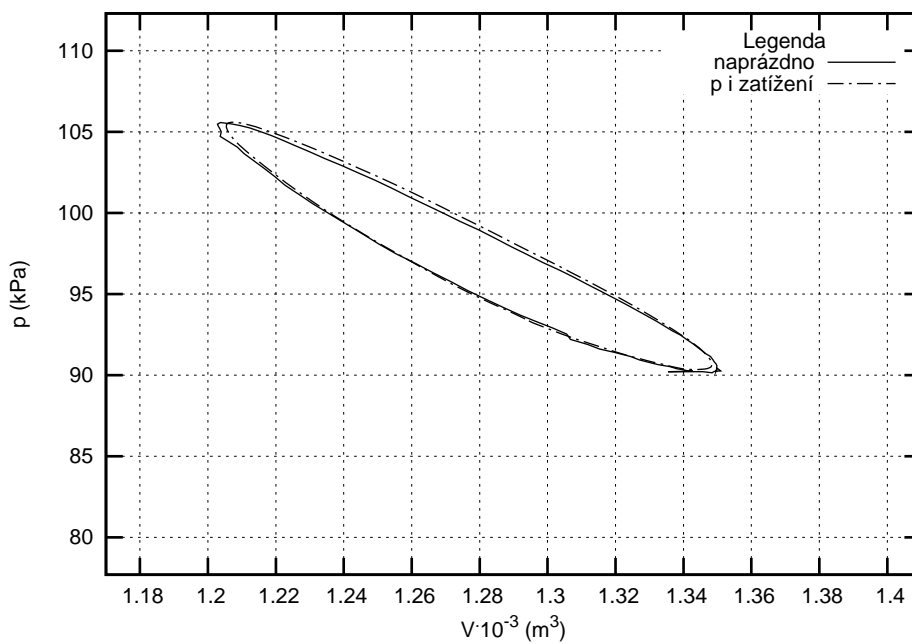
Obr. 4.9: $p - V$ diagram pro příkon topné spirály 100 W.



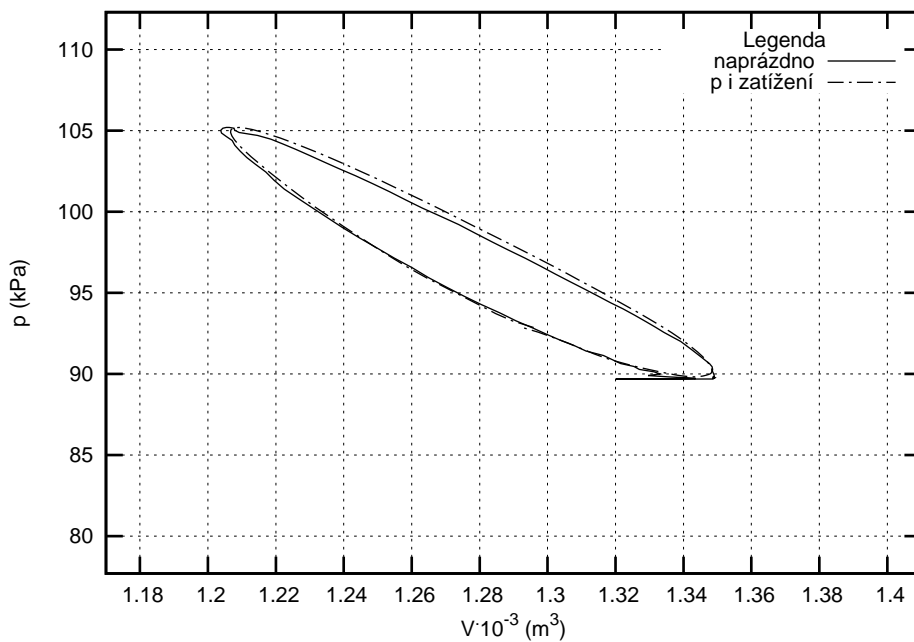
Obr. 4.10: $p - V$ diagram pro příkon topné spirály 110 W.



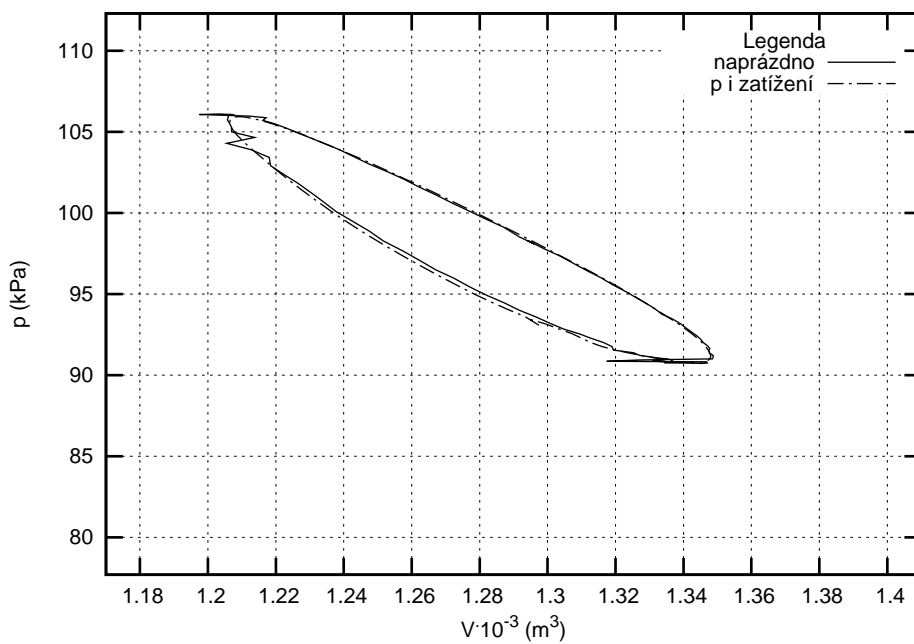
Obr. 4.11: p – V diagram pro příkon topné spirály 120 W.



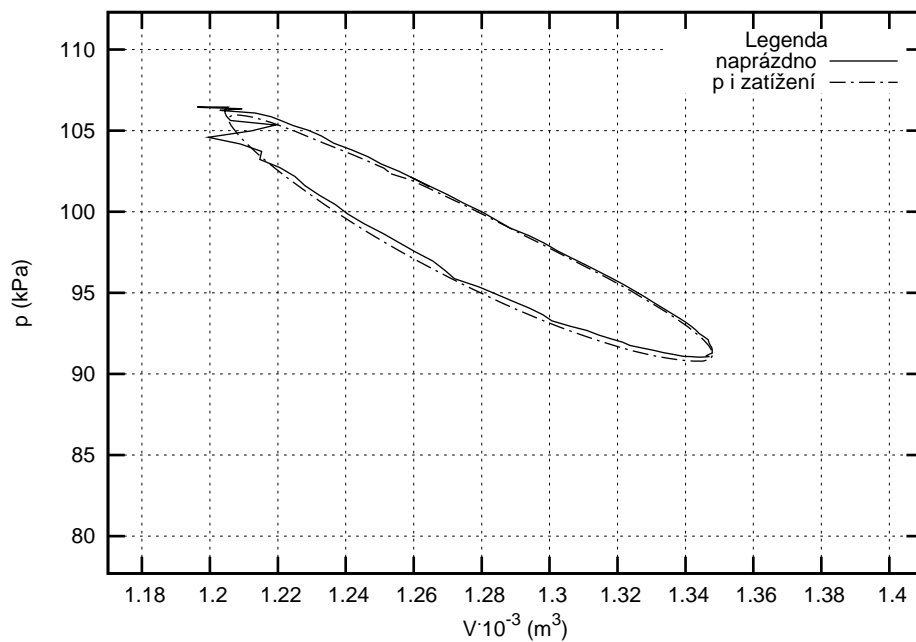
Obr. 4.12: p – V diagram pro příkon topné spirály 130 W.



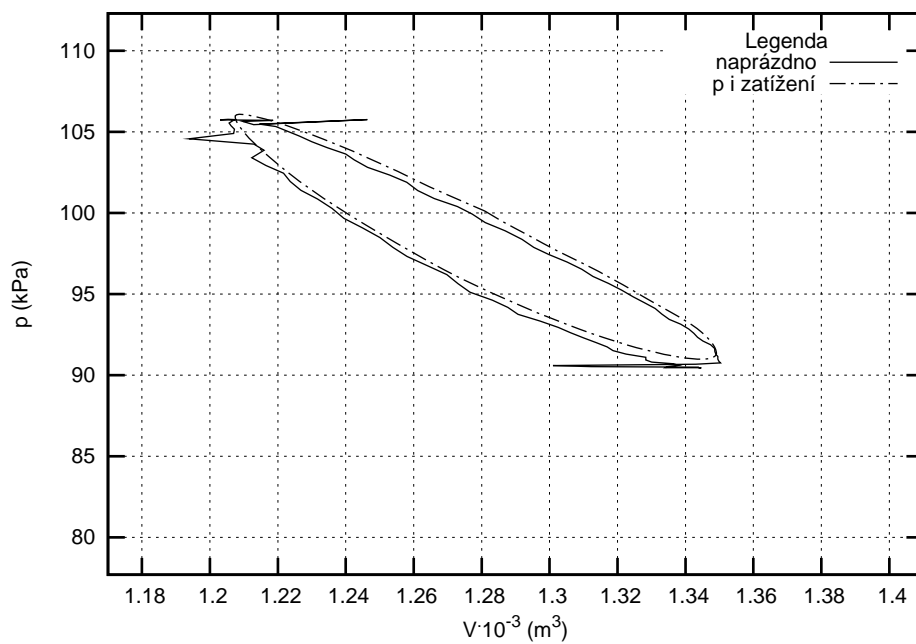
Obr. 4.13: $p - V$ diagram pro příkon topné spirály 140 W.



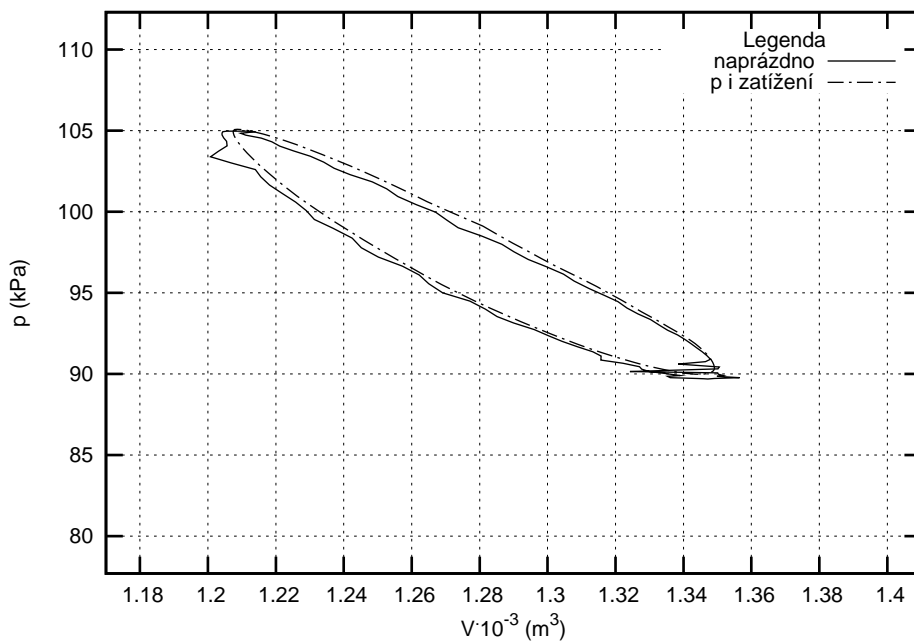
Obr. 4.14: $p - V$ diagram pro příkon topné spirály 150 W.



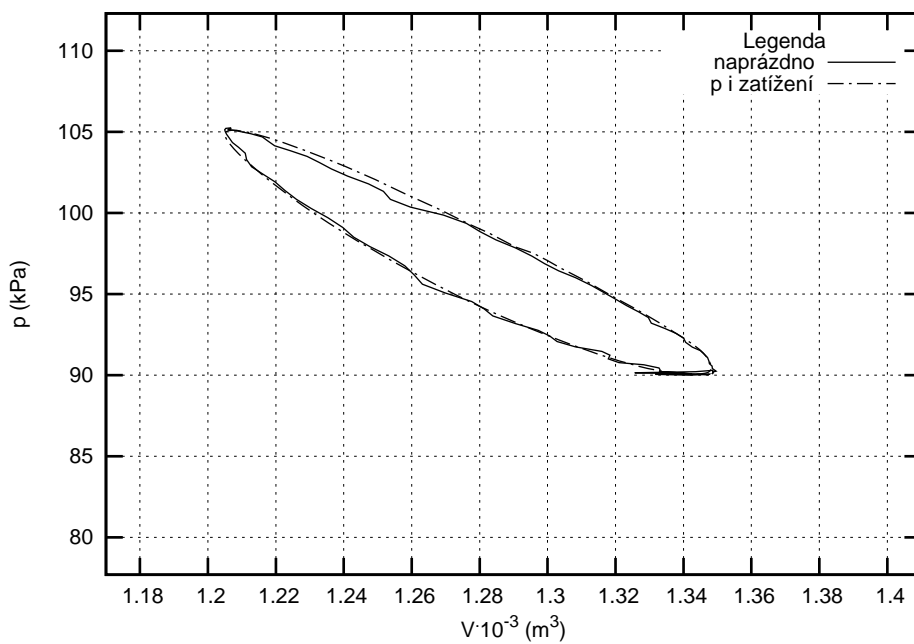
Obr. 4.15: p – V diagram pro příkon topné spirály 160 W.



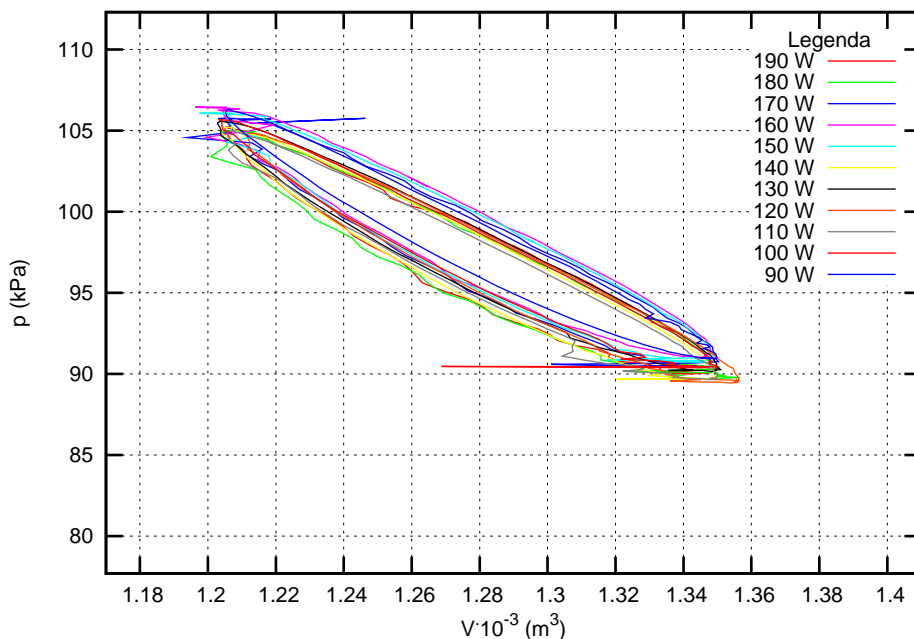
Obr. 4.16: p – V diagram pro příkon topné spirály 170 W.



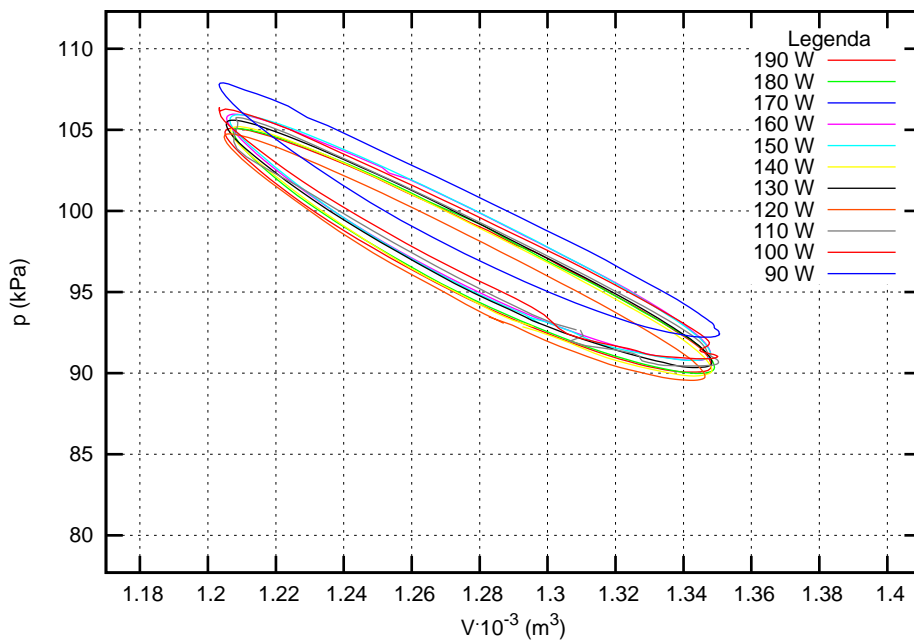
Obr. 4.17: $p - V$ diagram pro příkon topné spirály 180 W.



Obr. 4.18: $p - V$ diagram pro příkon topné spirály 190 W.



Obr. 4.19: Srovnání $p - V$ diagramů pro zvolené příkony při chodu motoru naprázdno.



Obr. 4.20: Srovnání $p - V$ diagramů pro zvolené příkony při maximálním zatížení motoru.

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 nepatrně menší než pro chod při zatížení.

V grafu viz Obr. 4.11 došlo zřejmě k chybě při měření, zpracování dat nebo nedodržení konstantních podmínek během měření, protože zde je křivka pro zatížený motor umístěná asymetricky pod křivkou naprázdno, jsou posunuty i limitní objemy, které jsou dány konstrukcí motoru, který se během měření nemění. Hodnota středního tlaku je tedy také nesprávná, ale plochu p - V diagramu lze zřejmě považovat za korektní. Měření bohužel nešlo vzhledem k časovému odstupu a odstávce motoru opakovat.

Šum který lze v grafech vidět, nijak nesouvisí s chodem motoru nebo termodynamickými ději v něm probíhajícími, ale je to bohužel chyba pohybového odporového čidla, které dosáhlo konce své životnosti. Při zpracování hodnot byl vytvořen algoritmus, který tyto náhodné překmity hodnot eliminoval, bohužel se nepodařilo je potlačit úplně.

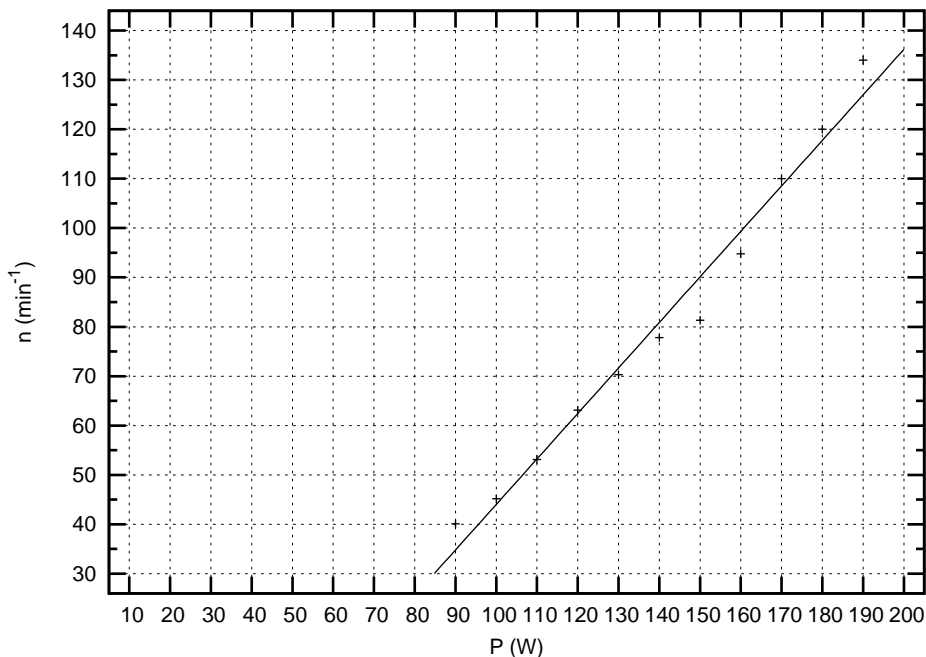
Na obrázcích viz Obr. 4.19 a Obr. 4.20 jsou porovnány všechny charakteristiky naprázdno a veškeré charakteristiky při zatížení. Na obrázku viz Obr. 4.19, kde jsou charakteristiky naprázdno, nejsou patrné žádné extrémy. Charakteristiky všech výkonů takřka splývají a tvoří jeden p - V diagram. Tento jev je způsoben tím, že měření naprázdno probíhalo za zcela ustáleného stavu a vyrovnání všech teplotních poměrů a hlavně tlaků. Hodnota středního tlaku je tedy stejná, protože za dobu ustálení byl dostatek času, aby se tlak netěsnostmi zejména v pracovním válci motoru vyrovnal s tlakem okolí.

U charakteristik změřených při zatížení motoru lze vidět již větší rozdíly. Nad ostatními vyčnívá zejména p - V diagram pro příkon topné spirály 90 W. Tento příkon byl nejmenším, při kterém bylo motor ještě možné zatěžovat, takže motor se otáčel poměrně pomalu a docházelo ke kvalitní regeneraci. Při maximálním zatížení se otáčky ještě zpomalily a výrazně vzrostl střední tlak v pracovní komoře motoru.

U ostatních charakteristik již byly otáčky motoru větší a termodynamické procesy v motoru probíhaly rychleji a nedokonale. Příčinou rozdílů je i poměrně malý časový fond na ustálení teplotních poměrů v motoru, který je limitován délkou navíjeného provázku při zatěžování.

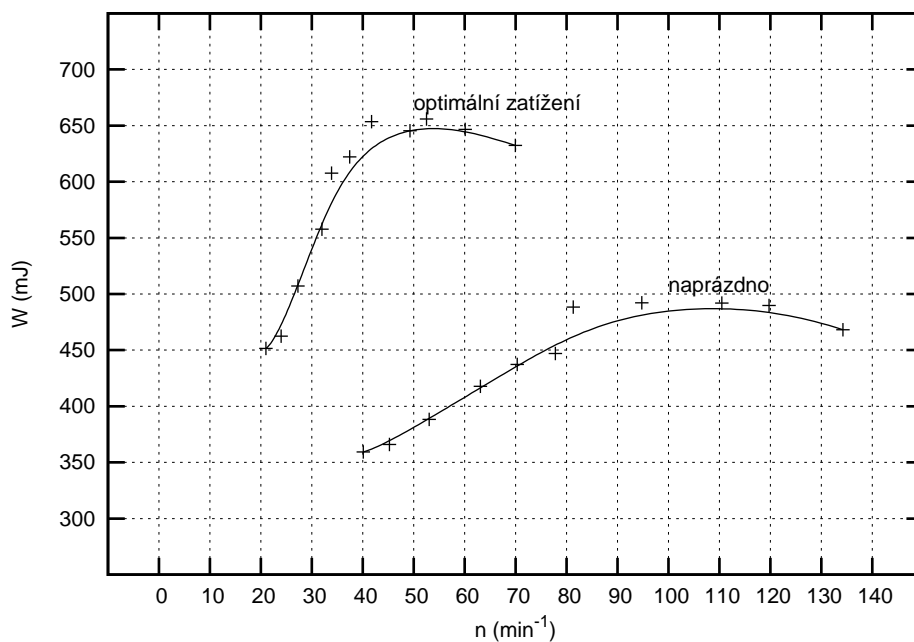
4.3 Stanovení práce vykonané Stirlingovým cyklem

Z dat a grafů uvedených v předešlých dvou podkapitolách lze odečíst ještě řadu další doplňujících údajů. V grafu na Obr. 4.21 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.



Obr. 4.21: Vliv příkonu spirály na otáčky motoru naprázdno.

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 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. 4.22



Obr. 4.22: 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 2.2.1. 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 2.2.1 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

Matematický model a analýzu Stirlingových motorů provedl již v roce 1861 E. Schmidt. Jeho teorie předpokládá harmonický pohyb pístů i uzlů stroje, ideální izotermickou expanzi a kompresi a idealitu regenerátoru. I přes jistý stupeň idealizace je tato metoda bližší praktické realizaci Stirlingových motorů, než čistě teoretický přístup, vyplývající ze Stirlingova cyklu.

Pokusy publikované v [A.16] zabývající se úpravou výpočetních teorií směrem k podrobnému popisu reálných dějů změnou předpokladů probíhajících izotermických procesů a idealizace regenerace, vedly ke značné složitosti a vyústily v řešení úloh s neomezeními, které vyžadují složité počítačové simulace atd. Zkušenosti popisující [A.16] ukazují, že je zbytečné věnovat toto úsilí při zjednodušeném idealizovaném návrhu motoru, kde základní Schmidtova metoda postačuje a doporučují pokročilé počítačové optimalizační simulační metody používat jen v případě vývoje a výzkumu motoru a jeho součástí.

Pro účely základní analýzy, která byla v práci provedena pro získání komplexních informací a vlivu jednotlivých parametrů zejména na výkon a účinnost stroje postačuje idealizovaná Schmidtova teorie. 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.

Bylo zavedeno následující názvosloví a konstanty (veškeré veličiny jsou též uvedeny v seznamu symbolů a zkratk):

A	= faktor $(\tau^2 + 2 \cdot \tau \cdot \nu \cdot \cos \varphi + \nu^2)^{\frac{1}{2}}$
B	= faktor $(\tau + \nu + 2 \cdot S)$
K	= konstanta
M	= celková hmotnost pracovní látky
n	= rychlost motoru
p	= okamžitý tlak
p_{max}	= maximální tlak
p_{str}	= střední tlak
p_{min}	= minimální tlak
P	= výkon motoru
P_{mass}	= $\frac{P}{R \cdot T_C}$, bezrozměrný výkonový parametr vztahující se k hmotě pracovní látky
P_{max}	= $\frac{P}{p_{max} \cdot V_T}$, bezrozměrný výkonový parametr vztahující se k maximálnímu tlaku a sdruženému zdvihovému objemu

Q	= teplo odvedené pracovní látce v expanzním prostoru
Q_{mass}	= $\frac{Q}{R \cdot T_C}$, bezrozměrný parametr chlazení vztahující se k hmotě pracovní látky
Q_{max}	= $\frac{Q}{p_{max} \cdot V_T}$, bezrozměrný topný parametr vztahující se k maximálnímu tlaku a sdruženému zdvihovému objemu
R	= charakteristická plynová konstanta pracovní látky
S	= $\frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1}$, redukce mrtvého objemu
T_C	= teplota pracovní látky v kompresním prostoru
T_D	= teplota pracovní látky v mrtvém prostoru
T_E	= teplota pracovní látky v expanzním prostoru
V_C	= zdvihový objem v kompresním prostoru
V_E	= zdvihový objem v expanzním prostoru
V_D	= celkový objem regenerátoru, rozvodů a přilehlých částí
V_T	= $(V_C + V_E) = V_E \cdot (1 + \nu)$, sdružený zdvihový objem
V_W	= $\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos x) + \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot [1 + \cos(x - \varphi)] + V_D$, celkový pracovní objem
V_{Wmax}	= maximální objem z celkového pracovního prostoru
X	= $\frac{V_D}{V_E}$, poměr mrtvého objemu
φ	= úhel natočení mezi písty
δ	= $\frac{(\tau^2 + \nu^2 + 2 \cdot \tau \cdot \nu \cdot \cos \varphi)^{\frac{1}{2}}}{(\tau + \nu + 2 \cdot S)}$
Θ	= $\tan^{-1} \left(\frac{\nu \cdot \sin \varphi}{\nu + \nu \cdot \cos \varphi} \right)$
ν	= $\frac{V_C}{V_E}$, poměr zdvihových objemů
τ	= $\frac{T_C}{T_E}$, teplotní poměr
x	= úhel natočení hřídele

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

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

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

Objem mrtvého prostoru a ostatních konstantních objemů, které nejsou zahrnuty do objemu kompresního a expanzního

$$V_D = X \cdot V_E. \quad (5.6)$$

Množství pracovní látky v expanzním prostoru

$$M_e = \frac{p_e \cdot V_e}{R \cdot T_e}. \quad (5.7)$$

Množství pracovní látky v kompresním prostoru

$$M_c = \frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot T_c}. \quad (5.8)$$

Množství pracovní látky v mrtvém prostoru

$$M_d = \frac{p_d \cdot V_d}{R \cdot T_d}. \quad (5.9)$$

Celkové množství pracovní látky bude dle vztahu konstantní

$$M_T = \frac{p_e \cdot V_e}{R \cdot T_e} + \frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot T_c} + \frac{p_d \cdot V_d}{R \cdot T_d} = \frac{K \cdot V_E}{2 \cdot R \cdot T_C}. \quad (5.10)$$

V případě, že okamžitý tlak je stejný v celém termodynamickém systému, je tedy roven p a pokud T_e i T_c je konstantní můžeme nahradit objemy a eliminovat R a upravit předešlou rovnici

$$\frac{K}{p} = \frac{T_C}{T_E} \cdot (1 + \cos x) + \nu \cdot [1 + \cos(x - \varphi)] + \frac{2 \cdot V_D \cdot T_C}{V_E \cdot T_D}. \quad (5.11)$$

Jestliže změna teplot v mrtvém prostoru je lineární v axiálním směru, pak platí

$$T_D = T_C + \frac{1}{2} \cdot (T_E + T_C) = \left(1 + \frac{T_E}{T_C}\right) \cdot \frac{T_C}{2}. \quad (5.12)$$

Protože platí vztah pro τ , je možno rovnici 5.11 přepsat

$$\frac{K}{p} = \tau \cdot (1 + \cos x) + \nu \cdot [1 + \cos(x - \varphi)] + 2 \cdot S, \quad (5.13)$$

kde $S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1}$. Po substituci a zjednodušení rovnice 5.13, které bylo popsáno v [A.16], platí

$$\begin{aligned} \frac{K}{p} &= [(\tau + \nu \cdot \cos \varphi)^2 + (\nu \cdot \sin \varphi)^2]^{\frac{1}{2}} \cdot \cos(x - \Theta) + \tau + \nu + 2 \cdot S \\ &= (\tau^2 + 2 \cdot \tau \cdot \nu \cdot \cos \varphi + \nu^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \cos(x - \Theta) + \tau + \nu + 2 \cdot S, \end{aligned} \quad (5.14)$$

kde $\Theta = \tan^{-1}\left(\frac{\nu \cdot \sin \varphi}{\nu + \nu \cdot \cos \varphi}\right)$,

nechť $A = (\tau^2 + 2 \cdot \tau \cdot \nu \cdot \cos \varphi + \nu^2)^{\frac{1}{2}}$, $B = (\tau + \nu + 2 \cdot S)$ a $\delta = \frac{A}{B}$,

pak $\frac{K}{p} = A \cdot \cos(x - \Theta) + B$ a $p = \frac{K}{B \cdot [1 + \delta \cdot \cos(x - \Theta)]}$.

Hodnota okamžitého tlaku byla určena ze vztahů pro tlak maximální a pro tlak minimální:

- a) okamžitý tlak je minimální když $x = \Theta$, pak $(x - \Theta) = 0$,

b) okamžitý tlak je maximální když $x = (\Theta + \pi)$, pak $(x - \Theta) = \pi$.

Protože $p_{min} = \frac{K}{B \cdot (1+\delta)}$ a $p_{max} = \frac{K}{B \cdot (1-\delta)}$ pak

$$p = \frac{p_{max} \cdot (1 - \delta)}{1 + \delta \cdot \cos(x - \Theta)}, \quad (5.15)$$

$$p = \frac{p_{min} \cdot (1 + \delta)}{1 + \delta \cdot \cos(x - \Theta)}. \quad (5.16)$$

Střední tlak cyklu je dán vztahem

$$\begin{aligned} p_{str} &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_0^{2\pi} p d(x - \Theta) \\ &= \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{p_{max} \cdot (1 - \delta)}{1 + \delta \cdot \cos(x - \Theta)} d(x - \Theta), \end{aligned} \quad (5.17)$$

který lze přepsat na vztah

$$p_{str} = p_{max} \cdot \left(\frac{1 - \delta}{1 + \delta} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (5.18)$$

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

$$Q = P = \int p dV. \quad (5.19)$$

Jestliže $V = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos x)$,

$$dV = -\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot \sin x dx \quad (5.20)$$

a jestliže přibližně platí

$$p = p_{str} \cdot [1 - \Delta \cdot \cos(x - \Theta)], \quad (5.21)$$

kde $\Delta = \frac{2 \cdot \delta}{1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}}$,

pak

$$\begin{aligned} Q &= -\frac{1}{2} \cdot \int_0^{2\pi} p_{str} \cdot V_E \cdot [1 - \Delta \cdot \cos(x - \Theta)] \cdot \sin x dx \\ &= -\frac{1}{2} \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \int_0^{2\pi} \sin x - \Delta \cdot (\cos x \cdot \cos \Theta \cdot \sin x + \sin \Theta \cdot \sin^2 x) dx \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= -\frac{1}{2} \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \left[-\cos x - \Delta \cdot \left[-\cos \Theta \cdot \frac{1}{2} \cdot \cos 2x + \sin \Theta \cdot \left(\frac{1}{2}x - \frac{1}{4} \cdot \sin 2x \right) \right] \right]_0^{2\pi} \\
&= -\frac{1}{2} \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \left[-\Delta \cdot \sin \Theta \cdot \frac{x}{2} \right]_0^{2\pi} \\
&= -\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \Delta \cdot \sin \Theta.
\end{aligned} \tag{5.22}$$

Jak bylo popsáno výše, změna objemu v expanzním prostoru odpovídá rovnici 5.4, což odpovídá požadovanému vztahu 5.20, pak pro teplo přenesené v expanzním prostoru je dáno

$$Q = \frac{\pi \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \delta \cdot \sin \Theta}{1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}}. \tag{5.23}$$

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

$$Q_c = \frac{\pi \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \nu \cdot \delta \cdot \sin (\Theta - \varphi)}{1 + (1 - \delta)^{\frac{1}{2}}}. \tag{5.24}$$

Podílem těchto dvou tepel získáme vztah vedoucí k výpočtu celkové účinnosti cyklu:

$$\begin{aligned}
\frac{Q_c}{Q} &= \frac{\nu \cdot \sin (\Theta - \varphi)}{\sin \Theta} \\
&= \frac{\nu \cdot (\sin \Theta \cdot \cos \varphi - \cos \Theta \cdot \sin \varphi)}{\sin \Theta} \\
&= \nu \cdot \left(\cos \varphi - \frac{\sin \varphi}{\tan \Theta} \right)
\end{aligned} \tag{5.25}$$

kde $\tan \Theta = \frac{\nu \cdot \sin \varphi}{\tau + \nu \cdot \cos \varphi}$ a $\frac{Q_c}{Q} = -\tau$.

Poměr tepla převedeného v expanzním prostoru a tepla převedeného v kompresním prostoru má záporné znaménko a je číselně odlišný od poměru teplot τ . Obdobně vztah pro konanou práci $P_C = -\tau \cdot P_E$, pro celkovou práci $P = P_C + P_E = Q \cdot (1 - \tau)$. V případě že motor pracuje jako motor což znamená že, $T_E > T_C$ a $\tau < 1$ pak platí:

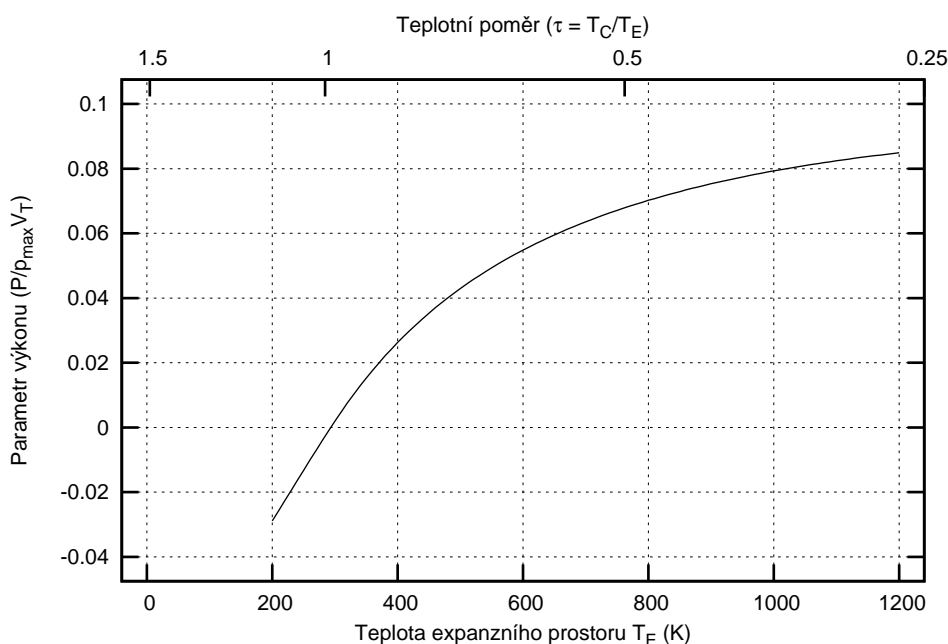
$$\begin{aligned}
\eta &= \frac{\text{teplo dodané} - \text{teplo odebrané}}{\text{teplo dodané}} \\
&= \frac{Q - \tau \cdot Q}{Q} = 1 - \tau = \frac{T_E - T_C}{T_E}
\end{aligned} \tag{5.26}$$

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.

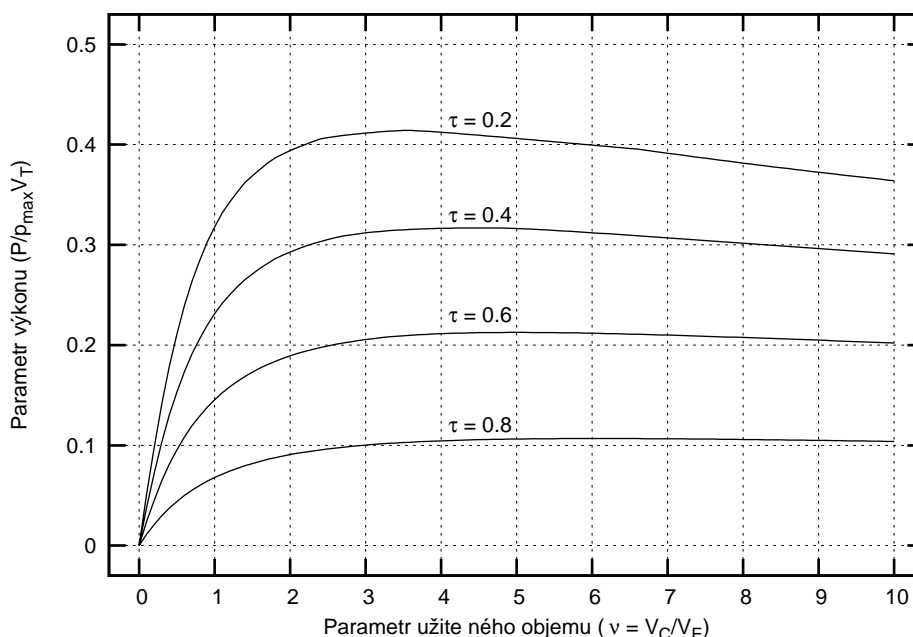
Obrázky 5.1 až 5.4 znázorňují změnu výkonového parametru při změně jednoho ze čtyř parametrů (τ , φ , ν a X), když ostatní koeficienty jsou konstantní. V obrázku 5.1 je znázorněn vliv teploty expanze na výkonový parametr, která je nad a pod teplotou komprese, zde například 300 K. Tento graf zahrnuje jak chladicí cyklus tak cyklus v režimu pohonu. Při T_E větší jak T_C je výkonový parametr kladný a postupně roste se stoupající teplotou expanze. Při T_E menší jak T_C stroj pracuje jako chladicí cyklus, s klesající teplotou expanze postupně roste požadovaný příkon pohonu cyklu. Je zřejmé, že pro vyšší dostupný výkon motoru je žádoucí dosáhnout co největší teploty expanze a co nejmenší teploty komprese a s nimi použít i požadované materiály, odolné vysokým teplotám atd.



Obr. 5.1: Vliv teploty expanze na výkon motoru.

Obrázek znázorňuje změnu parametru výkonu $P/(p_{max} \cdot V_T)$ při změně teploty expanze T_E při teplotě komprese $T_C = 300$ K, fázovém posunu $\varphi = 90^\circ$, objemovém poměru $\nu = 0.8$ a poměru mrtvých objemů $X = 1$. Při poklesu teploty expanze pod 300 K, $\tau > 1$ a parametr výkonu je záporný, protože cyklus je v reverzním režimu, v režimu chlazení, vyžaduje tedy dodání práce.

Obrázek 5.2 znázorňuje vliv objemového parametru na výkonový parametr. Křivky ukazují samozřejmě to, že pro dané hodnoty τ , φ a X , je zde přesně definovaná hodnota ν pro kterou existuje maximální výkonový parametr. Porovnání dvou křivek pro zvolená τ ukazuje, že optimální hodnota ν není konstantní, ale mění se s určitým τ . Změna φ a X vede také ke změně optimální hodnoty ν . To znamená, že není jedna jediná optimální hodnota ν .

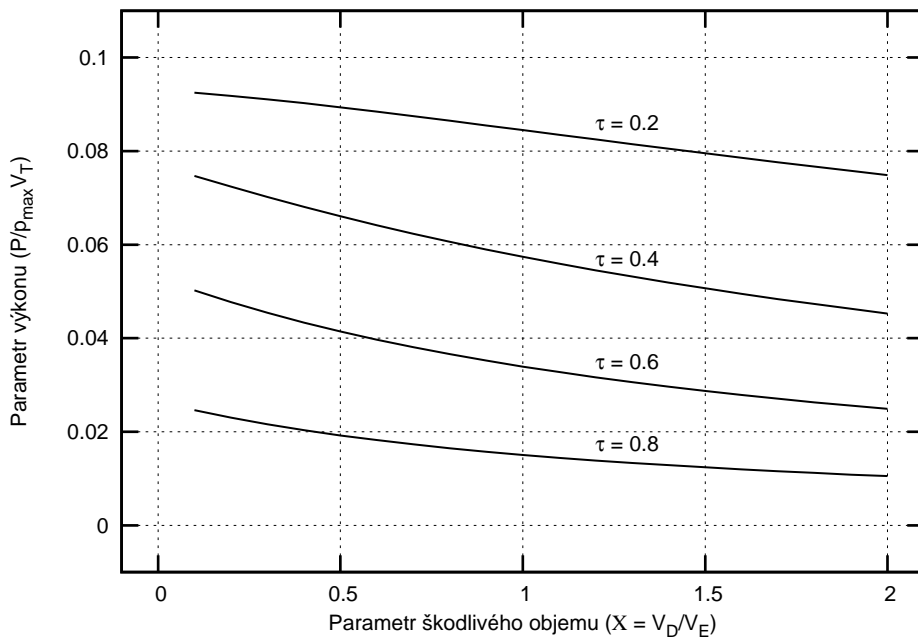


Obr. 5.2: Vliv změny objemového poměru na výkonový parametr.

Obrázek znázorňuje vliv změny velikosti obsahu motoru (ν) na bezrozměrný parametr výkonu $P/(p_{max} \cdot V_T)$, při konstantním $\tau = 0.2, 0.4, 0.6, 0.8$, fázovém posunu $\varphi = 90^\circ$ a poměru mrtvých objemů $X = 1$. Křivky znázorňují maxima výkonového parametru, která však nenastávají pro stejné objemové poměry. Není zde žádná nejlepší hodnota objemového poměru, protože optimum záleží na kombinaci všech parametrů (τ , φ a X).

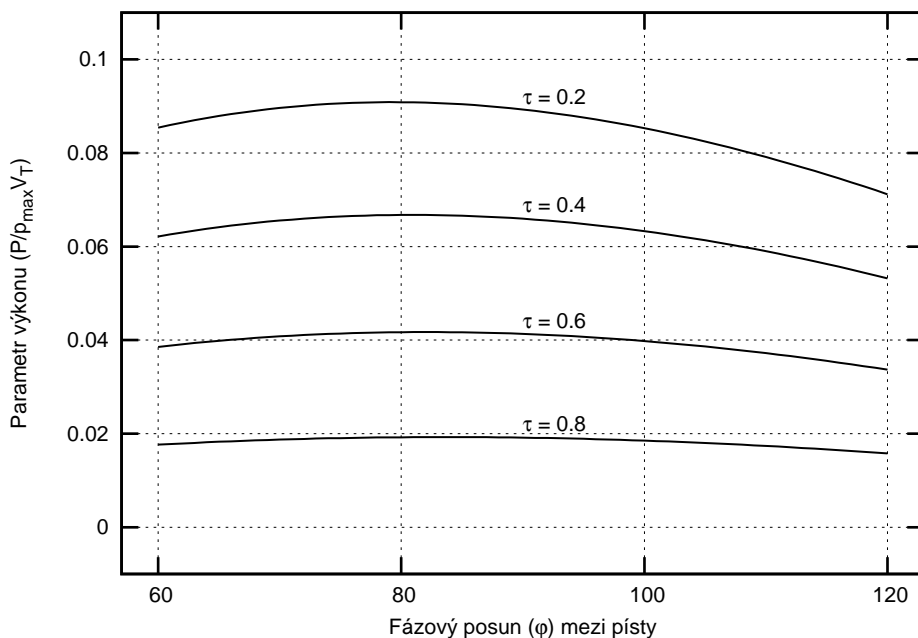
Obrázek 5.3 zobrazuje jednoznačný negativní vliv mrtvého objemu (poměru mrtvého objemu) na výkonový parametr potažmo výstupní výkon motoru. Růst škodlivého objemu nad absolutní minimum respektive jakákoliv jeho přítomnost snižuje výkonový parametr motoru.

Bohužel konstrukce motoru bez mrtvého prostoru není prakticky možná, protože části, které z pravidla mrtvý prostor tvoří, jsou zároveň nezbytné pro jeho funkci. Při návrhu konstrukce motoru je tedy nezbytné eliminovat veškerý škodlivý prostor jako jsou zejména příliš dlouhé rozvody pracovní látky, nepřesné konstrukce vrtání pístů, které způsobuje špatné „dosednutí“ pístu do horní nebo dolní úvrati, a další netěsnosti ventilů nepodílejících se na konání komprese a expanze pracovní látky.



Obr. 5.3: Vliv velikosti mrtvých objemů na parametr výkonu cyklu.

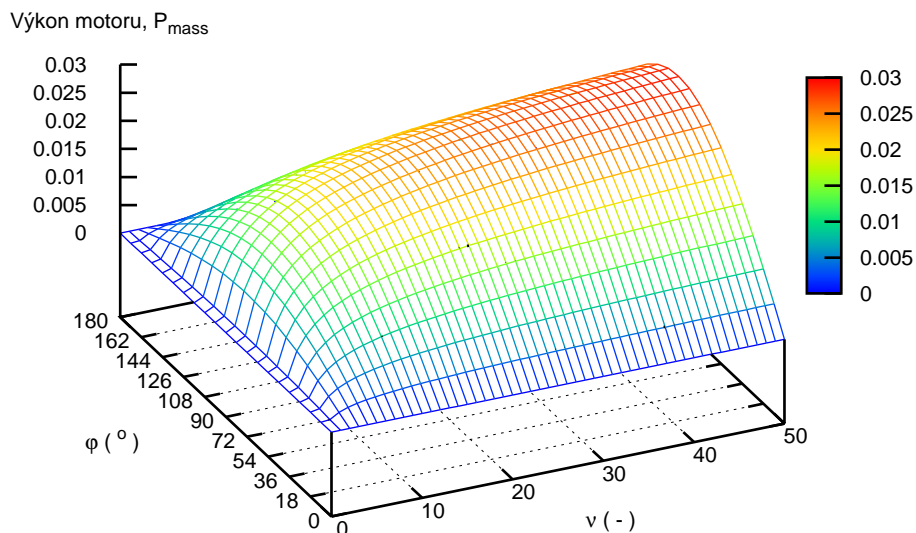
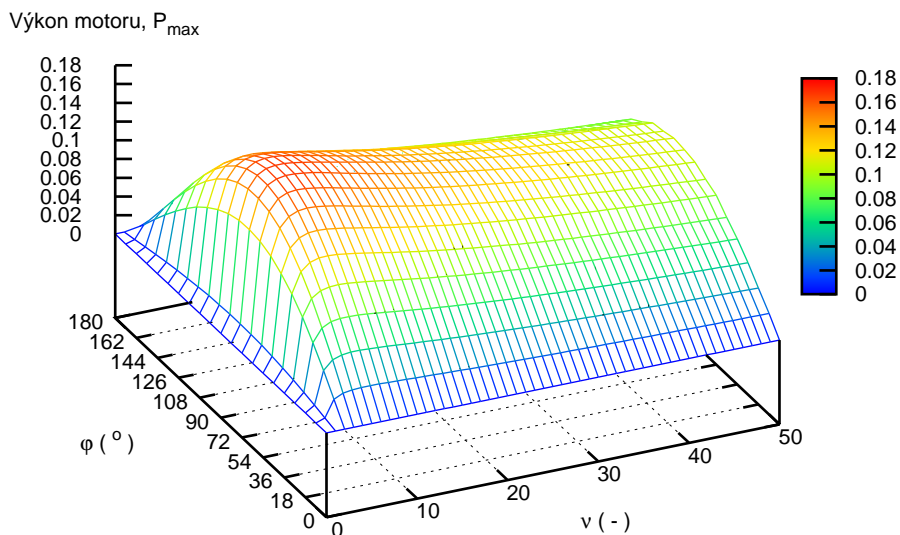
Tento graf ukazuje vliv změny parametru mrtvého objemu X na výkonový parametr $P/(p_{max} \cdot V_T)$ při konstantních hodnotách τ , φ a ν . Vzárost mrtvého objemu snižuje poměr maximálního objemu k objemu minimálnímu, který snižuje rozsah tlaku, což je příčina nižšího výkonu cyklu.



Obr. 5.4: Vliv změny úhlu natočení na výkonový parametr.

Tento obrázek ukazuje vliv změny úhlu natočení klikové hřídele φ na výkonový parametr $P/(p_{max} \cdot V_T)$ při konstantním τ , ν a X . Parametr výkonu je pozoruhodně necitlivý vůči φ .

Obrázek 5.4 ukazuje efekt změny úhlu natočení klikové hřídele na výkonový parametr. Výkonový parametr je pozoruhodně necitlivý ke změně úhlu natočení klikové hřídele v rozsahu 60 až 120 stupňů. Pro jednotlivé počáteční podmínky je optimální hodnota φ mezi 90 až 115 stupni.

a) Vliv na P_{mass} b) Vliv na P_{max} **Obr. 5.5:** 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 .

Trojrozměrný graf viz Obr. 5.5 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 .

Vysvětlení pro tento jev je, že optimalizace parametrů na základě výkonového parametru P_{mass} se jednoduše dělá pomocí určení limitních vlastností pracovního plynu a optimalizace parametrů na základě výkonového parametru P_{max} z maximálního možného výkonu, kromě maximálního tlaku a objemu. Maximální tlak pracovního plynu je nejdůležitější konstrukční kritérium, protože tlak působí sílu, odtud váhu, strukturu stroje, kdežto objem udává jen velikost. Proto by se parametr výkonu měl využívat při optimalizaci.

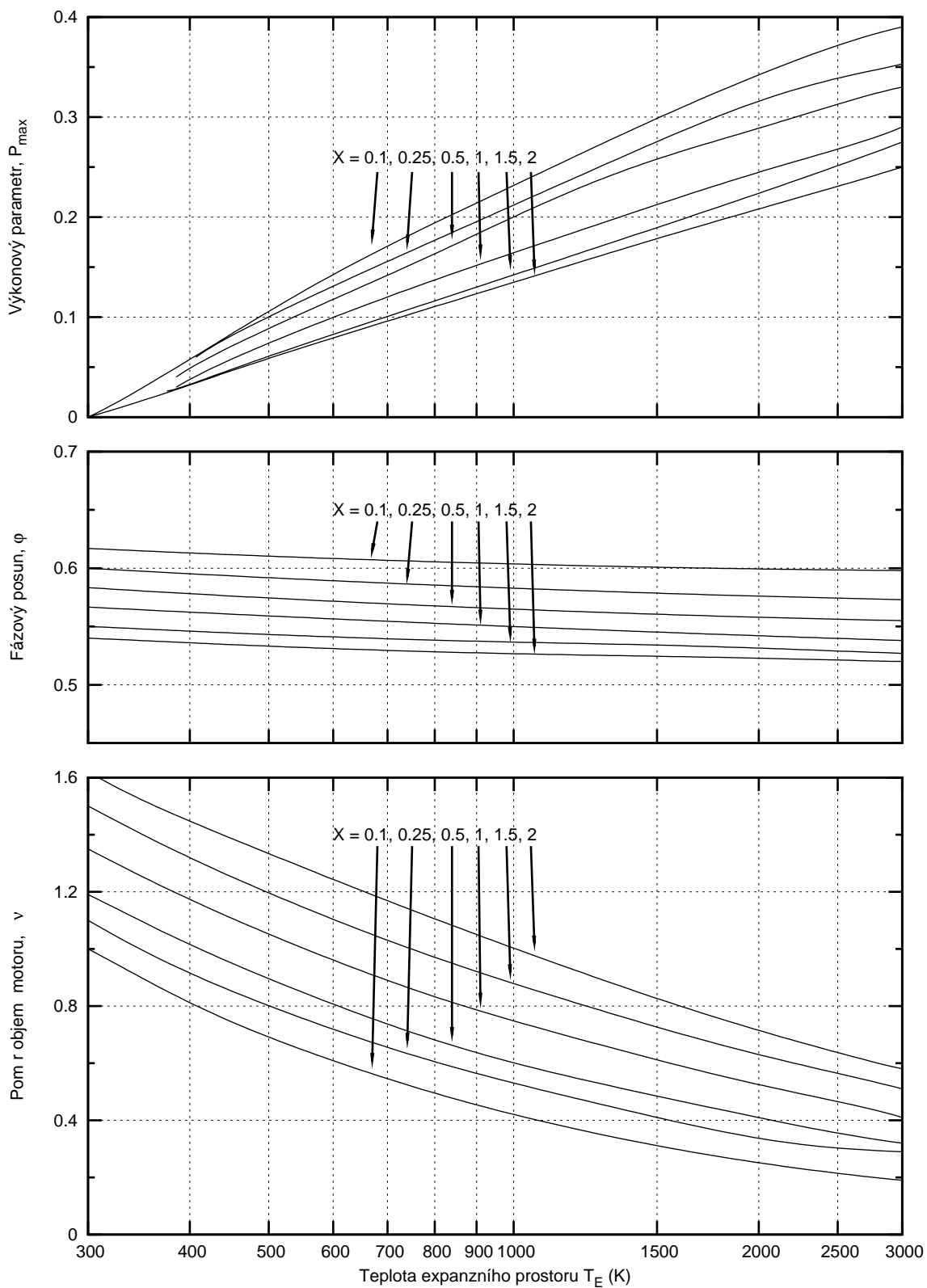
Nicméně jakmile při návrhu stroje rozhodneme o velikosti jednotlivých konstant φ , τ , ν a X , tak je možné dále používat výkonový parametr p_{mass} . Oba tyto parametry jsou stejně použitelné a dávají stejné výsledky hodnot celkového výkonu cyklu P .

5.2.1 Společná konstrukční charakteristika

Navzdory zajímavému a atraktivnímu diagramu viz Obr 5.5 je zřejmé, že existuje prakticky nekonečné pole možných permutací konstrukčních parametrů a je velice komplikované najít skrze variace optimální kombinaci. K překonání problémů při prvotním návrhu stroje byly v lit. [A.16] stanoveny společné konstrukční charakteristiky, které jsou pro Stirlingův motor pracující v režimu pohon znázorněny na Obr. 5.6.

G. Walker v [A.16] provedl výpočet charakteristik pomocí optimalizačního programu „hill-climbing“, kde bylo vycházeno z výkonového parametru p_{max} a byly zkonstruovány jednotlivé charakteristiky pro různé hodnoty φ , ν , τ a X . Tyto charakteristiky byly zakresleny pro různé teploty expanze a s konstantní teplotou komprese 300 K. Obdobné charakteristiky je možné stejným způsobem zkonstruovat i pro Stirlingův stroj pracující v režimu tepelného čerpadla nebo chladicího stroje. V této práci však nejsou uvedeny.

Postup při odečítání dat při návrhu parametrů Stirlingova cyklu je následující. V případě cyklu pracujícího v režimu pohonu je nutné si nejprve stanovit možnou teplotu expanze, která je daná nebo omezená zdrojem tepla, materiálem expanzní komory a regenerátoru atd. Dle předpokládané hodnoty teploty expanze na ose x se na ose y určí parametry φ a ν a p_{max} . Pokud známe teplotu expanze, lze odhadnout a vypočítat teplotu komprese a parametr τ . A pomocí φ , ν , τ a X lze navrhnout ostatní parametry stroje. Je potřeba zdůraznit, že návrh výkonu a účinnosti stroje stanovený pomocí této metody je velice optimistický. Dle zkušeností je nutné předpokládat, že sestrojený motor bude mít výkon a účinnost přibližně 30 až 40 % výkonu stroje navrženého pomocí Schmidtovy analýzy.



Obr. 5.6: Pomocné konstrukční charakteristiky [A.16].

5.2.2 Výpočet předběžných parametrů Stirlingova stroje pomocí konstrukčních charakteristik

Pomocí matematických vztahů a konstrukčních charakteristik byl proveden výpočet pro námi zadaná respektive předpokládaná vstupní data.

Tab. 5.1: Tabulka výchozích a odečtených hodnot z konstrukčních charakteristik.

vstupní data	
teplota expanze T_E (K)	520
teplota komprese T_C (K)	300
poměr teplot τ (-)	0.577
parametr mrtvého objemu X (-)	0.5
zdvihový objem expanzního prostoru V_E (m ³)	$0.8171 \cdot 10^{-3}$
data odečtená z grafu viz Obr. 5.6	
úhel natočení mezi písty φ (rad)	0.575
poměr zdvihových objemů ν (-)	0.840
výkonový parametr P_{max} (-)	0.1

Z těchto vstupních hodnot byl proveden následující výpočet.

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{(\tau^2 + \nu^2 + 2 \cdot \tau \cdot \nu \cdot \cos \varphi)^{\frac{1}{2}}}{(\tau + \nu + 2 \cdot S)} \\ &= \frac{(0.577^2 + 0.84^2 + 2 \cdot 0.577 \cdot 0.84 \cdot \cos 0.575)^{\frac{1}{2}}}{0.577 + 0.84 + 2 \cdot 0.366} \\ &= 0.65944 \end{aligned} \quad (5.27)$$

$$S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1} = \frac{2 \cdot 0.5 \cdot 0.577}{0.577 + 1} = 0.36588 \quad (5.28)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\nu \cdot \sin \varphi}{\tau + \cos \varphi} = \tan^{-1} \frac{0.84 \cdot \sin 0.575}{0.577 + \cos 0.575} = 0.30627 \quad (5.29)$$

$$\begin{aligned} Q = P &= \frac{\pi \cdot p_{str} \cdot V_E \cdot \delta \cdot \sin \Theta}{1 + (1 - \delta^2)^{\frac{1}{2}}} \\ &= \frac{\pi \cdot 101325 \cdot 0.8171 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 0.30627}{1 + (1 - 0.65944^2)^{\frac{1}{2}}} = 0.7936 J \end{aligned} \quad (5.30)$$

Což je hodnota, která přibližně odpovídá hodnotám naměřeným viz Obr. 4.22.

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.

Změna objemu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele x . Pro expanzní prostor.

$$x = 0^\circ$$

$$\begin{aligned} V_E &= \frac{V_{SE}}{2} \cdot (1 - \cos x) + V_{DE} = \\ &= \frac{8.171 \cdot 10^{-4}}{2} \cdot (1 - \cos 0) + 4.478 \cdot 10^{-4} = 4.478 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (5.31)$$

$$x = 10^\circ$$

$$V_E = 4.54007 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.32)$$

$$x = 20^\circ$$

$$V_E = 4.12439 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.33)$$

Pro kompresní prostor.

$$x = 0^\circ$$

$$\begin{aligned} V_C &= \frac{V_{SE}}{2} \cdot (1 + \cos x) + \frac{V_{SC}}{2} \cdot (1 + \cos(x - \varphi)) + V_{DE} - V_B = \\ &= \frac{8.171 \cdot 10^{-4}}{2} \cdot (1 + \cos 0) + \frac{4.131 \cdot 10^{-4}}{2} \cdot (1 + \cos(0 - \frac{\pi}{2})) + \\ &+ 3.84 \cdot 10^{-6} - 6.6735 \cdot 10^{-4} = 8.27455 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (5.34)$$

$$x = 10^\circ$$

$$V_C = 8.33968 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.35)$$

$$x = 20^\circ$$

$$V_C = 8.27869 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.36)$$

Sdílený objem.

$$\begin{aligned} V_B &= \frac{V_{SE} + V_{SC}}{2} - \sqrt{\frac{V_{SE}^2 + V_{SC}^2}{4} - \frac{V_{SE} \cdot V_{SC}}{2} \cdot \cos \varphi} = \frac{8.171 \cdot 10^{-4} + 1.465 \cdot 10^{-4}}{2} - \\ &- \sqrt{\frac{0.0007171^2 + 0.0001465^2}{2} + \frac{0.0008171 \cdot 0.0001465}{2} \cdot \cos \frac{\pi}{2}} = \\ &= 6.6735 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (5.37)$$

Pro celkový objem platí následující výpočet. Zde je na místě podotknout, že objem regenerátoru V_B je roven nule, protože funkci regenerátoru plní kompresní píst.

$$x = 0^\circ$$

$$V = V_E + V_C + V_R = 4.478 \cdot 10^{-4} + 8.27455 \cdot 10^{-4} + 0 = 1.275255 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (5.38)$$

$$x = 10^\circ$$

$$V = 1.287975 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.39)$$

$$x = 20^\circ$$

$$V = 1.300308 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (5.40)$$

Výpočet jednotlivých součinitelů a koeficientů.

$$\tau = \frac{T_C}{T_C} = \frac{20}{150} = 0.12903 \quad (5.41)$$

$$\nu = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} = \frac{1.465 \cdot 10^{-4}}{8.171 \cdot 10^{-4}} = 0.17929 \quad (5.42)$$

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} = \frac{4.131 \cdot 10^{-4}}{8.171 \cdot 10^{-4}} = 0.548036 \quad (5.43)$$

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} = \frac{0.384 \cdot 10^{-5}}{8.171 \cdot 10^{-4}} = 4.69954 \cdot 10^{-3} \quad (5.44)$$

$$X_B = \frac{V_B}{V_{SE}} = \frac{0.6674 \cdot 10^{-4}}{8.171 \cdot 10^{-4}} = 8.167299 \cdot 10^{-2} \quad (5.45)$$

$$\begin{aligned} \psi &= \sin^{-1} \frac{\nu \cdot \sin \varphi}{\sqrt{\nu^2 + \Lambda^2 + 2 \cdot \nu \cdot \Lambda \cdot \cos \varphi}} = \\ &= \sin^{-1} \frac{0.17926 \cdot \sin \frac{\pi}{2}}{\sqrt{0.17926^2 + (-0.87096)^2 + 2 \cdot 0.17926 \cdot (-0.87096) \cdot \cos \frac{\pi}{2}}} = \\ &= 4.986332 \text{ rad} \end{aligned} \quad (5.46)$$

$$\Lambda = \tau - 1 = 0.12903 - 1 = -0.87097 \quad (5.47)$$

$$\begin{aligned} S &= \tau + 2 \cdot \tau \cdot X_{DE} + \nu + 2 \cdot X_{DC} + 1 - 2 \cdot X_B = \\ &= 0.12903 + 2 \cdot 0.12903 \cdot 0.505568 + \\ &+ 0.17929 + 2 \cdot 4.69954 \cdot 10^{-3} + 1 - 2 \cdot 8.1673 \cdot 10^{-2} = 1.2958 \end{aligned} \quad (5.48)$$

$$\begin{aligned}
B &= \sqrt{\tau^2 + 2 \cdot \Lambda \cdot \nu \cdot \cos \varphi + \nu^2 - 2 \cdot \tau + 1} = \\
&= \sqrt{0.12903^2 + 2 \cdot (-0.87096) \cdot 0.1793 \cdot \cos \frac{\pi}{2} + 0.1793^2 - 2 \cdot 0.12903 + 1} = \\
&= 0.8892
\end{aligned} \tag{5.49}$$

$$c = \frac{B}{S} = \frac{0.8892}{1.2848} = 0.6862 \tag{5.50}$$

Výpočet okamžitého tlaku p v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele.

$$x = 0^\circ$$

$$p = \frac{p_{str} \cdot \sqrt{1 - c^2}}{1 - c \cdot \cos(x - \psi)} = \frac{101325 \cdot \sqrt{1 - 0.6862^2}}{1 - 0.6862 \cdot \cos(0 - 4.9863)} = 90503.27 \text{ Pa} \tag{5.51}$$

$$x = 10^\circ$$

$$p = 79087.99 \text{ Pa} \tag{5.52}$$

$$x = 20^\circ$$

$$p = 70091.61 \text{ Pa} \tag{5.53}$$

Přivedené teplo (odečtené z p - V diagramu)

$$W_E = \oint p \cdot dV_E = 15.0754 \text{ J} \tag{5.54}$$

Odvedené teplo (odečtené z p - V diagramu)

$$W_C = \oint p \cdot dV_C = 10.3544 \text{ J} \tag{5.55}$$

Celková vykonaná práce W , znaménko minus zohledňuje tok energie

$$W = W_E + (-W_C) = 4.7210 \text{ J} \tag{5.56}$$

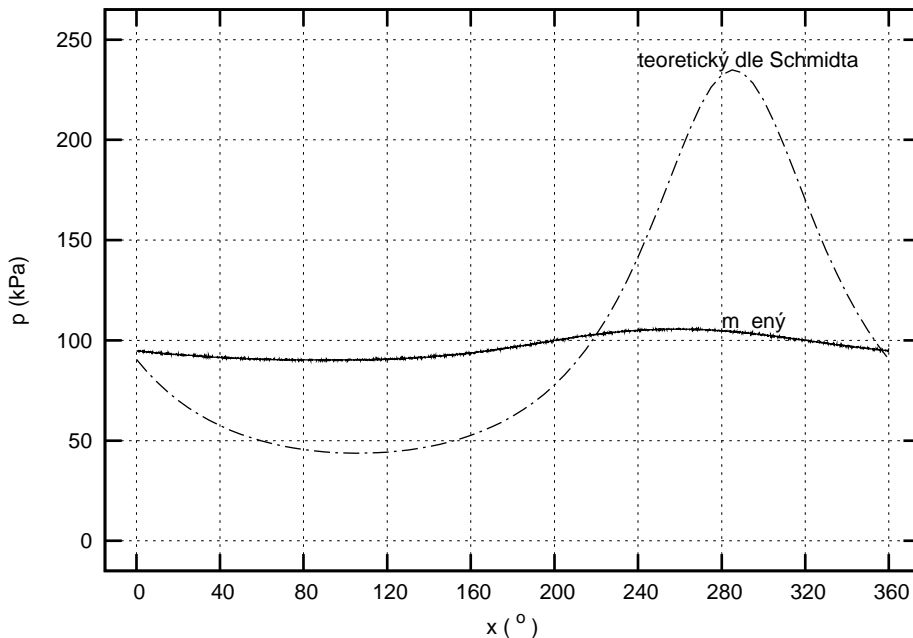
Indikovaný výkon celého motoru P

$$P = W \cdot n = 4.7210 \cdot \frac{70}{60} = 5.5078 \text{ W} \tag{5.57}$$

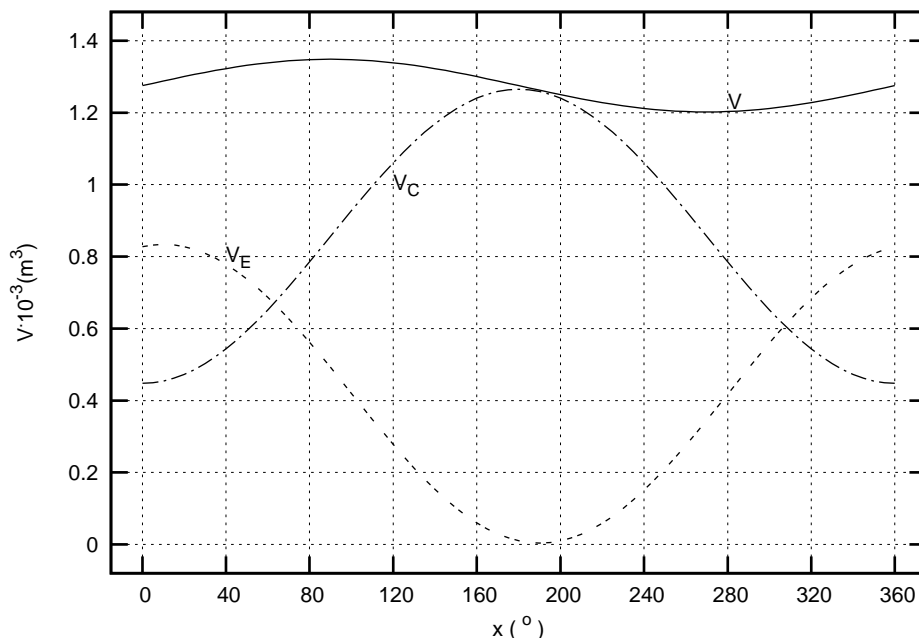
Tepelná účinnost η je rovna

$$\eta = \frac{W}{W_E} = \frac{4.7210}{15.0754} = 0.31. \tag{5.58}$$

Předchozí grafy, viz Obr. 5.7 a Obr. 5.8, znázorňují průběhy vypočtených objemů a tlaků. Jsou zde uvedeny odečtené maximální a minimální hodnoty těchto veličin pro daný úhel natočení klikové hřídele.



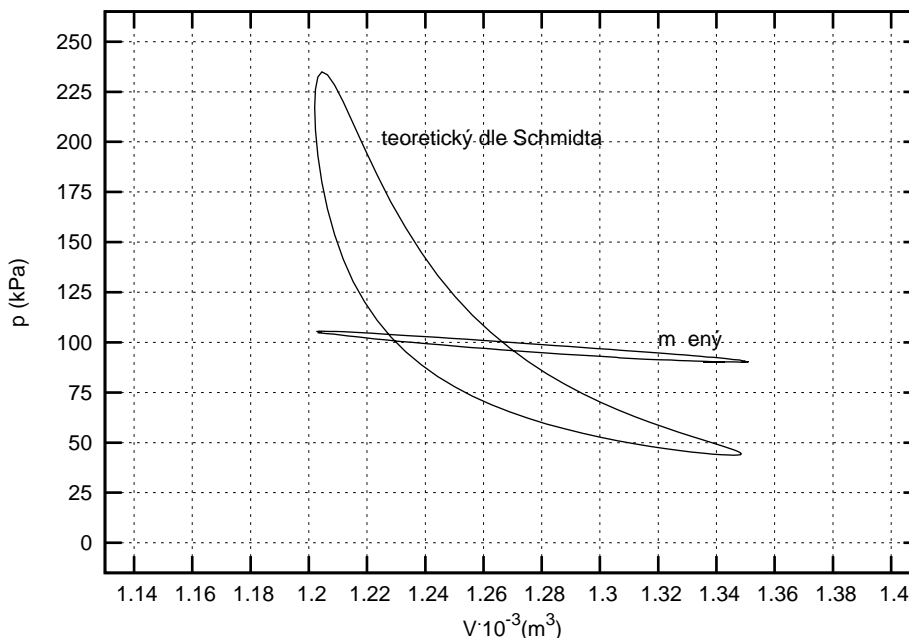
Obr. 5.7: Průběh okamžité hodnoty tlaku v závislosti na úhlu natočení u matematického modelu.



Obr. 5.8: Průběhy objemů v závislosti na úhlu natočení u matematického modelu.

Z grafů byly odečteny maximální a minimální hodnoty sledovaných veličin. Maximální tlak $p_{max} = 234.859 \text{ kPa}$ při úhlu natočení $x_{max} = 285^\circ$, minimální tlak

$p_{min} = 43.709 \text{ kPa}$ při úhlu natočení $x_{max} = 105^\circ$. Maximální okamžitý objem $V_{max} = 1.348 \text{ dm}^3$ při úhlu natočení $x_{max} = 90^\circ$, minimální okamžitý objem $V_{min} = 1.202 \text{ dm}^3$ při úhlu natočení $x_{max} = 270^\circ$.



Obr. 5.9: p - V diagram teoretického a reálného Stirlingova motoru.

Z Obr. 5.9 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 viz Obr. 4.7 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 setrvačником 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 základě uvedených poznatků byl proveden návrh úpravy komory 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).

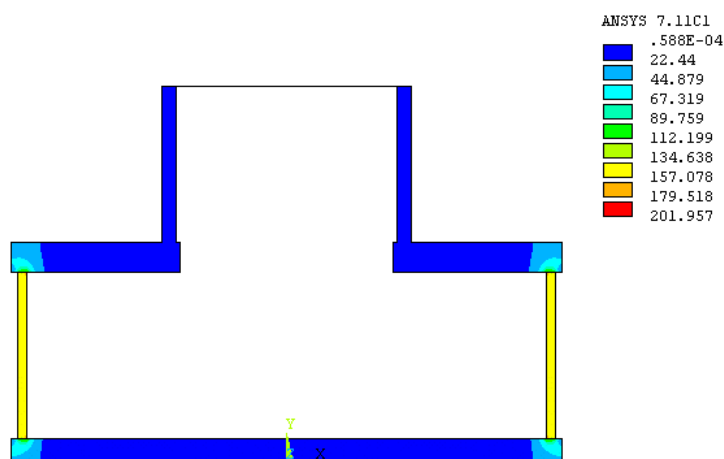


Obr. 6.1: Stěna válce ze železa.

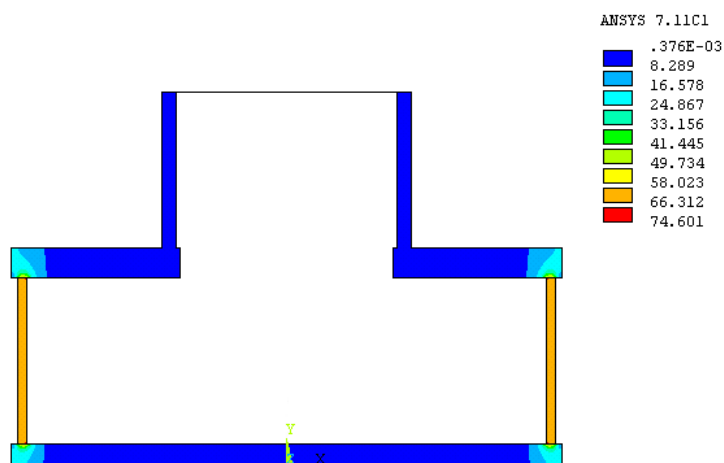


Obr. 6.2: Stěna válce z korundu.

Dané řešení bylo ověřeno i po teoretické stránce pomocí softwarového produktu Ansys. Bylo zjištěno, že tepelný tok ve stěně válce z korundu je cca 2.3 krát menší než tepelný tok ve stěně původního válce ze železa (viz Obr. 6.3 a Obr. 6.4).



Obr. 6.3: Tepelný tok ve stěně válce ze železa.



Obr. 6.4: Tepelný tok ve stěně válce z korundu.

Aplikace korundového prstence pro konstrukci stěn válce motoru, by měla dle teoretických předpokladů výrazně zamezit tepelným ztrátám na horké desce a také zlepšit

přenos tepla z horké desky k pracovnímu plynu. Zároveň by nemělo docházet k sekundárnímu nežádoucímu ohřevu chladicí desky.

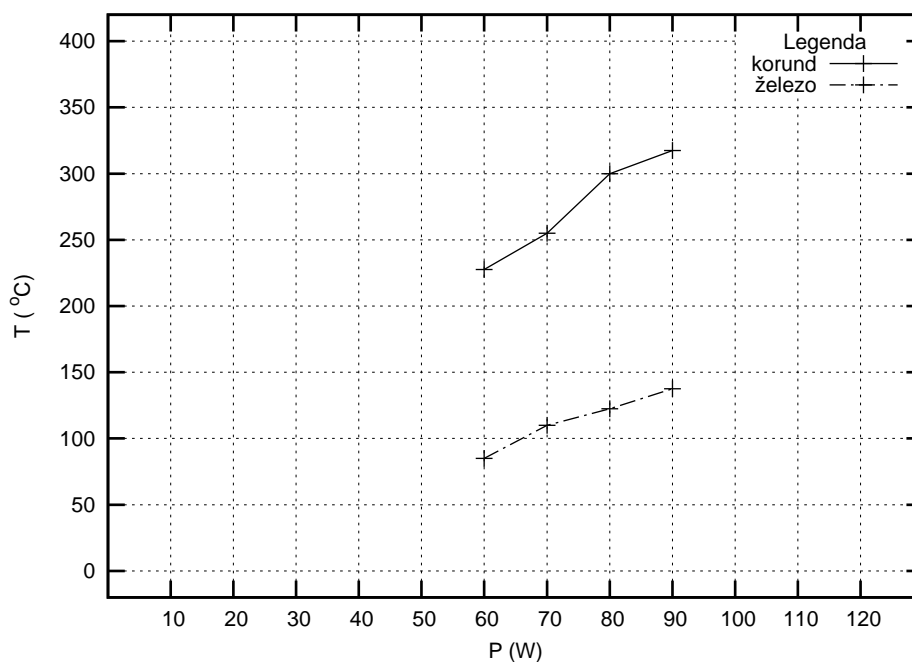
Pro ověření popsaných skutečností a teoretických předpokladů bylo provedeno měření tepelné bilance a tepelných ztrát na spodní „horké“ desce motoru.

Měření bylo provedeno pro variantu s původním ocelovým pláštěm komory motoru a s novou korundovou skořepinou. Každá z variant byla měřena pro čtyři příkony topné spirály vždy v ustáleném stavu za chodu motoru a při stojícím motoru. Navíc pro konkrétní údaje o průběhu teplot bylo každé měření provedeno pro motor umístěný v keramické nádobě s izolací a pro motor bez nádoby a izolace. Pro dodržení relevantních podmínek pro měření byla „chladná“ deska chlazena kapalinou s konstantní teplotou a průtokem. Ukázková data viz tabulka Tab. 6.1

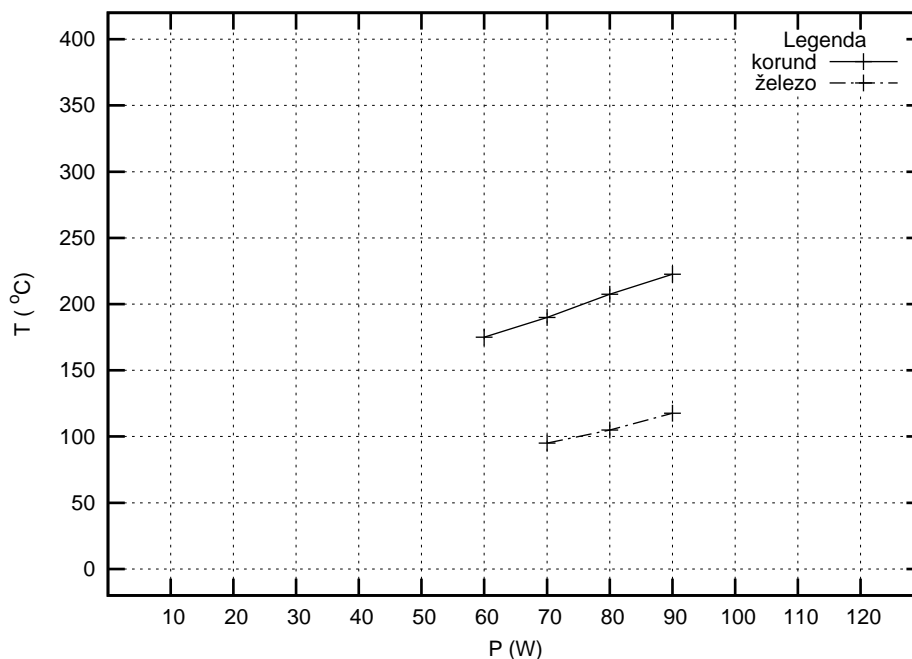
Tab. 6.1: Tabulka ukázkových dat při měření tepelných ztrát motoru.

Korund				
příkon spirály P (W)	60			
	v nádobě		bez nádoby	
	běží	stojí	běží	stojí
průtok chladicí kapaliny Q_V ($l \cdot \text{min}^{-1}$)	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

Tabulka hodnot pro ostatní varianty a příkony je uvedena v příloze viz Příloha C.

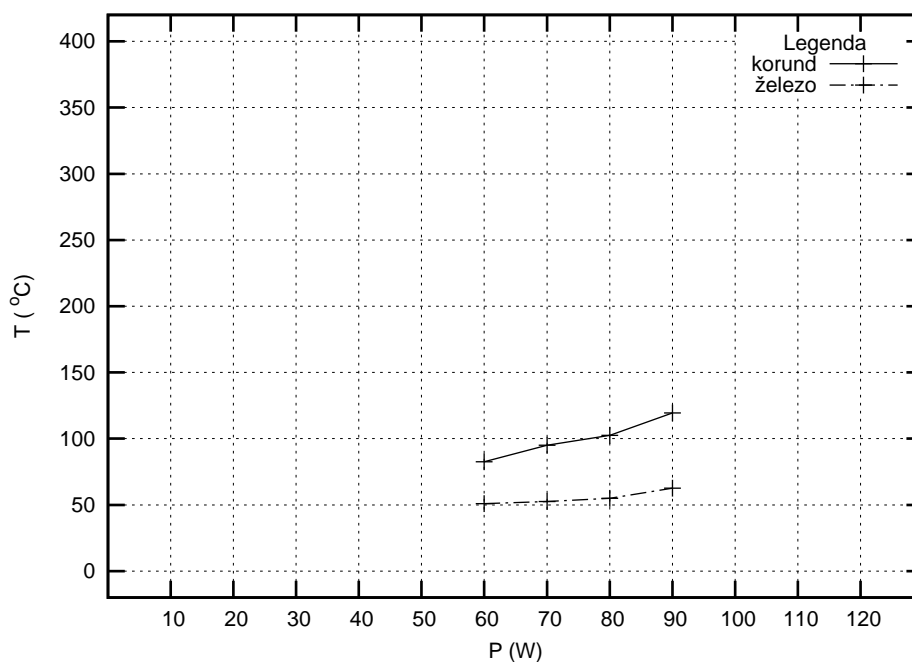


Obr. 6.5: Tepelné ztráty změřené na horké desce při stojícím a izolovaném motoru.



Obr. 6.6: Tepelné ztráty změřené na horké desce při běžícím a izolovaném motoru.

Z výsledku viz Příloha C a Obr. 6.5 až 6.7 vyplývá, že při použití korundové skořepiny došlo k navýšení teploty horké desky přibližně 2.3 krát. Z grafů je také patrný rozdíl v dosažených teplotách pro stojící a běžící motor a stejně tak rozdíl mezi teplotami, pokud je horká komora motoru uložena v izolační keramické nádobě s izolační hmotou.



Obr. 6.7: Tepelné ztráty změřené na horké desce při stojícím motoru bez izolace horké desky.

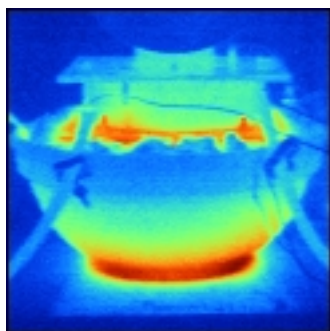
Charakteristiky měřených teplot na horní „chladné“ desce a teploty vstupní a výstupní chladící kapaliny jsou uvedeny v Příloze D.

Jak lze dále vidět v tabulce naměřených hodnot uvedené v Příloze C, tak 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.

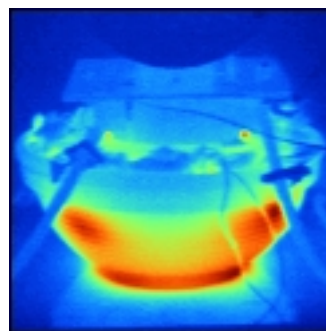
Tab. 6.2: Tabulka hodnot naměřených při neizolovaném a běžícím motoru.

	Korund	Ocel
P (W)	160	200
	bez nádoby	bez nádoby
	běží	běží
Q_V ($l \cdot \text{min}^{-1}$)	0.7	0.7
ϑ_1 ($^{\circ}\text{C}$)	23.8	30.4
ϑ_2 ($^{\circ}\text{C}$)	24.5	31.9
T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	10.0	17.5
T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	167.5	112.5
$\vartheta_{\text{okolí}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	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.

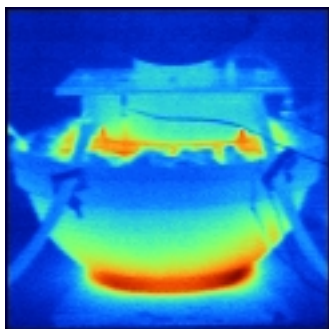


Obr. 6.8: Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 60 W.

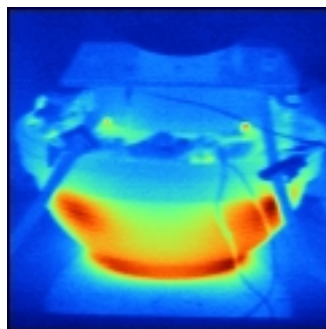


Obr. 6.9: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 60 W.

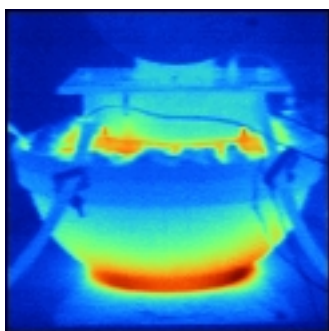
V podstatě u všech termovizních snímků je na první pohled patrný rozdíl mezi komorou z korundu a komorou z ocelového plechu. Při použití korundové stěny komory dochází k menším tepelným ztrátám směrem ven z nádoby k „chladné“ desce motoru a více tepla je soustředěno směrem k dolní „horké“ desce motoru,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



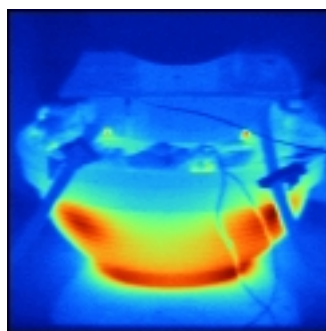
Obr. 6.10: Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 70 W.



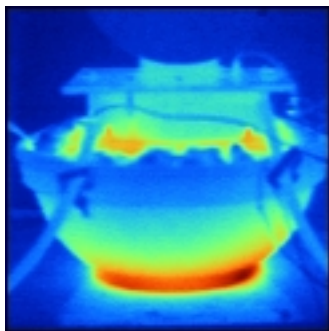
Obr. 6.11: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 70 W.



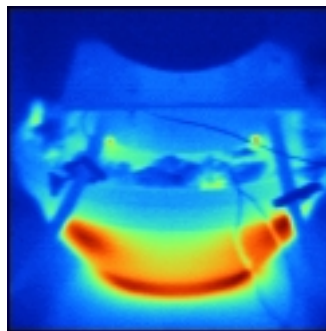
Obr. 6.12: Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 80 W.



Obr. 6.13: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 80 W.

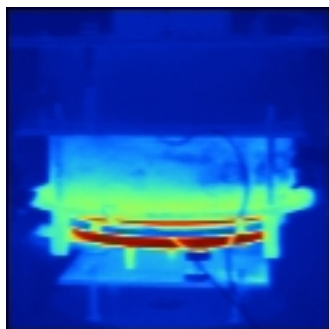


Obr. 6.14: Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 90 W.

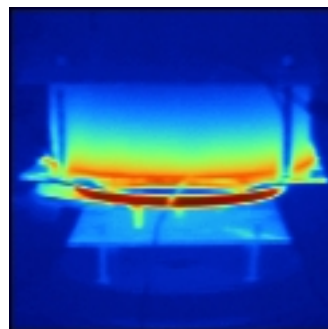


Obr. 6.15: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a stojí, příkon spirály je 90 W.

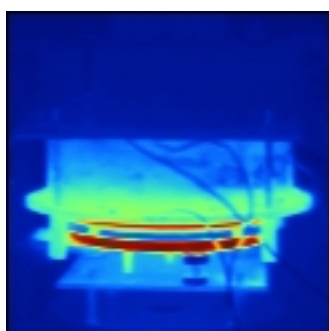
Následující obrázky 6.16 až 6.23, které platí pro varianty neizolovaného motoru, reflektují již zmiňovaný rozdíl dosažených teplot, zejména teploty dolní „horké“ desky, motoru s korundovou skořepinou a ocelovou stěnou kompresního válce. Z pořízených snímků byly odečteny maximální teploty, kterých „horká“ deska dosahovala a jsou uvedeny v následující tabulce 6.3.



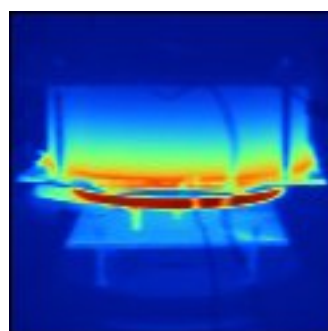
Obr. 6.16: Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 60 W.



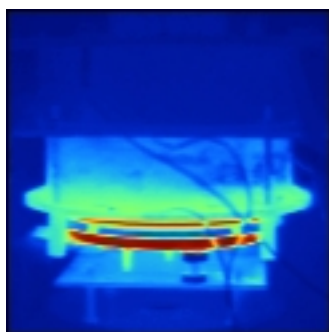
Obr. 6.17: Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 60 W.



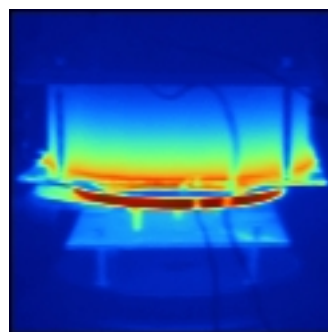
Obr. 6.18: Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 70 W.



Obr. 6.19: Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 70 W.



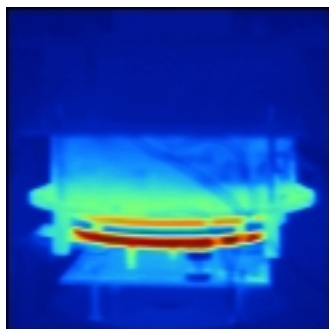
Obr. 6.20: Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 80 W.



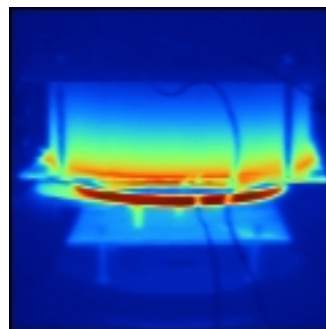
Obr. 6.21: Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 80 W.

Tab. 6.3: Tabulka teplot odečtených z termovizních snímků.

P (W)	Korund					Ocel				
	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



Obr. 6.22: Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 90 W.



Obr. 6.23: Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a stojí, příkon spirály je 90 W.

Termovizní snímky poslední varianty, to znamená běžícího motoru v izolační nádobě, jsou uvedeny v Příloze E. Termovizní snímky běžícího motoru bez izolační nádoby jsou uvedeny v Příloze F. Pro zajímavost byly pořízeny snímky i detailu klikové hřídele a pracovního pístu, na kterých je možné pozorovat tepelné ztráty od pracovního pístu přes táhla klikové hřídele až na samotnou hřídel a dále tepelné ztráty netěsnostmi mezi pracovním pístem a válcem.

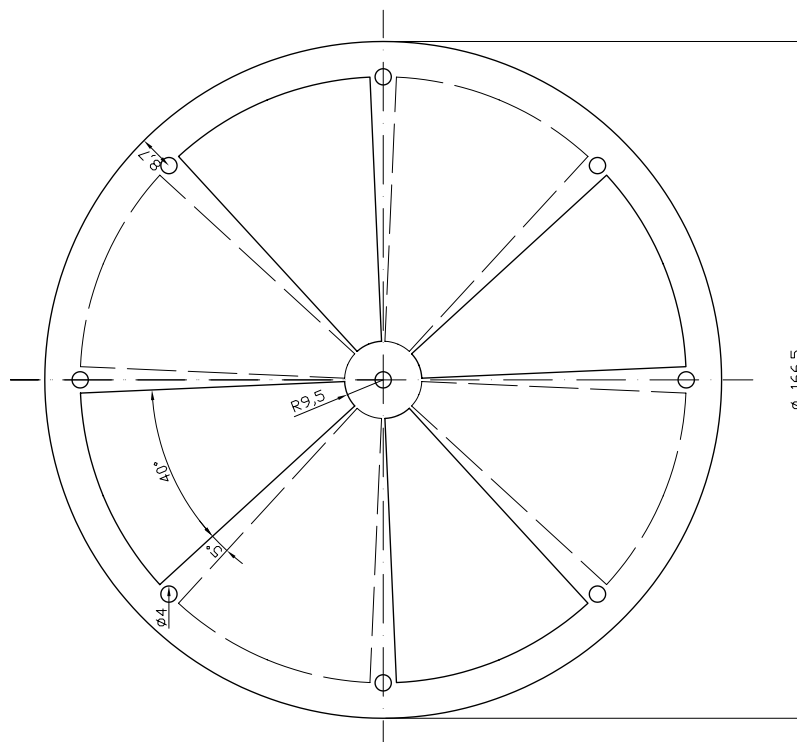
Závěrem této podkapitoly lze říci, že vlivem výměny ocelové komory za komoru z keramického korundu byly eliminovány tepelné ztráty a paralelní bypass mezi ohřívanou a ochlazovanou deskou a tím došlo k významnému zvýšení teploty dolní „horké“ desky kompresního válce. Výsledkem je větší výkon a vyšší účinnost 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 pootočený o 45° viz Obr. 6.24, ale jde cestou nejmenšího aerodynamického odporu, tedy mezerou velikosti cca 1 mm mezi pístem a kompresním válcem. Tento konstrukční detail je znázorněn také na obrázku viz Obr. 4.2.

Při průchodu mezerou je pracovní plyn v kontaktu s ocelovou stěnou válce komory, která, jak je popsáno výše, tvoří tepelný most mezi „horkou“ a „chladnou“ deskou, tudíž je plyn ohříván v době, kdy by měla probíhat regenerace. Navíc jak bylo popsáno na předešlých stránkách, díky tepelnému mostu má horní „chladná“ deska větší teplotu než by mohla mít a plyn neexpanduje na potřebné tlakové úrovni.



Obr. 6.24: Schema lamely regenerátoru.

V tomto názoru nás utvrzoval i fakt, že design regenerátoru, byl navrhnout intuitivně stejně jako většina konstrukčních částí motoru, což mohlo vést k sice funkčním, ale ne vždy efektivním řešením.

Potvrdit nebo vyvrátit hypotézu je bohužel možné jen za použití nějakého výpočetního programu umožňujícího modelování proudění a teplotních polí. Bez detailních informací, které by takový matematický model poskytl, není možné učinit odpovídající závěr.

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

6.2.1 Charakteristika turbulentního proudění

Proudění tekutin může být klasifikováno jako laminární nebo turbulentní. Hranici mezi nimi tvoří Reynoldsovo kritérium, které lze vyjádřit jako podíl setrvačných a vazkých sil. Nízké hodnoty Reynoldsova čísla Re , kdy převládají síly vazkosti, charakterizují laminární proudění. Naopak převládají-li síly setrvačnosti, jedná se o proudění turbulentní. Proudění se obecně nazývá turbulentní, jestliže jeho proměnné vykazují chaotické funkce jak v prostoru, tak v čase. Úplný matematický popis turbulence je velice komplikovaný.

Vznikající tečné napětí není určeno pouze vnitřním třením v tekutině a rychlostním gradientem jako u laminárního proudění, ale i změnou hybností makroskopických částic,

což je následek jejich pronikání mezi sousední vrstvy. Tento neuspořádaný pohyb vyvolá tzv. přídatné Reynoldsovo napětí. Turbulentní viskozita není fyzikální konstanta tekutiny, ale složitá funkční závislost stavu proudící tekutiny a polohy uvažovaného bodu, tedy sdílení hybnosti fluktuacemi a odlehlosti od stěny. Vlivem fluktuace dochází k vyrovnání pohybových energií částic jednotlivých vrstev, takže rozdíl mezi maximální a střední rychlostí v rychlostním profilu je menší [A.3].

Turbulentní proudění obsahuje turbulentní víry různých velikostí. Velké víry se rozpadají na menší. Kaskádní proces je ukončen disipací energie nejmenších vírů na teplo. Rychlost disipace tedy udává, jak turbulentní víry ztrácejí svou kinetickou energii. Gradienty rychlosti vyvolané fluktuacemi rychlostí jsou zdrojem vazkých napětí a disipace energie. Zvyšuje se tak vnitřní energie tekutiny na úkor kinetické energie turbulence. Turbulence proto potřebuje trvalý přísun energie ke krytí těchto ztrát, jinak rychle zaniká. Rovnice proudění tekutiny jsou známy - první práce publikoval O. Reynolds v roce 1883 [A.3].

6.2.2 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků slouží k řešení okrajových úloh popsaných diferenciálními rovnicemi. Tato metoda zavádí v oblasti, kde se počítá pole, uzly a uzlové potenciály. Sestaví se soustava rovnic pro neznámé uzlové hodnoty. Koeficienty matice soustavy a pravých stran se počítají jako integrály přes elementární plošky - konečné prvky nebo objemy, v jejichž vrcholech jsou uzly. Konečné prvky mohou nabývat různých tvarů například trojúhelníků, čtyřúhelníků a dále čtyřstěnů, pěti či šestistěnů. Aplikace metody konečných prvků se skládá z:

- generace sítě prvků s uzly,
- aproximace veličiny na jednotlivých prvcích uzlových hodnot,
- dosazení zvolené aproximace do diferenciální rovnice nebo jejího ekvivalentu a sestavení soustavy rovnic pro neznámé uzlové hodnoty,
- vyřešení soustavy, vypočtu dalších veličin a zobrazení výsledků.

Jednotlivé elementy se nesmí překrývat ani mezi nimi nesmí vzniknout mezera a mohou nabývat různých tvarů. Aproximační funkce jsou definovány pro každý element zvlášť. Nejvíce používanou aproximační funkcí jsou polynomy. Volba stupně polynomu závisí na tvaru elementu, na povaze řešeného problému a požadavcích na spojitost [A.3].

6.2.3 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.

Měřítko a geometrie modelu motoru a regenerativního pístu je 1:1 a odpovídá rozměrům uvedeným na obrázcích viz Obr. 4.2, Obr. 6.24 a Příloze H. 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. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny níže.

Počáteční a okrajové podmínky:

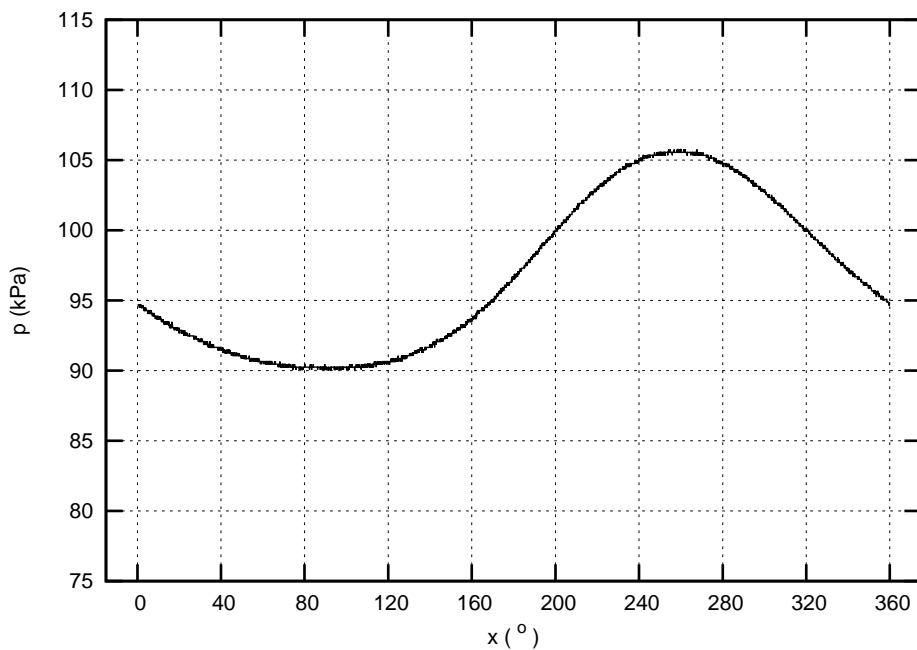
- počáteční tlak v komoře je 101.3 kPa,
- počáteční teplota pracovního plynu je 20 °C,
- teplota „horké“ desky je 155 °C,
- teplota „chladné“ desky je 20 °C,
- průběh tlaku potřebný pro první fázi výpočtu je na Obr. 6.25,
- průběh pohybu pístů potřebný pro první fázi výpočtu je na Obr. 6.25,
- konstanta a tabulkové hodnoty použitých materiálů jsou v Tab. 6.4 a Tab. 6.5.

Tab. 6.4: Tabulka konstant platících pro použité materiály.

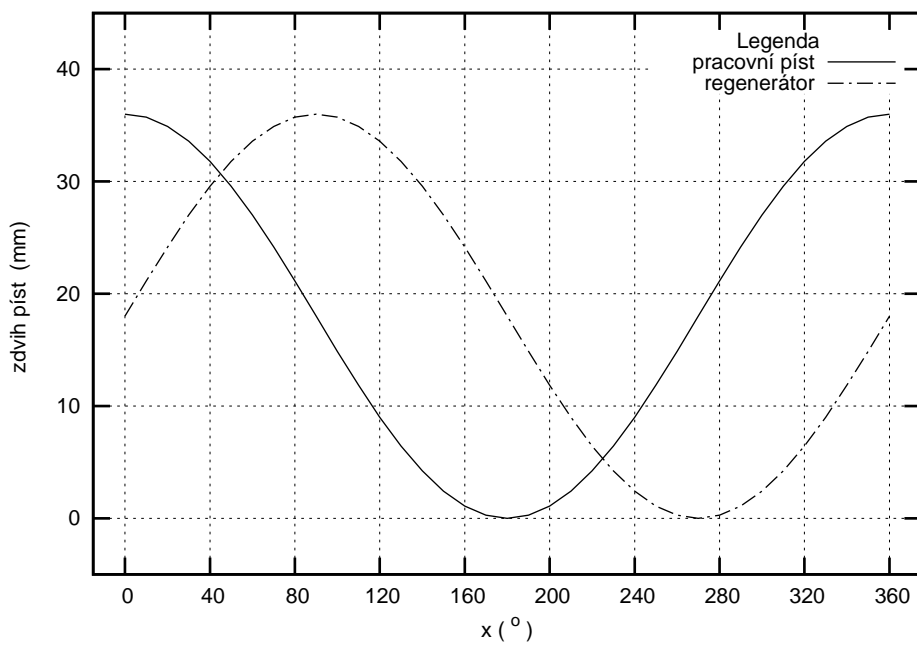
	hustota ρ (kg·m ⁻³)	tep. vodivost λ (W·m·K ⁻¹)	měr. tep. kapacita c_p (J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)
hliník	2 700	221	920
železo	7 860	67	465
korund	4 100	2.68	795

Tab. 6.5: Tabulka konstant platících pro pracovní plyn.

suchý vzduch				
teplota T (°C)	hustota ρ (kg·m ⁻³)	měr. tep. kapacita c_p (J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	tep. vodivost λ (W·m·K ⁻¹)	dynamická viskozita η (Pa·s)
0	1.29	1 004	0.02	1.721e ⁻⁵
20	1.2	1 006	0.03	1.820e ⁻⁵
40	1.13	1 008	0.03	1.913e ⁻⁵
60	1.06	1 009	0.03	2.003e ⁻⁵
80	1	1 010	0.03	2.093e ⁻⁵
100	0.95	1 011	0.03	2.182e ⁻⁵
120	0.9	1 013	0.03	2.267e ⁻⁵
140	0.85	1 014	0.03	2.351e ⁻⁵
160	0.82	1 017	0.04	2.434e ⁻⁵

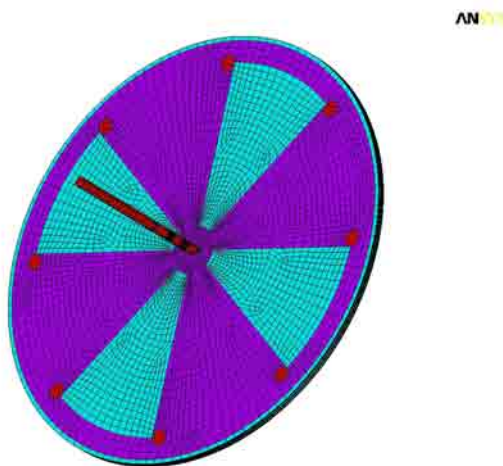


Obr. 6.25: Průběh tlaku pro vstupní výpočet modelu.



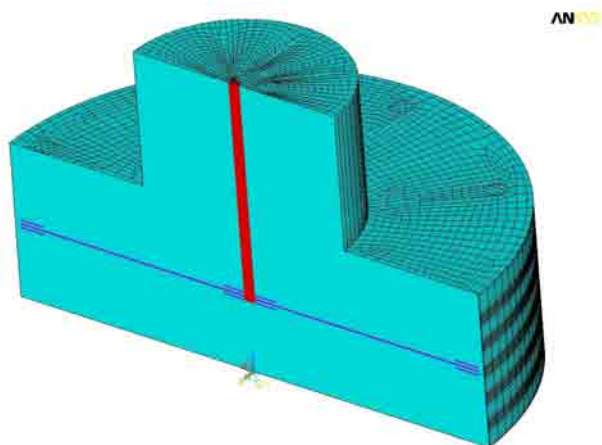
Obr. 6.26: Průběh pohybu regenerativního a pracovního pístu.

Na základě vstupních dat a geometrických rozměrů byl namodelován regenerátor včetně vzduchových mezer, výstužných podložek a pístnice, která je u skutečného motoru spojena s klikovou hřídelí. Obrázek modelu regenerátoru a výsledek konstrukce sítě je znázorněn na obrázku viz Obr. 6.27.



Obr. 6.27: Geometrie lamely regenerátoru a její síť.

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.

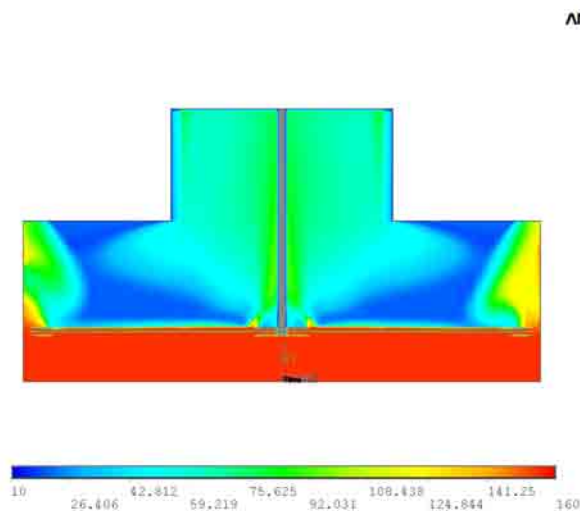


Obr. 6.28: 3D model kompresní komory motoru společně s přemísťovacím pístem - regenerátorem.

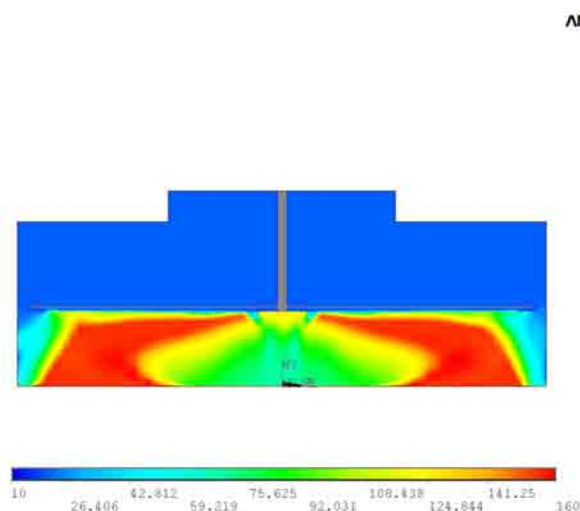
Výsledkem simulace je několik následujících obrázků průběhů polí, které nám popisují modelovanou situaci. V tomto případě bylo zobrazeno jednak teplotní pole pracovního plynu uvnitř motoru, a to ve fázi průchodu plynu regenerátorem směrem z

„horké“ komory do komory „chladné“ viz Obr. 6.29, a dále opačný případ, kdy vzduch proudí od „chladné“ komory do komory „horké“ viz Obr. 6.30.

Z obrázků jde vidět, že plyn prochází jednak mezerou mezi pístem a válcem, ale hlavně mezerami blízko táhla klikové hřídele. Následně se promísí se zbývajícím pracovním plynem a následně expanduje nebo se účastní komprese a ohřevu. K regeneraci prakticky nedochází.

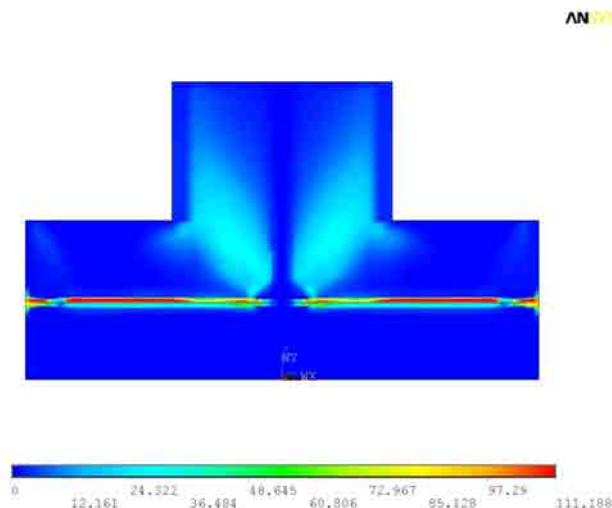


Obr. 6.29: Rozložení teplot pro proudění vzduchu z horké komory do studené komory.



Obr. 6.30: Rozložení teplot pro proudění vzduchu z komory chladné do komory horké.

Na Obr. 6.31 je znázorněno pole změny turbulentní kinetické energie. Stejně jako na předešlých obrázcích je i u tohoto pole zřejmé, že plyn prochází hlavně mezerami kolem pístu a pístnice. Hodnoty turbulentní energie rostou směrem ke zmíněným mezerám a maximálních hodnot nabývají mezi lamelami regenerátoru, kde jsou turbulentní víry uzavřené a nepřispívají k výměně plynu ani k regeneraci.



Obr. 6.31: Pole změny turbulentní kinetické energie.

Další doplňující obrázky, jako například výsledek výpočtu 3D simulace a zobrazení výměny pracovního plynu ve čtyřech fázích, jsou zobrazeny v Příloze CH a Příloze I.

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. Účinné chlazení horní „chladné“ desky je zásadní pro správnou funkci motoru a navíc teplota horní desky má přímý vliv na účinnost celého termodynamického cyklu. Bohužel do celého systému vnáší navíc chybu měření pomalá odezva teplotních čidel, která jde však úspěšně eliminovat dostatečnou časovou prodlevou umožňující ustálení všech teplotních poměrů.

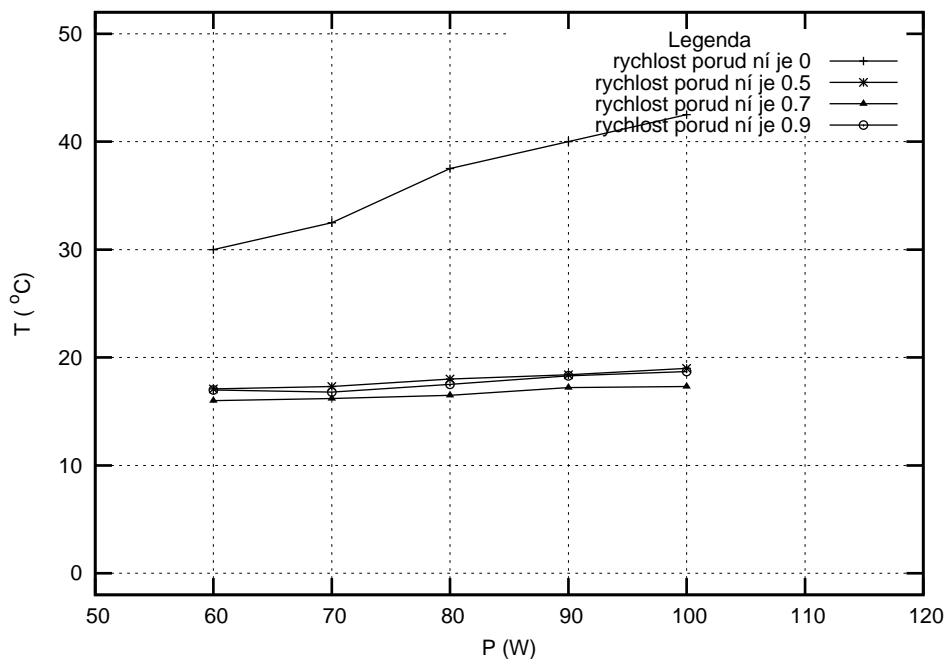
Byla uvažována i varianta konstrukční úpravy chladící komory a vložení vycpávky, která by objem chladící komory zmenšila, ale nakonec byla tato možnost zamítnuta. Úprava konstrukce by byla poměrně náročná, šlo by o komplikovaný nevratný zásah do konstrukce motoru. Stejně tak vložení objemové výplně by do celého systému vneslo technické problémy.

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. 6.6 a grafu viz Obr. 6.32.

Tab. 6.6: Tabulka teplot změřených pro různé rychlosti průtoku chladicí 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	



Obr. 6.32: Graf teplot horní chladné desky motoru pro různé průtoky chladicí kapaliny.

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

kde je rozdíl evidentní. Přesto je jedna z charakteristik, ta která odpovídá průtoku $0.7 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, v grafu nejnižší a představuje hodnotu optimální rychlosti průtoku chladicí kapaliny, která byla použita i při všech měřeních.

Důvod rozdílu mezi křivkami, i když je minimální, je ten, že při rychlosti $0.5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ dochází k akumulaci odvedeného tepla v chladicí 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 chladicí kapalina proudí chladicí komorou příliš rychle na to, aby přebrala od horní desky možné teplo.

6.4 Studie setrvačných sil, návrh setrvačnicku motoru

Jelikož je setrvačnick nedílnou součástí Stirlingových motorů, má správná volba setrvačnicků zásadní vliv na pozdější vlastnosti motoru. I přes tento fakt je zarážející, že dosud neexistuje literatura nebo studie, která by se zabývala výpočtem setrvačnicků pro Stirlingovy motory.

V této práci byl proveden orientační výpočet rozměrů setrvačnicku, který vychází z teorie odvozené v literatuře [A.11]. Výpočet vychází z původní teorie platné pro spalovací motory, kde kritériem návrhu setrvačnicku 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 $\chi = 0.01$.

Při výpočtu charakteristických rozměrů setrvačnicku se dle [A.11] vychází z následujících vztahů

$$D_s = 2 \cdot (R^2 + r^2), \quad (6.1)$$

$$m_s \cdot D_s = \frac{k \cdot P}{\chi \cdot D_s \cdot n^3}. \quad (6.2)$$

Po odvození

$$D_s = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot k \cdot P}{\chi \cdot n^3 \cdot \pi \cdot b \cdot \rho}} + d^4. \quad (6.3)$$

kde:

- D_s = průměr setrvačnicku,
- m_s = hmotnost setrvačnicku,
- k = konstanta závislá na druhu stroje, v našem případě volíme $k = 2.39 \cdot 10^6$,

P	= výkon motoru,
χ	= stupeň nerovnoměrnosti chodu,
n	= otáčky motoru,
b	= přípustná šířka setrvačnicku,
ρ	= hustota materiálu setrvačnicku,
d	= vnitřní průměr setrvačnicku,
R	= vnější poloměr setrvačnicku,
r	= vnitřní poloměr setrvačnicku.

Po dosažení vstupních hodnot do vztahu 6.3 vypočítáme možný průměr setrvačnicku

$$D_s = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 2.39 \cdot 10^6 \cdot 0.3 \cdot 10^{-3}}{0.01 \cdot 70^3 \cdot \pi \cdot 0.041 \cdot 7800}} + 0.01^4 = 0.201 \text{ m.} \quad (6.4)$$

Po dosažení do vztahu pro výpočet hmotnosti setrvačnicku můžeme napsat

$$m_s = \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - d^2) \cdot b \cdot \rho = \frac{\pi}{4} \cdot (0.201^2 - 0.01^2) \cdot 0.041 \cdot 7800 = 10.12 \text{ kg.} \quad (6.5)$$

Výsledkem výpočtu je, že pro dosažení běhu motoru se stupněm nerovnoměrnosti chodu $\chi = 0.01$ je potřeba, aby na hřídeli motoru byl setrvačnick o celkové hmotnosti 10.12 kg, průměru 201 mm a šířky 41 mm.

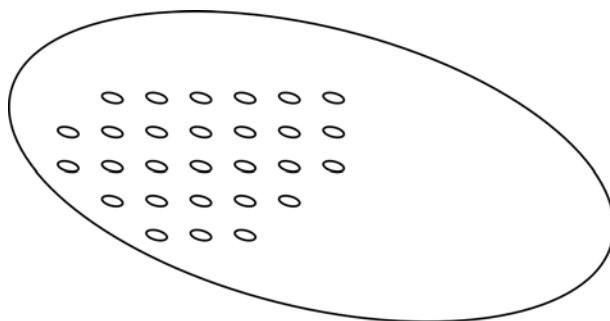
V době prováděných měření byl na hřídeli modelu Stirlingova motoru setrvačnick stejné šířky a průměru ale o hmotnosti 8 kg. Funkce motoru touto skutečností nebyla v podstatě ovlivněna. Jediným faktorem na který měla menší váha setrvačnicku vliv byl horší stupeň nerovnoměrnosti chodu motoru, který pro setrvačnicku o hmotnosti $m_s = 8 \text{ kg}$ je $\chi = 0.006$.

7 Návrh a optimalizace nové lamely regenerátoru

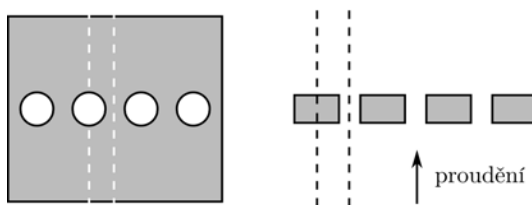
Dle výpočtů a simulací provedených v rámci kapitoly 6.2 je zřejmé, že je nutné navrhnout novou konstrukci regenerátoru. Zejména design jedné lamely. Základní myšlenkou byla jednoduchá konstrukce lamely se soustavou symetricky rozmístěných otvorů. Prvotním záměrem při výpočtu a návrhu rozměrů a souřadnic rozmístění otvorů bylo, využít některou z evolučních optimalizačních technik. Zvolena byla optimalizační technika genetických algoritmů. Bohužel během programování a zkoušení algoritmu se vyskytly problémy s křížením a mutacemi generací nových jedinců, které zaváděly do výpočtu soustavné chyby a řešení nekonvergovalo. Vzhledem k nedostatku zkušeností a absenci materiálů, protože této optimalizační metody nebylo v žádné literatuře použito k tomuto typu úlohy, jsme byli nuceni tuto strategii dočasně opustit a pokusit se provést návrh regenerátoru jinou metodou.

Jelikož vývoj jakékoliv jiné 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 měnícími 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 zdlouhavé. 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 $1.01e^3 \text{ J} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$,
- dynamická viskozita je $1.71e^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$,
- tepelná vodivost je $0.0262 \text{ W} \cdot \text{m} \cdot \text{K}^{-1}$,
- součinitel tepelné roztažnosti je $3.67e^{-3} \text{ K}^{-1}$,
- 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.

Pro výpočet a simulaci polí byl použit program COMSOL MULTIPHYSICS ve spolupráci s programem Matlab ve kterém byly naprogramovány veškeré matematické operace a zpracování dat. Po výpočtu každé varianty a po časovém ustálení byl uložen vektor výsledných sledovaných hodnot. Vektor se skládal z:

- poloměru otvoru,
- délky lamely,
- výšky lamely,

- průměrné teploty na výstupu, na hraně modelu,
- průměrné rychlosti na výstupu, na hraně modelu,
- rozdílu mezi vstupní a výstupní teplotou, tzn. účinnost regenerace,
- objemem (plochou) lamely.

Tato 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.

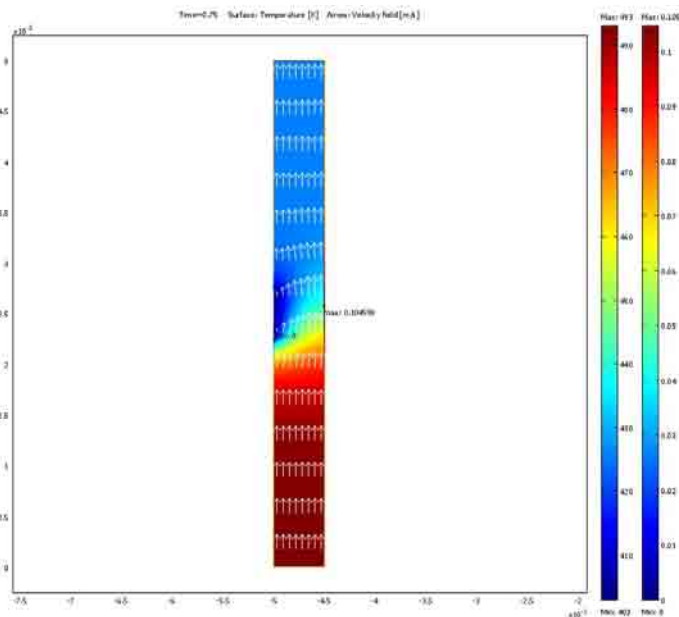
Tab. 7.1: Tabulka hodnot geometrických rozměrů seřazená dle *fitness* funkce od nejlepší.

D_d (m)	D_p (m)	V_p (m)	T_{prum} (K)	v_{prum} ($m \cdot s^{-1}$)	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 lamele regenerátoru je po přepočítání na skutečné rozměry:

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

Jelikož je struktura otvorů v lamele 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 Zaplětalem. Uskutečnění

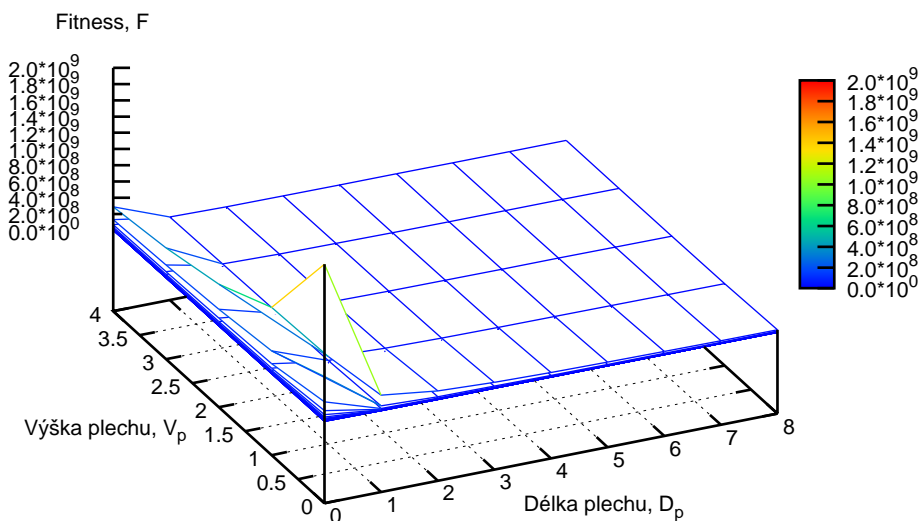


Obr. 7.3: Zobrazení teplotního pole a vektorů rychlosti u výsledné varianty.

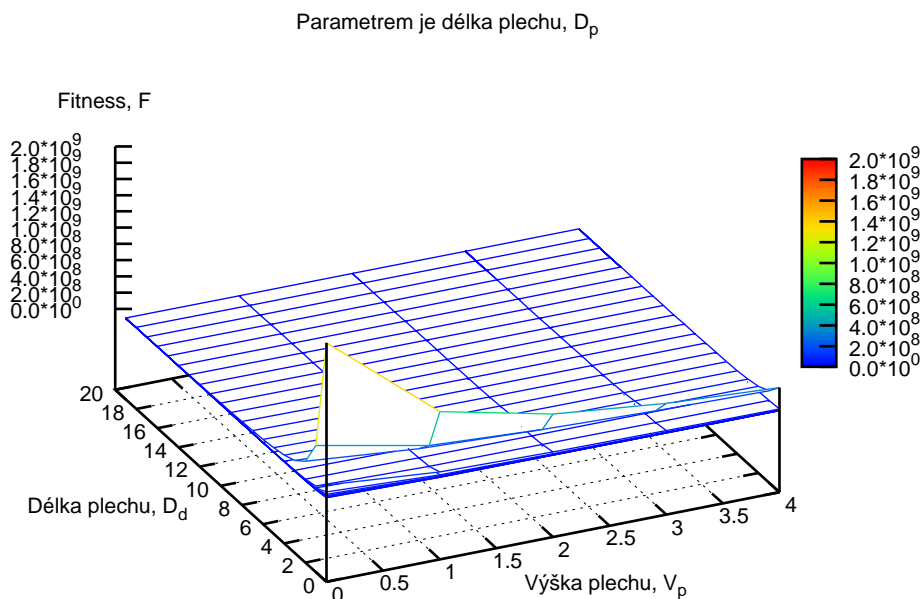
výroby měděného lamely těchto parametrů je možné. Jednalo by se o metodu vyjiskřování řízenou CNC strojem.

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.

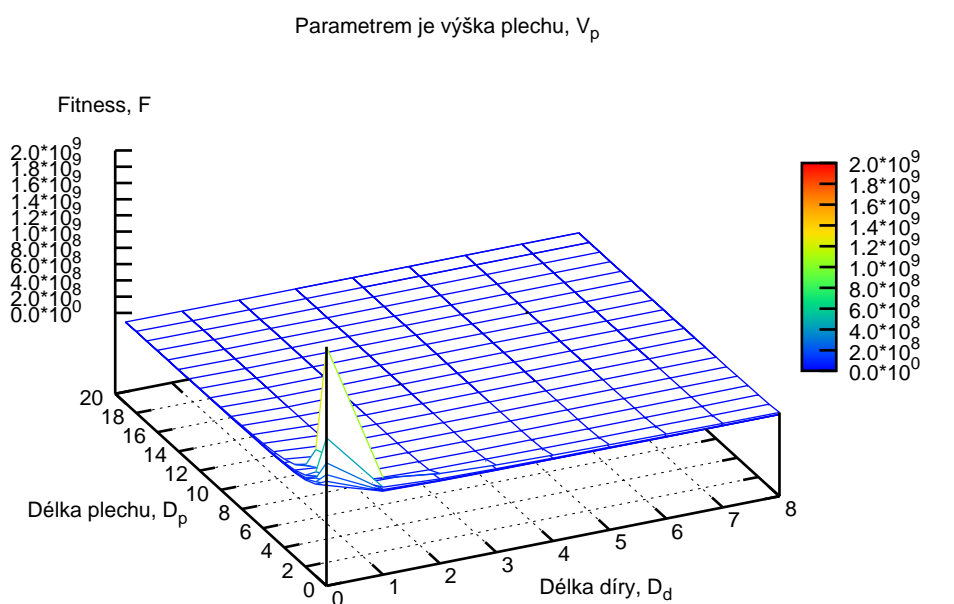
Parametrem je délka díry, D_d



Obr. 7.4: Zobrazení vývoje hodnot fitness funkce pro kombinace délek lamely a výšek lamely, pokud je parametrem délka otvoru.



Obr. 7.5: Zobrazení vývoje hodnot fitness funkce pro kombinace délek otvoru a výšek lamely, pokud je parametrem délka lamely.



Obr. 7.6: Zobrazení vývoje hodnot fitness funkce pro kombinace délek otvoru a délek lamely, pokud je parametrem výška lamely.

Na grafech viz Obr 7.4 až 7.6 jsou znázorněny hodnoty hodnotící funkce *fitness* pro kombinace dvou měněných geometrických rozměrů lamely regenerátoru. Parametrem je vždy třetí geometrický rozměr. Z grafů jednoznačně vyplývá, že řešení, za současné stanovené metody hodnocení, má jedno globální maximum.

Bohužel výsledky kontrolních měření s regenerátorem nasimulovaných parametrů

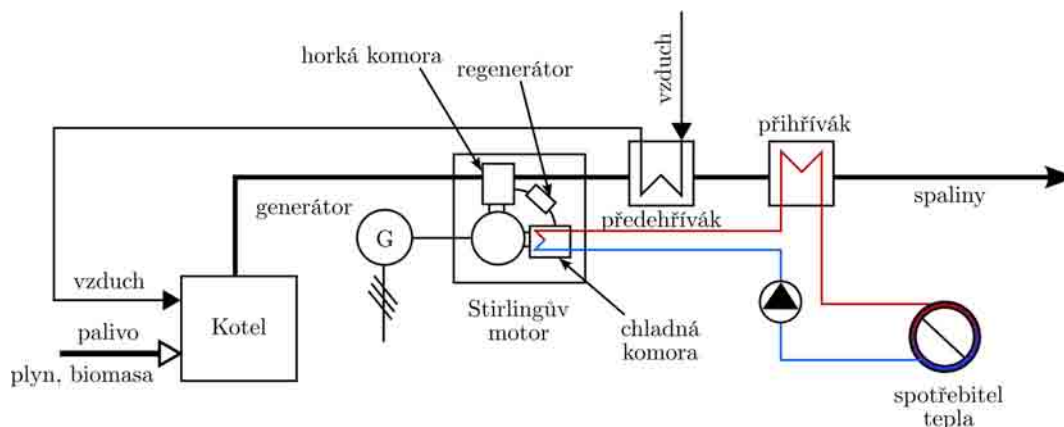
nejsou součástí této práce. K samotné výrobě regenerátoru prozatím nedošlo jednak z časových důvodů a také díky situaci panující ve firmě MEZ Mohelnice, s.p., která je v důsledku panující hospodářské krize na pokraji vyhlášení bankrotu. Nicméně s výrobou a kontrolními měřeními se i nadále počítá a to buďto u téže firmy po zklidnění situace nebo u náhradního výrobce.

8 Stirlingův motor jako součást kogenerační jednotky

Vývoj událostí v posledních deseti letech směřuje v oblasti výroby elektrické energie a tepla k diverzifikaci zdrojů. Jedním ze zařízení, které v souvislosti s touto skutečností nabývají na významu, jsou kogenerační jednotky. Vývoj šel v této oblasti poměrně kupředu. Současné kogenerační jednotky mají vysokou účinnost a brzkou ekonomickou návratnost.

Nároky dnešní doby, za současného zdražování cen energií, kladou důraz na zvyšování účinnosti energetických zařízení, úspory primárních zdrojů, využívání obnovitelných zdrojů a podobně. Tohle uvědomělé chování a nakládání s energiemi se z průmyslové sféry přesunulo i na sféru soukromou, zejména na malospotřebitele a domácnosti. 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.



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

Nejblíže 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 například::

- vysoká účinnost motoru,
- vysoká spolehlivost,
- tichý a hospodárný chod,

- žádné nebo nízké emise škodlivých plynů,
- možnost pracovat s různými zdroji tepla počínaje sluneční energií a konče libovolným fosilním palivem a biomasou,
- spaliny, pokud nějaké jsou, nepřichází do styku s pohyblivými částmi motoru,
- dlouhodobý bezúdržbový provoz (cca 5 000 - 30 000 hod.),
- dlouhá životnost.

Tyto výhody vyplývají z principu funkce dřevoplynové elektrárny, která se dá popsat následovně. Zpravidla štěpka, ale může to být i jiná biomasa, jako jsou peletky, dřevobrikety, tedy drcený dřevěný odpad, je dopravován šnekovým dopravníkem do válce připomínající silo. Zde vzniká dřevoplyn, který je poté čištěn, aby nezanášel zpravidla pístový spalovací motor. Poté je dřevoplyn odváděn do spalovacího motoru, kde koná práci - pohání generátor elektřiny.

A právě dosažení požadované čistoty plynu je hlavním problémem, protože při nečistém plynu dochází k nedokonalému spalování a „dehtování“ motorových jednotek a jejich následnému znehodnocení. Tyto problémy při použití Stirlingova motoru nevznikají, protože spaliny nepřichází do kontaktu s pracovním ústrojím motoru. Nemusí být tedy kladeny takové nároky na spalovací kotel potažmo spaliny, které je možné v procesu dál využívat a dále nemusí být striktně dán druh paliva, což může být při pohybu cen energií velkou výhodou.

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 oblastech 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

Zde byla použita tzv. Schmidtova teorie pro matematický popis termodynamických dějů. Výhodou uvedené teorie je, že je poměrně jednoduchá a rychle vede k předběžným konkrétním výsledkům. Nevýhodou je, že její přílišná idealizace vede k výsledkům, které se za určitých okolností a při nevhodně zvoleném početním postupu mohou od skutečného motoru podstatně lišit.

Ve Schmidově 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.

Prakticky se pro použití pracovního plynu zdají být významné pouze tři plyny: vzduch, helium a vodík. Vzduch je zajímavý, protože je volně dostupný. Helium a vodík, protože jejich termofyzikální vlastnosti jsou pro termodynamické děje velice vhodné. Helium a vodík mají vysoký poměr přeneseného tepla za poměrně malých aerodynamických ztrát a nízkého tření. Za takovýchto okolností je vodík lepší než helium, levnější, avšak vysoce hořlavý a výbušný při styku s kyslíkem. Pro konstrukce jednoduchého typu, jako je studovaný model, je však použití těchto plynů nevhodné, protože by do systému vneslo další problémy a náklady například s utěsněním atd.

Provedená matematická analýza konstrukčních parametrů nám sice poskytla údaje o správné volbě jednotlivých parametrů, ale skrývá v sobě bohužel nepřesnosti. Veškeré závislosti byly zkonstruovány za předpokladu, že vždy jeden parametr byl konstantní, což je situace která, v praxi nenastane. Tam jsou všechny parametry závislé na sobě navzájem.

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 chladícího systému vedlo ke stanovení optimální hodnoty velikosti průtoku chladící kapaliny. Předpokládaná úprava chladící komory nebyla nakonec z popsaných 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 nové 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.

Ideální regenerace je dosaženo, pokud plyn vstupující do a vystupující z komory má velikost jedné nebo druhé konstanty teploty expanze T_E a teploty komprese T_C . To je možné jen v případě, že proces regenerace proběhne nekonečně pomalu, koeficient přestupu tepla nebo oblast pro přestup tepla jsou nekonečně velké atd. V ideálním regenerátoru neprobíhá žádné tření s pracovním médiem, protože průběh okamžitého tlaku u Stirlingova a Schmidtova cyklu je stejný. Dále v případě Stirlingova cyklu je škodlivý objem roven nule a u Schmidtova cyklu je škodlivý objem reprezentován nezávislým parametrem, který je zvolen s ohledem na celkový objem systému. Podoba teplotního pole regenerátoru nemá u Stirlingova ani Schmidtova cyklu význam, ale je obvykle uvažován její lineární průběh podél osy regenerátoru. To je důležité u Schmidtova cyklu, protože tam je efektivní teplota škodlivého objemu T_D brána jako aritmetický průměr teploty expanze a teploty komprese.

Skutečný regenerátor v reálném motoru pracuje za jiných předpokladů než je tomu u ideálního regenerátoru. Teplota pracovního plynu na vstupu není konstantní, ale mění se cyklicky, protože procesy expanze a komprese nejsou izotermické. Teplota na výstupu také není konstantní. Nejen kvůli cyklické změně na vstupu, ale také proto, že koeficienty přestupu tepla mají konečnou hodnotu, stejně, jako je konečná velikost teplosměnného povrchu regenerátoru. To celé určuje konečnou míru přestupu tepla. Provozní podmínky na vstupu a na výstupu z regenerátoru nejsou konstantní, ale jsou velice proměnné, protože tlak, hustota, rychlost a teplota se v určitém rozsahu neustále mění.

Konstrukce regenerátoru musí být co nejjednodušší, tepelná vodivost nekonečně velká, rovnoběžně s tokem plynu a nekonečně malá, kolmo na tok plynu. Tomu se blíží

malé krátké regenerátory s tlustými stěnami. Konstruktor regenerátoru se musí pokusit vyřešit problém s protichůdnými požadavky na regenerátor. Snížit celkovou plochu a délku regenerátoru a tudíž zvětšit účinnost regenerátoru. Poměr tepelné kapacity regenerátoru a plynu by měl být co největší, čehož lze dosáhnout u velkých a masivních regenerátorů. Na druhé straně, ztráty třením plynu musí být co nejmenší, protože snížení tlaku napříč regenerátorem nepříznivě ovlivňuje plochu p - V diagramu, což redukuje čistou práci a tepelnou účinnost motoru. Ztráty třením klesnou s použitím malého a vysoce pórovitého regenerátoru.

Další podmínka patří škodlivému objemu. Velikost mrtvého objemu ovlivňuje poměr maximálního a minimálního objemu k pracovnímu objemu a tím pádem i velikost maximálního a minimálního tlaku. Pro maximální výstup (výkon motoru) by oba poměry měly být co nejvyšší a pro jejich dosažení by měl škodlivý prostor být co nejmenší. Toho lze dosáhnout malým, nepórovitým regenerátorem.

Pro zlepšení přestupu tepla a zajištění minimálního rozdílu teplot mezi plynem a regenerátorem je nutné poskytnout dostatečnou plochu pro přenos tepla mezi plynem a regenerátorem. Přičemž síť by měla být jemná s dobrou tepelnou vodivostí kolmo na proudění plynu a se špatnou vodivostí ve směru plynu.

Na základě těchto 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 zařízení 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 přídatných 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

Výzkum možnosti využití alternativních zdrojů energie v celosvětovém měřítku jsou velice atraktivním a aktuálním tématem. Vývoj v této oblasti elektrotechniky jde progresivně kupředu a právě praktické aplikace by měly být logickým vyústěním výzkumu a vývoje.

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

Knihy, sborníky konferencí

- [A.1] ALAPHILIPPE, M., BONNET, S., AT AL. Design of Solar Energy Conversion System Based on a Parabolic Trough Concetrator and an Ericson Engine. In *Proceedings of the 12th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition* Durham: Durham University, UK, 7-9 September, 2005. Page(s):63-73. Pages: 478. ISBN 0-9535-5582-8.
- [A.2] ANDERSEN, K.S., CARLSEN, H. Preliminary Results from a Numerical Study on the Appendix Gap Losses in a Stirling Engine. In *Proceedings of the 12th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition* Durham: Durham University, UK, 7-9 September, 2005. Page(s):336-347. Pages: 478. ISBN 0-9535-5582-8.
- [A.3] BĚHUNEK, I. *Akumulace tepla v solárních systémech*. Brno, 2005. 107 s. Vedoucí dizertační práce Ing. Jan Gregor, CSc.
- [A.4] BURREL, I.G., LEBALLOIS, S., MONMASSON, E., PREVOND, L. A Stirling Micro Cogenerator Emulator. In *Power Electronics and Motion Control Conference, 2006. EPE-PEMC 2006. 12th International* 1st compl. Aug. - 30 2006 - Sept. - 1 2006. Page(s):2057-2063.
- [A.5] GAUN, A., SCHMAUTZER, E. Biomass - Fuelled Stirling Micro Combined Heat and Power Plants. In *Clean Electrical Power, 2007. ICCEP 07. International Conference* 1st compl. 21-23 May 2007. Page(s):429-432.
- [A.6] HARAMURA, Y., OTA, M., SASADA, M. Heat Transfer in a Regenerator Made by Wire-Cut Electrospark Machining and a Design of an Extremely Short Engine. In *Proceedings of the 12th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition* Durham: Durham University, UK, 7-9 September, 2005. Page(s):228-239. Pages: 478. ISBN 0-9535-5582-8.
- [A.7] KAGAWA, N., TAKEUCHI, T., MATSUGUCHI, A. Performance of a New Matrix for High Performance Stirling Engine Regenerator. In *Proceedings of the 12th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition* Durham: Durham University, UK, 7-9 September, 2005. Page(s):218-227. Pages: 478. ISBN 0-9535-5582-8.
- [A.8] KLECZEK, J. *Sluneční energie - úvod do helioenergetiky*. Praha: STNL - Polytechnická knihnice, 1981. svazek 117. 187 stran.
- [A.9] KUOSA, M., KAIKKO, J., KOSKELLAINEN, L. Conversion of a Gas-Fired Cogeneration Stirling Engine into Using Biomass Fuel. In *Proceedings of the 12th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition* Durham: Durham University, UK, 7-9 September, 2005. Page(s):132-143. Pages: 478. ISBN 0-9535-5582-8.
- [A.10] PETERSON, R.B., AL-HAZMY, M. Size Limits for Stirling Cycle Refrigerators and Cryocoolers. In *Energy Conversion Engineering Conference, 1997*.

- IECEC - 97. Proceedings of the 32nd Intersociety* 1st compl. 27 July - 1 Aug. 1997. Page(s):997 - 1002 vol.2.
- [A.11] POKORNÝ, P. *Výrobní stroje II*. 1. vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1998. 121 s.
- [A.12] *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.13] 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.14] RAGGI, L., KATSUTA, M., ISSHIKI, N., ISSHIKI, S. Theoretical and Experimental Study on Regenerative Rotary Displacer Stirling Engine. In *Energy Conversion Engineering Conference, 1997. IECEC - 97. Proceedings of the 32nd Intersociety* 1st compl. 27 July - 1 Aug. 1997. Page(s):1017 - 1022 vol.2.
- [A.15] 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.16] WALKER, G. *Stirling - cycle machines*. University of Calgary, Canada. Oxford: Pitman Press, Bath, 1973. Pages: 156.

Časopisy

- [A.17] *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.18] *Elektro - odborný časopis pro elektrotechniku*. Ročník 19 - číslo 4 - duben 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 (dokončení)., s. 64-67.
- [A.19] *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.

Jiné písemné zdroje

- [A.20] *Renewable Energy Made in Germany*. Germany. March 2008. Berlin. Published by Federal Ministry of Economics and Technology, 44 pages.

www stránky

- [A.21] *Free Piston Stirling Engine History*. [online]. © 2006, [cit. 2008-30-10]. Dostupné z: <http://www.sunpower.com/index.php?pg=19>. The world leader in free-piston Stirling engines and coolers and in linear compressors.
- [A.22] *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.23] *ScienceDirect*. [online]. © 2009, [cit. 2009]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com>.
- [A.24] *Schmidt theory for Stirling engines*. [online]. © 1995, [cit. 2005-03-25]. Dostupné z: <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata>.
- [A.25] *Solar Thermal for Electricity*. [online]. © 2007, [cit. 2009-20-06]. Dostupné z: <http://greenterrafirma.com/solar-thermal-for-electricity.html>. GreeTerra-Firma.
- [A.26] *Some Pionners in Air Engine Design* [online]. © 2009, [cit. 2005-04-03]. Dostupné z: <http://www.stirlingengines.org.uk/pioneers/pion3.html>.
- [A.27] *Stirling Engines: History 1816-1937*. [online]. © 1997-2006, [cit. 2009-03-02]. Dostupné z: <http://www.sesusa.org/history.1816.htm>. Stiling Engine Society USA.
- [A.28] *Stirling Engine - Theory* [online]. © 2008, [cit. 2009-09-31]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/dp_08_04/Theory.html.
- [A.29] *Stirlingův motor - Hystorie*. [online]. © 2005, [cit. 2009-28-07]. Dostupné z: <http://www.stirling.cz/tedom-stirlinguv-motor-historie.html>.

Elektronické zdroje

- [A.30] *Ansys User's Manual*. Huston (USA): Svanoson Analysys System, Inc., 2004.
- [A.31] *Comsol Model Galery*. Stockholm (Sweden): COMSOL, COMSOL Multiphysics, COMSOL Reaction Engineering Lab and FEMLAB, 2008.
- [A.32] *Matlab Help*. ©1994-2009 The MathWorks, Inc. 2009.
- [A.33] *Proceedings and User Presentations CD* [CD-ROM]. Comsol Multiphysics Conference, 2005. ISBN 0-9766792-1-3

Ústní sdělení

- [A.34] ZAPLETAL, M. Vedoucí technologické přípravy výroby, MEZ Mohelnice,s.p., v období od 2007-2009.

Vlastní publikace

Časopisy

- [B.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.
- [B.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.
- [B.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.
- [B.4] MACHÁČEK, J. Stirling Engine. *Energyspectrum - International. eJournal, www.energyspectrum.net*. 2007. (2). p.45-52. ISSN 1214-7044.
- [B.5] MACHÁČEK, J. Reálný regenerativní cyklus Stirlingova motoru. *Energy-spectrum*. 2005. 1(1). p.1-6. ISSN 1214-7044.
- [B.6] MACHÁČEK, J. Ideální termodynamický cyklus Stirlingova motoru. *Energy-spectrum*. 2005. 1(1). p.1-10. ISSN 1214-7044.
- [B.7] MACHÁČEK, J., GREGOR, J., JARMARA, M. Schmidtova teorie Stirlingova motoru - praktický výpočet. *Energyspectrum*. 2004. 1(1). p.1-27. ISSN 1214-7044.
- [B.8] MACHÁČEK, J. Schmidtova teorie Stirlingova motoru - obecný popis. *Energy-spectrum*. 2004. 1(1). p.1-15. ISSN 1214-7044.

Konference, semináře

- [B.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.
- [B.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.
- [B.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.

- [B.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.
- [B.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.
- [B.14] PROCHÁZKA, Z., MACHÁČEK, J. A Matlab-Based Online Measuring System for Power-Optimized Solar Cell. In *6th International Conference of PhD Students*. Miskolc, Hungary, University of Miskolc. 2007. p.349-353. ISBN 978-963-661-779-0.
- [B.15] MACHÁČEK, J., BELATKA, M., BÁTORA, B. Influence of Discharge Lamps Supply Voltage on the Chromaticity Temperature. In *6th International Conference of PhD Students*. Miskolc, Hungary, University of Miskolc. 2007. p.317-321. ISBN 978-963-661-779-0.
- [B.16] MACHÁČEK, J. Utilization of Genetic Algorithms in Solution Schmidt's Theory of Stirling Engine. In *6th International Conference of PhD Students*. Miskolc. Hungary, University of Miskolc. 2007. p.311-316. ISBN 978-963-661-779-0.
- [B.17] MACHÁČEK, J., PROCHÁZKA, Z. Systém pro měření a sběr dat ze solárních systémů. In *Electric Power Engineering 2007*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava. 2007. p.16-22. ISBN 978-80-248-1391-2.
- [B.18] MACHÁČEK, J., PROCHÁZKA, Z. On-line Measuring System. In *Proceedings of the 13th Conference Student EEICT 2007*. Brno, Ing. Zdenek Novotný CSc., Ondřčkova 105, Brno. 2007. p.165-168. ISBN 978-80-214-3409-7.
- [B.19] MACHÁČEK, J., PROCHÁZKA, Z., BÁTORA, B., BELATKA, M. Sběr dat z fotovoltaických systémů. In *Sborník přednášek konference Energomatika 2007*. Wirelesscom, s.r.o. 2007. p.1-4. ISBN 978-80-239-9076-8.
- [B.20] PROCHÁZKA, Z., MACHÁČEK, J., UHER, J. On-line Measuring System of Solar Energy Converter with Power Optimization. In *Modern Technique and Technologies MTT 2007*. Tomsk, TPU Tomsk. 2007. p.29-31. ISBN 0-7803-8226-9.
- [B.21] MACHÁČEK, J. Stirling Engine. In *Proceedings of the 7th International Scientific Conference Electric Power Engineering 2006*. Brno, Česká reprografická, s. r. o. 2006. p.377-383. ISBN 80-214-3180-6.
- [B.22] MACHÁČEK, J. Proposal of a New Construction of Stirling Engine Regenerator. In *Proceedings of the 12th conference Student EEICT 2005. volume 3*. Brno, Ing. Zdeněk Novotný CSc., Ondráčkova 105 Brno. 2006. p.58-62. ISBN 80-214-3162-8.

- [B.23] MACHÁČEK, J., KRÁTKÝ, M. Optimization of Hot Chamber of Stirling Engine. In *5th International Conference of PhD Students*. Miskolc, Tiborné Kovács. 2005. p.349-354. ISBN 963-661-673-7.
- [B.24] MACHÁČEK, J., KRÁTKÝ, M. Simulation of disturbance on Czech-Poland border profile. In *5th international conference of PHD students*. Miskolc, Hungary, University of Miskolc, Hungary. 2005. p.233-470. ISBN 963-661-673-7.
- [B.25] MACHÁČEK, J., GREGOR, J. Analysis of Stirling Engine Characteristics by Schmidt's Theory. In *Proceedings of the 11th conference Student EEICT 2005. volume 2*. Brno, Ing. Zdeněk Novotný CSc., Ondráčkova 105 Brno. 2005. p.117-121. ISBN 80-214-2889-9.
- [B.26] MACHÁČEK, J., GREGOR, J., JARMARA, M. Optimalizace chodu Stirlingova motoru. *Elektroenergetika 2004*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava. 2004. p.22-22. ISBN 80-248-0612-6.
- [B.27] MACHÁČEK, J., GREGOR, J. Provozní vlastnosti modelu Stirlingova motoru. *Proceedings of International Scientific Conference*. Brno, Lindovský a Psota. 2004. p.73-73. ISBN 80-214-2642-X.
- [B.28] MACHÁČEK, J., GREGOR, J. Operating characteristics models of Stirling engine. In *Proceedings of international scientific conference*. Brno, Lindovský a Psota, Brno. 2004. p.73-76. ISBN 80-214-2642-X.
- [B.29] MACHÁČEK, J., GREGOR, J. Model of Stirling Engine. In *Proceedings of the 10th conference Student EEICT 2004 volume 3*. Brno, Ing. Zdeněk Novotný CSc., Ondráčkova 105 Brno. 2004. p.479-483. ISBN 80-214-2636-5.
- [B.30] TOMAN, P., KOPEJTKOVÁ, D. A KOL. Zvýšení spolehlivosti a bezpečnosti elektrických sítí - představení projektu. In *Proceedings of The 8th International Conference Control of Power Systems '08*. STU Bratislava. 2008. p.1-7. ISBN 978-80-227-2883-6.

Monografie

- [B.31] MACHACEK, J., PROCHAZKA, Z., DRAPELA, J. The Temperature Dependant Efficiency of Photovoltaic Modules - a Long term Evaluation of Experimental Measurements. In *Renewable Energy*. I-Tech Education and Publishing KG. 1st edition. Rijeka, Croatia : [Http://intechweb.org/](http://intechweb.org/), 2009. x s. Dostupný z WWW: <http://intechweb.org/>. ISBN 978-953-7619-X-X. **v době odevzdání práce ještě nepublikováno.**

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 hlavic 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 EJV v Brně, projektantská činnost (dohoda o pracovní činnosti).
- 2006–dosud technický pracovník, FEKT VUT v Brně, Ústav elektroenergetiky.

Další informace

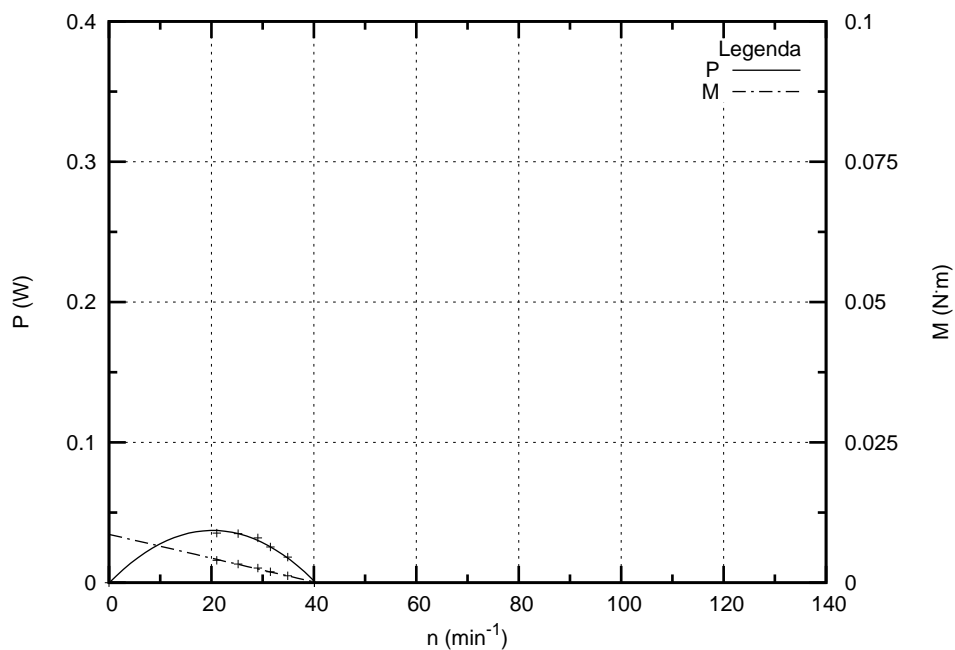
- Výuka Laboratorní výuka v kurzu Nekonvenční přeměny energie, Projektování silových a datových rozvodů, Ekonomika a řízení, Ekonomika elektroenergetiky a dále Elektrotechnika 1 a 2, vedení cvičení v kurzech Počítače a programování 1.
- Vědecká činnost Spolupráce při řešení grantů a výzkumných záměrů a dále vedení diplomových a bakalářských prací například na témata:
- 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

Přílohy

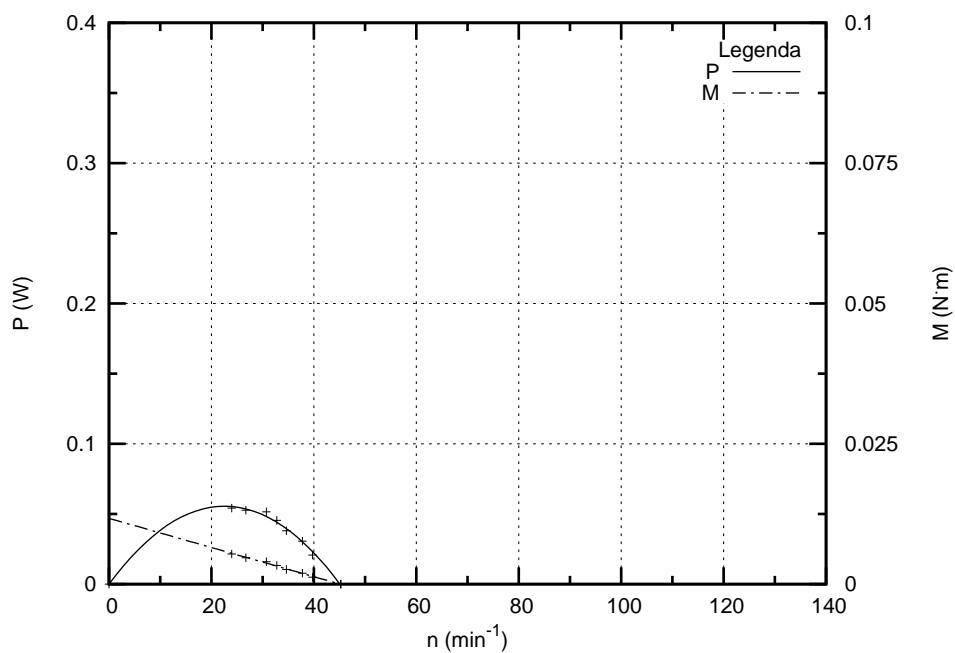
Příloha A: Tabulka naměřených hodnot při stanovení momentové a výkonové charakteristiky motoru

$Q_V=0.5 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$			P (W)													
m_{zavazi} (g)	m_{des} (g)	m_{hranol} (g)	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190			
			t (s)	t (s)	t (s)	t (s)	t (s)	t (s)	t (s)	t (s)	t (s)	t (s)	t (s)			
0			1.496	1.326	1.131	0.951	0.853	0.771	0.738	0.633	0.543	0.501	0.447			
50			1.716	1.510	1.263	1.011	0.945	0.844	0.777	0.681	0.604	0.533	0.480			
100			1.904	1.590	1.335	1.110	0.992	0.878	0.809	0.701	0.620	0.588	0.503			
150			2.063	1.733	1.400	1.170	1.026	0.931	0.853	0.733	0.633	0.568	0.515			
200			2.378	1.832	1.494	1.247	1.123	0.956	0.874	0.759	0.647	0.582	0.534			
250			2.855	1.953	1.598	1.268	1.158	1.008	0.938	0.798	0.671	0.616	0.535			
300		0		2.246	1.680	1.353	1.267	1.068	0.934	0.826	0.696	0.640	0.596			
350				2.502	1.797	1.432	1.276	1.142	1.000	0.850	0.737	0.662	0.608			
400					1.935	1.528	1.360	1.148	1.064	0.911	0.771	0.718	0.609			
420					1.957	1.533	1.358	1.199	1.082	0.917	0.785	0.724	0.619			
450	40.2				2.037	1.598	1.400	1.215	1.118	0.941	0.813	0.753	0.631			
470					2.198	1.621	1.428	1.244	1.120	0.953	0.845	0.753	0.634			
500						1.713	1.508	1.282	1.128	0.993	0.848	0.782	0.690			
150						1.782	1.509	1.333	1.229	1.034	0.870	0.818	0.718			
200						1.877	1.599	1.400	1.263	1.053	0.912	0.859	0.742			
250						1.967	1.700	1.452	1.304	1.126	0.949	0.878	0.758			
300		378.5					1.770	1.502	1.382	1.166	1.001	0.940	0.823			
350							1.890	1.603	1.438	1.219	1.060	0.996	0.858			
400							2.130	1.683	1.506	1.276	1.100	0.998	0.903			
450							2.253	1.808	1.548	1.360	1.142	1.040	0.970			
500								1.873	1.638	1.392	1.193	1.112	1.025			
	T_1 (°C)		12.5	12.5	15.0	17.5	20.0	20.0	22.5	25.0	25.0	27.5	28.7			
	T_2 (°C)		112.5	120.0	132.5	145.0	155.0	165.0	178.8	190.0	200.0	207.5	220.0			
	ϑ_1 (°C)		21.6	23.2	24.7	25.6	24.4	23.8	18.3	23.3	24.2	26.8	28.9			
	ϑ_2 (°C)		22.9	25.1	27.1	27.7	27.0	27.0	21.7	26.4	28.5	32.0	35.1			
	ϑ_{okoli} (°C)		20.0	21.0	20.0	18.5	17.5	17.0	12.0	14.9	15.0	18.5	19.5			

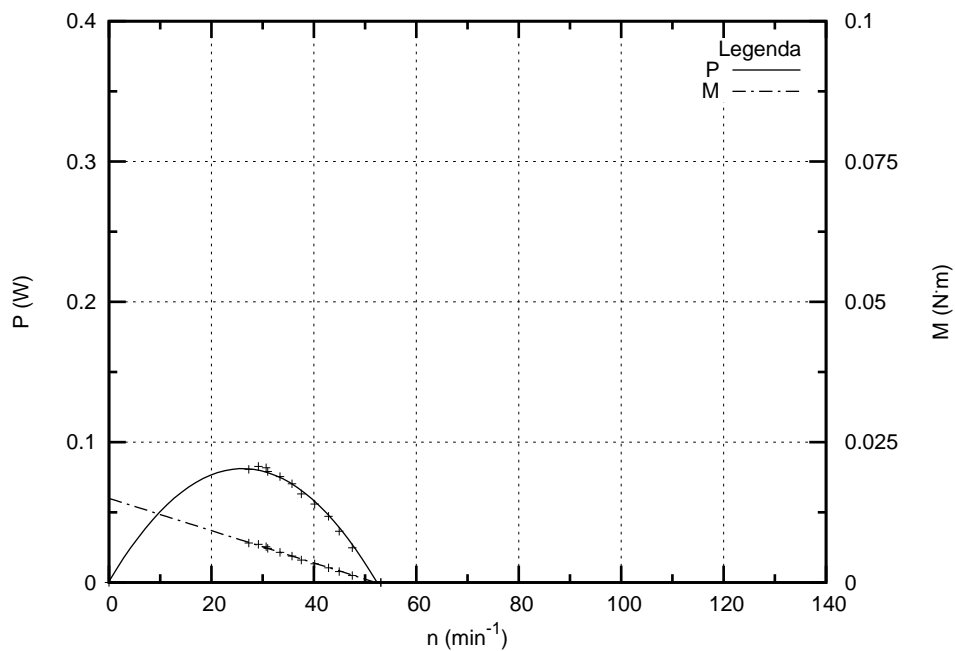
Příloha B: Výkonové a momentové charakteristiky



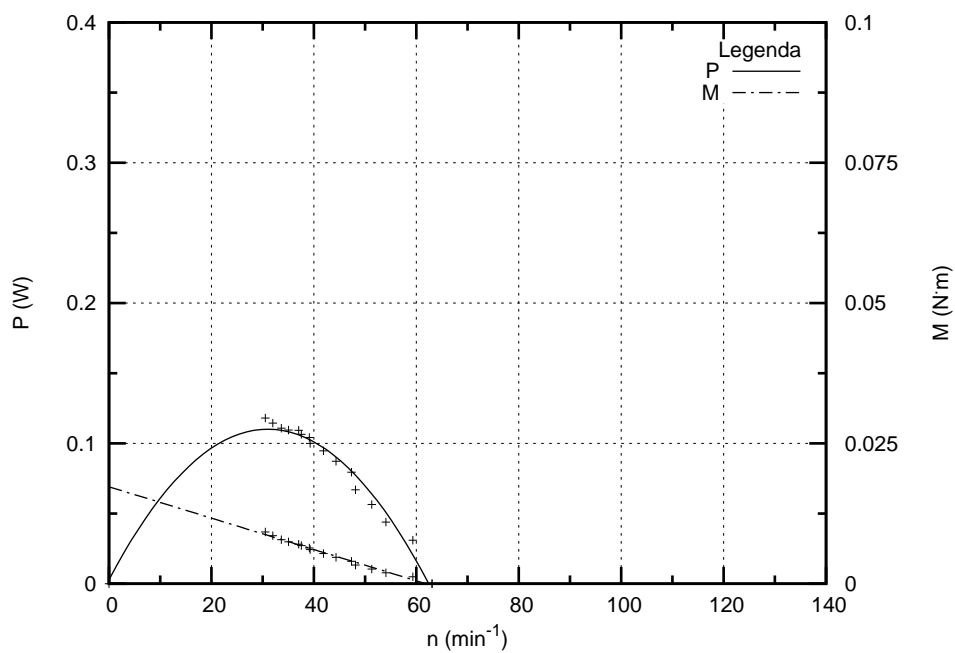
Obr. P.1: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 90 W.



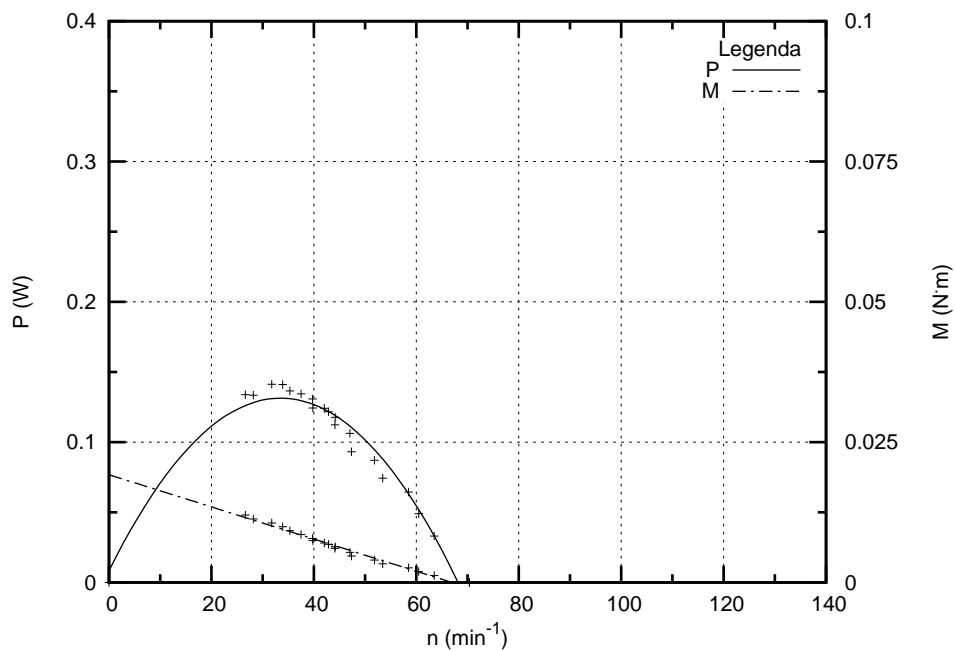
Obr. P.2: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 100 W.



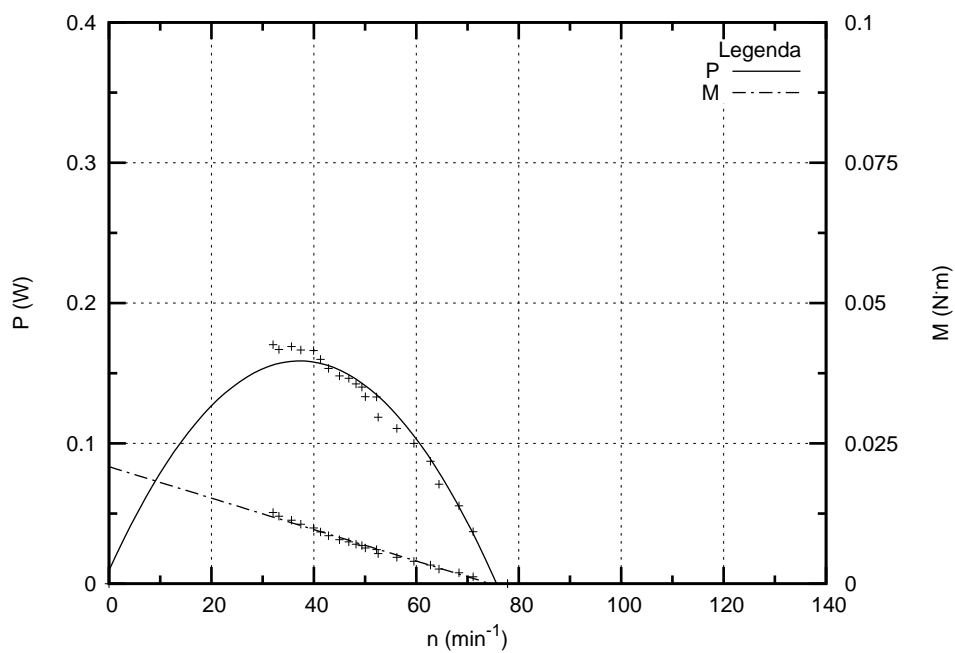
Obr. P.3: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 110 W.



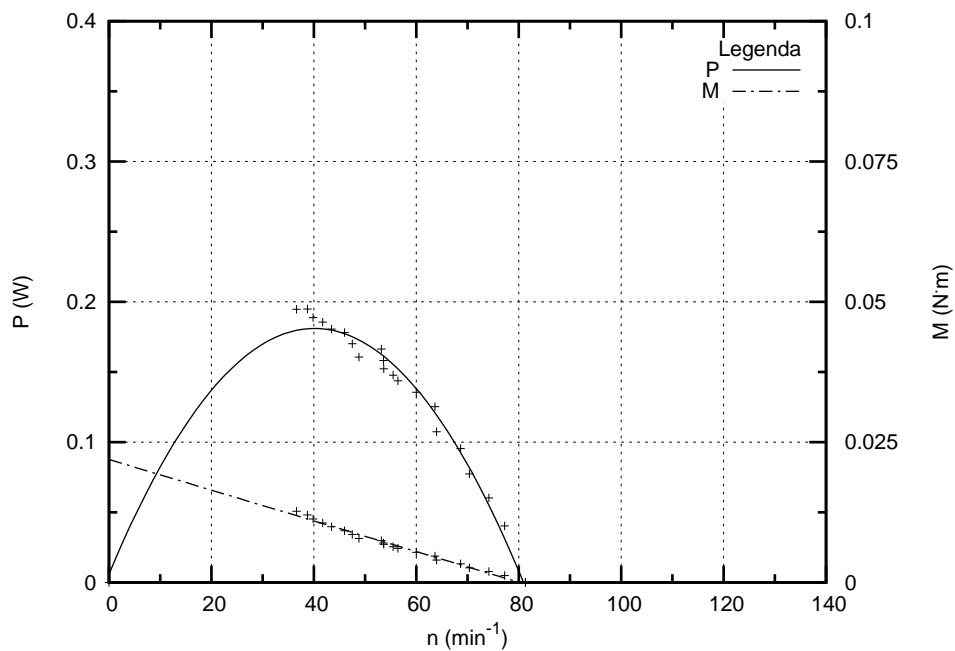
Obr. P.4: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 120 W.



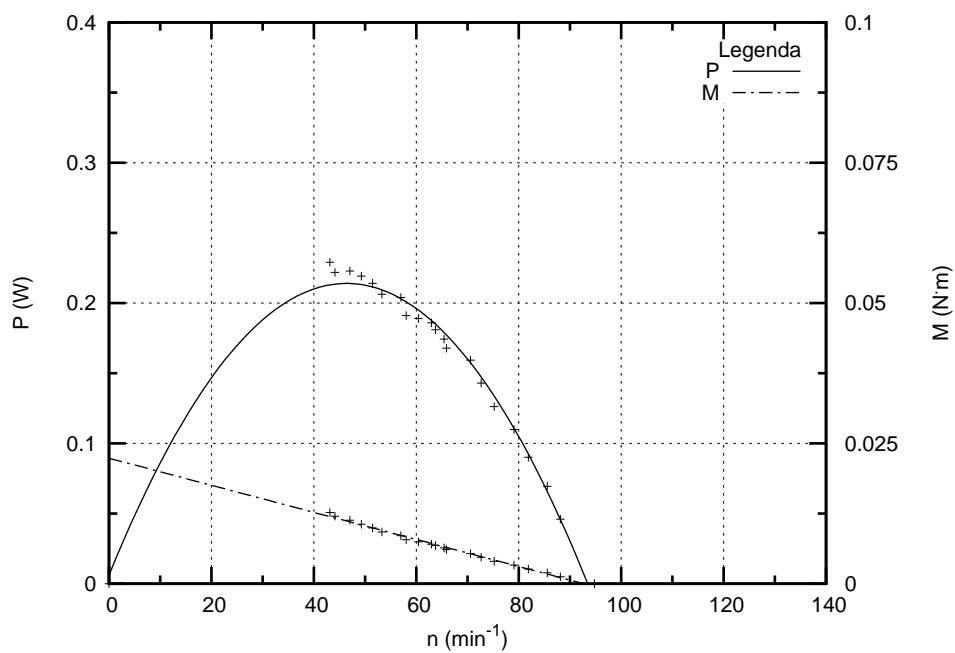
Obr. P.5: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 130 W.



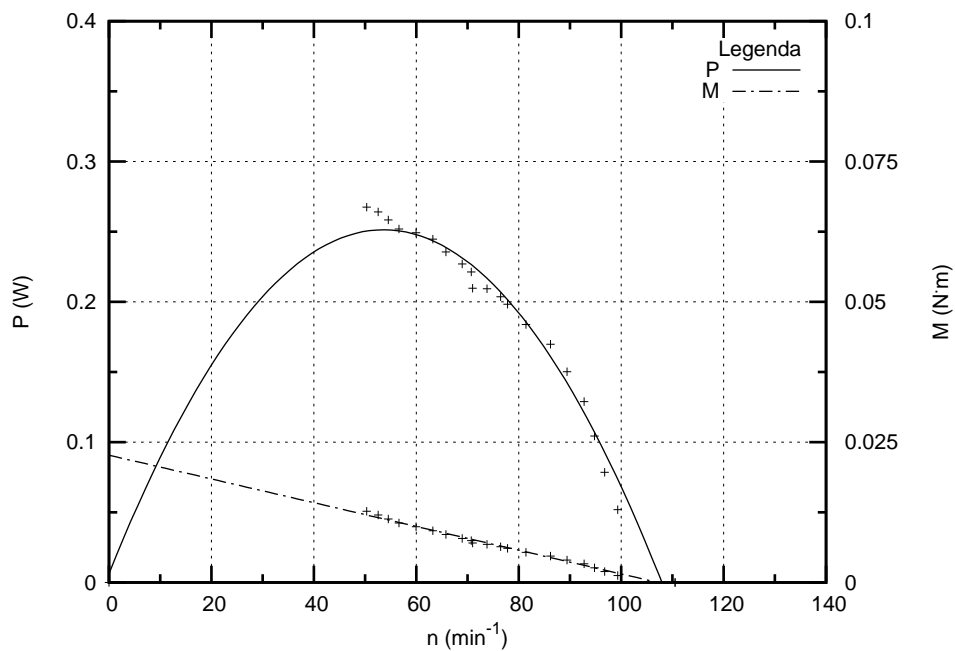
Obr. P.6: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 140 W.



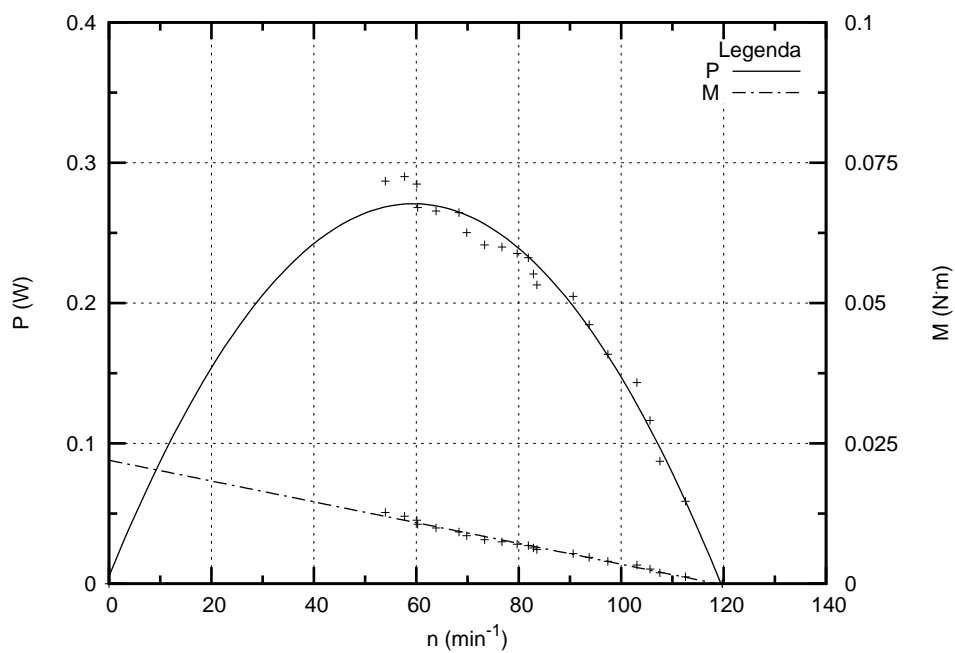
Obr. P.7: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 150 W.



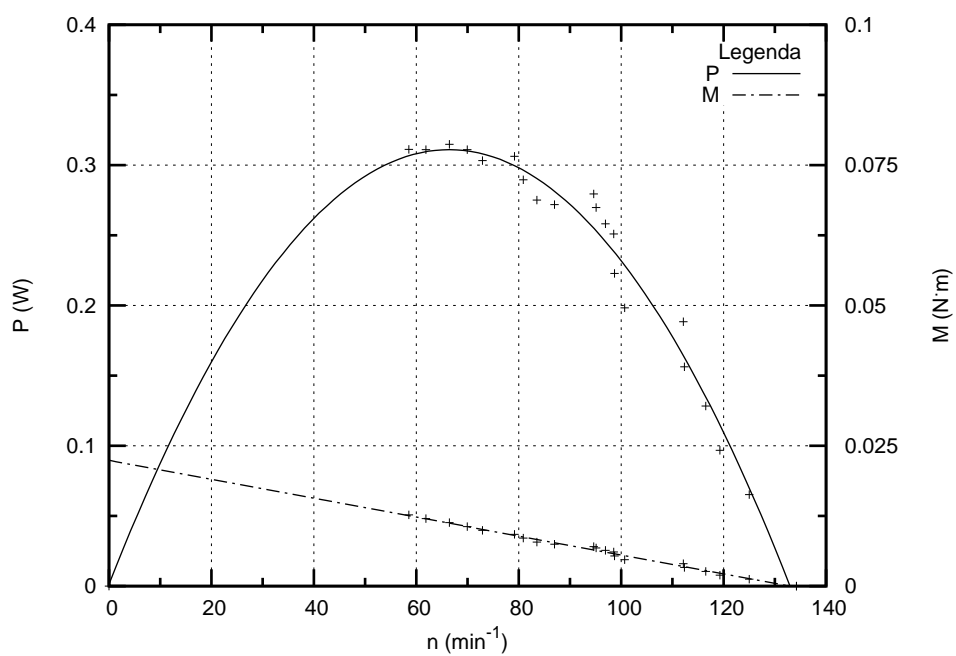
Obr. P.8: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 160 W.



Obr. P.9: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 170 W.



Obr. P.10: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 180 W.



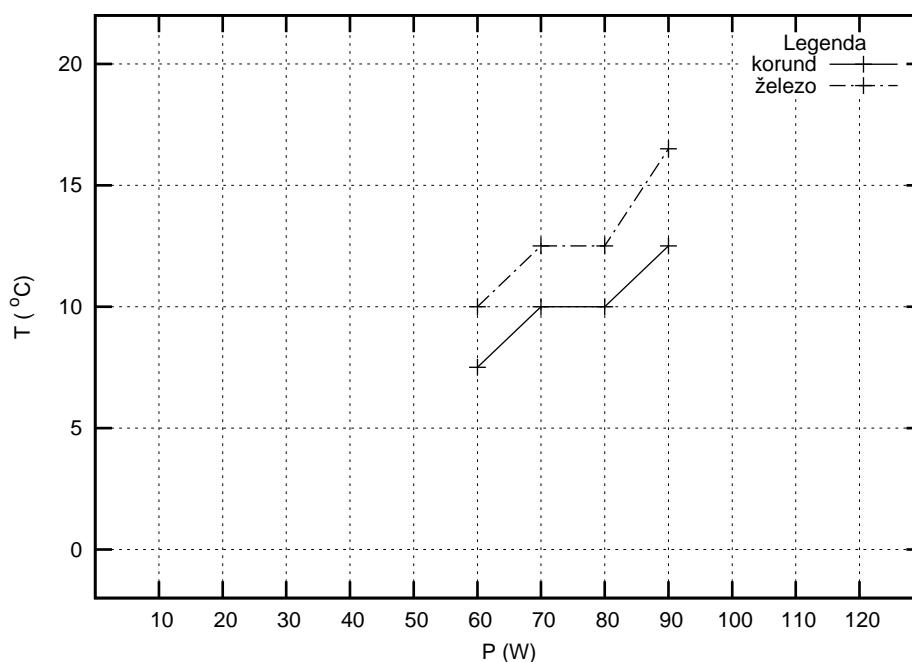
Obr. P.11: Výkonová a momentová charakteristika pro příkon 190 W.

Příloha C: Tabulka naměřených hodnot při měření tepelných ztrát motoru a jeho konstrukce

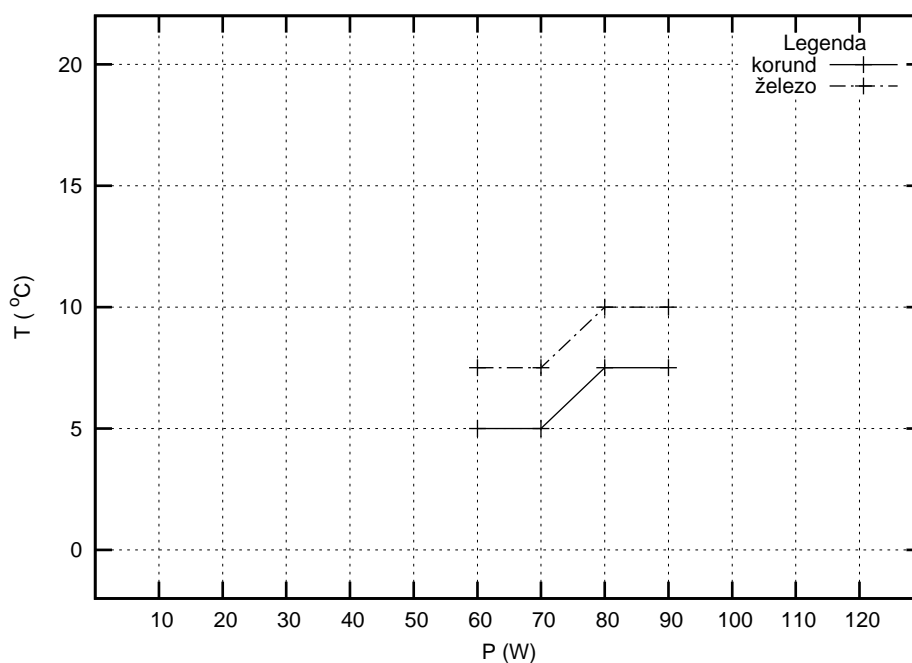
Korund												
P (W)	60			70			80			90		
	v nádobě běží	bez nádob běží	stojí	v nádobě běží	bez nádob běží	stojí	v nádobě běží	bez nádob běží	stojí	v nádobě běží	bez nádob běží	stojí
Q_V ($l \cdot \text{min}^{-1}$)	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
ϑ_1 ($^{\circ}\text{C}$)	29.5	25.4	-	22.7	29.5	-	23.1	29.6	29.5	-	25.1	29.3
ϑ_2 ($^{\circ}\text{C}$)	30.0	29.0	-	23.8	30.4	-	23.7	30.6	30.6	-	25.4	30.3
T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	10.0	7.5	-	5.0	10.0	-	5.0	12.5	10.0	-	7.5	12.5
T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	175.0	227.5	-	82.5	190.0	255.0	-	95.0	207.5	300.0	-	102.5
ϑ_{okoli} ($^{\circ}\text{C}$)	23.0	23.0	-	20.5	23.0	23.0	-	21.0	23.0	24.0	-	21.5

Ocel												
P (W)	60			70			80			90		
	v nádobě běží	bez nádob běží	stojí	v nádobě běží	bez nádob běží	stojí	v nádobě běží	bez nádob běží	stojí	v nádobě běží	bez nádob běží	stojí
Q_V ($l \cdot \text{min}^{-1}$)	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
ϑ_1 ($^{\circ}\text{C}$)	-	25.9	-	24.1	26.6	-	24.6	27.3	27.1	-	28.9	29.9
ϑ_2 ($^{\circ}\text{C}$)	-	27.0	-	24.6	28.0	-	25.1	28.4	28.7	-	29.4	31.1
T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	-	10.0	-	7.5	12.5	-	7.5	12.5	12.5	-	10.0	16.5
T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	-	85.0	-	51.5	110.0	-	52.5	105.0	122.5	-	55.0	137.5
ϑ_{okoli} ($^{\circ}\text{C}$)	-	21.5	-	21.5	22.5	-	21.5	21.5	22.0	-	24.0	23.5

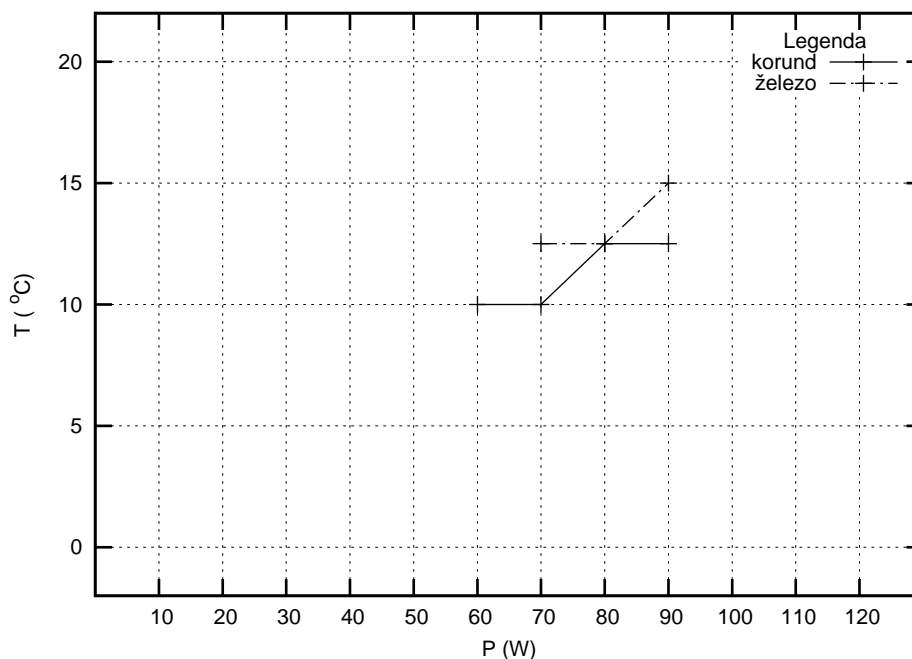
Příloha D: Doplnující grafy z měření tepelných ztrát



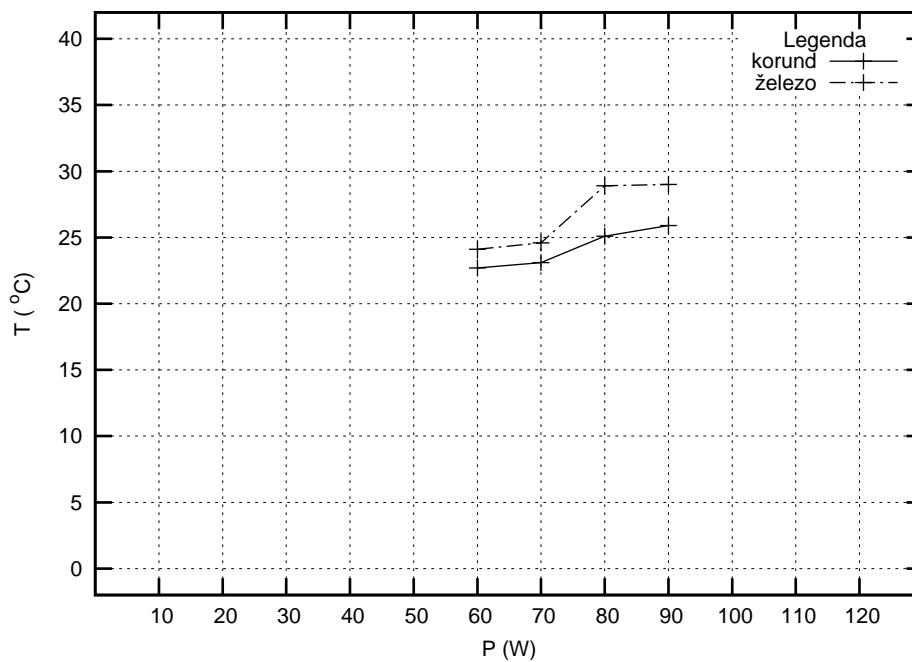
Obr. P.12: Tepelné ztráty změřené na chladné desce při stojícím a izolovaném motoru.



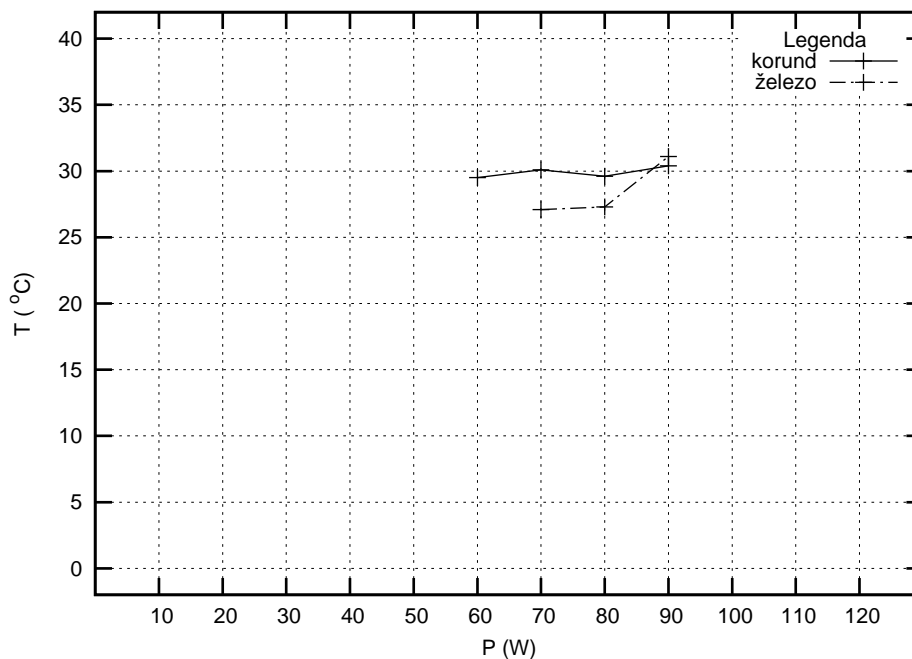
Obr. P.13: Tepelné ztráty změřené na chladné desce při stojícím a neizolovaném motoru.



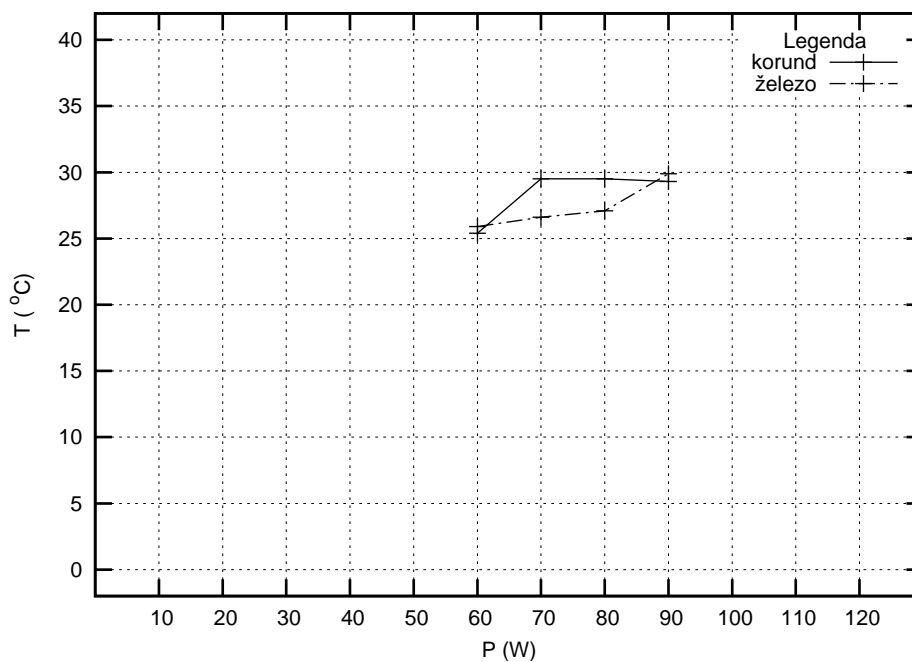
Obr. P.14: Tepelné ztráty změřené na chladné desce při běžícím a izolovaném motoru.



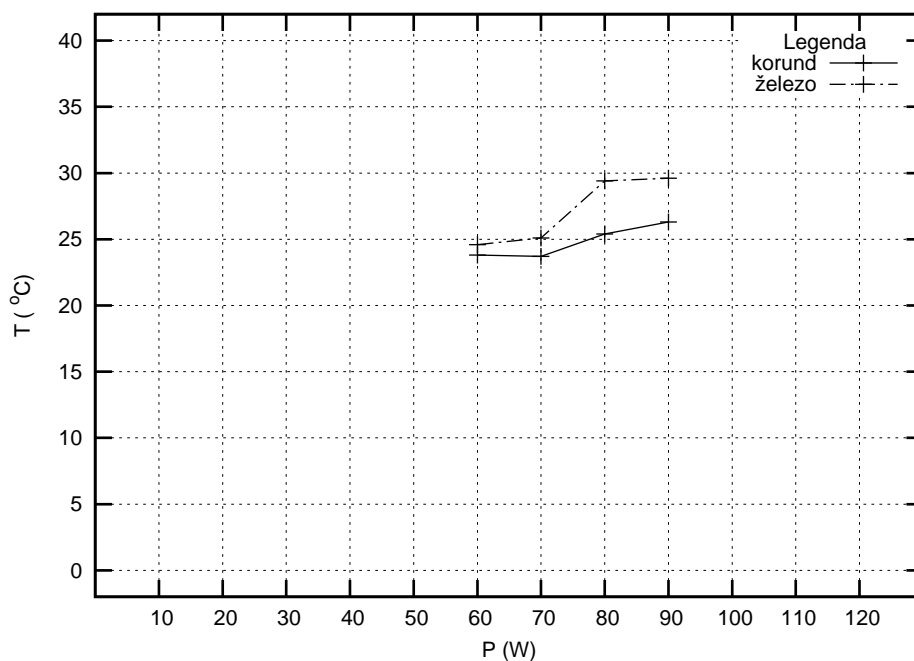
Obr. P.15: Průběh teploty vstupní chladicí kapaliny při stojícím a neizolovaném motoru.



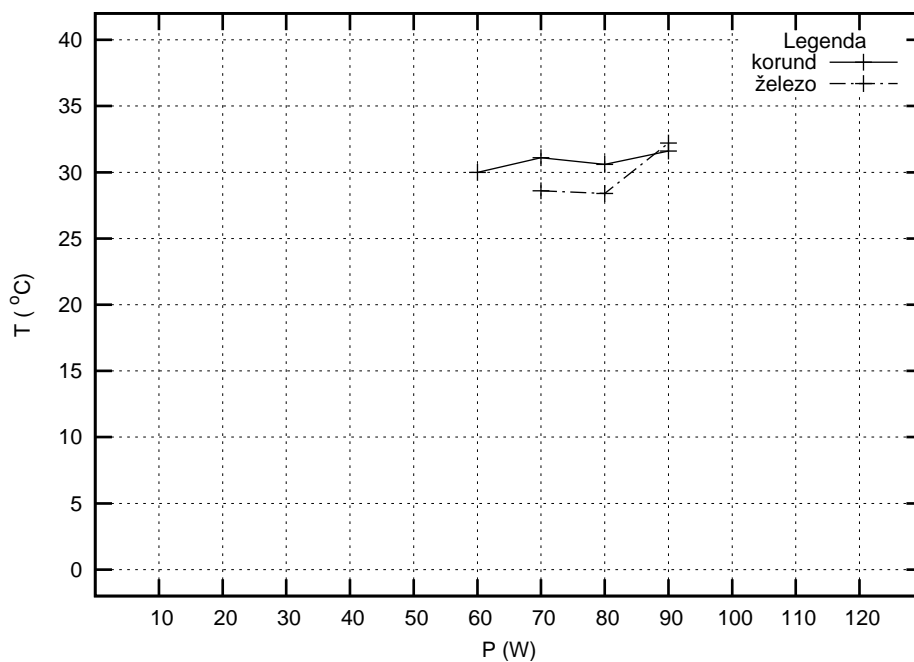
Obr. P.16: Průběh teploty vstupní chladicí kapaliny při běžícím a izolovaném motoru.



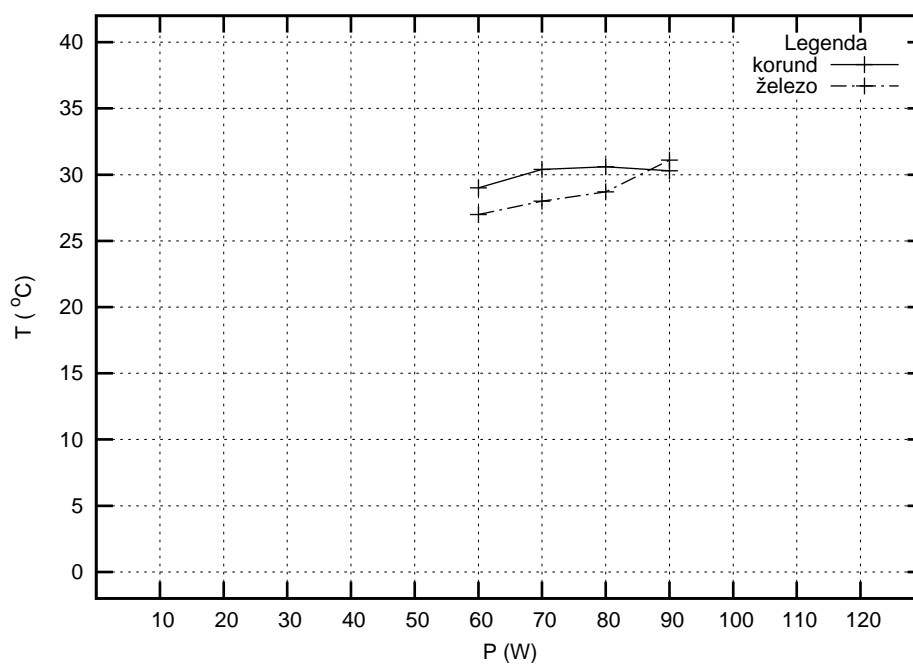
Obr. P.17: Průběh teploty vstupní chladicí kapaliny při stojícím a izolovaném motoru.



Obr. P.18: Průběh teploty výstupní chladicí kapaliny při stojícím a neizolovaném motoru.

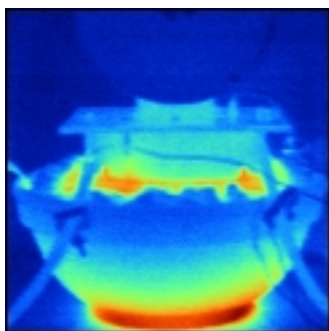


Obr. P.19: Průběh teploty výstupní chladicí kapaliny při běžícím a izolovaném motoru.

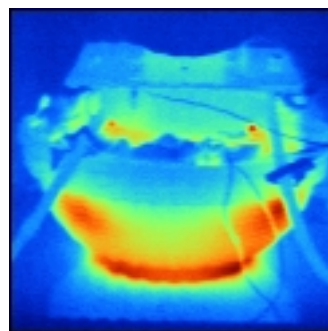


Obr. P.20: Průběh teploty výstupní chladicí kapaliny při stojícím a izolovaném motoru.

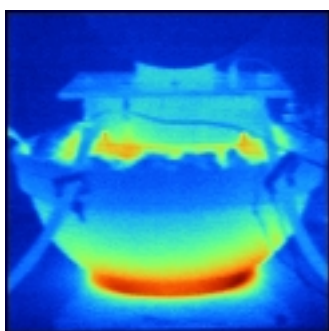
Příloha E: Termovizní snímky pro variantu běžícího izolovaného motoru



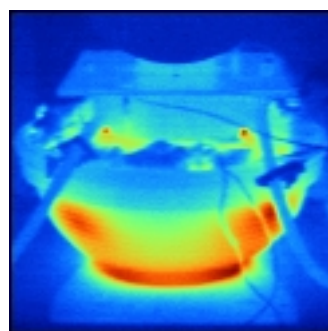
Obr. P.21: Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 70 W.



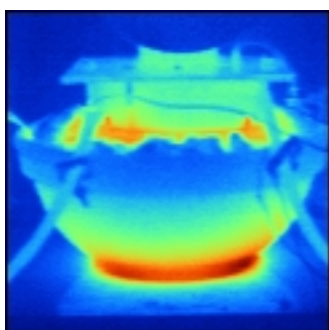
Obr. P.22: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 70 W.



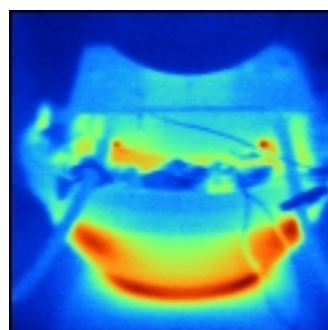
Obr. P.23: Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 80 W.



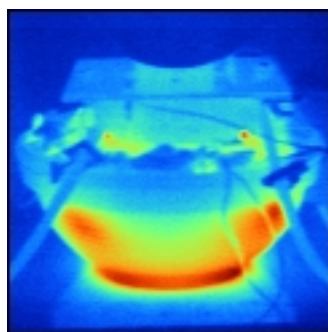
Obr. P.24: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 80 W.



Obr. P.25: Motor s ocelovou komorou, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 90 W.

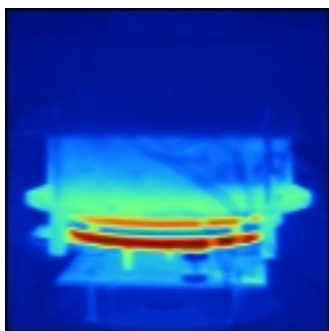


Obr. P.26: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 90 W.

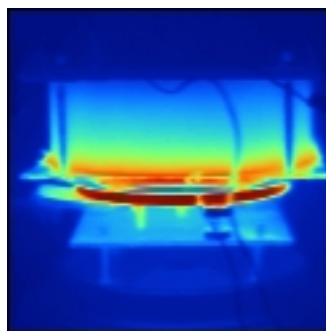


Obr. P.27: Motor s komorou z korundu, tepelně izolován a běží, příkon spirály je 60 W.

Příloha F: Termovizní snímky pro variantu běžícího neizolovaného motoru

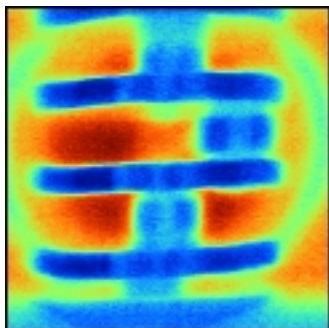


Obr. P.28: Motor s ocelovou komorou, tepelně neizolován a běží, příkon spirály je 200 W.

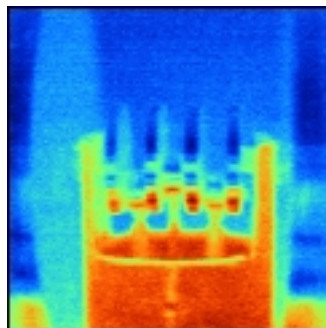


Obr. P.29: Motor s komorou z korundu, tepelně neizolován a běží, příkon spirály je 160 W.

Příloha G: Termovizní snímky klikové hřídele a pracovního pístu

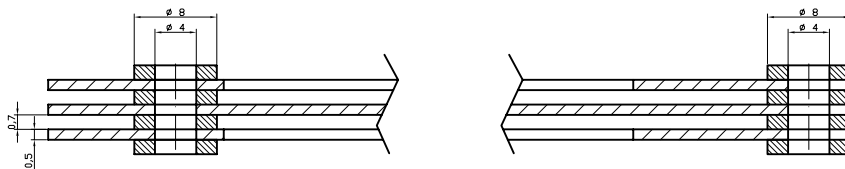


Obr. P.30: Tepelné ztráty na pracovním pístu a v mezeře mezi pístem a válcem.

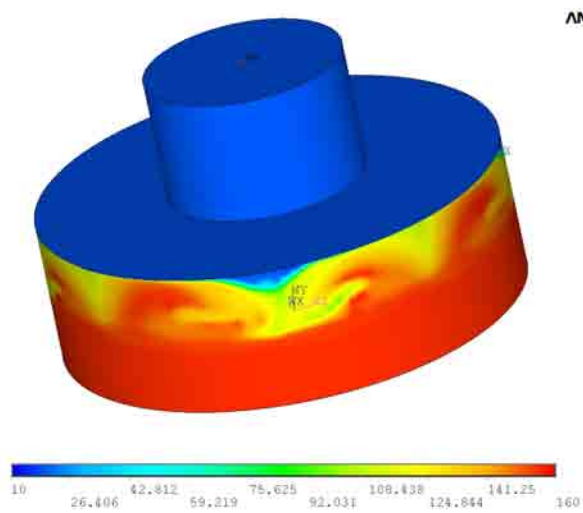


Obr. P.31: Tepelné ztráty na jednotlivých klikách hřídele.

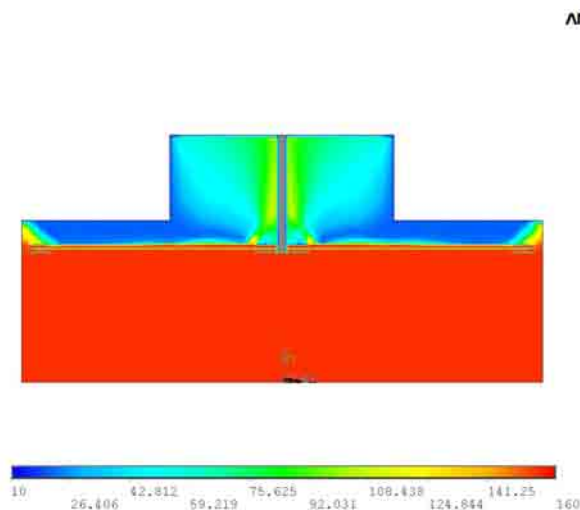
Příloha H: Řez přemísťovacím pístem, jehož lamely tvoří regenerátor



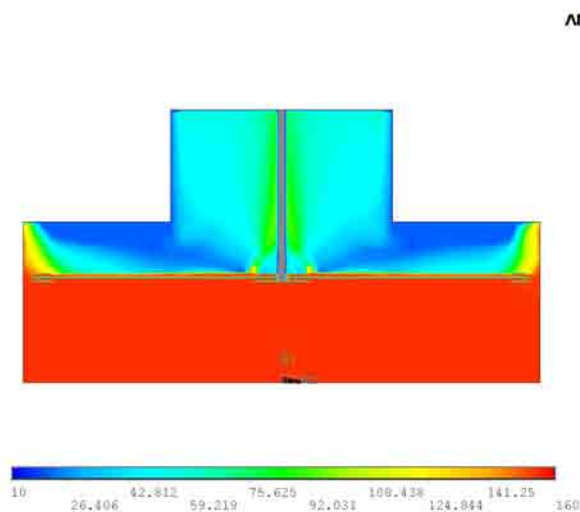
Příloha CH: Teplotní pole pro 3D model Stirlingova motoru



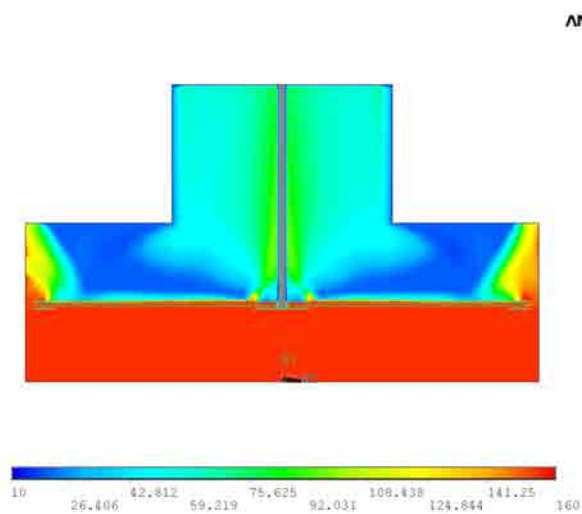
Příloha I: Rozložení teplot proudění vzduchu z horké komory do studené



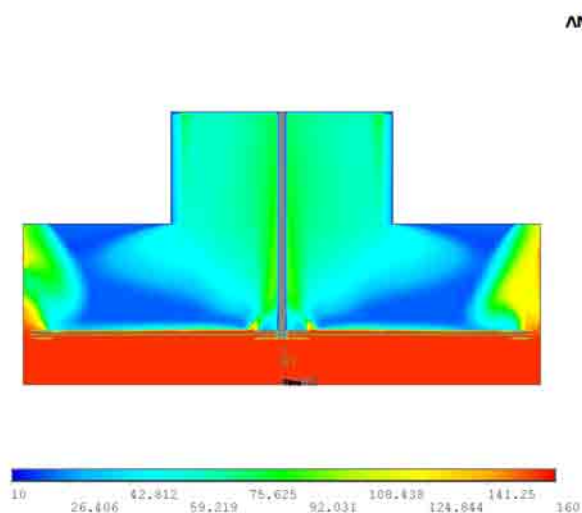
Obr. P.32: Rozložení teplot - fáze 1.



Obr. P.33: Rozložení teplot - fáze 2.



Obr. P.34: Rozložení teplot - fáze 3.



Obr. P.35: Rozložení teplot - fáze 4.