



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

## ÚSTAV ELEKTROENERGETIKY

DEPARTMENT OF ELECTRICAL POWER ENGINEERING

## MODEL STIRLINGOVA MOTORU V PSCAD

MODEL OF STIRLING ENGINE IN PSCAD

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Gallo

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Radil, Ph.D.

BRNO 2016



# Diplomová práce

magisterský navazující studijní obor **Elektroenergetika**  
Ústav elektroenergetiky

**Student:** Bc. Michal Gallo

**ID:** 134480

**Ročník:** 2

**Akademický rok:** 2015/16

**NÁZEV TÉMATU:**

## Model Stirlingova motoru v PSCAD

**POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:**

1. Vytvořit matematický rozbor cyklu.
2. Vytvořit matematický model v prostředí PSCAD.
3. Interpretovat dosažené výsledky - graficky i slovně.
4. Učinit závěr.

**DOPORUČENÁ LITERATURA:**

podle pokynů vedoucího práce

**Termín zadání:** 8.2.2016

**Termín odevzdání:** 20.5.2016

**Vedoucí práce:** Ing. Lukáš Radil, Ph.D.

**Konzultant diplomové práce:**

**doc. Ing. Petr Toman, Ph.D., předseda oborové rady**

**UPOZORNĚNÍ:**

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

Bibliografická citace práce:

GALLO, M. *Model Stirlingova motoru v PSCAD*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2016. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lukáš Radil, Ph.D.,

#### Pod'akovanie

Pánovi Ing. Lukášovi Radilovi, Ph.D. vyjadrujem svoju vďaku za odborné vedenie, obzvlášť užitočnú pomoc a cenné rady pri tvorbe diplomovej práce, celej mojej rodine za významnú podporu počas celého štúdia a môjmu otcovi za neoceniteľné rady z praxe pri tvorbe diplomovej práce.

Ako autor uvedenej diplomovej práce ďalej prehlasujem, že v súvislosti s vytvorením tejto diplomovej práce som neporušil autorské práva tretích osôb, najmä som nezasiahol nedovoleným spôsobom do cudzích autorských práv osobnostných a som si plne vedomý následkov porušenia ustanovenia § 11 a nasledujúceho autorského zákona č. 121/2000 Sb., vrátane možných trestnoprávných dôsledkov vyplývajúcich z ustanovení časti druhej, hlavy VI. Díel' 4 Trestného zákoníka č. 40/2009 Sb.

.....

## **ABSTRAKT**

Práca sa zaoberá návrhom Stirlingovho motora, pričom v úvode informuje o histórii a vzniku teploplynného stroja, popisuje elementárne časti a ich funkcie, približuje princíp činnosti vysvetlený pomocou termodynamického cyklu a porovnáva ideálny a reálny Stirlingov cyklus, a v neposlednom rade uvádza rôzne modifikácie s popisom ich odlišnosti. Matematický model Stirlingovho motora je spracovaný metódou Schmidtovej teoretickej analýzy a následne vytvorený v prostredí PScad v46. Postup tvorby modelu je uvedený v jedenej z kapitol práce a výsledky boli zohľadnené pri návrhu 3D modelu v prostredí Inventor Professional od Autodesk. Výstupom práce je zhodnotenie výpočtového modelu a jeho funkčnosti a dokumentácia k 3D modelu.

**KLÍČOVÁ SLOVA:** Stirlingov motor, termodynamický cyklus, regenerátor, modifikácie Stirlingovho motora, Schmidtová teória, 3D model, PScad, Autodesk Inventor

## **ABSTRACT**

This diploma thesis about the Stirling engine deals with the history and formation of the heat engine. At the beginning of this work, fundamental parts and their functions are described, elucidating the principle of operation explained by the thermodynamic cycle and subsequently comparing the ideal and the real Stirling cycle and last but not least provides various modifications whilst describing their differences. The mathematical model of the Stirling engine is processed by Schmidth's theoretical analysis and thereafter is created in PScad v46. The process of creating a model is shown in one of the chapters of this dissertation. The results were taken into account in the design of 3D models in Inventor Professional by Autodesk. The work concludes with the evaluation of the computational model and its functionality as well as the documentation of the 3D model.

### **KEY WORDS:**

Stirling engine, thermodynamic cycle, regenerator, modifications of the Stirling engine, Schmidt's theory, 3D model, PScad, Autodesk Inventor

## OBSAH

<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>8</b>
<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>10</b>
<b>SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>11</b>
<b>1 ÚVOD.....</b>	<b>13</b>
<b>2 STIRLINGOV MOTOR.....</b>	<b>14</b>
<b>2.1 HISTÓRIA.....</b>	<b>14</b>
<b>2.2 POPIS MOTORA.....</b>	<b>15</b>
<b>2.3 TERMODYNAMICKÝ CYKLUS STIRLINGOVHO MOTORA.....</b>	<b>16</b>
2.3.1 IDEÁLNÝ STIRLINGOV CYKLUS .....	16
2.3.2 REÁLNY STIRLINGOV CYKLUS .....	18
<b>2.4 MODIFIKÁCIE .....</b>	<b>19</b>
2.4.1 A-MODIFIKÁCIA.....	19
2.4.2 B-MODIFIKÁCIA.....	20
2.4.3 Γ-MODIFIKÁCIA .....	21
2.4.4 DVOJČINNÁ A-MODIFIKÁCIA.....	22
<b>2.5 REGENERÁTOR.....</b>	<b>22</b>
2.5.1 IDEÁLNÝ REGENERÁTOR.....	23
2.5.2 SKUTOČNÝ REGENERÁTOR .....	23
<b>3 TEORETICKÁ ANALÝZA STIRLINGOVHO CYKLU .....</b>	<b>24</b>
<b>3.1 SCHMIDTOV CYKLUS.....</b>	<b>24</b>
3.1.1 PREDPOKLADY .....	24
3.1.2 ZÁKLADNÉ ROVNICE.....	24
3.1.3 PRENÁŠANÉ TEPLA.....	28
3.1.4 EXPANZNÝ PRIESTOR .....	28
3.1.5 KOMPRESNÝ PRIESTOR .....	30
3.1.6 VYKONANÁ PRÁCA .....	30
3.1.7 HMOTNOSŤ PRACOVNÉHO MÉDIA V MOTORE .....	31
3.1.8 ODOBERANÉ TEPLA A PRÁCA MOTORA V BEZROZMERNÝCH JEDNOTKÁCH .....	32
<b>3.2 TEORETICKÝ VÝKON MOTORA .....</b>	<b>33</b>
3.2.1 VÝKON.....	33
3.2.2 STRATY .....	33
3.2.3 VÝSLEDNÝ VÝKON .....	33
3.2.4 TEORETICKÁ ÚČINNOSŤ SYSTÉMU .....	34
<b>4 MODEL V PROSTREDÍ PSCAD .....</b>	<b>35</b>
<b>4.1 MODEL MOTORA .....</b>	<b>35</b>
<b>4.2 OVLÁDACÍ PANEL.....</b>	<b>39</b>
<b>4.3 SPOTREBA PALIVA.....</b>	<b>40</b>
<b>4.4 PLOCHA KONCENTRÁTORA .....</b>	<b>41</b>
<b>4.5 VÝKONOVÁ A MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA.....</b>	<b>41</b>

---

<b>4.6 ANALÝZA MODELU</b> .....	<b>42</b>
4.6.1 P-V DIAGRAM.....	42
4.6.2 PRIEBEHY TLAKU, OBJEMOV A HMOTNOSTI PRACOVNEJ LÁTKY .....	43
4.6.3 MOMENTOVÁ A VÝKONOVÁ CHARAKTERISTIKA.....	45
<b>4.7 VÝSTUPNÉ HODNOTY</b> .....	<b>46</b>
<b>5 3D MODEL</b> .....	<b>47</b>
<b>5.1 PIEST</b> .....	<b>47</b>
<b>5.2 OJNICA</b> .....	<b>48</b>
<b>5.3 KEUKOVÝ HRIADEL</b> .....	<b>50</b>
<b>5.4 OSTATNÉ SÚČASTI MOTORA</b> .....	<b>51</b>
5.4.1 VALEC.....	51
5.4.2 REGENERÁTOR.....	51
5.4.3 FRÉMA.....	52
<b>5.5 MOTOR</b> .....	<b>54</b>
<b>6 ZÁVER</b> .....	<b>56</b>
<b>POUŽITÁ LITERATURA</b> .....	<b>57</b>

## SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 2-1 – p-V a T-s diagram Stirlingovho a Carnatovho cyklu [1]</i> .....	16
<i>Obr. 2-2 – Znázornenie polôh piestov v jednotlivých fázach cyklu [1]</i> .....	16
<i>Obr. 2-3 – Rozloženie objemov v závislosti na uhle natočenia kľuky</i> .....	17
<i>Obr. 2-4 – p-V diagram pre expanzný a kompresný priestor [1]</i> .....	18
<i>Obr. 2-5 – Časová zmena tlaku počas Stirlingovho cyklu v komorách [1]</i> .....	19
<i>Obr. 2-6 <math>\alpha</math>-modifikácia</i> .....	20
<i>Obr. 2-7 <math>\beta</math>-modifikácia</i> .....	21
<i>Obr. 2-8 <math>\gamma</math>-modifikácia</i> .....	21
<i>Obr. 2-9 dvojčinná <math>\alpha</math>-modifikácia</i> .....	22
<i>Obr. 2-10 – Teplotný regenerátor</i> .....	23
<i>Obr. 4-1 – Model motora</i> .....	35
<i>Obr. 4-2 – Model Schmidtovej analýzy</i> .....	36
<i>Obr. 4-3 – Blok pre výpočet rozmerov, strát a výsledných hodnôt momentu a výkonu</i> .....	36
<i>Obr. 4-4 – Ovládací panel</i> .....	39
<i>Obr. 4-5 – Spotreba paliva</i> .....	40
<i>Obr. 4-6 – Plocha koncentrátora</i> .....	41
<i>Obr. 4-7 – Blok merania výkonovej a momentovej charakteristiky</i> .....	42
<i>Obr. 4-8 – pV diagram</i> .....	43
<i>Obr. 4-9 – Zmena tlaku počas cyklu</i> .....	43
<i>Obr. 4-10 – Změna okamžitého objemu počas cyklu</i> .....	44
<i>Obr. 4-11 – Zmena hmotnosti pracovného plynu počas cyklu</i> .....	44
<i>Obr. 4-12 – Momentová charakteristika</i> .....	45
<i>Obr. 4-13 – Výkonová charakteristika</i> .....	46
<i>Obr. 5-1 - Piest</i> .....	47
<i>Obr. 5-2 – Výkres piesta</i> .....	48
<i>Obr. 5-3 - Ojnica</i> .....	49
<i>Obr. 5-4 – Výkres ojnice</i> .....	49
<i>Obr. 5-5 – Kľukový hriadeľ</i> .....	50
<i>Obr. 5-6 Výkres hriadeľa</i> .....	50
<i>Obr. 5-7 - Valec</i> .....	51
<i>Obr. 5-8 - Regenerátor</i> .....	51
<i>Obr. 5-9 - Fréma</i> .....	52



---

<i>Obr. 5-10 – Výkres frémy</i> .....	53
<i>Obr. 5-11 - Motor</i> .....	54
<i>Obr. 5-12 – Motor – vnitorný pohľad</i> .....	55

**SEZNAM TABULEK**

<i>Tab. 4-1 – Charakteristické pomery rozmerov piesta a ojnice .....</i>	<i>37</i>
<i>Tab. 4-2 – Špecifická plynová konštanta (<math>J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}</math>) .....</i>	<i>39</i>
<i>Tab. 4-3 – Výhrevnosť paliva (<math>MJ \cdot kg^{-1}</math>) .....</i>	<i>40</i>
<i>Tab. 4-4 – Rozmery motora .....</i>	<i>46</i>
<i>Tab. 6-1 – Výsledné hodnoty .....</i>	<i>56</i>

## SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

<i>A</i>	výraz substitúcie	-
<i>B</i>	výraz substitúcie	-
<i>D</i>	priemer	m
<i>f</i>	frekvencia	Hz
<i>F</i>	sila	N
<i>FC</i>	spotreba paliva	kg·min <sup>-1</sup>
<i>H</i>	výhrevnosť	MJ·kg <sup>-1</sup>
<i>I</i>	substitúcia integrálneho člena	-
<i>K</i>	konštanta substitúcie	-
<i>k</i>	zrýchlenie	m·s <sup>-2</sup>
<i>k<sub>solar</sub></i>	Slnečná konštanta	W·m <sup>-2</sup>
<i>m</i>	celková hmotnosť pracovného média	kg
<i>M</i>	moment	N·m
<i>m<sub>c</sub></i>	hmotnosť pracovného média v kompresnom priestore	kg
<i>m<sub>d</sub></i>	hmotnosť pracovného média v mŕtvom priestore	kg
<i>m<sub>e</sub></i>	hmotnosť pracovného média v expanznom priestore	kg
<i>n</i>	otáčky	min <sup>-1</sup>
<i>p</i>	okamžitý tlak	Pa
<i>P</i>	Výkon	W
<i>p<sub>max</sub></i>	maximálna hodnota okamžitého tlaku	Pa
<i>p<sub>min</sub></i>	minimálna hodnota okamžitého tlaku	Pa
<i>p<sub>r</sub></i>	tlakový pomer	-
<i>p<sub>st</sub></i>	stredná hodnota tlaku	Pa
<i>Q</i>	prenášané teplo	J
<i>Q<sub>c</sub></i>	teplo odoberané z kompresného priestoru	J
<i>Q<sub>e</sub></i>	teplo dodávané do expanzného priestoru	J
<i>q<sub>m</sub></i>	merné teplo vzť ažené na jednotku hmotnosti média	-
<i>q<sub>max</sub></i>	maximálna hodnota merného tepla	-
<i>R</i>	plynová konštanta	J·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup>
<i>r</i>	polomer	m
<i>S</i>	koeficient odpovedajúci redukovanému mŕtvemu objemu	-

$t$	substitúcia výrazu s uhlom $\psi$	-
$T_c$	teplota v kompresnom priestore	K
$T_d$	teplota v mŕtvom priestore	K
$T_e$	teplota v expanznom priestore	K
$V_c$	okamžitý objem kompresného priestoru	m <sup>3</sup>
$V_d$	okamžitý objem mŕtveho priestoru	m <sup>3</sup>
$V_e$	okamžitý objem expanzného priestoru	m <sup>3</sup>
$W$	vykonaná práca	J
$W_C$	vykonaná práca v kompresnej časti motora	J
$W_E$	vykonaná práca v expanznej časti motora	J
$w_m$	merná práca vzťahná na jednotku hmotnosti média	-
$w_{max}$	maximálna hodnota mernej práce	-
$\Delta$	substitúcia	-
$\kappa$	objemový pomer (kompresia/expanzia)	-
$\tau$	teplotný pomer	-
$\chi$	objemový pomer (mŕtvy priestor/expanzia)	-
$\omega$	uhlová rýchlosť	rad·s <sup>-1</sup>
$\alpha$	fázový posun medzi polohou expanzného a kompresného piesta	rad
$\delta$	podiel výrazov substitučných výrazov $A$ a $B$	-
$\eta$	termická účinnosť	%
$\theta$	substitučný uhol zjednodušujúci výpočet	rad
$\varphi$	uhol natočenia kľuky	rad
$\psi$	uhol substitúcie	rad

# 1 ÚVOD

Jedným z predikovaných problémov súčasnej technokratickej spoločnosti je nedostatok energie potrebnej na jej každodennú činnosť. Touto problematikou sa zaoberá nejedno vedecké odvetvie, pričom do jej rámca spadajú zdroje energie, ich získavanie, efektívne využívanie a samozrejme aj prenos a spotreba. Riešenia tejto problematiky z majoritnej časti patria do kapitoly výroby energie a jej dielčích častí, avšak určité aspekty vylepšovania sa ukazujú aj v prenose a spotrebe v podobe čo najefektívnejšieho hospodárenia s už vyrobenou energiou. Súčasná energetická sústava pozostáva v prevažnej časti z veľkých výrobní energie, častokrát umiestnených v nemalých vzdialenostiach od objektov im odpovedajúcej spotreby, pričom prenosová a distribučná sieť ich spája. Veľké vzdialenosti môžu byť zapríčinené koncepciou rozloženia energetickej sústavy navrhutej v minulosti, výskytom energetických zdrojov v lokalite bez primeraných komplexov spotreby alebo naopak absenciou zdrojov v miestach veľkej spotreby. Ideálnym riešením problémov s prenosom energie by bola lokalizácia výrobní práve v miestach zhodnej spotreby a vytváranie sebestačných komplexov s čo najkratšími trasami prenosových a distribučných vedení. Ako je vidno problematika je komplexná a netýka sa len určitej časti sústavy, a preto pri návrhu čohokoľvek týkajúceho sa energetiky ide často o kompromis a zohľadnenie všetkých dostupných riešení obmedzených najmä technologickými možnosťami.

Z tohto dôvodu je kladený dôraz na vývoj technológií napomáhajúcich zefektívniť konvenčné spôsoby zabezpečovania energetických nárokov a vývoj alternatívnych a nekonvenčných technologických procesov úplne odlišných od zaužívaných systémov. Mnohé z nich boli objavené a popísané v minulosti, avšak skrz súdobú situáciu nemohli byť rozvinuté v širšom meradle. Tento prípad sa týka aj teplovzdušného stroja využívajúceho externý zdroj tepla na vykonanie svojej práce známeho pod názvom Stirlingov motor. Svojou prácou sa radí do skupiny strojov premieňajúcich tepelnú energiu na mechanickú prácu využívajúc rozťažnosť niektorých tekutín vplyvom ich ohrevu, v tomto prípade rozťažnosť plynov. Medzi jeho najväčšie výhody patrí najmä schopnosť využitia tepelnej energie v akejkolvek forme, či už ide o prioritnú výrobu energie alebo podporu iného systému využívaním odpadného tepla, poprípade inú funkciu akou je napríklad chladenie, čoho je schopný v reverznom chode. Skrz túto schopnosť je možné ho aplikovať v rôznych lokalitách s prístupom k tepelnému zdroju, čo by napríklad do určitej miery energetického zabezpečenia mohlo vyriešiť vyššie popísaný problém lokalizácie zdrojov.

Cieľom práce je oboznámiť sa s princípom činnosti Stirlingovho motora a s fyzikálnymi zákonitosťami podieľajúcimi sa na jeho procesoch, odhad základných parametrov stroja pomocou Schmidtovej teórie a následný návrh matematického modelu v prostredí PSCAD. Výstupnými hodnotami z matematického modelu je zahájený návrh a modelovanie 3D modelu a následne zhodnotenie oboch programov.

## 2 STIRLINGOV MOTOR

### 2.1 História

Počiatky teplovzdušných strojov sa datujú na koniec 18. storočia, čiže v dobe parných strojov, ktoré niesli určitú mieru nebezpečenstva výbuchu kotlov. Riziko ohrozenia okolia pri prevádzke parného stroja, vytvorilo priestor na návrhy a realizácie vtedy nového konceptu teplovzdušného motora, ktoré sa rozmohli až začiatkom 19. storočia. Sir George Cayley ako prvý v roku 1807 zostrojil podľa svojho konceptu teplovzdušný motor s otvoreným cyklom, ktorý si avšak nedal patentovať. [1], [2], [3]

Prielom vo vývoji teplovzdušných motorov nastal v roku 1816, kedy škótsky minister cirkvi, Robert Stirling, podal žiadosť na udelenie patentu teplovzdušného motora vylepšeného regenerátorom, ktorý autor nazval ako ekonomizér. V roku 1817 mu patent bol udelený a od tej doby je stroj známy ako Stirlingov motor. Robert Stirling dostal technickú výchovu od svojho otca Patricka a starého otca Michaela, vynálezcu mláťačky. Na univerzite v Glasgow a neskôr aj v Edinburghu vyštudoval bohoslovie, pričom mal z predošlého štúdia poznatky z latinčiny, gréčtiny, matematiky, logiky a práva. Vo svojich projektoch pokračoval po presťahovaní do Kilmarnocku v spolupráci s Thomasom Mortonom. Prvý motor o sile dvoch koní zostrojil Robert v roku 1818 za účelom čerpania vody v škótskom Ayrshire. [1], [2]

John Ericsson, švédsky vynálezca, mal svoj vlastný koncept teplovzdušného motora s ventilmi, ktorý avšak po porovnaní so Stirlingovým motorom zavrhol a radšej rozvíjal modifikácie Stirlingovho stroja. Mnohé typy teplovzdušných motorov, ktoré priniesla jeho práca boli využívané ako zdroje mechanickej práce pre šijacie stroje, zubné vrtáčky, ventilátory a vo veľkých prevedeniach poháňali priemyselné navijaky a čerpadlá. [1], [2]

Svoje hlavné využitie mal Stirlingov motor najmä v devätnástom storočí pre svoju bezpečnú prevádzku oproti parným strojom, avšak bol limitovaný súdobými materiálovými možnosťami. A práve preto ho nahradili začiatkom dvadsiateho storočia spaľovacie naftové a benzínové motory a samozrejme elektromotory. [1], [2]

Svoju čiastočnú renesanciu zažil Stirlingov motor vďaka spoločnosti Philips, ktorý od roku 1938 pracoval na zvýšení účinnosti a merného výkonu, čo sa aj podarilo vďaka nahradeniu pôvodného vzduchu pracovnou látkou s nižšou molekulovou hmotnosťou, vyššou tepelnou vodivosťou a menšími turbulentnými stratami akou je napríklad hélium alebo vodík. Výsledkom snaženia tejto holandskej spoločnosti boli mobilné elektrocentrály poháňané ich teplovzdušným motorom. [1], [2]

Vo Švédsku v roku 1968 spoločnosť FFV Group spolu s inými spoločnosťami vytvorila pomocou mechanizmu spoločného podnikania projekt United Stirling, ktorý priniesol poznatky využitia Stirlingovho motora ako pohonnú jednotku pre osobné automobily. Ich prototyp poukázal na neschopnosť riadenia výkonu a otáčok skrz veľkú zotrvačnosť systému. [1], [2]

Počas ropnej krízy v sedemdesiatych rokoch dvadsiateho storočia americké automobilky General Motors a Ford sa pokúsili o svoj vývoj Stirlingovho motora a jeho vylepšenie za účelom náhrady spaľovacích motorov v ich automobiloch. Po vyriešení problematiky s reguláciou otáčok a výkonu zistili sa vyskytol ekonomický problém spôsobený práve predraženým systémom regulácie. Predstaviteľom takéhoto stroja bol motor V4X35 poháňajúci automobil Ford Taunus. [1], [2]

Doposiaľ s najdokonalejším konceptom Stirlingovho motora prišli už vyššie spomínané spoločnosti v projekte United Stirling, ktoré v osemdesiatych rokoch minulého storočia po predošlých skúsenostiach vyvinuli nový typ motora v  $\alpha$ -modifikácii s héliom ako pracovnou látkou. Tento stroj s označením United Stirling V 161 má valce uložené do tvaru V, pričom každý z nich má objem  $161 \text{ cm}^3$ . Pri výkone  $10 \text{ kW}$  je možné ho plynule regulovať zmenou tlaku a teploty pracovnej látky. [1], [2]

V súčasnosti vzrástol záujem o Stirlingov motor najmä v oblasti kombinovanej výroby elektrickej energie a tepla pre nižšie výkony, kde sa namiesto spaľovacích strojov osádza do kogeneračných jednotiek. Dôvodom je menšia hlučnosť a menšie vibrácie, aj napriek stále nepriaznivej cene a dostupnosti oproti motorom s vnútorným spaľovaním. Okrem kogeneračných jednotiek sa používa aj ako plnohodnotná náhrada parného cyklu dokonca s väčšou elektrickou účinnosťou, opäť ale len pre malé výkony rádovo desiatky kW. [1], [2]

Využitie našiel aj pri získavaní energie zo Slnka. V tejto koncepcii je umiestnený do ohniská zrkadlovej paraboly natáčajúcej sa za slnečným svetlom, vďaka čomu je vystavený vysokým teplotám. Energia o teplote približne  $900^\circ\text{C}$  prechádzajúca motorom by spôsobovala nemalé problémy, ak by neboli pri jeho návrhu eliminované. Jedným z nich je dostačujúce chladenie studenej strany motora, mazanie a tesnenie v netradičnej polohe a mnohé iné. [1], [2]

V spojení s rádioizotopovým blokom je vyvíjaný v NASA pre kozmické využitie, kde by nahradil doteraz využívané termočlánky s účinnosťou  $8 \%$ , pričom SRG, Stirling Radioisotope Generator, premieňa až  $26\%$  dodanej energie na elektrinu. [1], [2]

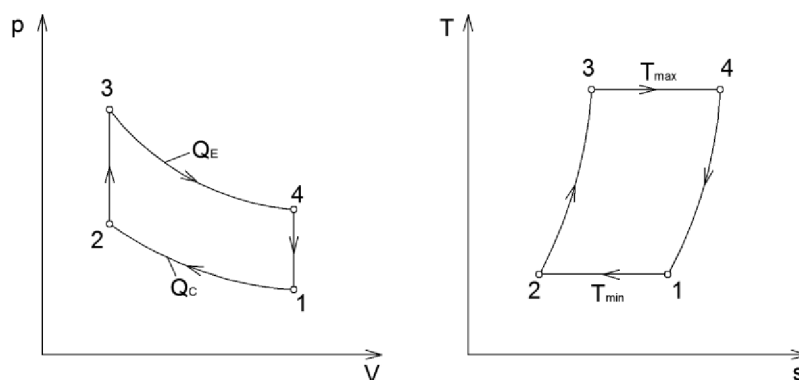
## 2.2 Popis motora

Stirlingov motor je koncepčne objemový motor konajúci prácu zmenou teploty, objemu a tlaku plynu ako pracovnej látky. Prívod a odvod tepelnej energie je uskutočňovaný z vonkajšej strany motora, pričom pracovná látka je premiestňovaná v uzavretom vnútornom systéme. Spôsob presunu závisí od modifikácie akou je motor koncipovaný a je uskutočňovaný buď jedným alebo viacerými piestami vo valci. Základná sústava motora pozostáva z ochladzovanej a ohrievanej oblasti valca alebo valcov, z regenerátora, z premiestňovacieho piestu, z pracovného piestu nazývaného aj kompresným piestom a zo zotrvačníka upevneného na kľukovom hriadeľi, na ktorom sú oba piesty pripevnené kľukami. [4]

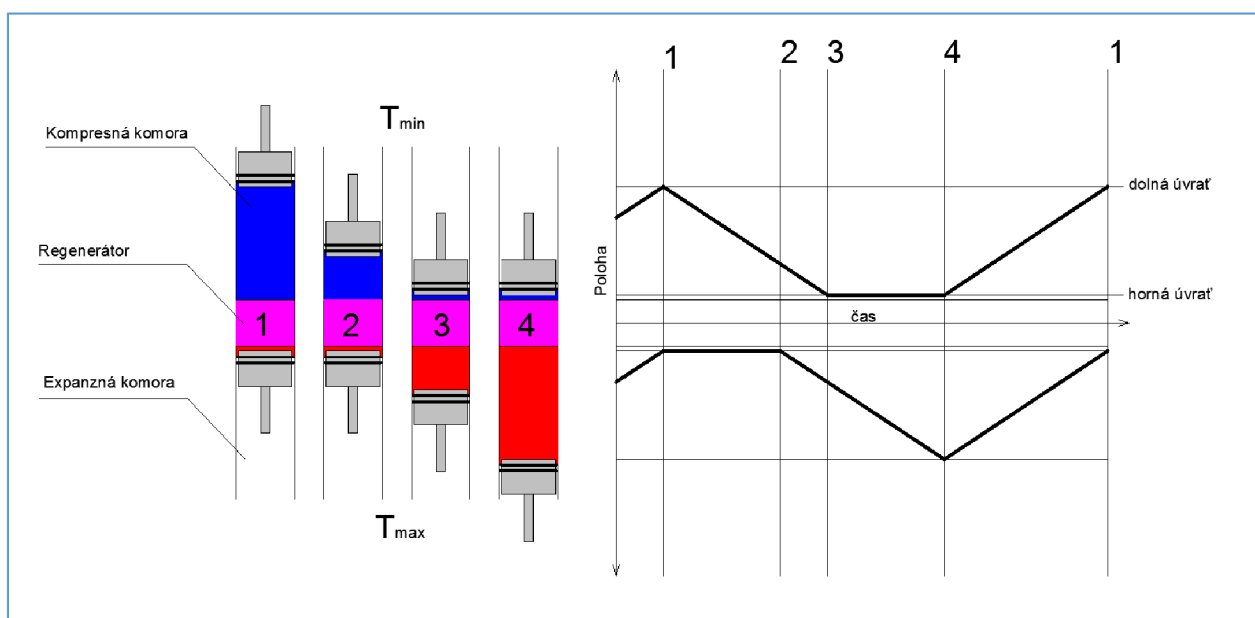
## 2.3 Termodynamický cyklus Stirlingovho motora

### 2.3.1 Ideálny Stirlingov cyklus

Princíp činnosti je možné poukázať na dokonalom cykle Stirlingovho stroja takmer totožnom s Carnatovým cyklom. Na obrázku nižšie sú zobrazené jednotlivé fázy cyklu a to pomocou  $p$ - $V$  a  $T$ - $s$  diagramu, znázornením polôh piestov vo valci a veľkosti zmeny polohy závislej na čase, pričom amplitúdy priebehu sú určené dolnou a hornou úvraťou samotných piestov. [1]

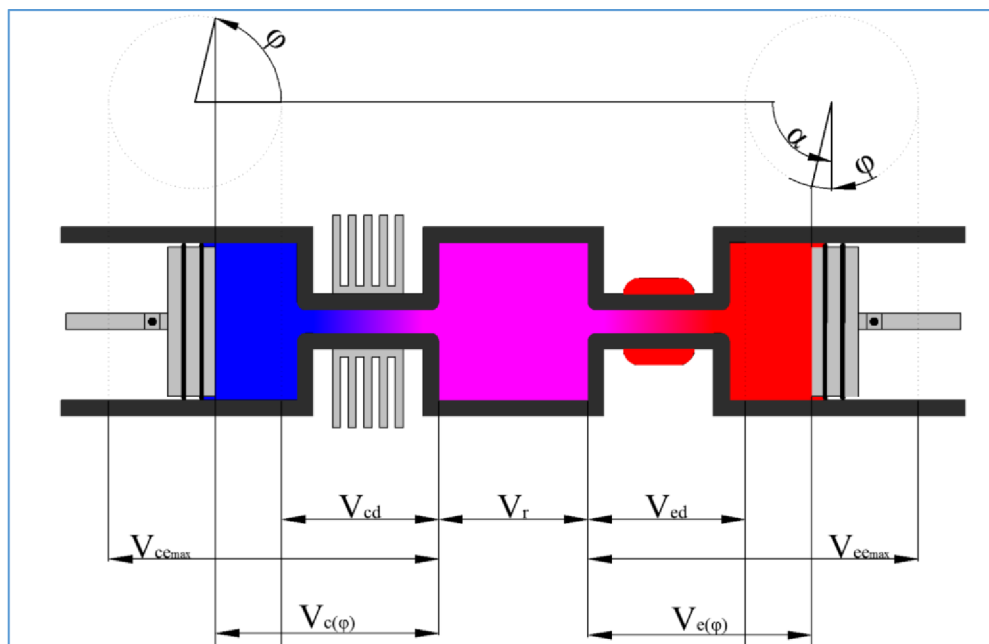


Obr. 2-1 –  $p$ - $V$  a  $T$ - $s$  diagram Stirlingovho a Carnatovho cyklu [1]



Obr. 2-2 – Znázornenie polôh piestov v jednotlivých fázach cyklu [1]





Obr. 2-3 – Rozloženie objemov v závislosti na uhle natočenia kľuky

Prvou fázou cyklu je izotermická kompresia znázornená medzi polohami 1 a 2, kedy je zvyšovaný tlak pracovného média nachádzajúceho sa v majoritnom množstve v ochladzovanej oblasti, z ktorej je pri stálej teplote odvádzaná tepelná energia do okolia. Touto kompresiou je pracovný piest vtiahnutý do valca, pričom koná prácu.

Druhá fáza cyklu je charakterizovaná izochorickým ohrevom, je to oblasť medzi 2 a 3 bodom, čiže pracovný plyn je ohrievaný na teplotu ohrievacej oblasti a zároveň premiestňovaný z ochladzovacej oblasti do ohrievacej pri nezmenenom objeme. Presun plynu je spôsobený premiestňovacím piestom poháňaným zotrvačnikom.

Izotermická expanzia od bodu 3 po bod 4 nastáva, keď je takmer všetok plyn v ohrievacej časti už zohriaty a pri konštantnej teplote zväčšuje svoj objem. Touto expanziou plynu vytláča kompresný piest z valca von a tým opäť koná prácu.

Poslednou fázou je izochorické ochladenie v oblasti z bodu 4 do bodu 1, pri ktorom sa médium premiestňuje do ochladzovacej oblasti a chladne na teplotu tejto časti pri nezmenenom objeme. Plyn sa presunul pomocou premiestňovacieho piestu poháňaného zotrvačnikom.

Účinnosť Stirlingovho cyklu, za určitých predpokladov, je rovná účinnosti Carnatovho cyklu, čiže najvyššie možnej dosiahnuteľnej účinnosti termodynamického obehu. Samozrejme sa jedná o ideálne deje, pri ktorých je samotný cyklus vytváraný dvomi izotermickými a dvomi izochorickými dejmi, ktoré sú termodynamicky vratné. Okrem toho sa zanedbáva mechanické aj aerodynamické trenie, prázdne objemy valcov a predpokladá sa ideálny regenerátor.

Na základe týchto predpokladov je možné potvrdiť rovnosť účinnosti Stirlingovho a Carnatovho cyklu.

Teplo privedené z regenerátora je rovné teplu odobratému s rozdielom znamienka a keďže sa jedná o ideálny stav, tak ide o uzavretý cyklus bez výmeny s okolím [1], [2], [3]:

$$Q_{E_2} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.1)$$

$$Q_{C_2} = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (2.2)$$

Hodnota objemovej práce je rovná ploche, ktorá uzatvára p-V T-s diagram. Tento fakt je možno prezentovať aj ako rozdiel privedeného tepla do sústavy a odvedeného tepla:

$$W_O = Q_{E_1} - Q_{C_1} = T_{\max} \cdot (s_4 - s_3) - T_{\min} \cdot (s_1 - s_2) \quad (2.3)$$

Za predpokladu, že pri privádzaní a odvádzaní tepla z procesu je rozdiel entropií rovnaký, potom vzťah objemovej práce nadobudne tvar:

$$W_O = (T_{\max} - T_{\min}) \cdot (s_1 - s_2) \quad (2.4)$$

Účinnosť termodynamického cyklu :

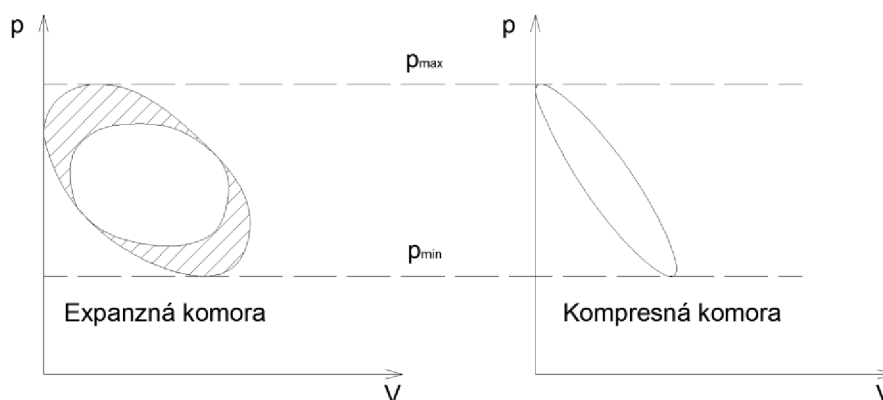
$$\eta_t = \frac{Q_E - Q_C}{Q_E} = \frac{W_O}{Q_E} = \frac{(T_{\max} - T_{\min}) \cdot (s_1 - s_2)}{T_{\max} \cdot (s_1 - s_2)} = \frac{(T_{\max} - T_{\min})}{T_{\max}} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \quad (2.5)$$

### 2.3.2 Reálny Stirlingov cyklus

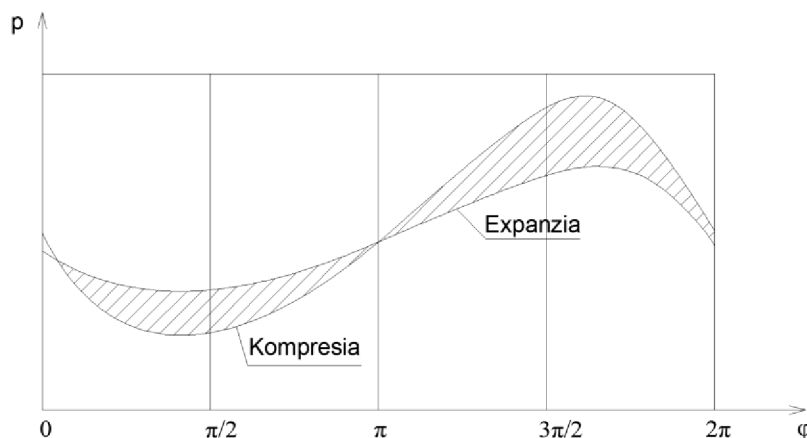
Termodynamický cyklus prebiehajúci na skutočnom stroji sa odlišuje od ideálneho procesu najmä zanedbávaním určitých skutočností a idealizovanými predpokladmi. Rozdiely sú spôsobené predovšetkým predpokladom nespojitého pohybu piestov, čiže pre ideálny cyklus sa uvažuje s nespojitou zmenou objemov. Keďže v skutočnom stroji sú piesty prepojené kľukou na spoločný hriadeľ, čo spôsobuje spojitú zmenu objemu takmer sínusového charakteru, tak výsledný p-V diagram bude deformovaný bez presne definovaných hraníc jednotlivých fáz. [1], [2], [3]

Ďalšou skutočnosťou odkláňajúcou reálny cyklus od ideálneho sú vyššie spomínané prázdne objemy motora, občas nazývané aj ako mŕtve priestory, ktoré zhoršujú kompresný pomer čo má za následok tlakové straty a následne úbytok výkonu. Tie sa nachádzajú okrem kompresnej a expanznej komory aj v regenerátore pracujúcom v skutočných podmienkach s maximálne 95 % účinnosťou. Ďalej sú mŕtve miesta v ohrievači a chladiči, avšak tie vylepšujú kompresiu a expanziu, ktorá sa v skutočnom stroji približuje skôr k adiabate (izoentropii) ako k izoterme. V celom stroji vznikajú okrem mechanických strát aj aerodynamické straty, ktoré tiež uberajú výkon a celkovú účinnosť. [1], [2], [3]

Keďže procesy kompresie a expanzie neprebiehajú len v jednom priestore, je nutné pre porovnanie vykresliť p-V diagramy pre oba priestory, pričom vyšrafovaná oblasť predstavuje prácu reprezentujúcu straty, spôsobené nedokonalými výmenami tepla. [1], [2], [3]



Obr. 2-4 – p-V diagram pre expanzný a kompresný priestor [1]



Obr. 2-5 – Časová zmena tlaku počas Stirlingovho cyklu v komorách [1]

## 2.4 Modifikácie

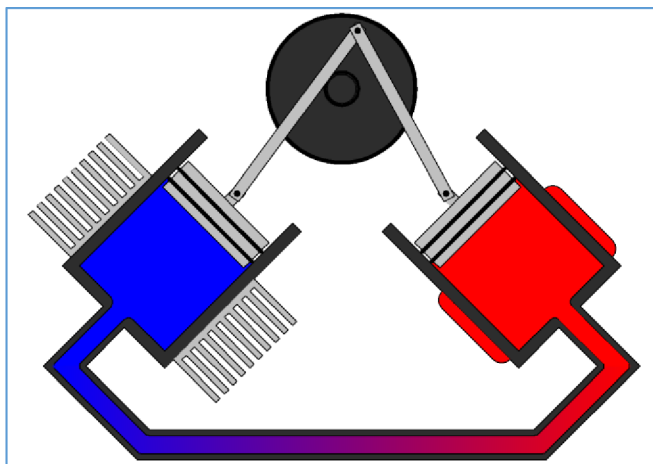
Stirlingov motor môže nadobudnúť mnoho variácií z hľadiska konštrukcie, avšak každý návrh vychádza z niektorej základnej modifikácie. Štyri základné modifikácie sa od seba líšia najmä počtom a usporiadaním valcov. [1], [3]

### 2.4.1 $\alpha$ -modifikácia

Vyžaduje veľký teplotný rozdiel medzi horúcou a chladnou komorou, za to má vysoký pomer výkonu ku objemu motoru. Pozostáva z chladnej a horúcej komory, pričom každá obsahuje valec a piest. [1], [3]

Horúca komora prijíma teplo z vonku a odovzdáva ho médiu, ktoré sa zohreje na teplotu komory a následne na to expanduje čím vytláča piest nahor. Ten cez kľuku otáča hriadeľ a spolu s ním posúva druhý piest smerom von z chladného valca, čo spôsobí to, že plyn sa začne premiestňovať cez regenerátor do chladnej komory. Tam nastáva ochladenie plynu a následná kompresia, pričom je tento chladný piest vťahovaný naspäť do valca, koná prácu, otáča hriadeľom a zároveň posúva horúci piest viac dnu do horúceho valca. Tým pádom je z horúcej komory vytlačený piestom všetok plyn do chladnej komory, kde pokračuje jeho ochladzovanie a zmršťovanie. V momente, kedy je chladný piest takmer pritiahnutý na dno valca, sa horúci piest už vracia späť a vťahuje ochladený plyn do horúcej komory, kde sa opäť ohrieva a celý cyklus sa opakuje.

Problémom tohto prevedenia je nutnosť tesnenia dvoch piestov, pričom na tom horúcom sú zhoršené podmienky pre dlhú životnosť, s čím je spojený únik pracovného plynu. Táto modifikácia má len jeden ojničný čap na hriadeľi a vzájomný posun piestov a ich oneskorenie je nastavené uhlom, ktorý zvierajú samotné valce. [3]

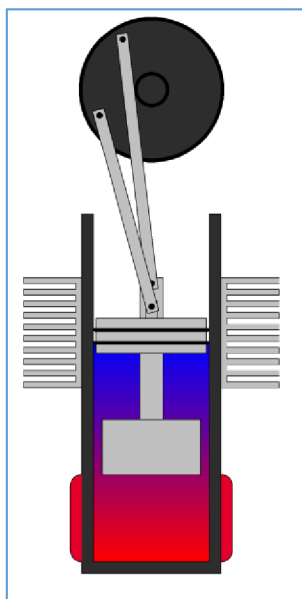
Obr. 2-6  $\alpha$ -modifikácia

### 2.4.2 $\beta$ -modifikácia

Toto prevedenie je v podobe jedného valca, v ktorom sa nachádza premiestňovací piest a kompresný (pracovný) piest podliehajúci nutnosti tesnenia, pričom premiestňovací piest je vnútri systému a teda nie je tesnený. [1], [3]

V pevnej časti valca je pracovný plyn zohrievaný, kde následne expanduje, obteká premiestňovací piest a vytláča pracovný piest smerom von z valca, pričom koná prácu, otáča hriadeľom a ten posúva premiestňovací piest dnu do valca. Tým sa medzi premiestňovacím a kompresným piestom vytvorí priestor, ktorý je z vonkajšej strany valca ochladzovaný, čiže sa plyn vyskytol v chladnej oblasti. Tam sa ochladí, komprimuje a vtiahne kompresný piest do valca, čím vykoná prácu, otočí hriadeľom a zároveň posunie premiestňovací piest smerom von z valca, čím priestor medzi piestami takmer zanikne a plyn sa premiestni do ohrievanej časti. [1], [3]

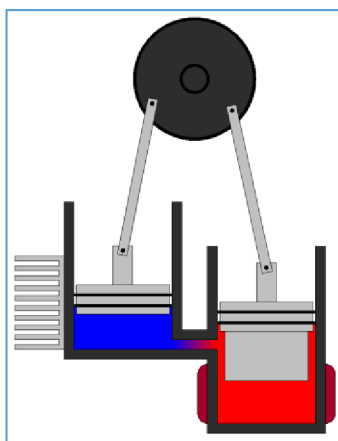
Kľuky piestov sú prichytené na zotrvačnicovej hriadeľi dvomi ojničnými čapmi vzájomne posunutými o  $90^\circ$ , aby vytvorili žiadaný pohyb piestov. Skutočnosť, že pracovná látka sa presúva okolo premiestňovacieho piestu, vyjadruje absenciu regenerátora. Ten je možné v tejto modifikácii pridať dodatočným utesnením premiestňovacieho piestu a spojením chladnej a horúcej časti externým potrubím, v ktorom by bolo možné regenerátor inštalovať. [1], [3]

Obr. 2-7  $\beta$ -modifikácia

### 2.4.3 $\gamma$ -modifikácia

Vo svojej podstate je to konštrukčne jednoduchšia  $\beta$  verzia s regenerátorom a dvomi valcami, pričom jej zostal jeden hriadeľ so zotrvačníkom, avšak kompresný pomer sa znížil. Vďaka dvom valcom nesie výhodu jedného ojnicného čapu, keďže posun piestov sa zabezpečuje uhlom zvierajúceho osi valcov. [1], [3]

Horúca komora pozostávajúca z valca a piestu, ktorý je utesnený voči okoliu, avšak slúži ako premiestňovací piest, čiže pracovný plyn ho obteká. Princíp činnosti je takmer taký istý ako v modifikácii  $\beta$ , čiže plyn sa zohreje v horúcom valci expanduje a premiestni sa okolo piesta do chladného valca cez regenerátor. Chladný piest je vytlačený smerom von z valca, koná prácu, otáča hriadeľom a posúva horúci piest smerom dnu, čím sa aj zvyšok plynu pretlačí do chladnej komory. Následne na to je plyn ochladený, zmrštený a vŕahuje piest chladnej komory dnu, koná prácu, otáča hriadeľ a posúva horúci piest smerom von. Tým pádom sa plyn premiestni naspäť z chladnej komory cez regenerátor do teplej komory, kde sa opäť zohrieva a expanduje.

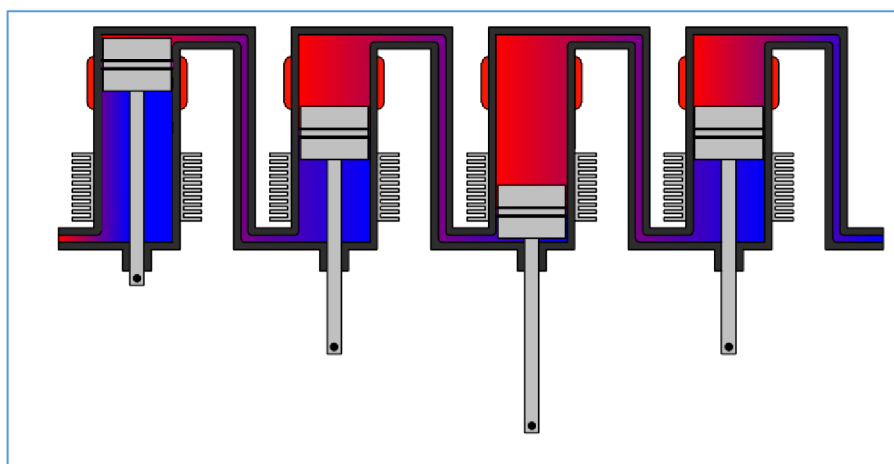
Obr. 2-8  $\gamma$ -modifikácia

### 2.4.4 Dvojčinná $\alpha$ -modifikácia

Už z názvu je poznať, že ide o upravené prevedenie  $\alpha$ -modifikácie, a to tak, že využíva priestor pod piestom ako studenú oblasť motora susedného valca, pričom priestor nad piestom je ohrievaná oblasť. Z toho vyplýva že ohrievaná oblasť jedného valca zdieľa ten istý plyn s chladnou oblasťou ďalšieho valca. Keďže sú valce takto prepojené, je zjavné, že v sústave budú minimálne tri valce, avšak používa sa koncepcia so štyrmi alebo šiestimi valcami. [1], [3]

Princíp činnosti sa opäť výrazne nemení až na fakt, že zotrvačník je v tomto prípade prevedenia zbytočný, keďže v každom momente konajú prácu naraz dva piesty. Valce sú zohrievané zo strany pevne uzavretej a chladené sú zo strany vývodu piestnice. Čiže plyn uzavretý v horúcej oblasti prvého valca je ohrievaný, tým pádom expanduje a premiestňuje sa cez regenerátor do chladnej časti druhého valca, kde vytlačí piest druhého valca tak, že znižuje priestor ohrievanej oblasti, koná prácu, otáča hriadeľom a posúva tak ostatné piesty. V tom istom čase vďaka svojmu pohybu druhý piest vytvára presunom plynu situáciu, kedy má tretí valec v chladnej oblasti maximálny objem plynu a jeho piest dosiahol hornú úvrať. Takže vo štvrtom valci v chladnej časti sa nachádza takmer celý objem plynu, ktorý je ochladený a začína komprimovať, čiže vťahuje piest smerom k vývodu, koná prácu, otáča hriadeľ a posúva ostatné piesty.

Takýmto spôsobom nastáva v štvorvalcovom Stirlingovom dvojčinnom motore v každom valci iná fáza termodynamických procesov.



Obr. 2-9 dvojčinná  $\alpha$ -modifikácia

## 2.5 Regenerátor

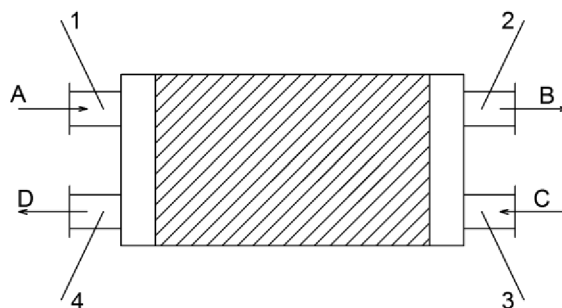
Jedná sa o súčasť Stirlingovho stroja zvyšujúcu jeho účinnosť pomocou regenerácie tepla prevádzaného z teplej časti motora do studenej. Plyn pretekajúci cez regenerátor odovzdáva svoje teplo telu regenerátora, čím sa samotný plyn ochladzuje a mriežka regenerátora ohrieva, čiže regenerátor teplo akumuluje. Pri opačnom procese, kedy studený plyn prúdi cez regenerátor do teplej časti, odovzdáva samotný regenerátor naakumulované teplo naspäť plynu, čiže mriežka regenerátora sa ochladzuje a plyn sa zohrieva. Týmto procesom sa dosahuje lepšia účinnosť tepelného obehu, tak že teplo odobrané regenerátorom sa nemusí odvádzať zo studenej časti motora a zase teplo navrátené regenerátorom sa nemusí dodávať na strane teplej časti motora. [2]

### 2.5.1 Ideálny regenerátor

Ideálna regenerácia nastáva v prípade, že pracovná látka vstupuje a aj opúšťa mriežku regenerátora, tak že buď teplota na strane regenerátora z kompresnej časti alebo teplota na strane expanzie je konštantná. A to je možné vtedy, ak celý proces trvá nekonečne dlho, čiže koeficient prenosu tepla alebo oblasť prenosu je nekonečná, alebo ak je tepelná kapacita pracovnej látky popri prípade mriežka regenerátora nulová alebo nekonečná. [1], [2]

### 2.5.2 Skutočný regenerátor

Reálny regeneračný proces je obmedzený podmienkami ďaleko vzdialenými od ideálnych predpokladov. Teploty na hraniciach regenerátora nie sú konštantné, avšak periodicky kolíšu, pretože deje expanzie a kompresie v skutočnom stroji nie sú izotermické. [1], [2]



Obr. 2-10 – Teplotný regenerátor

- 1 - Primárne pracovné médium sa privádza vstupom A do regenerátora pri konštantnej teplote
- 2 - Teplota primárneho pracovného média vystupujúceho zo vstupu B má vždy nižšiu teplotu ako pri vstupe A, avšak táto teplota sa neustále zvyšuje a asymptoticky sa blíži k hodnote teploty na vstupe A
- 3 - Tok primárneho pracovného média sa zastaví a začne prúdiť sekundárne médium vstupom C do regenerátora pri konštantnej teplote, jedná sa o fázu ochladzovania.
- 4 - Teplota sekundárneho pracovného média na výstupe D má vždy vyššiu teplotu ako na vstupe C, avšak táto teplota sa neustále znižuje asymptotickým poklesom k hodnote teploty na vstupe C

## 3 TEORETICKÁ ANALÝZA STIRLINGOVHO CYKLU

### 3.1 Schmidov cyklus

Je nutné aby návrh modelu Stirlingovho modelu sa opieral o teoretický základ podložený matematickými výpočtami. Miera zanedbania nedokonalosti skutočného stroja pôsobí priamo na výsledky návrhu, tým pádom je nevyhnutné minimalizovať chyby a čo najviac priblížiť predpoklady k realitiam. Preto matematická analýza bude vychádzať z takzvanej Schmidtovej teórie, ktorá počíta síce s niektorými idealizovanými predpokladmi, avšak nezanedbáva spojitosť pohybov piestov a teda počíta so spojitými zmenami objemov v motore, čo predstavuje reálnejší obraz pre návrh. [1], [3]

#### 3.1.1 Predpoklady

1. Dokonalý proces regenerácie
2. Pre celý systém má okamžitý tlak rovnakú hodnotu
3. Pracovné médium je charakterizované rovnicami ideálneho plynu  $pV=RT$
4. Nedochádza k stratám média a jeho váha je konštantná
5. Dokonalý sínusový priebeh zmien objemu v pracovnom priestore
6. Nenastávajú teplotné prechody v tepelných výmenníkoch
7. Konštantná teplota stien valcov a piestov
8. Dokonalé premiešanie obsahu valcov
9. Konštantná teplota pracovného média vo vedľajších priestoroch
10. Otáčky motora sú konštantné
11. Ustálené podmienky chodu motora

Z predpokladov je zjavné, že sa návrh idealizuje až na spojitý priebeh zmien objemu a započítanie mŕtvych objemov, avšak pri takmer každom návrhu a dimenzovaní sa vychádza zo Schmidtovej teórie podľa [1], [3], aj keď v mnohých prípadoch ide len o prijateľnú aproximáciu.

#### 3.1.2 Základné rovnice

Pomery zjednodušujúce výpočty:

$$\tau = \frac{T_C}{T_E} \quad (3.1)$$

$$\kappa = \frac{V_C}{V_E} \quad (3.2)$$

$$\chi = \frac{V_D}{V_E} \quad (3.3)$$

Okamžitý objem expanzného priestoru:

$$V_e = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos \varphi) \quad (3.4)$$

Okamžitý objem kompresného priestoru:



$$V_c = \frac{1}{2} \cdot \kappa \cdot V_E \cdot (1 + \cos(\varphi - \alpha)) \quad (3.5)$$

Okamžitý objem mŕtveho priestoru je totožný so zdvihovým objemom mŕtveho priestoru:

$$V_d = V_D = \chi \cdot V_E \quad (3.6)$$

Na základe vyššie uvedených predpokladov sa určí hmotnosť média zo stavových rovníc ideálneho plynu, konštantného tlaku a rešpektovania zachovania hmotnosti.

Stavová rovnica:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.7)$$

Hmotnosť pracovného média v expanznom priestore:

$$m_e = \frac{p_e \cdot V_e}{R \cdot T_e} \quad (3.8)$$

Hmotnosť pracovného média v kompresnom priestore:

$$m_c = \frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot T_c} \quad (3.9)$$

Hmotnosť pracovného média v mŕtvych priestoroch:

$$m_d = \frac{p_d \cdot V_d}{R \cdot T_d} \quad (3.10)$$

Celková hmotnosť pracovného média:

$$m = m_e + m_c + m_d = \frac{p_e \cdot V_e}{R \cdot T_e} + \frac{p_c \cdot V_c}{R \cdot T_c} + \frac{p_d \cdot V_d}{R \cdot T_d} \quad (3.11)$$

Okamžitý tlak je v celom systéme rovnaký:

$$p = p_e = p_c = p_d \quad (3.12)$$

Priemerná teplota v mŕtvom priestore za predpokladu lineárnej zmeny teploty v axiálnom smere, upravená pre zjednodušenie vzťahu pre výpočet celkovej hmotnosti:

$$T_D = \frac{T_E + T_C}{2} = \left( \frac{T_E + T_C}{2} \right) \cdot \frac{T_C}{T_C} = \frac{T_E \cdot T_C + T_C^2}{2 \cdot T_C} = \frac{T_E \cdot T_C}{2 \cdot T_C} + \frac{T_C}{2} = \left( \frac{T_E}{T_C} + 1 \right) \cdot \frac{T_C}{2} = \left( 1 + \frac{1}{\tau} \right) \cdot \frac{T_C}{2} \quad (3.13)$$

Úprava vzťahu (1.16), za predpokladu, že teploty  $T_c$  a  $T_e$  zostávajú konštantné a teda je možné ich nahradiť  $T_C$  a  $T_E$ :

$$m = \frac{\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos \varphi)}{R \cdot T_E} + \frac{\frac{1}{2} \cdot \kappa \cdot V_E \cdot [1 + \cos(\varphi - \alpha)]}{R \cdot T_C} + \frac{\chi \cdot V_E}{R \cdot T_D} \quad (3.14)$$

$$m = \frac{p \cdot V_E}{2 \cdot R} \cdot \left\{ \frac{(1 + \cos \varphi)}{T_E} + \frac{\kappa \cdot [1 + \cos(\varphi - \alpha)]}{T_C} + \frac{2 \cdot \chi}{T_D} \right\} \cdot \frac{T_C}{T_C} \quad (3.15)$$

$$m = \frac{p \cdot V_E}{2 \cdot R \cdot T_C} \cdot \left\{ \frac{T_C}{T_E} \cdot (1 + \cos \varphi) + \kappa \cdot [1 + \cos(\varphi - \alpha)] + \frac{T_C \cdot 2 \cdot \chi}{\left(1 + \frac{1}{\tau}\right) \cdot \frac{T_C}{2}} \right\} \quad (3.16)$$

$$m = \frac{p \cdot V_E}{2 \cdot R \cdot T_C} \cdot \left\{ \tau \cdot (1 + \cos \varphi) + \kappa \cdot [1 + \cos(\varphi - \alpha)] + \frac{4 \cdot \chi \cdot T_C}{T_C \cdot \tau + T_C} \right\} \quad (3.17)$$

$$m = \frac{p \cdot V_E}{2 \cdot R \cdot T_C} \cdot \left\{ \tau \cdot (1 + \cos \varphi) + \kappa \cdot [1 + \cos(\varphi - \alpha)] + \frac{4 \cdot \chi \cdot \tau}{1 + \tau} \right\} \quad (3.18)$$

$$m = \frac{p \cdot V_E}{2 \cdot R \cdot T_C} \cdot K \quad (3.19)$$

Redukovaný mŕtvy objem:

$$S = \frac{2 \cdot \chi \cdot \tau}{\tau + 1} = \frac{2 \cdot \frac{V_D}{V_E} \cdot \frac{T_C}{T_E}}{\frac{T_C}{T_E} + 1} = \frac{2 \cdot \frac{V_D}{V_E} \cdot \frac{T_C}{T_E}}{\frac{T_C + T_E}{T_E}} = \frac{2 \cdot V_D \cdot T_C}{V_E \cdot T_E} \cdot \frac{T_E}{T_C + T_E} = \frac{2 \cdot V_D \cdot T_C}{V_E \cdot (T_E + T_C)} = \frac{2 \cdot V_D \cdot T_C}{V_E \cdot \left(\frac{T_D}{2}\right)} \quad (3.20)$$

$$S = \frac{V_D \cdot T_C}{V_E \cdot T_D}$$

Vyjadrenie konštanty K:

$$K = \left\{ \tau \cdot (1 + \cos \varphi) + \kappa \cdot [1 + \cos(\varphi - \alpha)] + 2 \cdot S \right\} \quad (3.21)$$

Vzťah popisujúci zjednodušenie rovnice (1.26):

$$y = \sqrt{r^2} \cdot \cos(\varphi - \beta) \quad (3.22)$$

Pričom platí:

$$\tan \beta = \frac{z}{x} = \frac{r \cdot \sin \beta}{r \cdot \cos \beta} \quad (3.23)$$

Po úprave:

$$y = \sqrt{r^2} \cdot \cos(\varphi - \beta) = \sqrt{r^2} \cdot (\cos \varphi \cdot \cos \beta + \sin \varphi \cdot \sin \beta) = r \cdot \cos \varphi \cdot \cos \beta + r \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta \quad (3.24)$$

$$y = x \cdot \cos \varphi + z \cdot \sin \varphi$$

Po aplikovaní vzťahu (1.29) do vzťahu (1.26):

$$K = \left[ (\tau + \kappa \cdot \cos \alpha)^2 + (\kappa \cdot \sin \alpha)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \cos(\varphi - \theta) + \tau + \kappa + 2 \cdot S \quad (3.25)$$

$$K = \left( \tau^2 + 2 \cdot \tau \cdot \kappa \cdot \cos \alpha + \kappa^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \cos(\varphi - \theta) + \tau + \kappa + 2 \cdot S \quad (3.26)$$

Pričom platí:

$$\tan \theta = \kappa \cdot \sin \frac{\alpha}{\tau + \kappa \cdot \cos \alpha} \quad (3.27)$$

Substitúcia:

$$A = \left( \tau^2 + 2 \cdot \tau \cdot \kappa \cdot \cos \alpha + \kappa^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.28)$$

$$B = \tau + \kappa + 2 \cdot S \quad (3.29)$$

$$\delta = \frac{A}{B} \quad (3.30)$$

Po dosadení do rovnice (1.31):

$$K = A \cdot \cos(\varphi - \theta) + B \quad (3.31)$$

Vyjadrenie hodnoty okamžitého tlaku:

$$p = \frac{m \cdot 2 \cdot R \cdot T_C}{V_E} \cdot [A \cdot \cos(\varphi - \theta) + B] \quad (3.32)$$

$$p = \frac{m \cdot 2 \cdot R \cdot T_C}{V_E \cdot B \cdot [\delta \cdot \cos(\varphi - \theta) + 1]} \quad (3.33)$$

Okamžitý tlak nadobúda svoje minimum ak  $\varphi = \theta$ , čiže  $\varphi - \theta = 0$ :

$$p_{\min} = \frac{m \cdot 2 \cdot R \cdot T_C}{V_E \cdot B \cdot (\delta + 1)} \quad (3.34)$$

A svoje maximum nadobudne ak  $\varphi = \theta + \pi$ , čiže  $\varphi - \theta = \pi$ :

$$p_{\max} = \frac{m \cdot 2 \cdot R \cdot T_C}{V_E \cdot B \cdot (1 - \delta)} \quad (3.35)$$

Potom okamžitý tlak je rovný, na základe rovnosti hmotnosti média, plynovej konštanty, teploty kompresnej časti a objemu expanznej časti:

$$p \cdot B [1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)] = p_{\min} \cdot B \cdot (\delta + 1) \quad (3.36)$$

$$p = \frac{p_{\min} \cdot (\delta + 1)}{[1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)]} = \frac{p_{\max} \cdot (1 - \delta)}{[1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)]} \quad (3.37)$$

Tlakový pomer:

$$p_r = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{1 + \delta}{1 - \delta} \quad (3.38)$$

Stredná hodnota tlaku v cykle:

$$p_{st} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} p d(\varphi - \theta) = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{p_{\max} \cdot (1 - \delta)}{[1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)]} d(\varphi - \theta) \quad (3.39)$$

Po zintegrovaní:

$$p_{st} = p_{\max} \cdot \sqrt{\frac{1-\delta}{1+\delta}} \quad (3.40)$$

### 3.1.3 Prenášané teplo

Keďže procesy kompresie a expanzie sú izotermické, tak prenášané teplo a vykonaná práca sú si rovné:

$$Q = W = \int p dV \quad (3.41)$$

Pri predpoklade, že stále platí veľkosť objemu:

$$V = \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot (1 + \cos \varphi) \quad (3.42)$$

$$dV = -\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot \sin \varphi d\varphi \quad (3.43)$$

A zároveň hodnota okamžitého tlaku:

$$p \approx p_{st} \cdot [1 - \Delta \cos(\varphi - \theta)] \quad (3.44)$$

pričom:

$$\Delta = \frac{2 \cdot \delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \quad (3.45)$$

Po dosadení vzťah pre výpočet prenášaného tepla a vykonanej práce nadobudne tvar:

$$Q = -\frac{1}{2} \cdot \int_0^{2\pi} \{ p_{st} \cdot V_E \cdot [1 - \Delta \cos(\varphi - \theta)] \cdot \sin \varphi \} d\varphi \quad (3.46)$$

$$Q = -\frac{1}{2} \cdot p_{st} \cdot V_E \int_0^{2\pi} [\sin \varphi - \Delta (\cos \varphi \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi + \sin \theta \cdot \sin^2 \varphi)] d\varphi \quad (3.47)$$

$$Q = -\frac{1}{2} \cdot p_{st} \cdot V_E \cdot \left\{ -\cos \varphi - \Delta \cdot \left[ -\cos \theta \cdot \frac{1}{2} \cdot \cos 2\varphi + \sin \theta \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \varphi - \frac{1}{4} \cdot \sin^2 \varphi \right) \right] \right\}_0^{2\pi} \quad (3.48)$$

$$Q = -\frac{1}{2} \cdot p_{st} \cdot V_E \cdot \left[ -\Delta \cdot \sin \theta \cdot \frac{\varphi}{2} \right]_0^{2\pi} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot p_{st} \cdot V_E \cdot \Delta \cdot \sin \theta \quad (3.49)$$

### 3.1.4 Expanzný priestor

Zmena objemu v expanznej komore je definovaná vzťahom (1.9) a teda teplo prenášané v tejto časti motora je možné určiť rovnicou:

$$Q_e = \frac{\pi \cdot p_{st} \cdot V_E \cdot \delta \cdot \sin \theta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \quad (3.50)$$

Nie je nevyhnutné aproximovať výraz (1.49) pre okamžitý tlak, avšak namiesto toho sa využije rovnica (1.42) a (1.48) pre vyjadrenie prenášaného tepla za cyklus:

$$Q_e = \oint p \, dV = \oint \left[ \frac{-p_{\min} \cdot (1 + \delta)}{1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)} \cdot \frac{1}{2} \cdot V_E \cdot \sin \varphi \right] d\varphi \quad (3.51)$$

$$Q_e = \frac{-V_E \cdot p_{\min} \cdot (1 + \delta)}{2} \cdot I \quad (3.52)$$

Pričom:

$$I = \oint \left[ \frac{\sin \varphi}{1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)} \right] d\varphi \quad (3.53)$$

Po dosadení týchto rovností:

$$\psi = \varphi - \theta \quad \tan \frac{\psi}{2} = t \quad d\varphi = d\psi = \frac{2 \cdot dt}{1 + t^2} \quad (3.54)$$

Po úprave výrazu (1.58):

$$dI = \oint \left\{ \frac{(\delta \cdot \sin \psi \cdot \cos \theta) + (\delta \cdot \cos \psi \cdot \sin \theta + \sin \theta) + (\sin \theta)}{1 + \delta \cdot \cos \psi} \right\} d\psi \quad (3.55)$$

$$dI = \left[ -\cos \theta \cdot \log(1 + \delta \cdot \cos \psi) \right]_{\psi=0}^{2\pi} + \sin \theta [\psi]_{\psi=0}^{2\pi} - \sin \theta \cdot \oint \left[ \frac{2}{1 + t^2 + \delta \cdot (1 - t^2)} \right] dt \quad (3.56)$$

$$dI = 2\pi \cdot \sin \theta - 2 \cdot \sin \theta \cdot \oint \left[ \frac{1}{(1 + \delta) + (1 - \delta) \cdot t^2} \right] dt \quad (3.57)$$

$$dI = 2\pi \cdot \sin \theta - \frac{2 \cdot \sin \theta}{1 - \delta} \cdot \sqrt{\frac{1 - \delta}{1 + \delta}} \cdot \oint \left[ \frac{\frac{\sqrt{1 + \delta}}{\sqrt{1 - \delta}}}{\left( \frac{1 + \delta}{1 - \delta} \right) + t^2} \right] dt \quad (3.58)$$

$$dI = 2\pi \cdot \sin \theta - \frac{2 \cdot \sin \theta}{\sqrt{1 - \delta^2}} \cdot \left\{ \arctan \left[ \frac{\sqrt{1 - \delta}}{\sqrt{1 + \delta}} \right] \right\}_{\psi=0}^{2\pi} \quad (3.59)$$

Pri výpočte určitého integrálu sa predpokladá  $t = 0$  pre obe hranice. Z rovnice (1.59) je zreteľné, že ak  $\delta \rightarrow 0$ , tak cyklický integrál tretieho člena nadobúda tvar  $-2\pi \sin \theta$ :

$$dI = 2\pi \cdot \sin \theta - \frac{2\pi \cdot \sin \theta}{\sqrt{1 - \delta^2}} = 2\pi \cdot \sin \theta \cdot \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \delta^2}} \right) \quad (3.60)$$

Po dosadení do rovnice (1.57):

$$Q_e = \frac{-V_E \cdot p_{\min} \cdot (1 + \delta)}{2} \cdot \frac{2\pi \cdot \sin \theta}{\delta} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \delta^2}} \right) \quad (3.61)$$

Po úprave:

$$Q_e = -V_E \cdot p_{st} \cdot \pi \cdot \sin \theta \cdot \frac{\sqrt{1-\delta^2} - 1}{\delta} \quad (3.62)$$

Pre kontrolu správnosti je možné vynásobiť vzťah (1.66) členom  $\sqrt{1-\delta^2} + 1$  a výsledok by mal odpovedať vzťahu (1.55)

### 3.1.5 Kompresný priestor

Zmena objemu v kompresnej komore je definovaná vzťahom (1.10) a teda teplo prenášané v tejto časti motora je možné určiť rovnicou:

$$Q_c = \frac{\pi \cdot p_{st} \cdot V_E \cdot \kappa \cdot \delta \cdot \sin(\theta - \alpha)}{1 + \sqrt{1-\delta^2}} \quad (3.63)$$

Po vydelení vzťahom (1.55):

$$\frac{Q_c}{Q_e} = \frac{\frac{\pi \cdot p_{st} \cdot V_E \cdot \kappa \cdot \delta \cdot \sin(\theta - \alpha)}{1 + \sqrt{1-\delta^2}}}{\frac{\pi \cdot p_{st} \cdot V_E \cdot \delta \cdot \sin \theta}{1 + \sqrt{1-\delta^2}}} = \frac{\kappa \cdot \sin(\theta - \alpha)}{\sin \theta} = \frac{\kappa \cdot \sin(\theta - \alpha)}{\sin \theta} \quad (3.64)$$

$$\frac{Q_c}{Q_e} = \frac{\kappa \cdot (\sin \theta \cdot \cos \alpha - \cos \theta \cdot \sin \alpha)}{\sin \theta} = \frac{\kappa \cdot (\cos \alpha - \sin \alpha)}{\tan \theta} \quad (3.65)$$

$$\text{Pričom } \tan \theta = \frac{\kappa \cdot \sin \alpha}{\tau + \kappa \cdot \cos \alpha}, \text{ čiže } \frac{Q_c}{Q_e} = -\tau$$

### 3.1.6 Vykonaná práca

Teplo prenášané v expanznej časti motora má opačné znamienko ako teplo prenášané v kompresnej časti motora, a zároveň je numericky odlišné od teplotného pomeru. Analogicky aj vykonaná práca v oboch priestoroch má rovnaký vzťah:

$$W_C = -\tau \cdot W_E \quad (3.66)$$

A čistá práca:

$$W = W_C + W_E = (1 - \tau) \cdot Q_e \quad (3.67)$$

Po úprave vzťahov (1.71) a (1.72):

$$W_C = \frac{\tau \cdot W}{-1 - \tau} \quad (3.68)$$

$$W_E = -\frac{W_C}{\tau} \quad (3.69)$$

Keďže teplota expanznej časti je vyššia od teploty v kompresnej časti  $T_E > T_C$ , čiže  $\tau < 1$ , tak aj termická účinnosť motora bude rovná:

$$\eta_t = \frac{Q_e - Q_c}{Q_e} \cdot 100 = \frac{Q_e - \tau \cdot Q_e}{Q_e} \cdot 100 = (1 - \tau) \cdot 100 = \frac{T_E - T_C}{T_E} \cdot 100 \quad (3.70)$$

Pričom  $Q_e$  predstavuje dodané teplo a  $Q_c$  teplo odovzdané.

### 3.1.7 Hmotnosť pracovného média v motore

Zo stavovej rovnice plynu:

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (3.71)$$

Hodnota okamžitého tlaku definovaná jeho strednou hodnotou:

$$p = p_{st} \cdot \frac{\sqrt{1 - \delta^2}}{1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)} \quad (3.72)$$

Hmotnosť média v expanznej časti motora podľa vzťahu (1.13), pričom okamžitý objem je definovaný výrazom (1.9) a okamžitý tlak (1.74)

$$m_e = \frac{\frac{1}{2} \cdot V_E \cdot p_{st} \cdot \sqrt{1 - \delta^2} \cdot (1 + \cos \varphi)}{R \cdot T_E \cdot [1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)]} \quad (3.73)$$

Rýchlosť zmeny hmotnosti pracovnej látky v expanznom priestore:

$$\frac{dm_e}{d\varphi} = \frac{V_E \cdot p_{st} \cdot \sqrt{1 - \delta^2} \cdot \{ \delta \cdot [\sin(\varphi - \theta) - \sin \theta] - \sin \varphi \}}{2 \cdot R \cdot T_E \cdot [1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)]^2} \quad (3.74)$$

Hmotnosť média v kompresnom priestore motora podľa vzťahu (1.14), pričom okamžitý objem je určený vzťahom (1.10):

$$m_c = \frac{\frac{1}{2} \cdot \kappa \cdot V_E \cdot p_{st} \cdot \sqrt{1 - \delta^2} \cdot [1 + \cos(\varphi - \alpha)]}{R \cdot T_C \cdot [1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)]} \quad (3.75)$$

Rýchlosť zmeny hmotnosti pracovnej látky v kompresnom priestore:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{\kappa \cdot V_E \cdot p_{st} \cdot \sqrt{1 - \delta^2} \cdot \{ \delta \cdot [\sin(\varphi - \theta) + \sin(\alpha - \theta)] - \sin(\varphi - \alpha) \}}{2 \cdot R \cdot T_C \cdot [1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)]^2} \quad (3.76)$$

Hmotnosť média v mŕtvom priestore podľa vzťahu (1.15), pričom objem mŕtvych priestorov je nemenný a je daný výrazom (1.11):

$$m_d = \frac{\chi \cdot V_E \cdot p_{st} \cdot \sqrt{1 - \delta^2}}{R \cdot T_D \cdot [1 + \delta \cdot \cos(\varphi - \theta)]} \quad (3.77)$$

Rýchlosť zmeny hmotnosti pracovnej látky v mŕtvom priestore:

$$\frac{dm_d}{d\varphi} = \frac{\chi \cdot V_E \cdot p_{st} \cdot \sqrt{1-\delta^2} \cdot \delta \cdot \sin(\varphi-\theta)}{R \cdot T_D \cdot [1 + \delta \cdot \cos(\varphi-\theta)]^2} \quad (3.78)$$

Za idealizovaných predpokladov absolútnej tesnosti systému je celková hmotnosť pracovného média konštantná, čiže súčet zmien hmotnosti média v jednotlivých častiach motora bude nulový:

$$dm_e + dm_c + dm_d = 0 \quad (3.79)$$

Vzťah pre výpočet hodnoty konštantnej celkovej hmotnosti pracovnej látky podľa rovnice (1.24) a (1.26) a po úpravách:

$$m = \frac{p_{st} \cdot V_E \cdot \sqrt{1-\delta^2} \cdot \left\{ \tau \cdot (1 + \cos \varphi) + \kappa \cdot [1 + \cos(\varphi-\alpha)] + 2 \cdot S \right\}}{2 \cdot R \cdot T_C \cdot [1 + \delta \cdot \cos(\varphi-\theta)]} \quad (3.80)$$

Keďže celková hmotnosť je stále konštantná a posun kľuky ju neovplyvní, tak je zbytočné počítať s týmto posunom a jeho uhol je možné položiť k nule, čiže  $\varphi = 0$ :

$$m = \frac{p_{st} \cdot V_E \cdot \sqrt{1-\delta^2} \cdot \left\{ \tau + \frac{\kappa}{2} \cdot [1 + \cos \alpha] + S \right\}}{R \cdot T_C \cdot [1 + \delta \cdot \cos \theta]} \quad (3.81)$$

### 3.1.8 Odoberané teplo a práca motora v bezrozmerných jednotkách

Merné odoberané teplo vzťahne na jednotku hmotnosti pracovného média sa určí pomocou rovníc (1.55) a (1.83):

$$q_m = \frac{Q_e}{m \cdot R \cdot T_C} = \frac{\pi \cdot \delta \cdot \sin \theta \cdot (1 + \cos \theta)}{\sqrt{1-\delta^2} \cdot (1 + \sqrt{1-\delta^2}) \cdot \left[ \tau + \frac{\kappa}{2} \cdot (1 + \cos \alpha) + S \right]} \quad (3.82)$$

Analogicky merná výstupná práca motora vzťahná na jednotku hmotnosti pracovnej látky:

$$w_m = \frac{W}{m \cdot R \cdot T_C} = (1 - \tau) \cdot q_m \quad (3.83)$$

Bezrozmerné výrazy pre maximálne odoberané teplo  $q_{max}$  a maximálnu výstupnú prácu  $w_{max}$  sú určené funkciami tlaku a objemu, pričom pracovný objem predstavuje vzťah:

$$V = V_E + V_C = (1 + \kappa) \cdot V_E \quad (3.84)$$

Potom pomocou výrazov (1.45) a (1.55) sa vyjadří konečný vzťah pre  $q_{max}$  a  $w_{max}$ :

$$q_{max} = \frac{Q_e}{p_{max} \cdot V} = \frac{\pi \cdot \sqrt{1-\delta} \cdot \delta \cdot \sin \theta}{(1 + \kappa) \cdot \sqrt{1+\delta} \cdot (1 + \sqrt{1-\delta^2})} \quad (3.85)$$

$$w_{max} = (\tau - 1) \cdot q_{max} \quad (3.86)$$



## 3.2 Teoretický výkon motora

Výpočet hodnoty výkonu motora vychádza z vykonanej práce a strát spôsobených zotrvačnými silami pohyblivých častí motora.

### 3.2.1 Výkon

Vyššie popísaná vykonaná práca predstavuje hodnotu za jeden cyklus, čiže za jednu otáčku motora, preto výpočet výkonu nadobúda tento tvar a predstavuje výkon spôsobený silou pôsobiacou na piest motora:

$$P_p = \frac{W}{t} = \frac{W}{T} = W \cdot f \quad (3.87)$$

### 3.2.2 Straty

Keďže Schmidtov teoretický cyklus je idealizovaný, tak analýza zahŕňa do výpočtu len termodynamické straty, avšak pre výpočet výstupného výkonu na hriadeľ motora sa uvažuje aj so stratami mechanickými. Pri zanedbaní vyššie popísaných zákonitostí sú do výpočtu zahrnuté len straty spôsobené zotrvačnosťou pohyblivých častí. Zotrvačné sily sú ovplyvnené hmotnosťou a rýchlosťou zmeny otáčok stroja:

$$F_z = -k \cdot m \quad (3.88)$$

Kde zrýchlenie  $k$  je vyjadrené ako:

$$k = \omega^2 \cdot r_{shaft} \cdot \left( \cos \varphi + \frac{r_{shaft}}{L} \cdot \cos 2 \cdot \varphi \right) \quad (3.89)$$

pričom  $r_{shaft}$  je polomer hriadeľa a  $L$  je dĺžka ojnice.

### 3.2.3 Výsledný výkon

Výsledný výkon motora je možné popísať pomocou momentu a otáčok stroja:

$$P_C = M_C \cdot \omega \quad (3.90)$$

Výsledný moment je charakterizovaný silami pôsobiacimi na hriadeľ:

$$M_C = F_C \cdot r_{shaft} \quad (3.91)$$

Súčet síl pôsobiacich na hriadeľ:

$$F_C = F_p + F_z \quad (3.92)$$

Sila pôsobiaca na piest:

$$F_p = \frac{P_p}{r_{shaft} \cdot \omega} = \frac{P_p}{r_{shaft} \cdot 2 \cdot \pi \cdot f} \quad (3.93)$$

### 3.2.4 Teoretická účinnosť systému

Hodnota teoretickej účinnosti počítaná len so stratami spojenými so zotrvačnosťou hmôt nie je porovnateľná s reálnou, slúži len ako výstupná informácia za účelom čo najlepšieho výberu vstupných hodnôt výpočtu, čiže veľkosti zdvihových a mŕtvych objemov, pracovnej látky, pracovného stredného tlaku a teplôt v expanznom a kompresnom valci, a je vyjadrená ako:

$$\eta = \frac{P_p}{Q \cdot f} \quad (3.94)$$

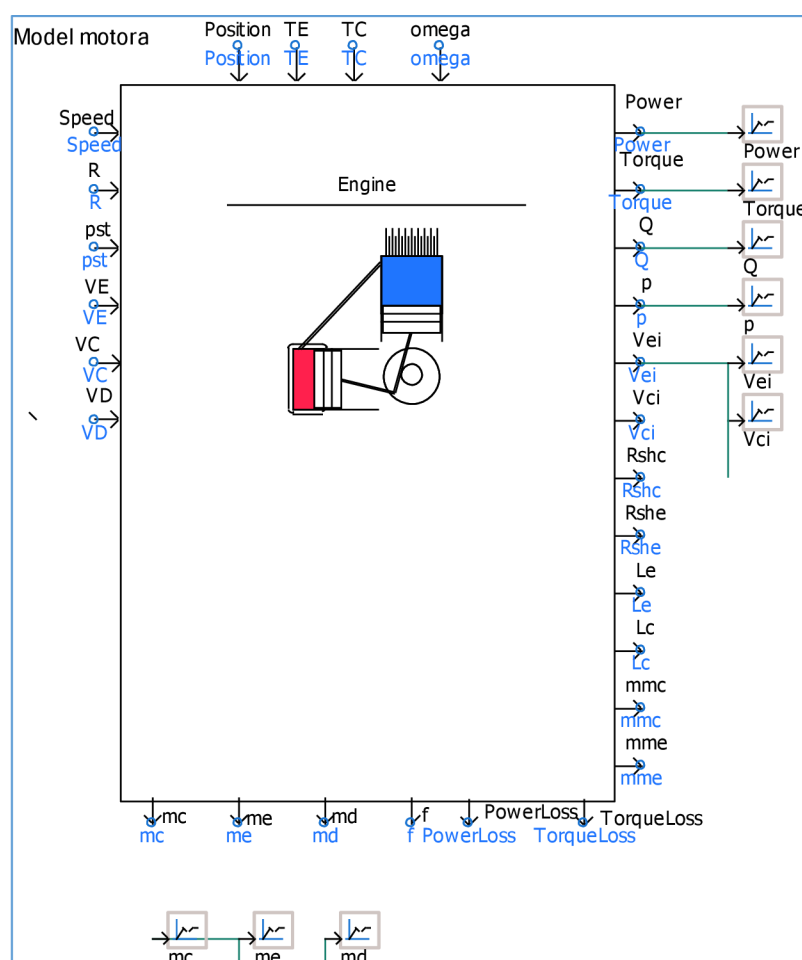
pričom  $Q$  je teplo prenášané v systéme, ale keďže ide o idealizovaný cyklus tak je rovné dodávanému teplu do expanzného valca.

## 4 MODEL V PROSTREDÍ PSCAD

Na základe teoretickej analýzy Stirlingovho motora uvedenej v predošlej kapitole bol vytvorený matematický model v prostredí PScad. Nosnou časťou programu je samotný motor definovaný vyššie uvedenými vzťahmi, uzatvorený v bloku so vstupmi, ktorých hodnoty sú zadávané ovládacím panelom, a výstupmi vyvedenými na panel zobrazujúci výsledky a grafické priebehy. Počas práce v prostredí PScad boli používané informácie z [7].

### 4.1 Model motora

Výpočtový model pozostáva z blokov spracúvajúcich vstupné signály nesúce hodnoty zadaných veličín. Na Obrázku 4-1 je zobrazený blok predstavujúci model motora so vstupmi na ľavej a horenej strane a s výstupmi na pravej a dolnej strane.



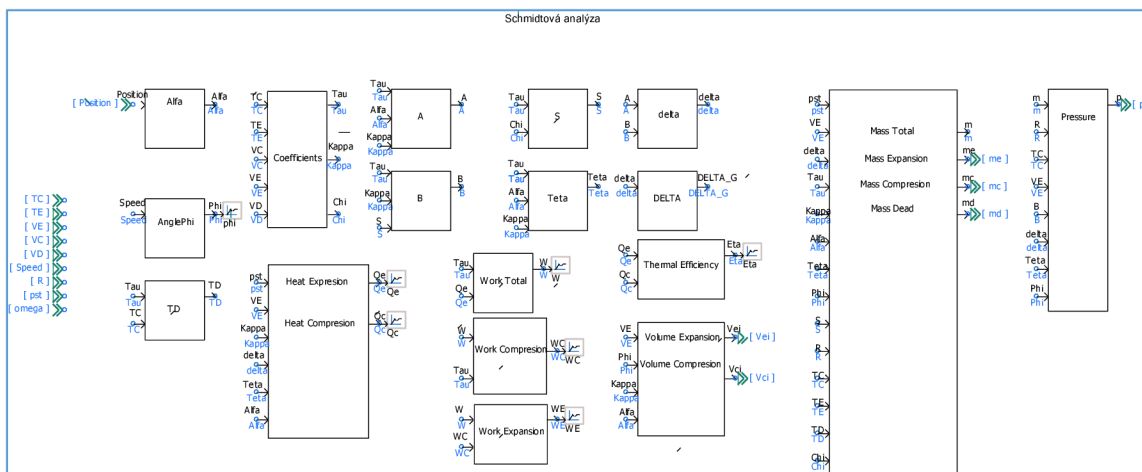
Obr. 4-1 – Model motora

Po otvorení bloku sa zobrazí skupina podblokov vykonávajúca samotný výpočet. Okrem Schmidtovej analýzy model počíta aj rozmery motora, výstupný výkon a časť výsledkov posiela na výstupy a časť udáva na kontrolných paneloch. Na Obrázku 4-2 sú zobrazené bloky Schmidtovej analýzy, čiže bloky počítajúce okamžité hodnoty hmotnosti pracovnej látky, objemov valcov, tlaku a hodnoty prenášaného tepla a vykonanej práce.

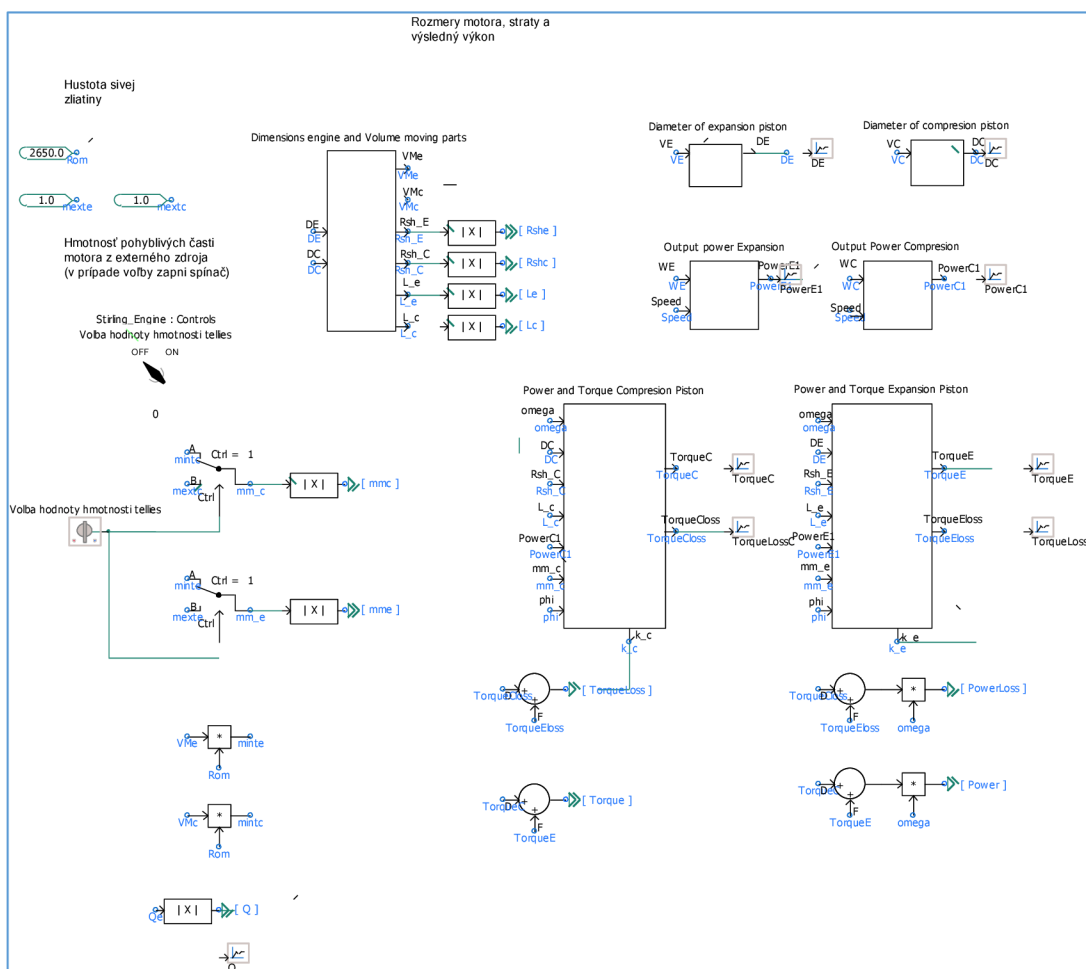
Obrázok 4-3 zobrazuje pohľad na časť modelu motora, kde sú definované výpočty pre rozmery motora, straty zotrvačných síl, výkony a momenty, rovnako aj voľba možnosti zadania hodnôt hmotnosti pohyblivých telies z externého zdroja, potrebných pre výpočet zotrvačných síl.

Vnútri modelu sa nachádza aj vzťah pre výpočet hodnoty otáčok, pri ktorých sa sila pôsobiaca na piest rovná sile zotrvačných hmôt a jeho účel je vysvetlený v kapitole 4.5.

Pre komplexnosť bloku sa v spodnej časti nachádzajú kontrolné panely s výslednými hodnotami termickej účinnosti, prenášaného tepla, vykonanej práce a momentov spolu s momentami zápornými spôsobenými zotrvačnosťou.



Obr. 4-2 – Model Schmidtovej analýzy



Obr. 4-3 – Blok pre výpočet rozmerov, strát a výsledných hodnôt momentu a výkonu

Základné rozmery motora sú definované pomermi v *Tabuľke 4-1* podľa [5], pričom priemer piestu predstavuje  $D = l$  (100%). Samotný priemer je počítaný zo zadaných zdvihových objemov valca podľa [1]:

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{D}{2} \quad (4.1)$$

z toho vyplýva, že výška zdvihu bude rovná polomeru piesta. Po úprave vzťah nadobudne tvar:

$$D = \sqrt[3]{\frac{V \cdot 8}{\pi}} \quad (4.2)$$

Tab. 4-1 – Charakteristické pomery rozmerov piesta a ojnice

Popis	Značka	pomer	Zvolený pomer
Výška piestu	$H_p$	1,2 – 1,7	1,2
Kompresná výška piestu	$H_k$	0,55 – 0,95	0,9
Dĺžka ojničného čapu	$H_{\check{c}}$	0,85	0,85
Šírka ojničného oka	$H_0$	0,35 – 0,38	0,38
Hrúbka dna piesta	$\delta$	0,07 – 0,1	0,08
Výška prvého mostíka	$H_{m1}$	0,1 – 0,18	0,15
Výška druhého mostíka	$H_{m2}$	0,04 – 0,07	0,7
Výška plášťa piesta	$H_{pl}$	0,4 – 1	0,5
Dĺžka ojnice	$L$	1,7 – 2,3	2
Vnútorý priemer ojničného oka	$D_{H1}$	0,28 – 0,5	0,38
Vonkajší priemer ojničného oka	$D_{H2}$	$1,5 \cdot D_{H1}$	0,57
Vnútorý priemer hlavy ojnice	$D_{D1}$	0,5 – 0,75	0,5
Vonkajší priemer hlavy ojnice	$D_{D2}$	$1,15 \cdot D_{D1}$	0,575
Šírka hlavy ojnice	$H_D$	0,4 – 0,45	0,42
Hrúbka krku ojnice	$t_{q1}$	10 – 25 mm	17,5 mm
Hrúbka steny krku ojnice	$t_q$	3 – 8 mm	6 mm

Pre úplnosť zoznamu všetkých základných rozmerov je potrebné uviesť polomer kľukovej hriadele a keďže tento rozmer je rovný polovici zo zdvihovej výšky piestu, potom výraz nadobudne tvar:

$$r_{shaft} = \frac{D}{4} \quad (4.3)$$

Rozmery pohyblivých častí motora nie sú zahrnuté vo výpočte len z informatívneho hľadiska, ale aj za účelom zistenia zotrvačných síl v pohyblivých hmotách, keďže tie sú závislé na hmotnosti. A samotná hmotnosť je definovaná objemom:

$$m = \rho \cdot V_m \quad (4.4)$$

Celkový objem všetkých pohyblivých častí:

$$V_m = V_{rod\_c} + V_{rod\_e} + V_{piston\_c} + V_{piston\_e} + V_{shaft} + V_{pivot\_c} + V_{pivot\_e} \quad (4.5)$$

kde  $V_{rod}$  je objem ojnice,  $V_{piston}$  objem piesta,  $V_{shaft}$  objem hriadeľa a  $V_{pivot}$  objem ojničných čapov.

Počítané objemy sú odlišné od skutočných objemov a miera odlišnosti je spôsobená výberom typov jednotlivých častí a približnými vzťahmi pre ich výpočet. Takže vo výpočte bude zahrnutá chyba spôsobená touto toleranciou, ktorú je však možné eliminovať vytvorením 3D modelu pomocou softwaru, v prípade tejto práce je použitý program Inventor od Autodesku, ktorý je schopný s celkom vysokou presnosťou určiť nie len objem ale po zadaní materiálu aj hmotnosť. Pre túto skutočnosť je v matematickom modeli vložená voľba výpočtu objemu alebo zadania hmotnosti pohyblivých častí z externého zdroja.

Hodnoty objemov nadobudnuté výpočtom sú definované nasledujúcimi vzťahmi odvodenými z geometrických vlastností jednotlivých častí, ktorých výkresový popis je uvedený v kapitole pre 3D model.

Vzťah pre výpočet objemu piesta:

$$V_{piston} = \frac{\delta \pi D^2}{4} + (H_p - H_{pl}) \cdot \left[ \frac{\pi D^2}{4} - H_o^2 - \pi \cdot \left( \frac{D - H_o}{2} \right)^2 \right] + (H_\varepsilon - H_o) \cdot D \cdot H_{pl} \quad (4.6)$$

Vzťah definujúci objem ojnice:

$$\begin{aligned} V_{rod} = & \left[ H_0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{H_2}^2 - D_{H_1}^2) \right] + \left[ H_D \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{D_2}^2 - D_{D_1}^2) \right] + \\ & + t_{q1} \cdot \left[ \frac{D_{D_1} + D_{H_1} + \frac{2}{3} D_{H_1}}{2} \cdot \left( L - \frac{D_{D_2} + D_{H_2}}{2} \right) \right] \\ & + (t_{q1} - t_q) \cdot \left[ \frac{D_{D_1} + D_{H_1}}{2} \cdot \left( L - \frac{D_{D_2} + D_{H_2}}{2} - \frac{D_{H_1}}{3} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.7)$$

Výpočet objemu kľukového hriadeľa:

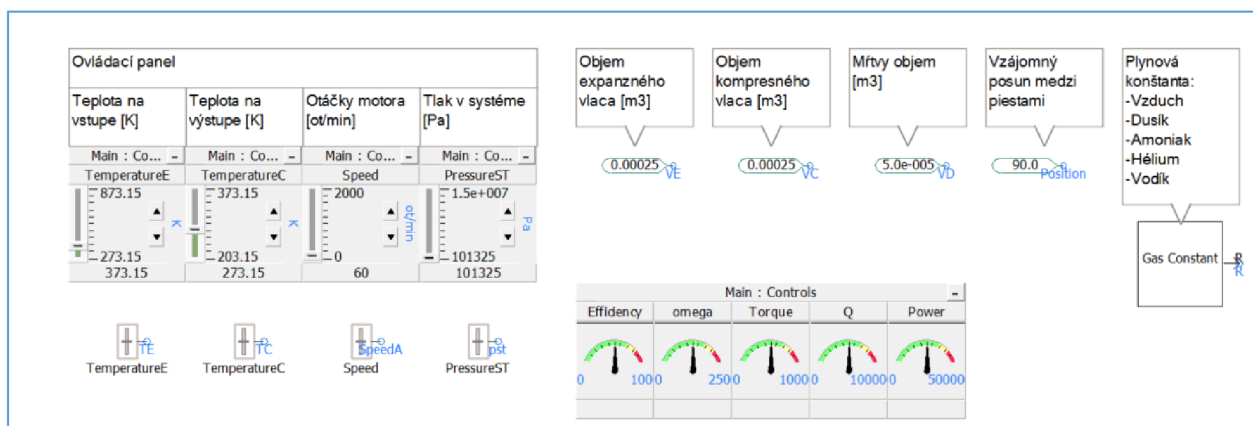
$$V_{shaft} = D_{D_1}^2 \cdot \left( 1,1 \cdot \pi \cdot H_D + r_{shaft} + D_{D_1} \right) \quad (4.8)$$

Objem ojničných čapov:

$$V_{pivot} = \frac{\pi \cdot D_{H_1}^2}{4} \cdot H_\varepsilon \quad (4.9)$$

## 4.2 Ovládací panel

Hodnoty privedené na vstup modelu motora sú zadávané v časti nazvanej ovládací panel. Na obrázku 4 – 4 sú zobrazené v ľavej časti veličiny, ktoré je možné riadiť aj počas analýzy a jedná sa o teplotu v expanznom valci v rozsahu od 273,15 K do 873,15 (0°C až 600°C), teplotu v kompresnom valci od 203,15 K do 373.15 K (-70°C až 100°C), otáčky motora od 0 do 2000 za minútu a strednú hodnotu pracovného tlaku, ktorej hodnotu je možné nastavovať od atmosférického po 1,5 MPa.



Obr. 4-4 – Ovládací panel

Okrem priebežne nastaviteľných veličín sa v ovládacom paneli nachádzajú hodnoty objemu expanzného a kompresného valca, mŕtveho objemu, vzájomný posun medzi piestami a typ pracovného plynu vnútri systému.

Pracovnú látku je možné zvoliť z ponuky piatich plynov, pričom hodnota na výstupe predstavuje špecifickú plynovú konštantu. V tabuľke 4 - 2 sú uvedené hodnoty konštanty pre každý plyn z ponuky.

Tab. 4-2 – Špecifická plynová konštantá ( $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$ )

Plyn	Značka	Plynová konštantá
Vzduch	-	287,1
Dusík	N <sub>2</sub>	296,84
Amoniak	NH <sub>3</sub>	488,22
Hélium	He	2078,62
Vodík	H <sub>2</sub>	4116,07

Pod ovládaním sa nachádza kontrolný panel, ktorý zobrazuje hodnoty výstupného výkonu, prenášaného tepla, krútiaceho momentu, účinnosti systému a uhlovej rýchlosti, ktorej hodnota je rovná:

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi n}{60} \tag{4.10}$$

pričom  $n$  sú otáčky za minútu (v programe označené ako *Speed*).

### 4.3 Spotreba paliva

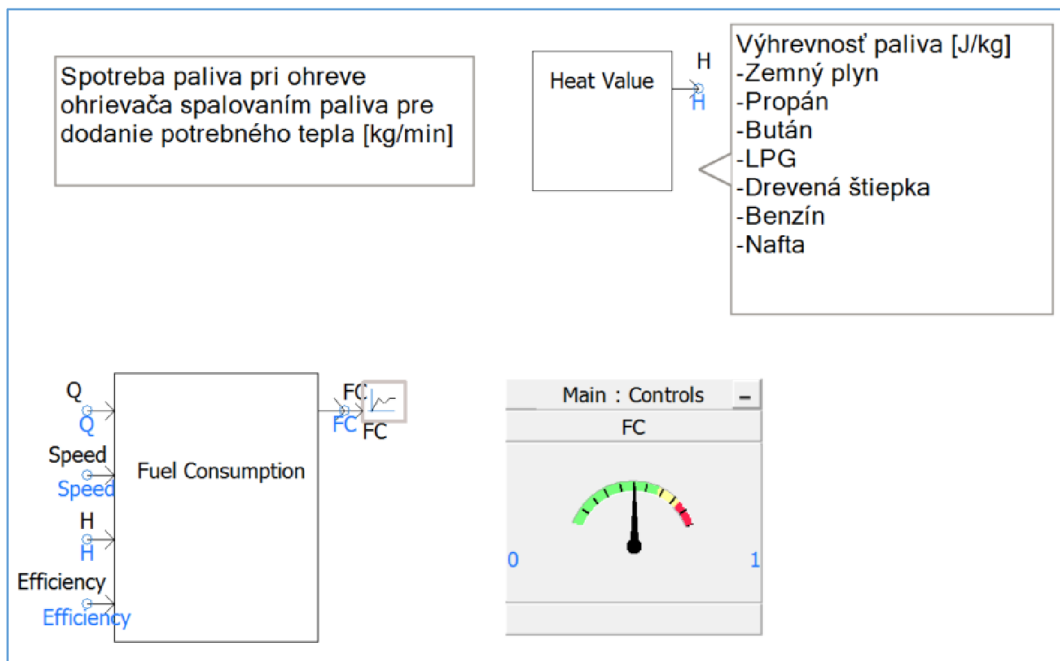
Jednou z informatívnych častí modelu je blok počítajúci spotrebu v prípade, že je ohrev expanzného valca zabezpečený spaľovaním paliva, ktoré je možné zvoliť v ponuke zo siedmych typov uvedených v tabuľke 4 – 3 spolu aj s výhrevnosťou.

Tab. 4-3 – Výhrevnosť paliva ( $MJ \cdot kg^{-1}$ )

Palivo	Výhrevnosť
Zemný plyn	49,061
Propán	46,400
Bután	47,700
LPG	46,440
Drevená štiepka	14,280
Benzín	43,590
Nafta	42,610

Samotná hodnota spotreby paliva v  $kg \cdot min^{-1}$  je definovaná množstvom potrebného tepla, otáčkami, účinnosťou systému a výhrevnosťou:

$$FC = \frac{Q \cdot n}{\eta \cdot H} \tag{4.11}$$



Obr. 4-5 – Spotreba paliva

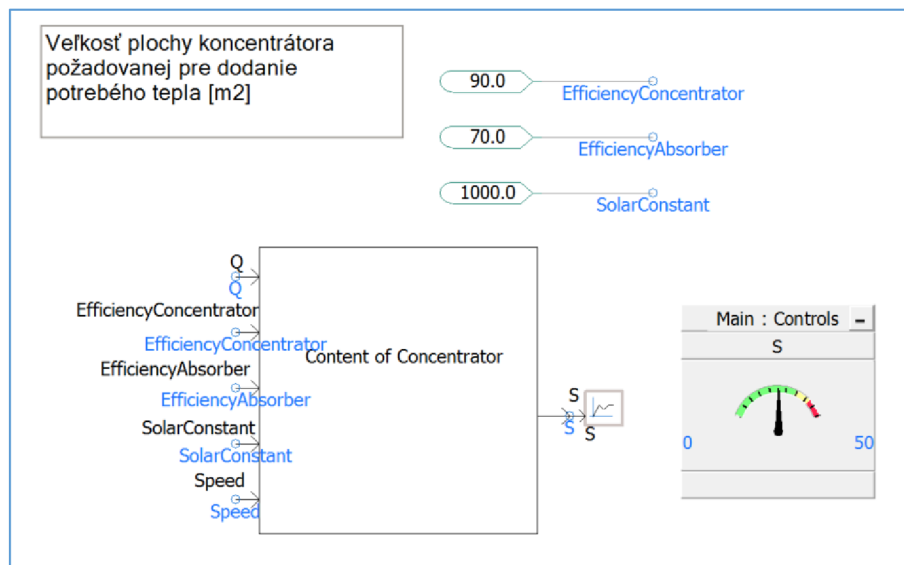


### 4.4 Plocha koncentrátora

Opäť sa jedná o informatívny charakter časti modelu, kde blok počíta akú veľkú plochu by mal mať heliostatický solárny koncentrátor v prípade, že ohrievač je umiestnený v jeho ohnisku a využíva slnečnú energiu na ohrev expanzného valca. V bloku je možné zadať účinnosť koncentrátora a absorbéra spolu so slnečnou konštantou  $k$  prednastavenou na  $1000 \text{ J}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ . Vzťah pre výpočet potrebnej plochy nadobudne tvar:

$$S = \frac{Q \cdot \frac{n}{60}}{\eta_{\text{concentrator}} \cdot \eta_{\text{absorber}} \cdot k_{\text{solar}}} \tag{4.12}$$

Vypočítaná plocha je na kontrolnom paneli uvedená v jednotkách  $\text{m}^2$ .



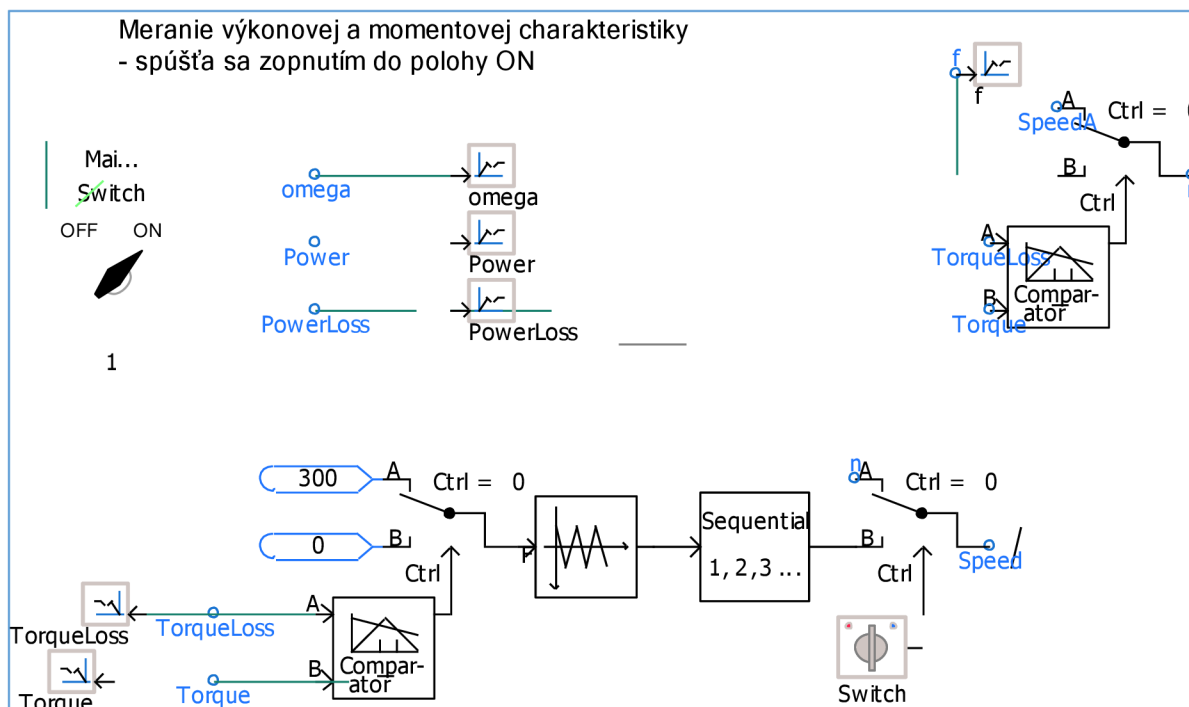
Obr. 4-6 – Plocha koncentrátora

### 4.5 Výkonová a momentová charakteristika

Keďže sa jedná o závislosť výkonu a momentu na otáčkach, respektíve uhlovej rýchlosti, tak je do modelu vložený blok čisto len pre účely merania. V bloku sa nachádza generátor signálu, ktorý zadaným krokom zvyšuje postupne otáčky a zároveň kontroluje hodnoty momentu charakterizovaného silou piestu a momentu odpovedajúcejmu zotrvačným stratám. V prípade hodnoty rovnaký rozmer, tak generátor signálu prestane zvyšovať otáčky. Celý blok je možné spustiť spínačom, čím sa vyradí ovládací panel pre zmenu otáčok a spustí generátor signálu. Blok obsahuje aj podmienku pre štandardný chod, ktorá rovnako riadi otáčky na základe porovnávania hodnôt momentu na pieste a momentu zotrvačných síl. Vzťah pre maximálnu hodnotu otáčok bol odvodený z vyššie uvedených výpočtov pre výkon, moment a zotrvačné sily:

$$n = 6 \cdot \sqrt{\frac{1}{4\pi^2 \cdot \left(\frac{r_{shE} + r_{shC}}{2}\right)^2} \cdot \left[ \frac{W_C + W_E}{\left(\frac{r_{shE} + r_{shC}}{2}\right) \cdot 2\pi} + \frac{\left(\frac{r_{shE} + r_{shC}}{2}\right)^3}{L} - \frac{M + M_z}{2} \right]} \tag{4.13}$$

Pre korektnú funkciu programu je celý vzťah vynásobený koeficientom 0,9915, z dôvodu skorej reakcie regulácie.



Obr. 4-7 – Blok merania výkonovej a momentovej charakteristiky

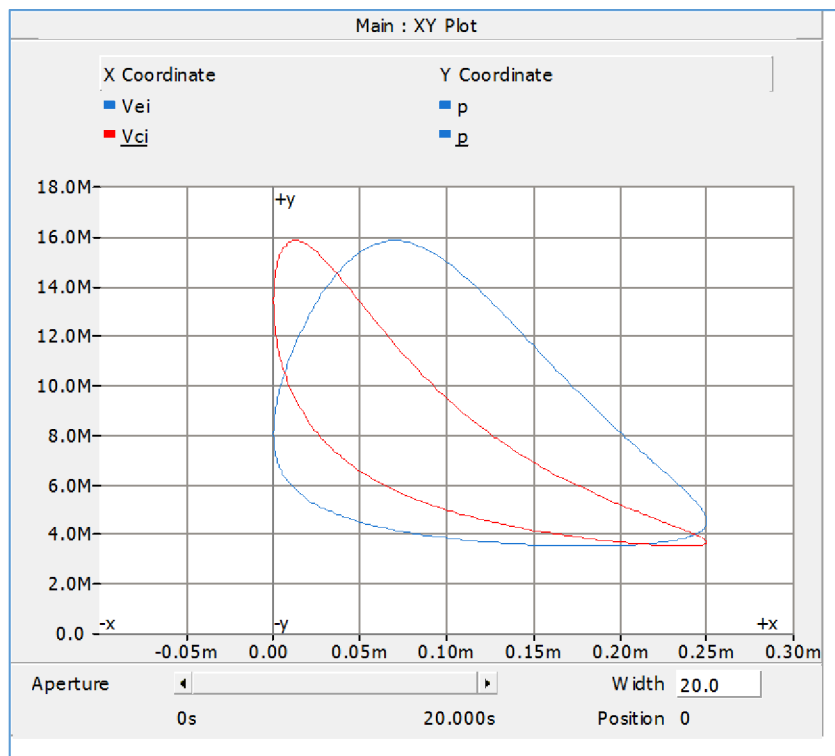
## 4.6 Analýza modelu

Dôvodom vytvorenia modelu v prostredí PScad bolo získanie poznatkov o správaní sa motora a jeho vlastnosti pri rôznych zadávaných vstupných údajoch. Výsledky analýzy sú zobrazované na výstupných paneloch alebo vykreslené v grafických závislostiach.

### 4.6.1 p-V diagram

Prvým výstupom bude overenie podobnosti Stirlingovho a Carnatovho cyklu, čiže vykreslenie  $pV$  diagramu. Závislosť pracovného tlaku systému na veľkosti meniaceho sa objemu v expanznom a kompresnom valci sú zobrazené na obrázkoch 4 – 8, kde modrou farbou je znázornený  $pV$  diagram v expanznej časti motora a červenou krivka predstavujúca diagram kompresného valca.

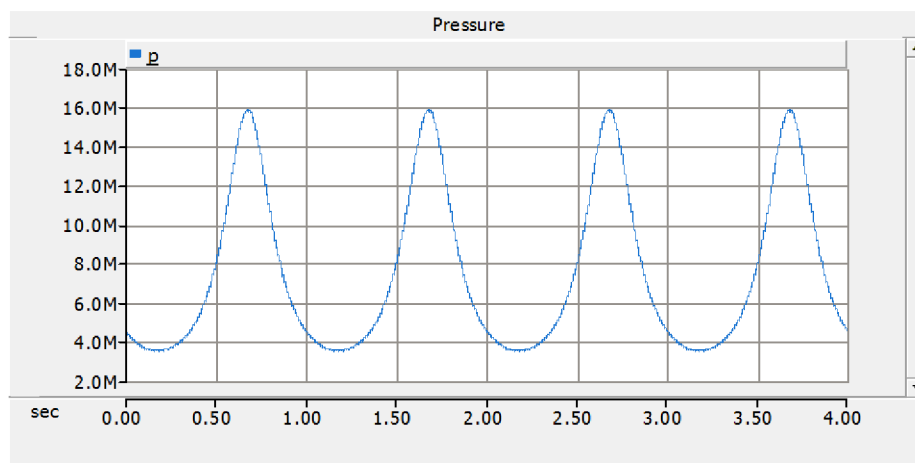
Z diagramu je možné vysledovať rozdiel jednak medzi expanznou a kompresnou komorou, a určitú mieru deformácie spôsobenú spojitým sínusovým pohybom piestov. Krivka charakterizujúca prvú fázu cyklu je takmer podľa predpokladu (Obr. 2 – 4), avšak v expanznom valci je pozorovateľný menší nárast tlaku ako vo valci kompresnom. Predpokladaný ohrev by mal byť izochorický, čo splňuje krivka kompresnej komory viac ako expanznej, kde je značný nárast objemu. Treťou fázou cyklu je expanzia, ktorá nekorešponduje s predpokladom, keďže sa v jednom aj v druhom prípade prelína so štvrtou fázou, ochladením podľa predpokladu izochorickým, a pri poklese tlaku takmer lineárne narastá objem v expanznom valci a s miernou deformáciou aj v kompresnom priestore.



Obr. 4-8 – pV diagram

### 4.6.2 Priebehy tlaku, objemu a hmotnosti pracovnej látky

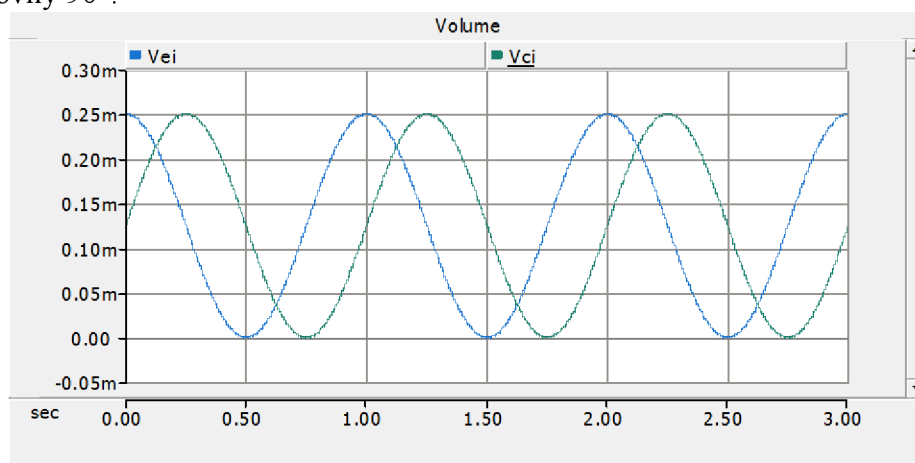
Zmena tlaku, objemu a hmotnosti v systéme počas cyklu je ovplyvnená vzájomným pohybom piestov, ktorý je spojený so sínusovým charakterom. Jedným z idealizujúcich predpokladov modelu motora je fakt, že tlak v systéme bude všade rovnaký a preto na grafickom zobrazení, obrázok 4 – 9 je znázornená len jedna krivka.



Obr. 4-9 – Zmena tlaku počas cyklu

Zo závislosti je vidno periodicita priebehu a širšia spodná polovlna napovedá o dlhšie trvajúcej kompresii voči expanzii, čo odpovedá aj pV diagramu.

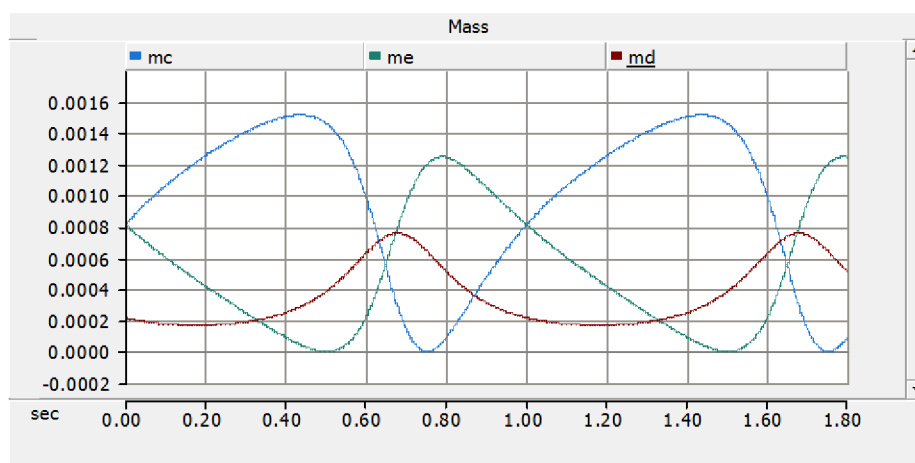
Priebeh okamžitého objemu v komorách je pomerovo totožný so zmenou polohy piestov a vzájomný posun kriviek odpovedá posunu medzi dvoma piestami. V prípade na obrázku 4 – 10 je posun  $\varphi$  rovný  $90^\circ$ .



Obr. 4-10 – Zmena okamžitého objemu počas cyklu

Rovnaká amplitúda napovedá, že v zadávané hodnoty zdvihových objemov majú rovnakú veľkosť, v tomto prípade  $250 \text{ cm}^3$ . Priebeh vykresľovaný modrou farbou nadobúda svoj kladný vrchol na začiatku cyklu, čiže objem v expanznom priestore je najväčší tesne po ochladení a pred kompresiou. V tretej fáze cyklu, čo je expanzia, je podľa grafu najmenší objem v systéme a vďaka tomu môže stúpať pracovný tlak.

V závislosti na polohe kľukovej hriadele, čiže posunu piestov, sa mení aj hmotnosť pracovného plynu, kedy vplyvom zmeny objemu a tlaku mení svoju hmotnosť. Grafická závislosť vykreslená na obrázku 4 – 11 zobrazuje priebehy hmotnosti v expanznom a kompresnom valci a v mŕtvych objemoch. Druh plynu ovplyvňuje len veľkosť amplitúdy priebehu, pretože v predpokladoch analýzy je počítané s ideálnym plynom.

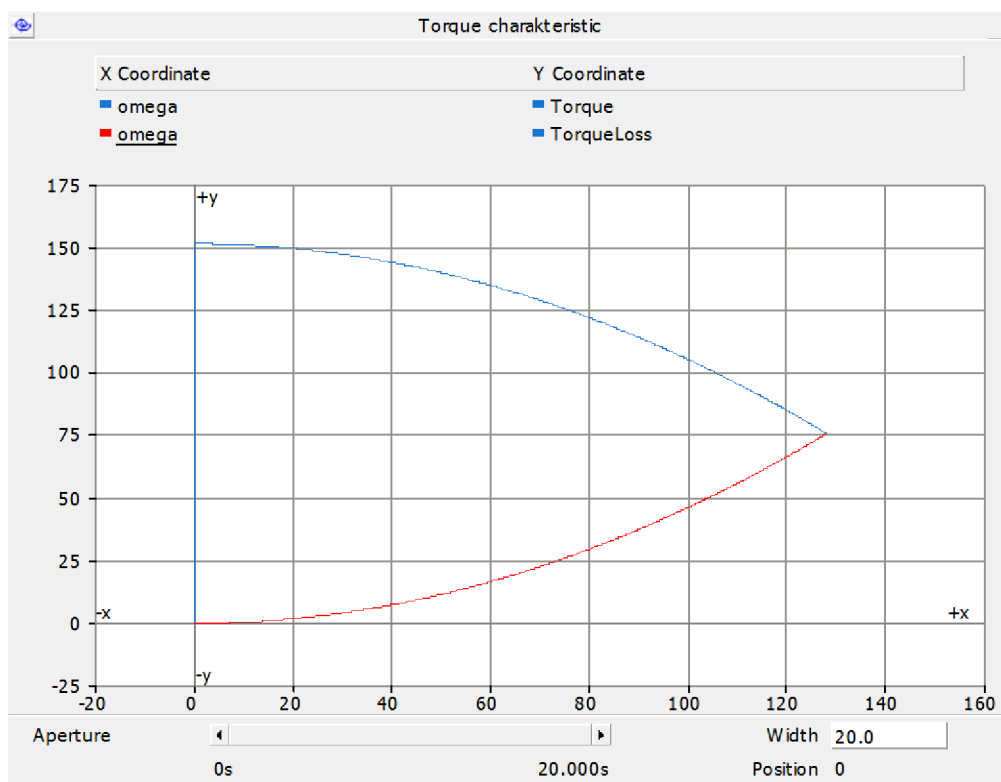


Obr. 4-11 – Zmena hmotnosti pracovného plynu počas cyklu

Na priebehoch je pozorovateľná skutočnosť, že v mŕtvom priestore (červená krivka) narastá hmotnosť látky počas expanzie a svojím priebehom kopíruje priebeh tlaku zobrazeného vyššie. Priebeh zmena hmotnosti v kompresnom a expanznom valci je totožný, avšak konverzná. Priebeh zmeny hmotnosti v kompresnom valci (modrá krivka) zobrazuje skutočnosť, že cez expanziu je hmotnosť látky nulová a počas ochladenia, kompresie a ohrevu pomaly narastá. V expanznom valci (zelená krivka) je to opačne, čiže počas expanzie nadobudne svoje maximum a vo fáze ochladenia, kompresie a ohrevu klesá až na nulu.

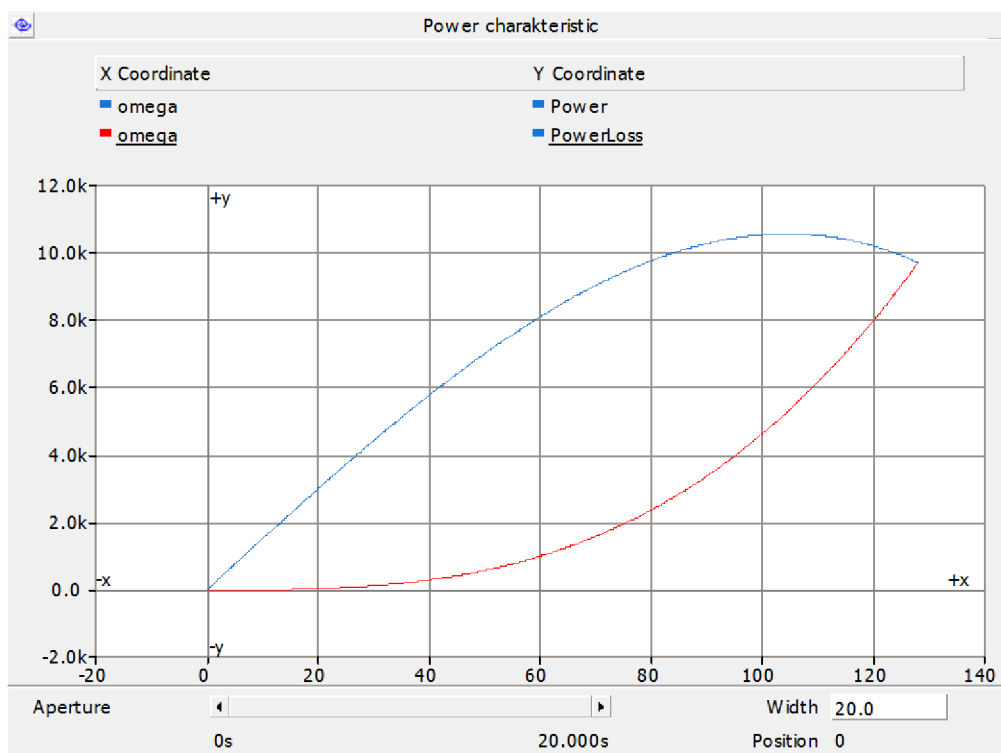
### 4.6.3 Momentová a výkonová charakteristika

V kapitole 4.5 je rozobratý blok modelu spracúvajúci momentovú charakteristiku. Ako bolo vyššie opísané, program po spustení merania, postupne zvyšuje uhlovú rýchlosť a vykresľuje moment a výkon v závislosti na nej. Okrem kriviek výkonu a momentu sú v každej charakteristike zobrazené straty. Na obrázku 4 – 12 je vykreslená momentová charakteristika modrou krivkou spolu s červenou krivkou predstavujúcou straty spôsobené momentom zotrvačnej sily pohyblivých hmôt. Pri momente vypočítanom pomocou Schmidtovej analýzy nastáva jeho maximum pri minimálnych otáčkach a pomaly klesá, kým sa presne uprostred nestretne s opačným stratovým momentom, vtedy zareaguje podmienka a program ukončí vykresľovanie.



Obr. 4-12 – Momentová charakteristika

Totožným spôsobom je zostrojená aj výkonová charakteristika, kde modrou krivkou vykresľovaný graf predstavuje celkový výkon a červenou je zobrazený výkon spôsobený stratami zotrvačných hmôt. Charakteristika je znázornená na obrázku 4 – 13, kde je vidno ako so zvyšujúcou sa uhlovou rýchlosťou postupne narastá výkon až po svoju maximálnu hodnotu a odtiaľ začne klesať k bodu, kedy hodnota strát nadobudne rovnakú veľkosť ako celkový výkon.



Obr. 4-13 – Výkonová charakteristika

## 4.7 Výstupné hodnoty

Cieľom návrhu modelu motora v prostredí PScad sú výstupné informácie slúžiace pre ďalšie účely práce. v tabuľke 4 – 4 je súpis rozmerov motora, podľa ktorých bude vytvorený 3D model. Z dôvodu rovnakých rozmerov expanzného a kompresného valca sú v zozname uvedené hodnoty len pre jednu stranu.

Tab. 4-4 – Rozmery motora

Popis	Značka	Hodnota	Popis	Značka	Hodnota
Objem expanzného valca	$V_e$	250 cm <sup>3</sup>	Výška prvého mostíka	$H_{m1}$	0,01290 m
Objem kompresného valca	$V_c$	250 cm <sup>3</sup>	Výška druhého mostíka	$H_{m2}$	0,00602 m
Mŕtvý objem	$V_d$	cm <sup>3</sup>	Výška plášťa piesta	$H_{p1}$	0,05162 m
Vzájomný posun piesta	$\varphi$	90°	Dĺžka ojnice	$L$	0,17205 m
Priemer piesta	$D$	0,08602 m	Vnútorý priemer ojničného oka	$D_{H1}$	0,03269 m
Polomer kľukového hriadeľa	$r_{shaft}$	0,02151 m	Vonkajší priemer ojničného oka	$D_{H2}$	0,04904 m
Výška piestu	$H_p$	0,10323 m	Vnútorý priemer hlavy ojnice	$D_{D1}$	0,04313 m
Kompresná výška piestu	$H_k$	0,07742 m	Vonkajší priemer hlavy ojnice	$D_{D2}$	0,04947 m
Dĺžka ojničného čapu	$H_\varepsilon$	0,07312 m	Šírka hlavy ojnice	$H_D$	0,03613 m
Šírka ojničného oka	$H_0$	0,03097 m	Hrúbka krku ojnice	$t_{q1}$	0,0175 m
Hrúbka dna piesta	$\delta$	0,00860 m	Hrúbka steny krku ojnice	$t_q$	0,006 m

## 5 3D MODEL

Podľa vyššie uvedených hodnôt rozmerov bol navrhnutý a zostrojený 3D model typu  $\alpha$ -modifikácie v prostredí Autodesk Inventor. Jednotlivé časti, tvarovo navrhnuté podľa [5] a [6], ako súčasti celej zostavy motora sú uvedené v nasledujúcich podkapitolách. Počas práce v programe Autodesk Inventor boli postupy získavané z manuálu programu.

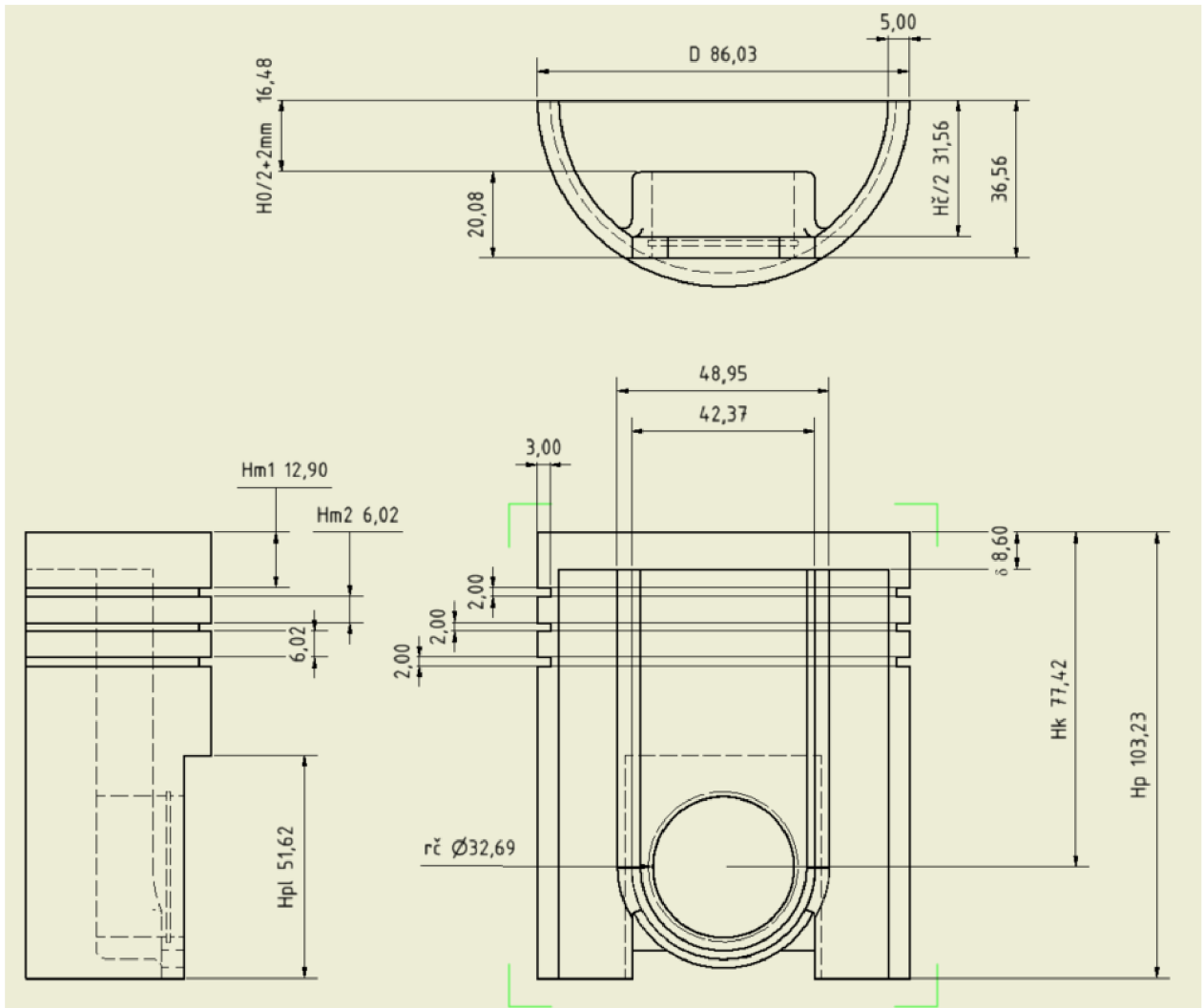
### 5.1 Piest

Na obrázku 5 – 1 je zobrazený pohľad na navrhnutý piest osadený v motore. Ako je možné vidieť, súčasťou piesta sú pre väčšie tesniace schopnosti tri piestne krúžky vzdialené od seba navrhnutými vzdialenosťami mostíkov. Okrem tesniacich krúžkov sú do tvorov pre ojničný čap vložené aj poistné krúžky.



*Obr. 5-1 - Piest*

Na ďalšom obrázku je zobrazená výkresová dokumentácia spolu so základnými rozmermi. Navrhnutý model piesta so zadefinovaným materiálom hliník 6061 má pri objeme 127,937 cm<sup>3</sup> váhu 0,688 kg.



Obr. 5-2 – Výkres piesta

## 5.2 Ojnica

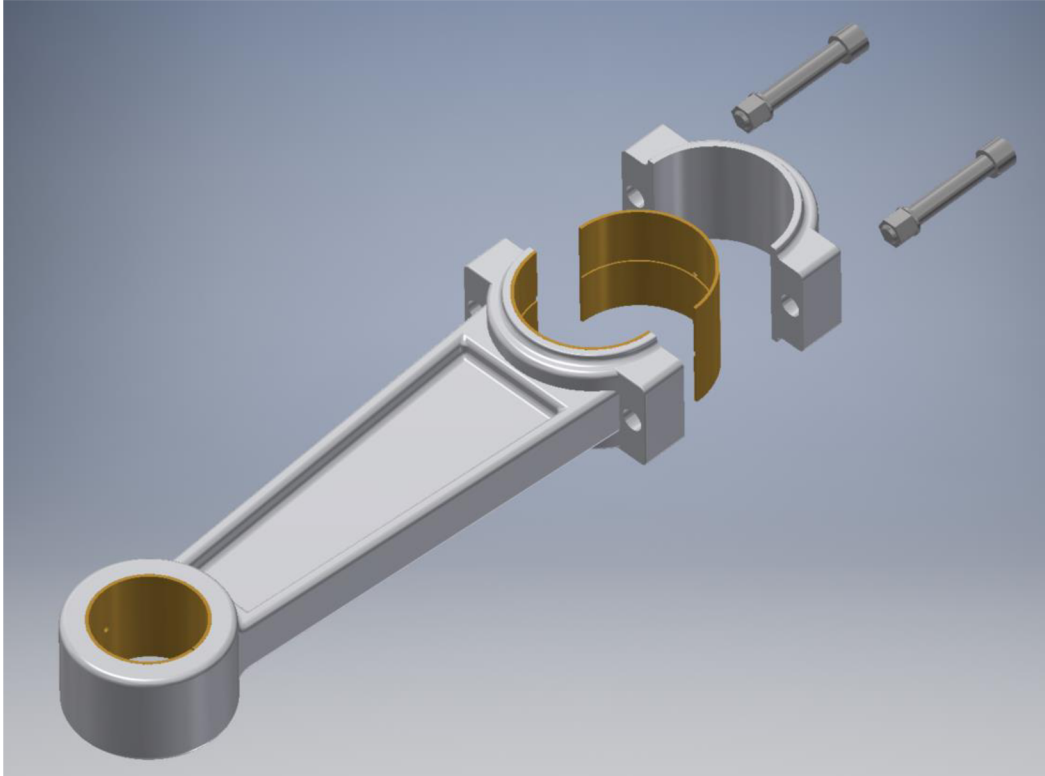
Súčasť motora spájajúca piest s kľukovým hriadeľom pozostáva z troch častí. Prvou je oko ojnice, časť spájajúca ojniciu s piestom, a je jedným kusom spolu s druhou časťou, krkom ojnice. Hlava ojnice je tretou časťou a je delená radiálne na polovicu a práve ňou je ojnica pripevnená ku kľukovému hriadeľu pomocou druhej polovice hlavy panvičky. Namodelovanú ojniciu znázorňuje obrázok 5 – 3, kde je možné vidieť pripevnenie panvičky k telu ojnice skrutkami.

Súčasťou ojnice sú takzvané puzdrá slúžiace ako kĺzavé ložisko medzi ojniciou a čapmi. Tie sú rovnako radiálne delené a axiálnym stredom im vedie drážka s dierkou na mazanie.

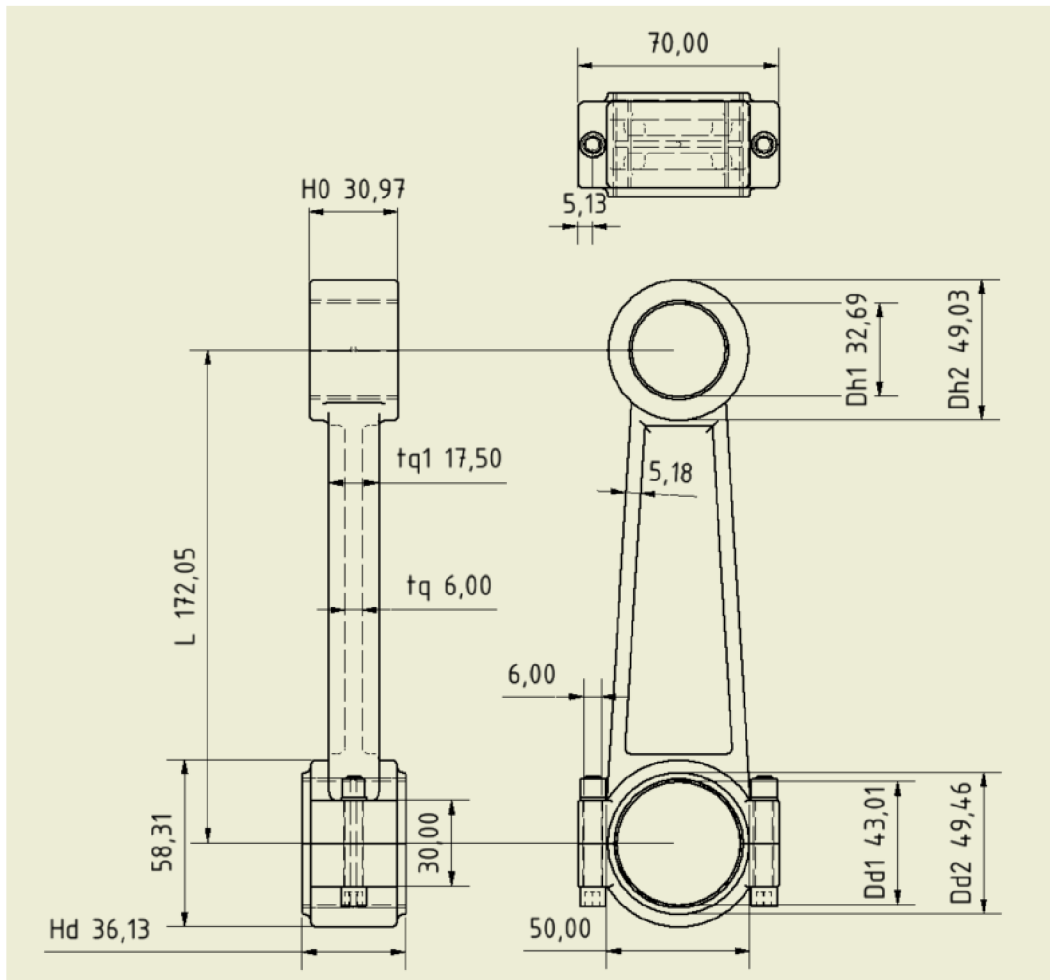
Materiálom ojnice je opäť hliník 6061 a pri objeme  $122,943 \text{ cm}^3$  spolu s mosadznými puzdrami a oceľovými skrutkami váži  $0,428 \text{ kg}$ .

Na obrázku 5 – 4 je znázornená výkresová dokumentácia.





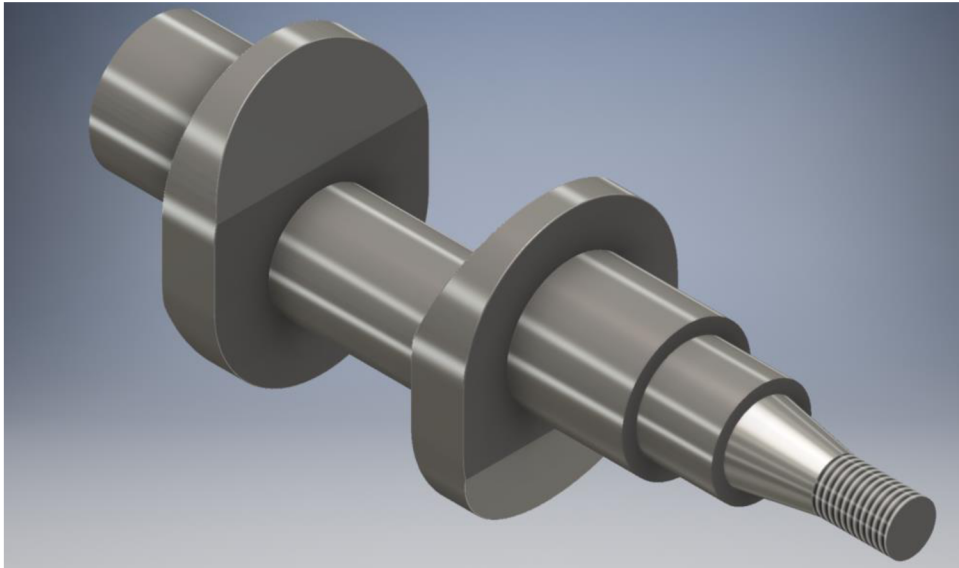
Obr. 5-3 - Ojnica



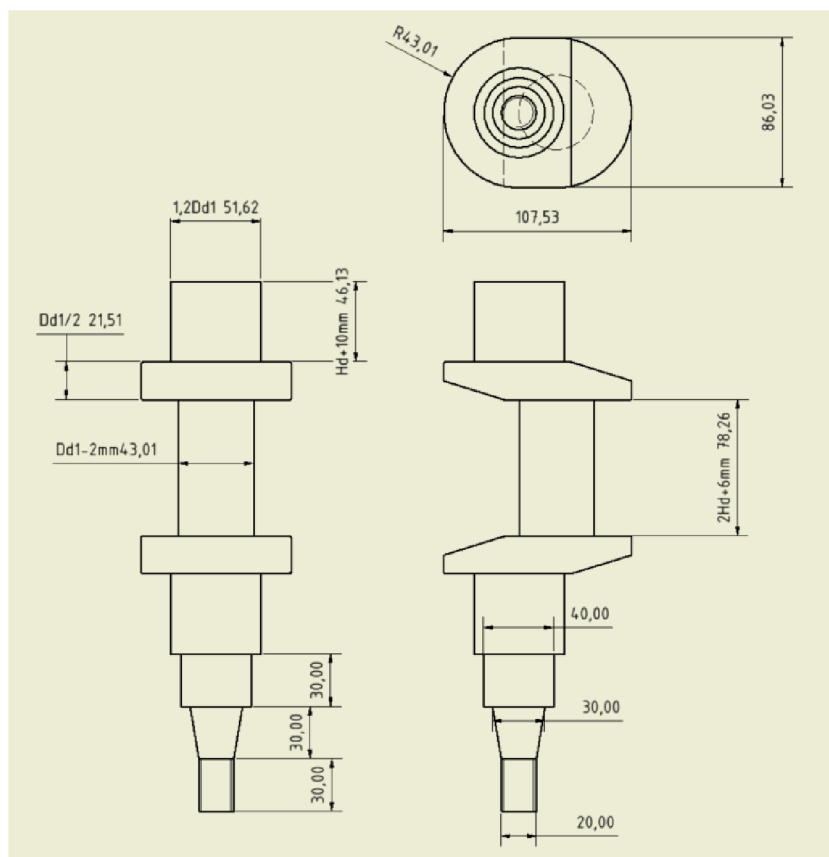
Obr. 5-4 – Výkres ojnice

### 5.3 Kľukový hriadeľ

Tento mechanizmus premieňa priamočiary pohyb piestov vo valcoch na rotačný pohyb, čiže vyvádza krútiaci moment motora. Pozostáva z jedného ojničného čapu a z dvoch kľukových čapov valcového tvaru spojených ramenami. Vyosenie osi ojničného čapu od osi kľukových je vyjadrené polomerom hriadeľa. Ojničný čap je len jeden z dôvodu, že sa jedná o  $\alpha$ -modifikáciu a teda uhol posunu je nastavený uhlom axiálnych os valcov. Keďže kľukový čap predstavuje výstup krútiaceho momentu motora, tak je naň pripevnená remenica narazená na kužeľovitý výstup hriadeľa a prichytená maticou. Hriadeľ je so sivej liatiny a váži 5,174 kg.



Obr. 5-5 – Kľukový hriadeľ



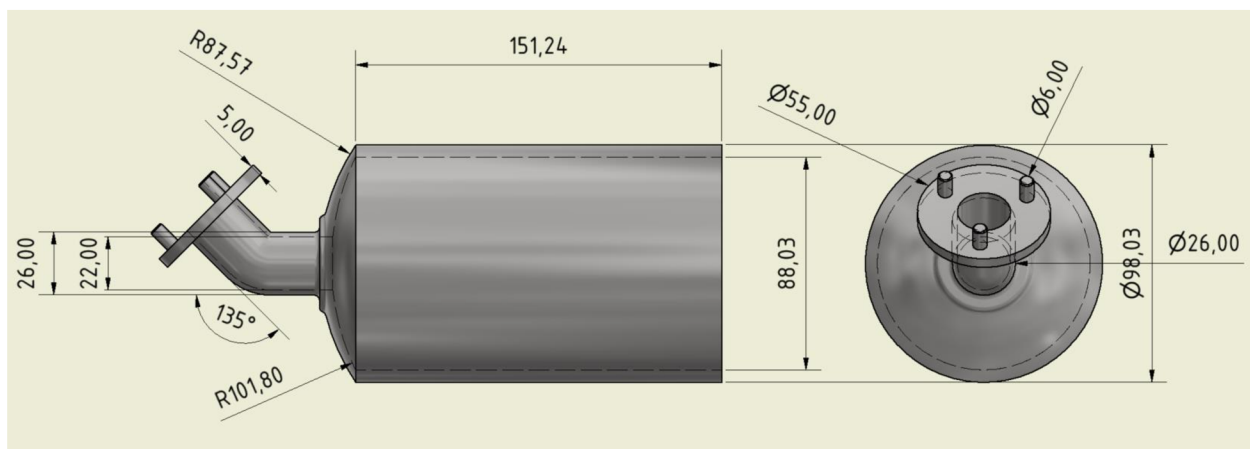
Obr. 5-6 Výkres hriadeľa

## 5.4 Ostatné súčasti motora

Vyššie popísané časti motora boli vytvorené na základe vypočítaných hodnôt z programu PScad. V tejto kapitole sú zhrnuté ostatné časti, ktorých rozmery boli odvodené pri návrhu z rozmerov predošlých súčastí. Majoritná časť ostatných súčastí má nadefinovaný materiál sivú liatinu.

### 5.4.1 Valec

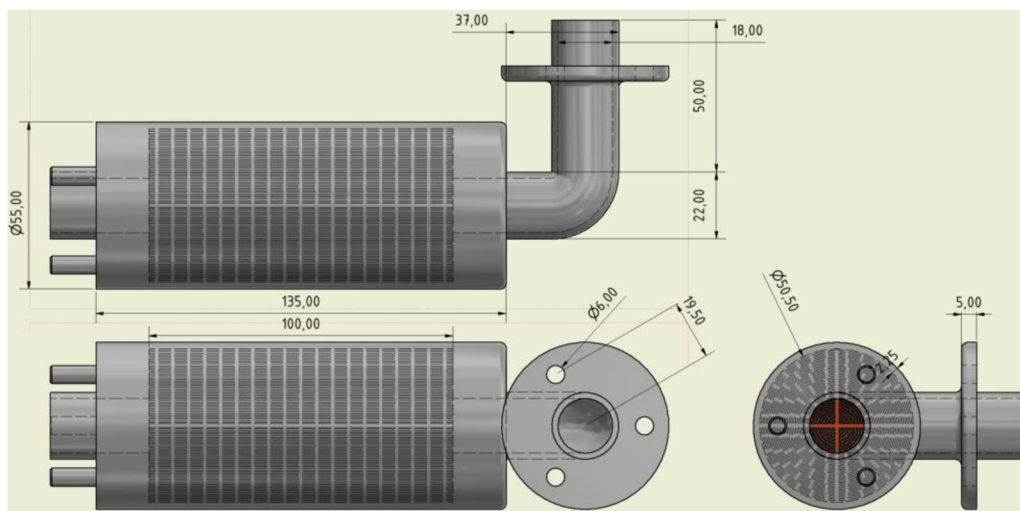
Vrtanie valca je definované vonkajším priemerom piestnych krúžkov, ktoré izolujú priestor nad piestom od komory pod ním. Na obrázku 5 – 7 je okótovaný navrhnutý valec, totožný pre kompresný aj expanzný priestor. Na kopulovitom vrchlíku je vyústenie trúbkou, na konci ktorej je príruha pre spoj.



Obr. 5-7 - Valec

### 5.4.2 Regenerátor

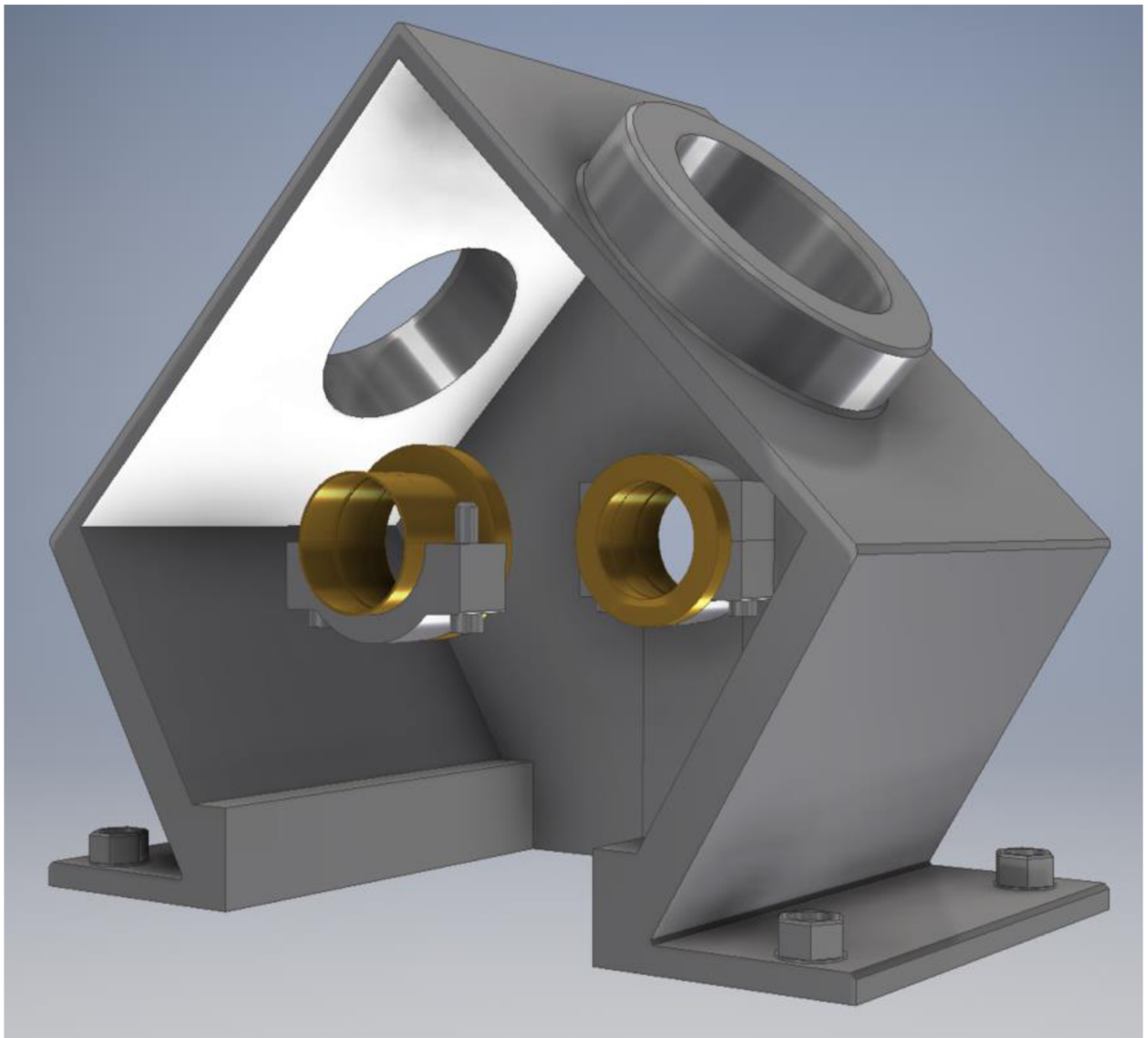
Funkcia regenerátora bola popísaná v teoretickej časti práce v kapitole 2.5. Rozmery vytvoreného modelu nie sú podložené výpočtom schopnosti regenerácie, keďže v práci sa podľa Schmidtovej teórie uvažovalo s ideálnym regenerátorom. Navrhnutý model regenerátora zobrazený na obrázku 5 – 8 má preto čisto ilustratívny charakter a v prípade zámeru následného využitia modelu by sa musela prešetriť jeho účinnosť. Plášť je ako ostatné súčasti zo sivej liatiny a vnútro s medeného profilu v tvare 25 sústredných trubiiek spojených krížovým profilom.



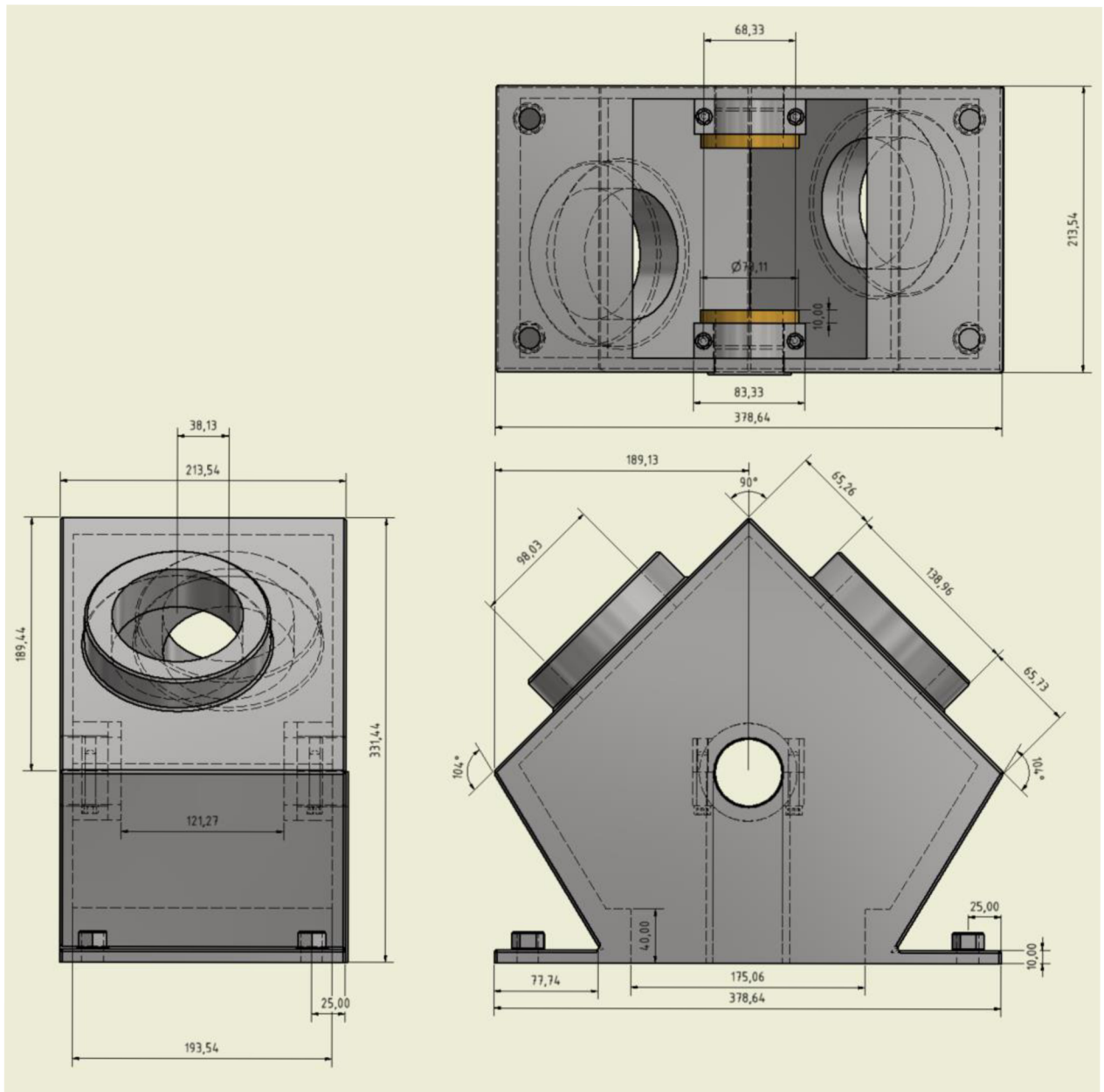
Obr. 5-8 - Regenerátor

### 5.4.3 Fréma

Nepohyblivá časť motora, na ktorej sú osadené všetky súčasti motora. Na obrázku 5 – 9 je zobrazená bez prednej časti pre náhľad do vnútra. Vo vrchnej časti frémy sú steny s otvormi, do ktorých je umiestnené osadenie valcov, a tie sú axiálne natočené, tak aby vytvárali uhol vzájomného posunu piestov. Okrem axiálneho natočenia, nie sú otvory rovnobežné ale sú posunuté o od seba o vzdialenosť danú umiestnením ojnic na kľukovom hriadeľi. Z pohľadu na obrázku je vidno panvičky s puzdrami a axiálnymi klznými ložiskami pripravenými na uloženie hriadeľa. Na zadnej stene je panvička s krytom montážnej drážky, potrebnej pre osadenie hriadeľa. Panvičky sú opäť ako v prípade ojnice navzájom prichytené skrutkami.



Obr. 5-9 - Fréma

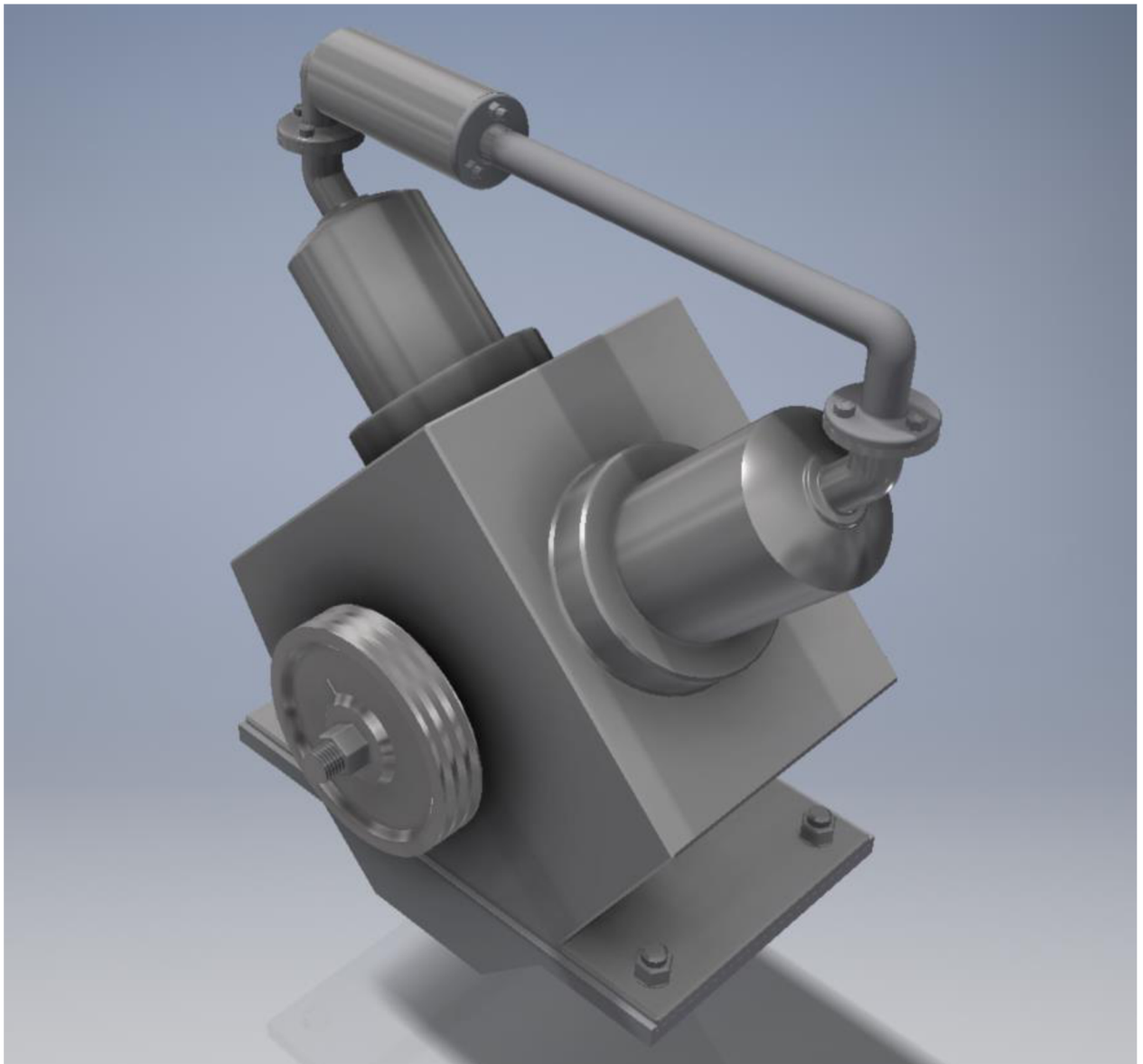


Obr. 5-10 – Výkres frémy

Matice pripevnené na spodnej platni slúžia pre spoj s olejovou vaňou a poprípade s uchytením motora do inej konštrukcie. Na výkrese sú zobrazené hlavne kóty neznámych rozmerov, keďže ostatné sú na predošlých výkresoch.

## 5.5 Motor

Z vyššie popísaných súčastí je vytvorená zostava, ktorá prezentuje celý motor. Kľuková hriadeľ je osadená v uložení vo fréme, na ňu sú pripevnené ojnice s axiálnymi ložiskami v presnom rozmedzí. Cez ojničné oká sú vsadené čapy a ukotvené v piestoch, ktoré sú vložené do valcov umiestnených v otvoroch frémy. Na kompresnom valci je cez prírubu pripevnený regenerátor, z ktorého vedie potrubie k expanznému valcu. Na hriadeľ z vonkajšej strany je pripevnená remenica a k platni frémy je odspodu priskrutkovaná olejová vaňa. Na obrázku 5 – 11 je zobrazený celý motor a na ďalšom obrázku 5 – 12 sa nachádza stroj bez frémy a jedného valca pre pohľad na vnútorné sústroje.



Obr. 5-11 - Motor



*Obr. 5-12 – Motor – vnitorný pohľad*

## 6 ZÁVER

Náročnosť návrhu takého stroja akým je Stirlingov motor je vyjadrená mierou poznatkov o termodynamických dejoch. Tým pádom je dôležitá teoretická príprava formou oboznámenia sa s problematikou jednotlivých odvetví dotýkajúcich sa návrhu motora. Samotným základom je princíp činnosti Stirlingovho motora ďalej rozvinutý a popísaný Schmidtovou teóriou, ktorá sa zaoberá už samotným teoretickým návrhom v rovine matematickej analýzy.

Poznatky o princípe motora vysvetlenom na termodynamickom cykle, o rozdieloch typov modifikácií a o jednotlivých súčiastiach Stirlingovho motora zhrnuté v teoretickej príprave poslúžili pre lepšie chápanie súvislosti spojených s návrhom motora.

Matematická analýza Schmidtovej teórie prehĺbila informácie a umožnila popísať deje prebiehajúce vnútri systému pomocou matematických vzťahov, ktoré boli implementované do prostredia PScad, kde sa rozličnými nástrojmi doladila ich funkčnosť. Vďaka spracovaniu analýzy v programe sa konkretizovali určité znalosti o priebehu cyklu, ktorým Stirlingov motor pracuje. Program je dopodrobna popísaný v kapitole 4 a jeho terajšia podoba poslúži pri ďalšej práci, ktorá ho vo viacerých odvetviach rozšíri a doplní nástroje pre lepšie spracovanie údajov.

Vypočítane hodnoty rozmerov zo softwaru PScad sa využili pri návrhu 3D modelu v prostredí Autodesk Inventor, kde je možný ďalší výskum vyšetrujúci hranice dané fyzikálnymi vlastnosťami použitých materiálov, ich rozmerov a použitou technológiou. Jednou z nasledujúcich zlepšení, ktoré by priblížili model k realnosti, je výpočet a namodelovanie systému ohrevu expanzného valca a systému chladenia pre kompresný valec, poprípade doplnenie súčastí potrebných pre bezporuchovú prevádzku ako by napríklad mohlo byť návrh a umiestnenie olejového hospodárstva do priestorov olejovej vane. Kompletný zoznam modulov je vložený do prílohy práce.

Po návrhu 3D modelu sú vygenerované informácie o motore zapísané v tabuľke výsledkov 6 – 1 a následne zadané ako vstupné hodnoty pre výpočet do navrhnutého matematického modelu v prostredí PScad. Výstupy z programu sú tak isto uvedené v nižšie uvedenej tabuľke.

Tab. 6-1 – Výsledné hodnoty

<b>Zdvihový objem expanzného valca</b>	250 cm <sup>3</sup>
<b>Zdvihový objem kompresného valca</b>	250 cm <sup>3</sup>
<b>Mŕtvy objem</b>	1457 cm <sup>3</sup>
<b>Hmotnosť pohyblivých častí motora</b>	9,903 kg
<b>Hmotnosť celého motora</b>	56,699 kg
<b>Maximálne otáčky motora</b>	505 otáčok za minútu
<b>Teoretický maximálny výkon</b>	741,405 W pri 410 otáčkach za minútu
<b>Krútiaci moment</b>	25,725 Nm
<b>Zvolený pracovný tlak</b>	0,75 MPa
<b>Zvolený pracovný plyn</b>	Hélium
<b>Vstupná teplota</b>	400°C
<b>Výstupná teplota</b>	60°C
<b>Uhol vzájomného posunu piestov</b>	90°



## POUŽITÁ LITERATURA

- [1] WALKER, G. *Dvigateli stirlinga*. Moskva: Mašinstrojenije, 1985, 407 s.
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Stirlingův motor, *Transformační technologie*, 2009-06, [last updated 2013-03]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/stirlinguv-motor.html>. English version: Stirling engine. Dostupné z: [http://www.transformacni-technologie.cz/en\\_stirlinguv-motor.html](http://www.transformacni-technologie.cz/en_stirlinguv-motor.html)
- [3] ORGAN, A. J.: *The regenerator and Stirling Engine*. John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, PO19 8SQ, United Kingdom, 2014, 296 s. ISBN 978-1-118-81843-5
- [4] DARLINGTON, Roy a Keith STRONG: *Stirling and Hot Engines: An Insight into Building and Designing Experimental Model Stirling Engines*. Ramsbury, United Kingdom, The Crowood Press Ltd, 2005, 240 s. ISBN 186126688X
- [5] Rauscher, J. *Ročníkový projekt*. FSI VUT Brno, 1996.
- [6] Rauscher, J.: *Vozidlové motory, Studijní opory*, VUT FSI Brno, 2004.
- [7] Power Systems Computer Aided Design: *PScad Users Guide V4\_6\_0*, Manitoba HVDC Research Centre, 516 s.