

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá konštrukčným návrhom kompresnej časti Brayssonovho motoru, ktorý slúži na výrobu elektrickej energie. Úvodná časť sa obecné venuje problematike Brayssonovho cyklu a stručne zhŕňa poznatky o kompresoroch. Nasledujúca časť sa zaoberá samotným návrhom konštrukčného riešenia. Obsahuje návrhy rôznych variant riešenia, výber optimálnych variant a postupne sú popisované jednotlivé časti zariadenia s návrhovými a kontrolnými výpočtami. Záverečná časť obsahuje zhodnotenie práce.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Brayssonov cyklus, rotačný lamelový kompresor, analýza vačky

ABSTRACT

This master thesis deals with design of compression part of Braysson engine which is instrumental to energy producing. The first part addresses generally the problem of Braysson cycle and briefly sums the knowledge about compressors. The next part focuses on the projection of design itself. It contains proposals of various possibilities of solutions, choice of optimal variants. Individual parts of the machine are described and design and control computations are provided. The final part contains evaluation.

KEYWORDS

Braysson cycle, rotary vane compressor, cam analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

Hodás, L. *Konštrukcia kompresnej časti Brayssonovho motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, 61s. Vedúci diplomovej práce Ing. Milan Klapka, Ph.D.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Čestne prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne za použitia uvedenej literatúry a pod odborným vedením Ing. Milana Klapky, Ph.D.

V Brne, dňa 26.5.2011

.....
Podpis

POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som rád poďakoval všetkým, ktorí mi pomáhali pri tvorbe tejto diplomovej práce. Obzvlášť by som chcel poďakovať vedúcemu práce, Ing. Milanovi Klapkovi, Ph.D. za pomoc pri riešení práce a ďalej tým, ktorí mi obetovali svoj čas pri konzultáciách. A v neposlednom rade rodine, ktorá ma podporovala pri štúdiu.

OBSAH

Úvod	11
1 Prehľad súčasného stavu poznania	14
1.1 Obecný popis ideálneho Ericssonovho-Braytonovho (Brayssonovho) cyklu ..	14
1.2 Reálny Brayssonov cyklus	15
1.3 Carnotizačné úpravy	15
1.3.1 Medzichladenie	16
1.4 Výhody a nevýhody Brayssonovho cyklu	16
1.4.1 Výhody	16
1.4.2 Nevýhody	17
1.5. Obecný popis tepelných výmenníkov	17
1.5.1 Rozdelenie TV podľa spôsobu prenosu tepla medzi pracovnými látkami ..	17
1.5.2 Rozdelenie TV na základe ich konštrukčného usporiadania	17
1.6 Kompresory	18
1.6.1 Rozdelenie kompresorov podľa spôsobu stlačovania [9]	18
1.6.2 Rozdelenie kompresorov z hľadiska názvoslovia podľa tlaku [9]	18
1.6.3 Parametre kompresorov (podľa ČSN 10 5010)	19
1.7 Rotačné kompresory [10]	20
1.7.1 Krídlové kompresory	20
1.7.2. Rázová kompresia krídlových rotačných kompresorov	21
1.7.3. Rázová expanzia krídlových rotačných kompresorov	22
1.7.4 Výkonnosť krídlových kompresorov	22
1.7.5 Konštrukcia jednoduchého krídlového kompresora	23
2 Formulácia riešeného problému a jeho technická a vývojová analýza	25
2.1 Formulácia riešeného problému	25
2.2 Technická analýza problému	25
2.3 Vývojová analýza	26
3 Vymedzenie cieľov práce	27
4 Návrh metodického prístupu k riešeniu	28
5 Návrh variant riešenia a výber optimálnej varianty	29
5.1 Tvarovo závislé komponenty	29
5.1.1 Návrh geometrie vonkajšej statorovej časti	30
5.1.2 Návrh geometrie vnútornej statickej vaky	30
5.2 Lamely kompresoru	32
5.3 Priťahovací mechanizmus	32
5.4 Voľba materiálu	33
6 Konštrukčné riešenie	35
6.1 Konštrukcia kompresoru	35
6.2 Vonkajšia statorová časť	35
6.2.1 Profil vonkajšej statorovej časti:	36
6.2.2 Konštrukčné riešenie vonkajšej statorovej časti	37
6.3 Lamely a kompresný pomer	38
6.3.1 Profil lamely	39
6.3.2 Konštrukčné riešenie lamely	40
6.4 Vnútna statická vaky	41

6.4.1 Analýza profilu vachky.....	41
6.4.2 Konštrukčné riešenie vnútornej statickej vachky	44
6.5 Priťahovací mechanizmus.....	45
6.5.1 Návrh pružiny	45
6.6 Návrh spojovacích čapov a valčekov lamiel.....	49
6.7 Návrh rotoru kompresoru.....	51
Záver	54
Zoznam použitých zdrojov.....	56

ÚVOD

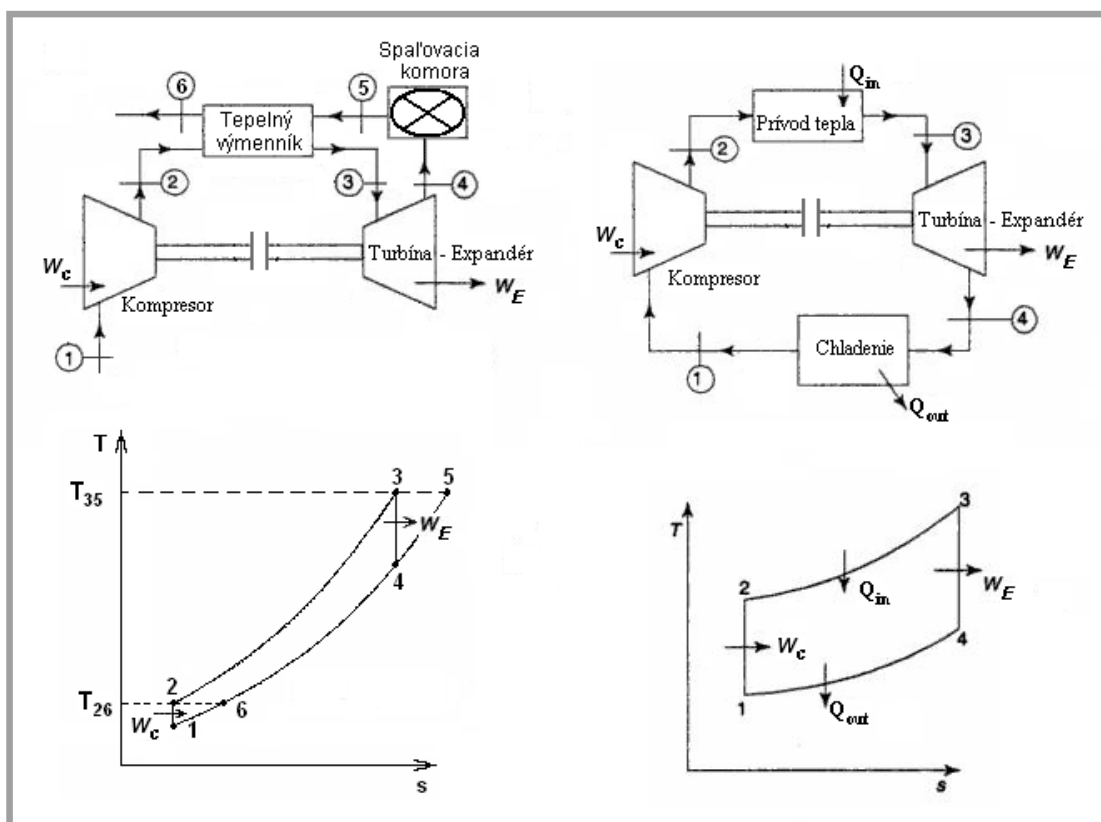
V dnešnej dobe sa spaľovacie motory nachádzajú takmer v každom odvetví priemyslu, či sa jedná o automobily, energetiku, letectvo apod. A aj napriek tomu, že sú vyvíjané motory s alternatívnymi zdrojmi energie, ktoré na svoju činnosť nepotrebujú spaľovať žiadnu hmotu, čiže neprodukujú spaliny, neustále sa modifikujú, najviac používané, už spomenuté spaľovacie motory. Tieto úpravy sa zameriavajú hlavne na zníženie ekonomických nákladov pri ich výrobe, prevádzke a údržbe a v dnešnej dobe tak dôležitej ekologickej náročnosti. Za týmto účelom bolo vyvinutých už mnoho variant od klasického zážihového motoru, cez vznetový motor, prúdový motor až po moderné trigeneračné jednotky. Samozrejme každý z týchto spaľovacích motorov je niečím špecifický a výnimočný, či už je to druh spaľovaného média, alebo miesto spaľovania, koncepcia a mnoho ďalších.

Predmetom diplomovej práce je navrhnúť kompresnú časť (kompresor) stacionárnej, generátorovej jednotky pracujúcej na základe Ericsson-Braytonovho (Brayssonovho) cyklu s externým spaľovaním. Keďže proces spaľovania prebieha mimo pracovných komôr, je možné spaľovanie viacerých druhov palív, či už v tuhom, plynnom alebo kvapalnom stave (tzv. hybridné spaľovanie), bez toho aby sa do pracovného média, ktorým je vzduch, dostávali nežiaduce spaliny. Týmto sa návrh kompresoru vyhne mnohým komplikáciám. Nebude potrebné používanie drahých materiálov a filtračných zariadení. Celá konštrukcia má byť čo najjednoduchšia, ľahká na údržbu a cenovo dostupná, pričom základná koncepcia bude niest' prvky rotačného lamelového kompresoru.

1 PREHLAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

1.1 Obecný popis ideálneho Ericssonovho-Braytonovho (Brayssonovho) cyklu

Ericssonov-Braytonov cyklus (niekedy označovaný Brayssonov cyklus) bol definovaný bostonským inžinierom Georgom Braytonom v druhej polovici 19. storočia. Dnes slúži k popisu obehov plynových turbín, ktoré nachádzajú uplatnenie v dvoch hlavných oblastiach, konkrétne v letectve a vo výrobe elektrickej energie. Základnými funkčnými komponentmi plynovej turbíny pracujúcej na základe Brayssonovho cyklu sú: kompresor, spaľovacia komora, samotná turbína (expandér) a tepelný výmenník. V závislosti na ich konfigurácii potom turbína pracuje buď v otvorenom, alebo uzatvorenom cykle. V uzatvorenom cykle sa pracovné médium (vzduch) vracia späť do kompresoru po ochladzovacom procese [6]. Vzhľadom k tomu, že v prípade tejto práce sa počíta s využitím otvoreného cyklu, bude sa nasledujúci text venovať iba jemu a samotná turbína bude nahradená motorom, resp. expandérom, ktorého konštrukcia nebola zadávateľskou firmou bližšie špecifikovaná.



Obr. 1.1 Základná schéma ideálneho Brayssonovho cyklu, spolu so znázornením v T-s diagrame, pre otvorený cyklus s externým spaľovaním (vľavo) a uzatvorený cyklus (vpravo) [1;6]

Z obr. 1.1 je zrejmé, že ideálny jednoduchý otvorený Brayssonov cyklus je zložený z nasledujúcich piatich základných procesov:

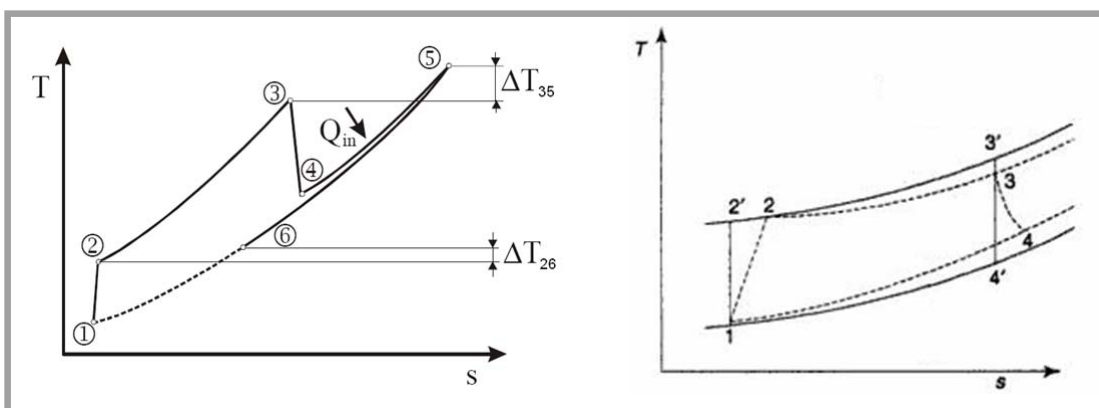
- 1) izoentropickej kompresie (1-2)
- 2) izobarického ohrevu vo vysokoteplotnom tepelnom výmenníku (2-3)
- 3) izoentropickej expanzie (3-4)
- 4) izobarického zvýšenia teploty v spaľovacej komore (4-5)
- 5) izobarického ochladenia vo vysokoteplotnom výmenníku (5-6)

Q_{in} v tomto prípade predstavuje teplo dodané, Q_{out} teplo odvedené, W_c prácu dodanú kompresorom a W_E prácu odovzdanú na expandéri[6].

1.2 Reálny Brayssonov cyklus

1.2

Reálny obeh sa od ideálneho môže líšiť v dvoch smeroch: v tom, že jednotlivé časti obehu sa realizujú so stratami (t.j. nevratne), a tiež v tom, že pracovnou látkou nie je ideálny plyn. Skutočnosť, že v obehu prúdi reálny a nie ideálny plyn je menej dôležitá, pretože vplyv vlastností pracovnej látky sa pri plynových obehoch spravidla neuplatňuje príliš výrazne. Hlavným zdrojom strát v obehu je teda fakt, že každý reálny obeh je sprevádzaný stratou tlaku. V dôsledku toho spracováva kompresor väčší tlakový spád, než je teoretický a než spracováva expandér. Navyše kompresor ani expandér nepracujú ideálne. Ich merná práca je v dôsledku toho v prvom prípade väčšia a v druhom prípade menšia než teoretická [2]. Dôsledky týchto zmien oproti obehu ideálnemu sú vidieť na obrázku 1.2.



Obr. 1.2 Znáozornenie reálneho Brayssonovho obehu so stratami v T-s diagrame pre otvorený cyklus (vľavo) [7] a znázornenie reálneho Brayssonovho obehu (čiarkovane) so stratami v T-s diagrame pre uzatvorený cyklus (vpravo) [3]

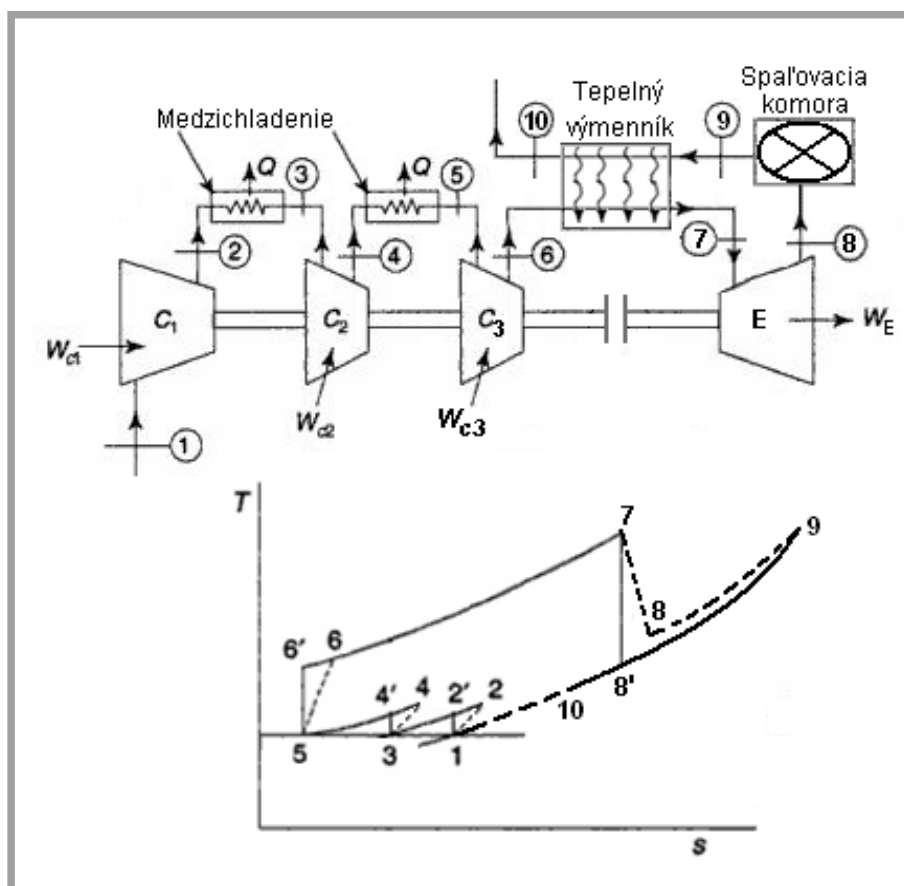
1.3 Carnotizačné úpravy

1.3

Jednoduchý Brayssonov cyklus sa nevyznačuje príliš veľkou termickou účinnosťou, sú však známe opatrenia, ktoré dovoľujú túto účinnosť výrazne zvýšiť. Ide hlavne o medzichladenie a rekuperáciu tepla. Rekuperáciu tepla pomocou výmenníka však už nemožno duplikovane vyžiť, keďže sa spaľovacia komora nachádza mimo pracovnej komory expandéra a všetko teplo sa prenáša práve pomocou tepelného (rekuperačného) výmenníka.

1.3.1 Medzichladienie

Umožňuje znížiť kompresnú prácu vďaka jej rozdeleniu na niekoľko úsekov, a to vložení medzichladičov plynu medzi každú čiastkovú kompresiu. Tá potom prebieha pri výrazne nižšej teplote, čo sa prejaví nielen vo výraznom zvýšení užitočnej práce obehu, ale spravidla tiež vo zvýšení množstva privádzaného tepla. Parametre obehu je potrebné z tohto dôvodu starostlivo optimalizovať. [2] Pre túto prácu to znamená, že bude po každom kompresnom stupni nasledovať chladič (viď obr. 1.3), ktorý bude znižovať teplotu pracovného vzduchu.



Obr. 1.3 Schéma Brayssonovho cyklu s medzichladením a jeho znázornenie v T-s diagrame [1]

1.4 Výhody a nevýhody Brayssonovho cyklu

Nasledujúce uvedené informácie boli čerpané z [8].

1.4.1 Výhody

- Podobne ako pri Stirlingovom motore, je možné použitie rôznych typov palív (pevných, kvapalných aj plyných), pričom nezáleží na tom, či je palivo „čisté“ alebo „špinavé“
- Oproti Rankinovmu cyklu má vyššiu termodynamickú účinnosť, má totiž vyššiu vstupnú teplotu do expandéra s nižším tlakom
- Od spaľovania po ohrievanie pracovného média pre expandér, spaľovanie prebieha pri atmosférickom tlaku, čo je výhodnejšie ako použitie zariadenia pre vstrekovanie a stlačovanie paliva – toto zjednodušuje systém a znižuje prevádzkové náklady

- Pre otvorený cyklus je pracovné médium čistý vzduch, čo znižuje poškodenie a erodovanie kompresora alebo lopatiek turbíny, zvyšuje sa životnosť systému
- Zmena medzi typmi paliva je omnoho jednoduchšia v porovnaní s cyklom s priamym spaľovaním, nie sú potrebné takmer žiadne úpravy

1.4.2 Nevýhody

1.4.2

- Oproti cyklu s priamym spaľovaním má nižšiu účinnosť z dôvodu nižšej vstupnej teploty do turbíny
- Zložitosť systému je väčšia.

Ďalšia koncepcia bude v usporiadaní otvoreného cyklu s trojstupňovým kompresorom s medzichladením a rekuperáciou tepla pomocou tepelného výmenníka, v nasledujúcom kroku sa preto bude práca zaoberať stručným prehľadom tepelných výmenníkov.

1.5. Obecný popis tepelných výmenníkov

1.5

Tepelné výmenníky (TV) sú zariadenia slúžiace k prenosu tepla medzi dvoma, popri prípade viacerými látkami. Sú základnými jednotkami rozličných systémov pre výmenu tepla. Ich úlohou je zabezpečiť realizáciu technologických procesov a operácií vyžadujúcich ohrev alebo chladenie pracovných látok rôzneho skupenstva.

1.5.1 Rozdelenie TV podľa spôsobu prenosu tepla medzi pracovnými látkami

1.5.1

Výmenníky rekuperačné (nezamieňať s výmenníkmi slúžiacimi k rekuperácii tepla), kde sú pracovné látky, medzi ktorými dochádza k výmene tepla, oddelené celistvou stenou, tvoriace tak dve plochy zúčastňujúce sa prenosu tepla.

Výmenníky regeneračné, kde je prenos tepla medzi pracovnými látkami sprostredkovaný tretou teplotonosnou látkou, ktorá akumuluje teplo prevzaté od teplejšej tekutiny a odovzdáva ju tekutine chladnejšej.

Výmenníky zmiešavacie, u ktorých dochádza k výmene tepla pomocou bezprostredného kontaktu pracovných látok, ktorý navyše býva často sprevádzaný prenosom hmoty.

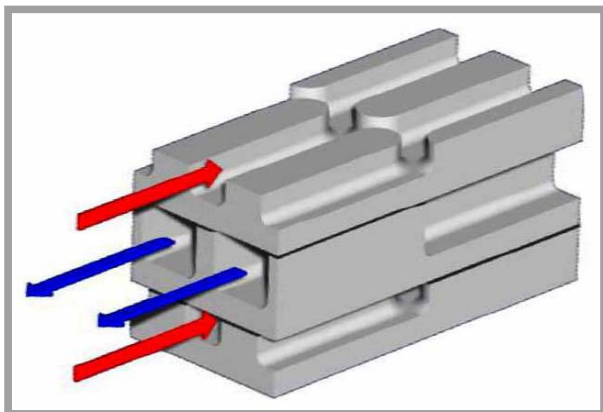
1.5.2 Rozdelenie TV na základe ich konštrukčného usporiadania

1.5.2

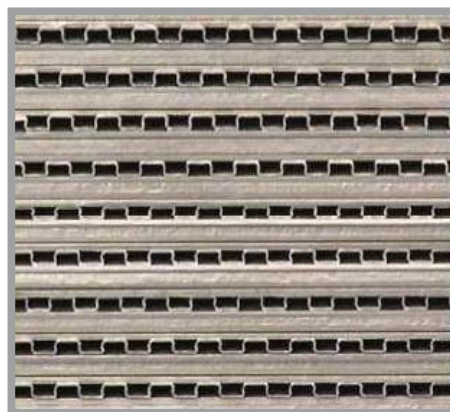
Plášťové, kde sú teplovýmenné plochy tvorené zväzkami rúrok, ktoré sú vložené do plášťa, ktorým prúdi pracovná látka odovzdávajúca teplo chladiacej látke vo vnútri rúrok.

Výmenníky typu rúrka v rúrke, kde je rúrkový zväzok usporiadaný v pozdĺžnej ose obalovej rúrky.

Kompaktné doskové výmenníky predstavujú súčasný trend vo vývoji tepelných výmenníkov, ktorý vedie k minimalizácii ich rozmerov pri zachovaní prenášaného výkonu. Sú tvorené zo vzájomne navrstvených dosiek s prelismi, medzi ktorými prúdi pracovná látka (najčastejšie vo vzájomne kolmom smere). Ich výhodou je vysoký merný výkon, nevýhodou naopak vyššie tlakové straty (obr. 1.4, 1.5).



Obr. 1.4 Schéma kompaktného doskového výmenníku [5]



Obr. 1.5 Rez výmenníkom od firmy Heatric [5]

Okrem uvedených typov existujú samozrejme aj iné konštrukčné riešenia. Konkrétne prevedenie tepelného výmenníka potom závisí na jeho účele, funkcii, použitých pracovných látkach, ale tiež napríklad aj na zvyklostiach výrobcu. Pre účely tejto práce bol vybraný doskový rekuperačný výmenník, ktorý má malé rozmery a schopnosť dobre prenášať tepelný výkon.

1.6 Kompresory

Na stlačovanie pár a plynov sa používajú zariadenia nazývané kompresory. Sú to technické zariadenia, pracovné stroje (potrebujú k činnosti dodávať energiu), ktoré dodávaním mechanickej energie zvyšujú tlakovú energiu nasávaného plynu. Pri tomto stlačovaní sa väčšina dodávanej mechanickej energie mení na teplo.

1.6.1 Rozdelenie kompresorov podľa spôsobu stlačovania [9]

Podľa tohto kritéria sa kompresory delia na dva základné typy. Prvý typ využíva princíp zmenšovania objemu uzavretého pracovného priestoru, do ktorého bol nasiaty plyn. Jedná sa o kompresory objemové. Druhý typ pracuje na základe urýchlenia plynu, kedy je kinetická energia neskôr premenená na energiu tlakovú pomocou difúzora. Jedná sa o kompresory rýchlostné.

Kompresory, ktoré využívajú princíp zmenšovania objemu, sa delia podľa charakteru pohybu pracovného elementu na kompresory s vratným alebo rotačným pohybom pracovného elementu. Naopak stroje pracujúce na rýchlostnom princípe, sa delia na turbokompresory a ejektory.

Ďalšie rozdelenie je podľa konštrukčného prevedenia, avšak jednotlivé typy stále spadajú do oblasti objemových, alebo rýchlostných kompresorov (obr. 1.6).

1.6.2 Rozdelenie kompresorov z hľadiska názvoslovia podľa tlaku [9]

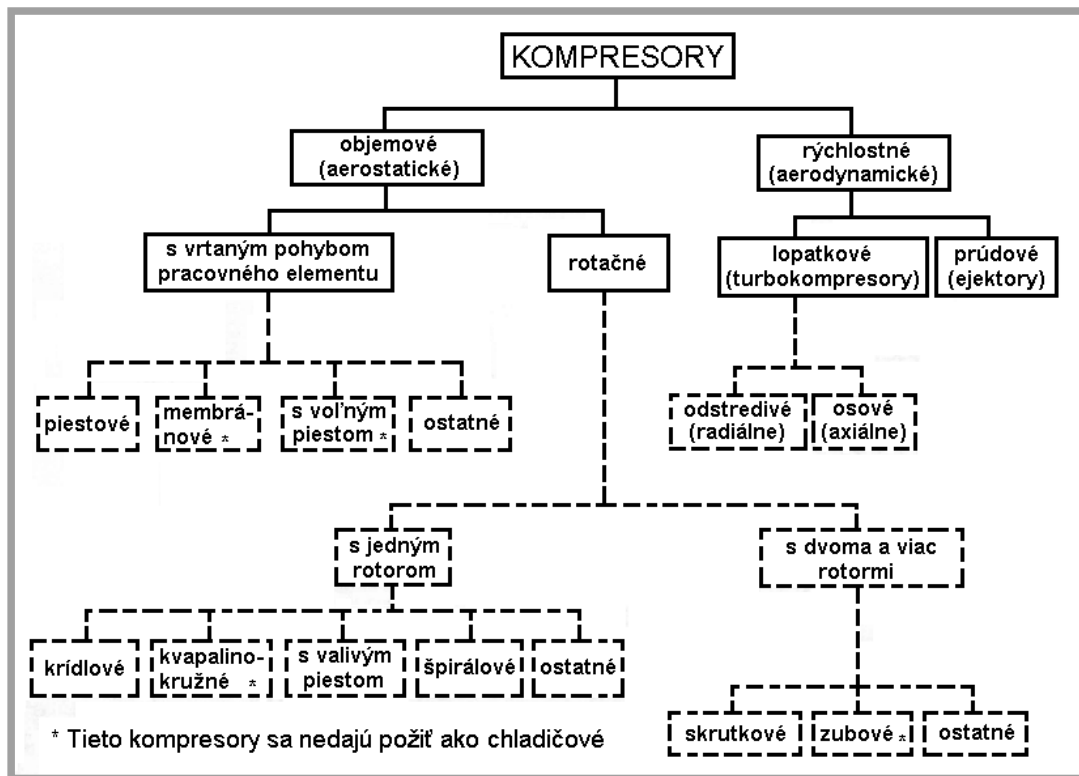
Výveva – nasáva vzduch pri tlaku nižšom ako atmosférickom a stlačuje ho na tlak atmosférický. Dá sa použiť na odsávanie plynu z uzavorených priestorov.

Dúchadlo – stlačuje atmosférický vzduch na pretlak do 200 kPa

Kompresor – stlačuje plyn na pretlak vyšší než 200 kPa

Booster – pomocný kompresor, zaradzovaný do satia napr. chladičových kompresorov pri príliš vysokom tlakovom pomere. Niekedy je tak nazývaný dotlačáči kompresor

Cirkulačný kompresor – nasáva plyn s vysokým tlakom, stlačuje ho s malým tlakovým pomerom (1,1 až 1,2). Je určený pre udržiavanie tlaku v chemických prevádzkach alebo plynovodoch.



Obr. 1.6 Rozdelenie kompresorov podľa spôsobu stlačovania [9]

1.6.3 Parametre kompresorov (podľa ČSN 10 5010)

Pre jasné dorozumievanie v technickej praxi boli dohodnuté presné definície dôležitých pojmov.

Výkonnosť kompresoru je prietok vzduchu výtláčnym hrdlom kompresoru, nameraný pri menovitom výtláčnom tlaku a otáčkach. Najčastejšie sa udáva ako prietok objemový Q (m^3/s , ... m^3/h).

Spotreba vzduchu pneumatických strojov je prietok stlačeného vzduchu plniacim hrdlom do stroja. Udáva sa ako spotreba hmotnostná m (kg/s , kg/h).

Tlakový pomer σ je pomer absolútneho tlaku výtláčného p_2 a sacieho p_1 :

$$\sigma = \frac{p_2}{p_1}$$

Výtláčny tlak sa udáva (v zhode s tlakomerom) ako pretlak.

Kompresná teplota je teplota plynu na konci kompresie.

Pracovný priestor kompresoru je priestor vo vnútri kompresora, v ktorom sa pohybuje činná časť stlačovacieho mechanizmu (piest, rotor).

Škodlivý priestor objemového kompresoru je časť pracovného priestoru, v ktorom po skončení výtlaku zostáva určité množstvo stlačeného plynu, ktorý na začiatku satia expanduje späť do pracovného priestoru.

Charakteristika kompresoru je vzájomná závislosť dôležitých parametrov stroja, najčastejšie tlaku a výkonnosti.

Pre riešenie tejto práce je prvoradým parametrom výkonnosť kompresoru, čiže objemový prietok Q , ktorý určil zadávateľ na minimálnu hodnotu $500 \text{ m}^3/\text{h}$. Tak isto je dôležité aby bol dodržaný tlakový pomer σ , ktorý tak isto určil zadávateľ na hodnotu 3, pre každý stupeň kompresie. Škodlivý priestor kompresoru by mal byť pochopiteľne čo najmenší aby nedochádzalo k zníženiu účinnosti. To je možné docieľiť efektívnym tvarovaním pracovného priestoru kompresoru a lamiel.

1.7 Rotačné kompresory [10]

Celková koncepcia motoru je zadaná ako rotačná, z toho dôvodu aj kompresor bude rotačný. Preto sa v nasledujúcej časti bude práca zaoberať popisom týchto kompresorov.

Rotačné kompresory sú objemové kompresory, ktoré majú pracovný pohyb piestu rotačný, takže nemajú súčasti s nevyváženým vratným pohybom. Tým sú vytvorené predpoklady na zvýšenie otáčok, priame spojenie s pohonom, podstatné zníženie hmotnosti hlavných rozmerov a hlavne obstarávacích nákladov. Rovnako uloženie na jednoduché, ľahké základy je nenáročné a stroje je možné inštalovať priamo k spotrebiču aj do vyšších poschodí prevádzkových budov. Rotačné kompresory sa vyrábajú ako jednostupňové, s tlakovým pomerom $\sigma = 3-4$, dvojstupňové s celkovým tlakovým pomerom $\sigma = 8-10$ alebo trojstupňové.

Keďže nemajú ventilové rozvody, prebieha stlačovanie pri týchto objemových kompresoroch s konštantným, tzv. „vstavaným tlakovým pomerom“. Neprispôsobujú sa automaticky protitlaku v sieti, ako je to pri piestových kompresoroch. Veľkosť vstavaného tlakového pomeru závisí na geometrickom tvare výtláčného otvoru z pracovného priestoru. Ďalšou nevýhodou sú (až na výnimky) nižšie dosahované účinnosti a hluk pri vysokej frekvencii.

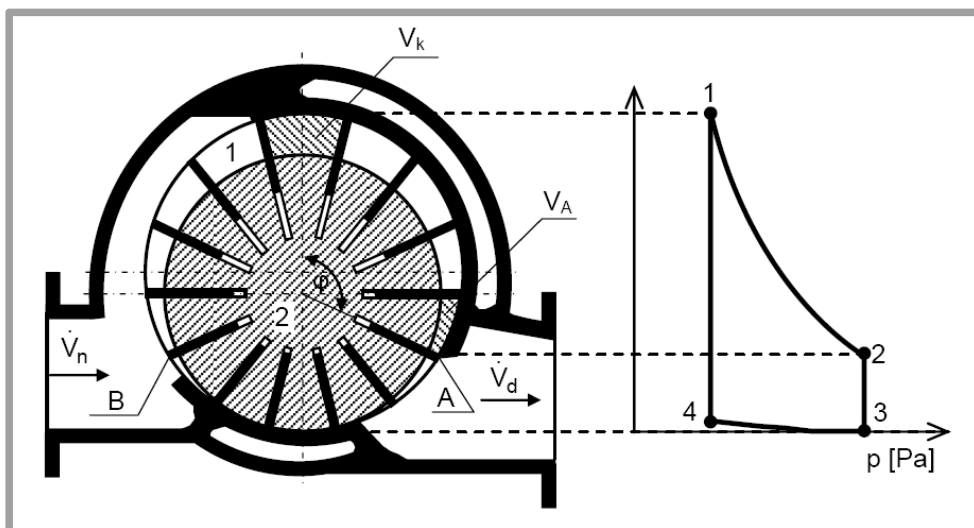
Rozdelenie rotačných kompresorov podľa vyhotovenia je na obr. 1.6. Pre túto prácu je možné použiť ako ekvivalentný vzor na základné výpočty krídlový kompresor (obr. 1.7).

1.7.1 Krídlové kompresory

Krídlové kompresory sú jednorotorové stroje. Ich hlavné časti aj princíp práce môžeme sledovať na obr. 1.7. V pracovnom priestore **1** krídlového kompresoru je excentricky uložený rotor **2** s radiálne vyfrézovanými drážkami. V drážkach uložené lamely (krídla) sú pri rotácii pritlačované odstredivou silou k stenám valca. Tým je pracovný priestor rozdelený na niekoľko komôrok, ktorých objem V_k sa pri rotácii mení.

Najskôr, po spojení pracovnej komôrky so sacím hrdlom, dochádza k nasávaniu zväčšovaním objemu a potom ku kompresii zmenšovaním objemu komôrky. Ak lamela prejde cez hranu výtláčného otvoru **A**, je kompresia v pracovnom priestore ukončená a stlačený plyn prúdi do výtláčného hrdla. Veľkosť dosahovaného tlakového pomeru pri kompresii závisí iba na polohe hrany výtláčného otvoru a pri ľubovoľnom tlaku vo výtláčnom potrubí zostáva konštantný. Preto je ďalej označovaný ako vstavaný alebo tiež vnútorný tlakový pomer π . Expanzia zo škodlivého priestoru je strmá, keďže škodlivý priestor je malý.

Tlakový diagram na obr. 1.7 je vynášaný ako závislosť tlaku v pracovnej komôrke na jej polohe, premietnutej do roviny prechádzajúcej vertikálnou osou stroja.



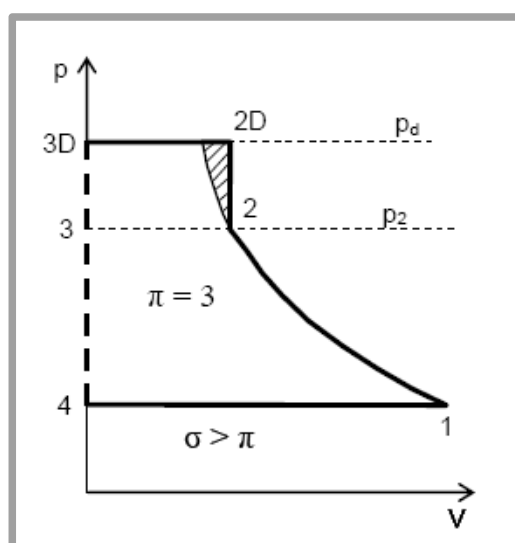
Obr. 1.7 Schéma krídlového kompresoru a jeho tlakový diagram [10]

Ak neodpovedá vnútorný tlakový pomer $\pi = p_2/p_1$ tlaku p_d vo výtlačnom potrubí, dochádza buď k rázovej kompresii alebo k rázovej expanzii, ak je $p_d < p_2$, čo je doprevádzané pulzáciami a stratami energie.

1.7.2. Rázová kompresia krídlových rotačných kompresorov

1.7.2

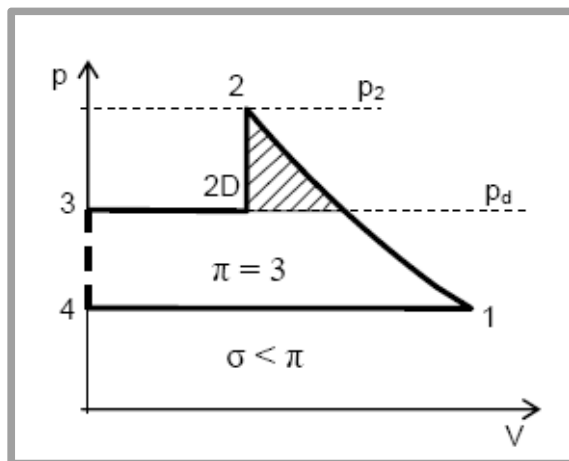
Na obr. 1.8 je znázornený prípad, kedy je protitlak p_d vyšší ako p_2 . Po spojení pracovného priestoru s výtlačným hrdlom dochádza k rázovej, okamžitej kompresii po vniknutí už vytlačeného plynu späť do pracovného priestoru. Tento dej **2–2D** bude ďalej označovaný ako vonkajšia kompresia. Stretávame sa s ňou aj pri Rootsových dýchadlách, ktoré pracujú úplne bez vnútornej kompresie. Behom následného vytlačovania **2D–3D** je znova z pracovného priestoru vypudený aj spätný prietok. Cirkulujúci objem je vyznačený šrafovaním. Touto plochou je znázornený aj nárast technickej práce.



Obr. 1.8 Rázová kompresia v pracovnom priestore kompresora [10]

1.7.3. Rázová expanzia krídlových rotačných kompresorov

Rázová expanzia je znázornená na obr. 1.9, ako zmena medzi $2-2D$, kedy je kompresor zaťažený po poklese protitlaku p_d pod hodnotu tlaku p_2 . Aj tu je vyšrafovaná plocha úmerná technickej práci.



Obr. 1.9 Rázová expanzia v pracovnom priestore kompresora [10]

1.7.4 Výkonnosť krídlových kompresorov

Výkonnosť skutočného kompresora $\dot{V}_d$ je vyjadrená nasledujúcim výrazom, pričom súčiniteľ využitia pracovného priestoru sa pohybuje v medziach $\lambda=(70\div 90)\%$.

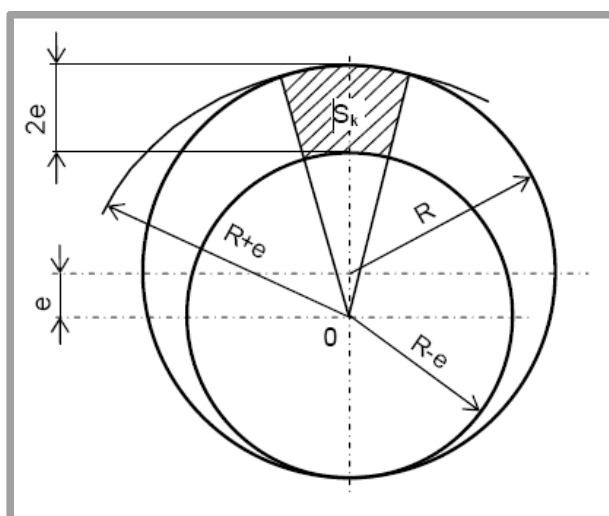
$$\dot{V}_d = \dot{V}_t \cdot \lambda \quad [-]$$

Teoretická výkonnosť $\dot{V}_t$ je vyjadrená nasledujúcim vzťahom, pričom n sú otáčky v s^{-1} .

$$\dot{V}_t = V_p \cdot n \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Objem pracovného priestoru V_p závisí na počte lamiel (krídiel) z a maximálnej veľkosti objemu V_k pracovných komôrok na konci nasávania.

$$V_p = V_k \cdot z = S_k \cdot L \cdot z \quad [m^3]$$



Obr. 1.10 Čelná plocha S_k pracovnej komôrky, ako časť medzikružia [10]

Približná metóda výpočtu čelnej plochy S_k komôrky vychádza z predpokladu, že je z -tou časťou medzikružia, ktorého stred leží v ose valca O . Potom podľa obr. 1.10 platí:

$$S_k = [\pi \cdot (R + e)^2 - \pi \cdot (R - e)^2] \cdot \frac{1}{z} \quad [m^2]$$

Po odčítaní čelnej plochy krídiel (s = šírka krídla, $2e$ = výška komôrky $\rightarrow s \cdot 2e$) platí:

$$S_k = 2 \cdot e \cdot \left(2 \cdot \pi \frac{R}{z} - s \right) \quad [m^2]$$

Pomer medzi dĺžkou valca a jeho priemerom býva $L/D = 1,5 \div 2,5$.

Kompresory s vyšším počtom lamiel (krídiel) než 12 majú v dôsledku zjednodušenia výpočtovú chybu menšiu než 1%.

Vnúťorný (vstavaný) tlakový pomer π krídlových kompresorov závisí na veľkosti objemu V_A pracovnej komôrky v okamihu, kedy pootočením o uhol φ dôjde k jeho spojeniu s výtláčnym hrdlom (viz obr. 1.10).

$$\pi = p_2/p_1 = \left(V_k/V_A \right)^n \quad [-]$$

1.7.5 Konštrukcia jednoduchého krídlového kompresora

1.7.5

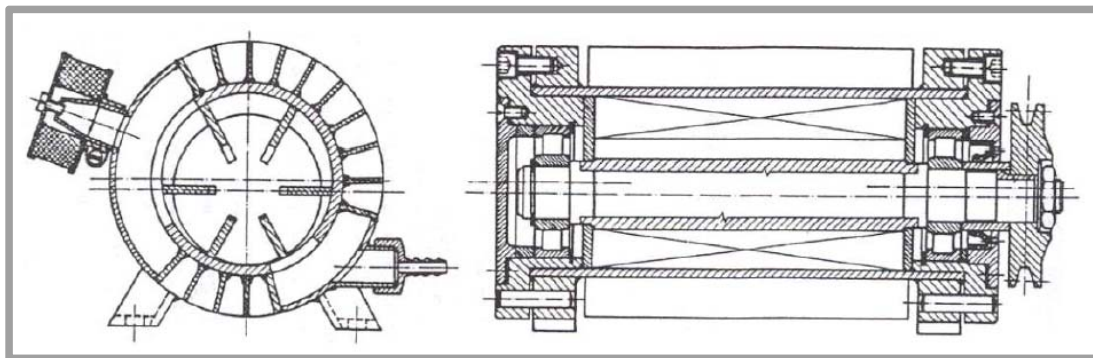
Konštrukcia jednoduchého vzduchom chladeného krídlového kompresora je na obr. 1.11. Dvoj a viac stupňové kompresory majú všetky stupne v jednej ose za sebou s rovnakým priemerom valcov. Dĺžka druhého stupňa je skrátená podľa vnúťorného tlakového pomeru na prvom stupni. Počet krídiel býva od 2 do 30. S rastúcim počtom krídiel vzrastá trenie aj opotrebovanie kompresora, ale súčasne sa zvyšuje využitie pracovného priestoru znižovaním vnúťorných netesností, keďže rozdiel tlakov medzi dvoma komôrkami klesá. Pre potreby tejto práce boli zvolené 4 krídla v krížovom usporiadaní.

Stredné obvodové rýchlosti krídiel sú 12 až 13 $m \cdot s^{-1}$, výnimočne až 16 $m \cdot s^{-1}$. Otáčky sa volia podľa veľkosti stroja v rozmedzí 415 až 1 450 za minútu. Pri strojoch s vysokými otáčkami sa odstredivá sila krídiel zachytáva dvoma bronzovými prstencami s vnúťorným priemerom nepatrne menším, ako je vnúťorný priemer valca. Prstence uložené v drážkach statora sa otáčajú súčasne s rotorom a ich klzné plochy sú mazané olejom. Tým sa znížia straty trením, opotrebovanie valca aj krídiel. V tejto práci budú odstredivé sily krídel zachytávať ťažné pružiny, ktoré budú pritláčať tieto lamely k statickej vačke, čím sa úplne potlačí trenie medzi krídlami a statorom.

Tieto kompresory nachádzajú uplatnenie napr. v baníctve, kde sa používajú ako pojazdné kompresorové súpravy v miestach vzdialených od tlakovzdušnej siete aj ako dotlačovacie kompresory. Ďalej pracujú ako vývevy pri degazácii (odčerpávanie metánu) baní, keďže ľahko dosahujú 60% vákua (tj. 40 kPa absolútneho tlaku). Súčasne tlak za vývevou vyhovuje k doprave plynu na väčšie vzdialenosti.

Nevýhodou je citlivosť týchto vývev na znečistenie odsávaného plynu, čo vyžaduje inštaláciu filtrov v sacom potrubí. Zaolejovanie plynu, ku ktorému dochádza pri prietoku strojom, sa odstraňuje pomocou špeciálnych odľučovačov.

Krídlové kompresory sa konštruujú s výkonnosťou 20 až 6000 $m^3 \cdot h^{-1}$.



Obr. 1.11 Křídlový, vzduchom chladený kompresor [10]

Pre ďalšie riešenie diplomovej práce z rešeršnej časti vyplýva približná konštrukcia kompresoru. Tá bude mať podľa požiadavku zadávateľa charakter křídlového (lamelového) rotačného kompresoru. Toto prevedenie má v porovnaní s piestovými kompresormi výhodu, že neobsahuje súčasti s nevyváženým vratným pohybom, čím sú vytvorené predpoklady na zvýšenie otáčok, priame spojenie s pohonom, podstatné zníženie hmotnosti a obstarávacích nákladov. Istou nevýhodou voči piestovým kompresorom je nemenný, vstavaný tlakový pomer, ktorý sa neprispôsobuje automaticky protitlaku v sieti, nižšie dosahované účinnosti a hluk pri vysokej frekvencii. Požiadavkám určeným zadávateľom by bolo možné vyhovieť aj návrhom skrutkového kompresoru, ktorý má veľmi podobné vlastnosti ako lamelový kompresor, či už sa jedná o malé rozmery alebo nenáročnú údržbu. Podobne ako lamelový kompresor má aj on nemenný vstavaný tlakový pomer, ale pre ďalšie riešenie nebol uvažovaný hlavne kvôli jeho vysokým otáčkam, ktoré sú pre riešenie tejto práce zanedbateľné.

2 FORMULÁCIA RIEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA

2

2.1 Formulácia riešeného problému

2.1

Riešenie zadaného problému spočíva v návrhu kompresnej časti Brayssonovho motoru, vypracovanie 3D modelu a vyhotovenie výkresovej dokumentácie. Tento návrh musí zohľadňovať zadané parametre, funkčnosť a v neposlednej rade finančnú dostupnosť.

Zadané parametre kompresoru:

- schopnosť izoentropického stlačovania pracovného média
- pracovné médium je vzduch
- rotačné usporiadanie
- objemový prietok min. 500 m³/h
- otáčky: 1000 ot/min
- hmotnosť celého zariadenia: max. 350kg
- počet výsuvných piestnych segmentov (lamiel): 4
- teplota pracovného média: 60°C
- tri stupne stlačovania s medzichladením, pričom v práci bude riešený iba prvý stupeň
- tlakový pomer jedného stupňa: 3
- rozoberateľná konštrukcia a ľahká údržba

2.2 Technická analýza problému

2.2

Predpokladom je, že navrhnuté zariadenie sa nebude vyrábať v špecializovanej firme, ktorá sa zaoberá výhradne výrobou vzduchotechnických zariadení a množstvom vyrábaných dielov bude mať výroba charakter malosériový. Preto je nutné navrhnuť čo najefektívnejšie technologické postupy pre výrobu daného zariadenia. Jednotlivé časti zariadenia sú z veľkej časti odliatky. Ostatné súčasti je vhodné vyrábať z normalizovaných polotovarov pomocou CNC obrábacích centier alebo pomocou klasických ručných strojov (sústruhy, frézky, ...).

Pri výrobe všetkých častí prístroja sa kladú určité požiadavky na presnosť, avšak najväčšie sa kladú na výrobu odliatkov tvoriacich vonkajšiu statorovú časť kompresoru, ktoré budú po odliatí ešte opracovávané CNC frézou a brúskou a následne bude na obrúsenú kontaktnú plochu nanosená vrstva materiálu, ktorý je schopný prispôbiť sa prípadným nepresnostiam pri výrobe a tým zabezpečiť dostatočnú tesnosť medzi jednotlivými kompresnými komorami. Podobné opracovanie bude potrebné vykonať aj na odliatku vnútornej statickej vačky, nebude však potrebné naniesť vrstvu materiálu, keďže kontakt medzi vačkou a lamelami bude neustále oddelený tenkou vrstvou maziva. Spomínané lamely budú tak isto vyrábané odlievaním a to konkrétne z hliníkovej zliatiny, ktorá je ľahká a je možné naniesť na ňu vrstvu materiálu odolného voči opotrebovaniu. Ostatné odliatky už nebudú vyžadovať takú náročnú a drahú výrobu.

Neoddeliteľnou súčasťou pri konštrukcii zariadenia je spolupráca so subdodávateľmi, predovšetkým s dodávateľom klzných puzdier, pružín a spojovacieho materiálu (skrutky, matice, apod.).

2.3 Vývojová analýza

Prvou fázou pri navrhovaní konštrukcie kompresnej časti bolo naštudovanie podobných zariadení, ktoré pracujú na základne Brayssonovho cyklu a naštudovanie základnej problematiky rotačných kompresorov. Následne bolo navrhnuté koncepčné riešenie, ktoré sa týkalo predovšetkým základných parametrov stroja, ako je objemový prietok, základné rozmerové parametre a hlavne návrh geometrie vonkajšej statorovej časti, podľa ktorej sa vytvára vnútorná statická vačka. Tento základný návrh bol následne konzultovaný s prof. Ing. Eduardom Mmitalenovským, DrSc. z ÚMTMB a s doc. Ing. Pavlom Novotným, Ph.D z ÚADI, ktorí majú skúsenosti s navrhovaním geometrie vačiek a spaľovacích motorov.

Ďalším krokom bolo presné určenie geometrie vonkajšej statorovej časti, následné odvodenie vnútornej statickej vačky a jej dynamická analýza. Na základe tejto analýzy bol navrhnutý pritláčací pružinový systém a konečné tvarové a rozmerové riešenie ostatných súčastí ako sú čapy, ložiská, či skrutkové spoje.

V poslednej fáze bol potom vytvorený kompletný 3D model zostavy a výkresová dokumentácia.

3 VYMDZENIE CIEĽOV PRÁCE

3

Cieľom diplomovej práce je navrhnuť konštrukciu kompresnej časti Brayssonovho motoru podľa zadaných parametrov v oddiele 2.1. Výstupom práce je 3D model zhotovený v programe Autodesk Inventor Professional 2010 a výkresová dokumentácia.

Čiastočné ciele diplomovej práce:

- návrh geometrie vonkajšej statorovej časti a jej konštrukčné prevedenie
- návrh lamiel
- odvodenie vnútornej statickej vačky a jej dynamická analýza
- návrh pritláčacieho mechanizmu
- kontrola súčastí
- tvorba 3D modelu a výkresovej dokumentácie
- stanovenie záverov práce

4 NÁVRH METODICKÉHO PRÍSTUPU K RIEŠENIU

Návrh konštrukcie vychádzal z požiadavkou zadávateľa. A ďalej potom z koncepčných riešení iných výrobcov, ktorí sa zaoberajú podobnou problematikou týkajúcou sa rotačných kompresorov a spaľovacích motorov.

- a) Preštudovať súčasné konštrukcie rotačných kompresorov
- b) Porovnať technologické aspekty pri jednotlivých prístupoch
- c) Zahnúť do konštrukcie predovšetkým ľahkú konštrukciu, montáž a údržbu zariadenia a finančnú dostupnosť
- d) Návrh parametrov zariadenia (objemový prietok, geometria vačky, rozmerové parametre)
- e) Vytvoriť model konštrukcie rotačného kompresoru
- f) Vykonať prípadné úpravy vačkového a pritláčacieho mechanizmu
- g) Vyriešiť mazanie zariadenia
- h) Vytvoriť 3D model a výkresovú dokumentáciu

Pri analyzovaní dát návrhu bol využitý program MS Excel 2007, ktorý sa flexibilne prispôsobuje zmene vstupných dát a je vhodný pre spracovanie veľkého počtu hodnôt. Na uľahčenie analytických výpočtov bol použitý programy MITCalc, ktorý navyše obsahuje aj veľký počet českých a európskych noriem, na výpočet konštrukčných uzlov.

5 NÁVRH VARIANT RIEŠENIA A VÝBER OPTIMÁLNEJ VARIANTY

5

5.1 Tvarovo závislé komponenty

5.1

Z rešeršnej časti môže byť patrné, že počiatočný návrh kompresoru bol plánovaný ako klasické jednočinné lamelové čerpadlo (obr. 1.7), to znamená, že každá činná časť vykonala za jednu otáčku iba jeden pracovný cyklus. Pri dodržaní zadaných parametrov ako je počet lamiel a objemový prietok, nebolo možné navrhnuť takto zamýšľané riešenie. To je podložené nasledujúcim výpočtom, ktorý sa riadi vzťahmi z kapitoly 1.7.4 a základné rozmery sú navrhnuté v súlade s obrázkom 5.1, pričom sa nimi riadil aj neskorší návrh dvojčinného kompresoru.

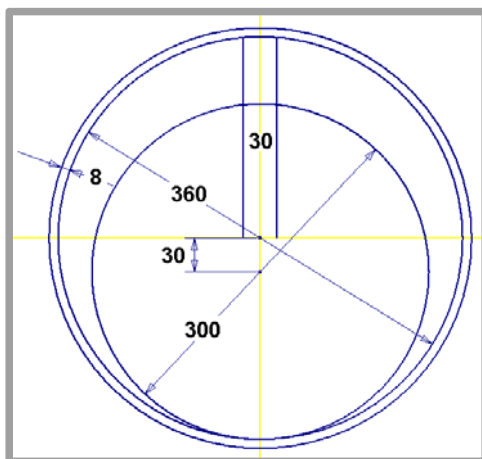
Dĺžka prvého stupňa L kompresoru bola určená na hodnotu 0,12m

$$S_k = 2 \cdot e \cdot \left(2 \cdot \pi \frac{R}{z} - s \right) = 2 \cdot 0,030 \cdot \left(2 \cdot \pi \frac{0,180}{4} - 0,030 \right) = 0,0151646 \text{ m}^2$$

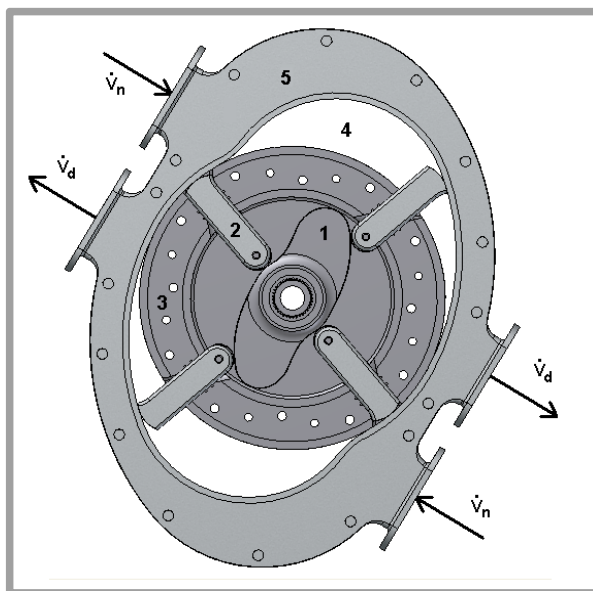
$$V_p = V_k \cdot z = S_k \cdot L \cdot z = 0,0151646 \cdot 0,12 \cdot 4 = 0,007279 \text{ m}^3$$

$$\dot{V}_t = V_p \cdot n = 0,007279 \cdot \frac{1000}{60} = 0,1213 \text{ m}^3/\text{s} = 436,74 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_d = \dot{V}_t \cdot \lambda = 436,74 \cdot 0,8 = 350$$



Obr. 5.1 Základné rozmery kompresoru



Obr. 5.2 Schéma dvojčinného kridlového kompresoru

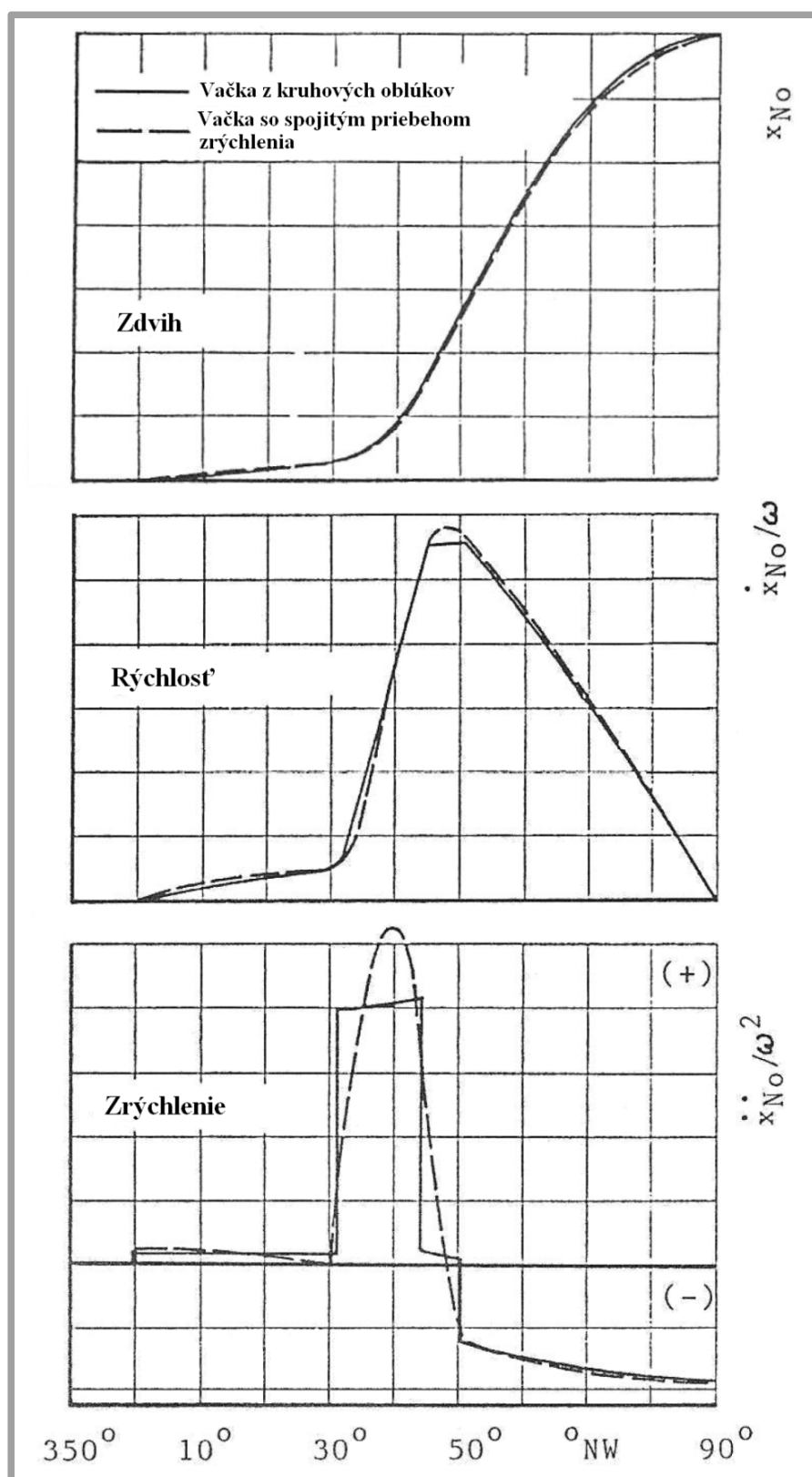
Na základe predchádzajúceho výpočtu bola zvolená koncepcia s dvoma činnými cyklami za jednu otáčku (obr. 5.2). Na rozdiel od jednočinného krídlového kompresoru, nie je v tomto variante excentricky uložený rotor, ale súoso uložená statická vačka **1** s vonkajšou statorovou časťou **5**. Rotačný pohyb lamiel **2** zabezpečuje rotor **3** s radiálne vyfrézovanými drážkami, v ktorých sú uložené lamely. Aby bolo možné dosiahnuť tesnosť celého zariadenia a rozdelenie pracovného priestoru **4** na komôrky, je potrebné aby vonkajšia statorová časť **5** bola čo možno najpresnejšie vyrobená.

5.1.1 Návrh geometrie vonkajšej statorovej časti

Táto časť návrhu je pre danú prácu kľúčová, keďže z nej následne bola odvodená geometria vnútornej statickej vačky. Postupný návrh bol prevádzaný v prostredí programu Autodesk Inventor Professional 2010. Pôvodný návrh geometrie pozostával z navzájom tečne napojených kruhových oblúkov. Avšak takto navrhnutá geometria sa neskôr ukázala ako nevyhovujúca pre jej nespojitý priebeh zrýchlenia. Tento nespojitý priebeh zrýchlenia nastával v miestach, kde sa na seba tečne napojovali jednotlivé oblúky. Tento problém sa podarilo odstrániť až keď boli miesta spojovania jednotlivých kruhových oblúkov nahradené splajnami. Rozdiely v priebehu kinematických veličín pre jednotlivé varianty riešenia sú znázornené na obrázku 5.2. Podrobnejšie sa týmto problémom bude zaoberať text v kapitole 6.2.

5.1.2 Návrh geometrie vnútornej statickej vačky

Geometria vnútornej statickej vačky je plne závislá na geometrii vonkajšieho statorovej časti. To znamená, že ak bola navrhnutá vonkajšia statorová časť zle, resp. jej priebeh zrýchlenia bol nespojitý, bude aj vnútorná statická vačka mať nespojitý priebeh zrýchlenia. Tento problém sa opäť podarilo vyriešiť prepojením jednotlivých oblúkov pomocou funkcie splajn. Analýza kinematických veličín bola prevádzaná už na odvodenej vnútornej statickej vačke a nie na vonkajšej statorovej časti. To umožnilo priamo zistiť silové účinky na vnútornej vačke.

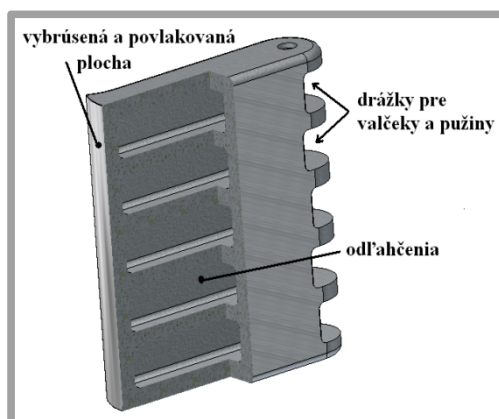


Obr. 5.3 Kinematické veličiny vačky so spojitým priebehom zrýchlenia a vačky s profilom zostaveným z kruhových oblúkov [12]

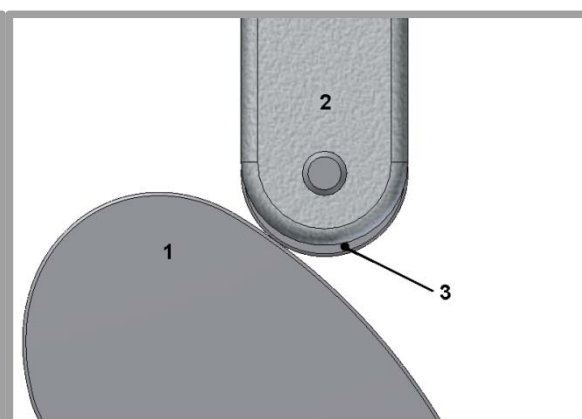
5.2 Lamely kompresoru

Lamely (obr. 5.4) slúžia k rozdeleniu pracovného priestoru na viac komôrok. Základnou požiadavkou pri ich navrhovaní bola nízka hmotnosť, preto lamely budú odlievané z hliníku a nie z ocele ako bol prvotný predpoklad. Po dolievaní sa musí ešte vybrúsiť a následne povlakovať plocha, ktorá je v kontakte s vonkajšou satorovou časťou. Tento povlak musí mať dobré klzné vlastnosti aby pri kontakte nedochádzalo k značnému opotrebovaniu lamely a následnej netesnosti v pracovných komôrkach.

Pohyb lamely v radiálnom smere bude zabezpečovaný kopírovaním povrchu statickej vacky (obr. 5.5). Kontakt medzi povrchom vacky **1** a lamelou **2** bude prenášaný pomocou valčekov **3** a nie priamym klzným kontaktom. Ak sa pri navrhovaní pritáhovacieho mechanizmu podarí navrhnuť pružiny tak, aby bol záručný neustály kontakt medzi vackou a valčekom, bude do tohto kontaktu neustále privádzaný olej, vďaka čomu sa minimalizuje opotrebovanie statickej vacky aj valčekov. V opačnom prípade bude cez stredovú mazaciu tyč (obr. 6.1 - pozícia 10), olej privádzaný len do najvyššieho miesta vacky, odkiaľ bude pôsobením gravitácie stekať na kontaktnú plochu a zároveň bude premazávať pritáhovací mechanizmus.



Obr. 5.4 Rez lamelou



Obr. 5.5 kontakt medzi statickou vackou a lamelou

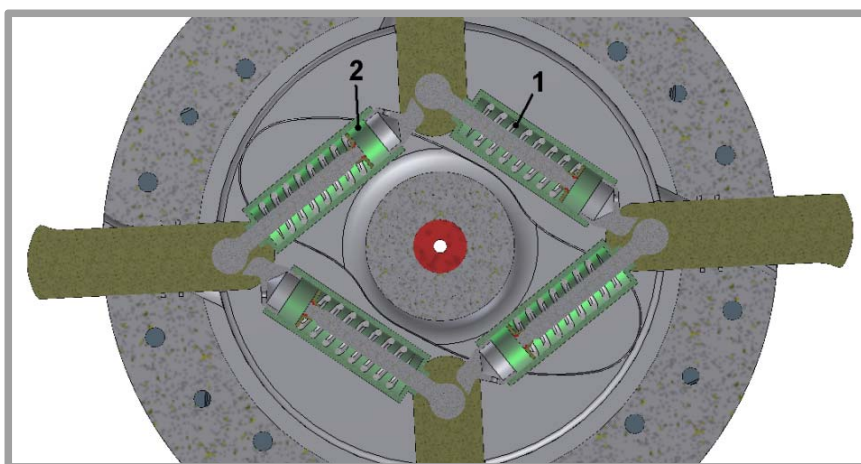
5.3 Pritáhovací mechanizmus

Kontakt medzi statickou vackou a lamelou bude zabezpečovaný pritáhovacím mechanizmom.

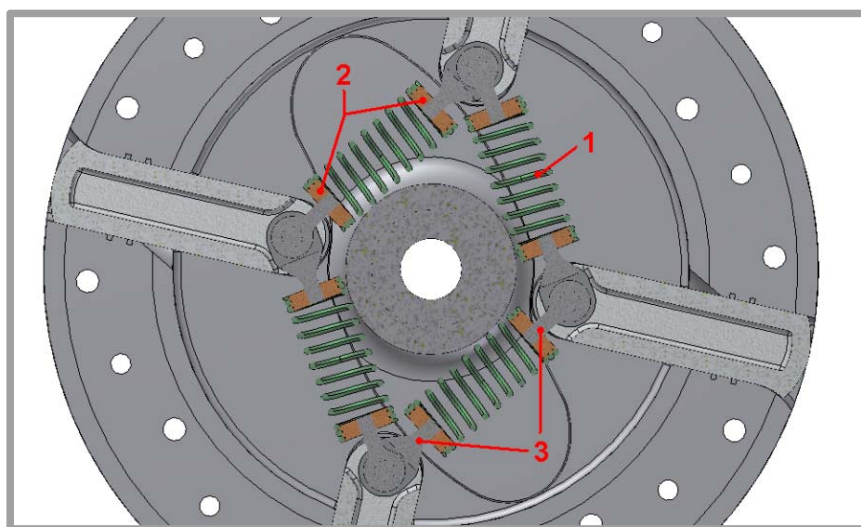
Pôvodná koncepcia (obr. 5.6) počítala s využitím tlačných pružín **1**, tie však museli byť vedené v oceľovom plášti **2**, kvôli ktorému sa natoľko zmenšil priemer pružiny, že vo výslednom efekte požadovaná pritlačná sila pružiny ani zďaleka nedosahovala hodnoty potrebné k udržaniu kontaktu lamely s vackou. Čím pôsobila v celom zariadení skôr ako závažie a nie ako pritáhovací mechanizmus. Jej celková koncepcia bola značne komplikovaná a jednotlivé diely by sa museli nechať vyrábať na zákazku.

Preto bol navrhnutý mechanizmus, ktorý využíval ťažné pružiny. Tie nepotrebovali žiaden vodiaci plášť, tým pádom mohli mať väčší priemer a vyvodzovať väčšiu pritlačnú silu. Avšak ani tento navrhnutý mechanizmus nedokáže v každej polohe zachytiť celú silu pôsobiacu od statickej vacky. Na základe tejto skutočnosti musela byť opatrená vonkajšia satorová časť už spomínanou vrstvou materiálu, po ktorej sa bude v prípade kontaktu klzať lamela.

Celý mechanizmus (obr. 5.7) pozostáva z pružín **1**, vloženého segmentu **2** a z upínacích koncoviek **3**. Pružiny sú navrhnuté na cyklické zaťažovanie, pričom posledné dva závit pružiny sú navrhnuté ako koncové a sú obstarné vnútorným metrickým závitom so stúpaním rovným priemeru drôtu pružiny. Tieto závit slúžia k uchyteniu upínacích koncoviek. Takto navrhnutý mechanizmus je v porovnaní s predchádzajúcim mechanizmom značne jednoduchší a hlavne ekonomicky menej náročný.



Obr. 5.6 Pritlačovanie lamiel pomocou tlačných pružín



Obr. 5.7 Priťahovanie lamiel zabezpečované pomocou ťažných pružín

5.4 Voľba materiálu

Keďže celé zariadenie pracuje len so vzduchom a neprichádza do kontaktu s vodou, nebola jedna z požiadaviek aby bol prístroj odolný voči korózii. To umožnilo široký výber pri voľbe materiálov na jednotlivé komponenty kompresoru. Najdôležitejším faktorom pri výbere optimálneho materiálu však bola hmotnosť a cenová dostupnosť.

Keďže väčšina komponentov kompresoru sa bude vyrábať odlievaním, bola ako najlacnejší variant zvolená liatina s lupienkovým grafitom EN-GJL-250 (ČSN 42 2425), ktorá má vysokú odolnosť voči tlaku, teplote a zároveň nízku pružnosť a schopnosť samomazania. Avšak jej najväčšia nevýhoda je vysoká hmotnosť. [13]

Keby boli všetky komponenty kompresoru, ktoré majú byť odlievané, vyrobené z liatiny celková hmotnosť kompresoru by bola 2,5 krát vyššia ako je požadovaná hmotnosť od zadávateľa.

Pre ďalšie riešenie bolo potrebné nájsť materiál, ktorý by mal nižšiu hustotu, tým pádom by mal nižšiu hmotnosť. Tieto vlastnosti majú zlievarenské hliníkové zliatiny. Tie majú aj výbornú tepelnú vodivosť, dostatočné pevnostné a únavové vlastnosti, sú výborné na odlievanie a majú dobrú obrobitelnosť. Preto budú súčasti s veľkými rozmermi vyrábané zo zlievarenskej hliníkovej zliatiny s chemickým označením EN-AC-ALSi7Mg0,3 (číselné označenie EN-AC-42100). [14]

Tab. 1 Chemické zloženie materiálu AlSi7Mg0,3 [14]

Označenie zliatiny		Chemické zloženie (%)						
číselné	chemické	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Ti
EN-AC-42 100	EN-AC-ALSi7Mg0,3	6,5-7,5	0,19	0,05	0,1	0,2-0,45	0,07	0,08-0,25

Ostatné odlievané súčasti, budú vyrábané z už spomínanej zlievarenskej liatiny, ktorá je cenovo výhodnejšia a jej vlastnosti sú pre rozmerovo menšie súčasti vyhovujúce.

Pre súčasti, ktoré nebudú odlievané platia také isté požiadavky ako pre súčasti odlievané. To znamená, že nie je vyžadovaná odolnosť voči korózii a súčasti by mali mať čo možno najnižšiu hmotnosť. Rozmerovo najväčšia súčasť, ktorá nebude odlievaná je rotor s radiálne vyfrézovanými drážkami pre lamely.

Ťažné pružiny použité v priťahovacom mechanizme budú vyrobené z legovaný ventilového drôtu triedy VDSiCr podľa EN 10270-2. Z tohto drôtu sa dajú vyrábať pružiny už od priemeru drôtu 0,5mm, až do 17mm, pričom použitý materiál veľmi dobre znáša dynamické zaťaženie, ktorému bude musieť priťahovací mechanizmus odolávať. Ostatné mechanické vlastnosti vybraného materiálu sú pre potreby tejto práce postačujúce a sú zhrnuté v tabuľke 2. [15]

Tab. 2 Mechanické vlastnosti použitého pružinového drôtu [15]

Priemer drôtu (mm)		Únavová pevnosť	Medza pevnosti v ťahu (MPa)	Modul pružnosti v (MPa)		Max. pracovná teplota (°C)	Hustota (kg/m ³)
d _{min}	d _{max}	R _f	R _m	ťahu E	šmyku G	T _s	ρ
0,5	20	0,17	1970	206000	79500	250	7850

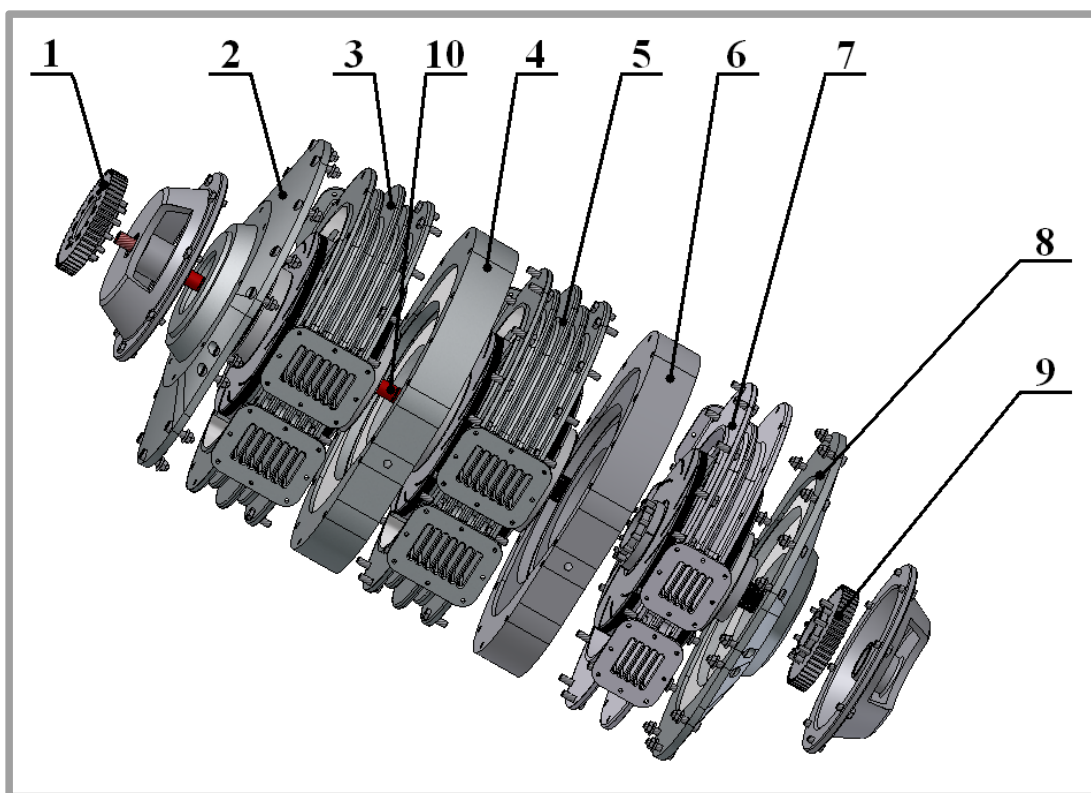
6 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE

6

6.1 Konštrukcia kompresoru

5.1

Konštrukcia kompresoru je navrhnutá ako celok zložený z jednotlivých podzostáv, ktoré sú navzájom spojené skrutkami (obr. 6.1). Každá z týchto podzostáv, je ľahko zmontovateľná s ostatnými dielmi, čím je zabezpečená ľahká rozobrateľnosť celého zariadenia na jednotlivé časti. Výhodou skrutkovanej konštrukcie je ľahká vymeniteľnosť akéhokoľvek dielu pri poruche zariadenia, resp. pri poruche niektorej z častí jednotlivých podzostáv, či pri výmene opotrebovaných dielov počas údržby.



Obr. 6.1 Spájanie podzostáv pomocou skrutiek

Celková konštrukcia kompresoru (obr. 6.1) sa skladá z hnacieho pastorku **1**, krytu na prvý stupeň kompresie **2**, podzostavy prvého kompresného stupňa **3**, segmentu oddel'ovacieho prvý a druhý stupeň **4**, podzostavy druhého kompresného stupňa **5**, segmentu oddel'ovacieho druhý a tretí stupeň **6**, podzostavy tretieho kompresného stupňa **7**, krytu na tretí stupeň kompresie **8**, druhého hnacieho pastorku (podľa potreby) **9** a zo stredovej dot'ahovacej a mazacej tyče **10**.

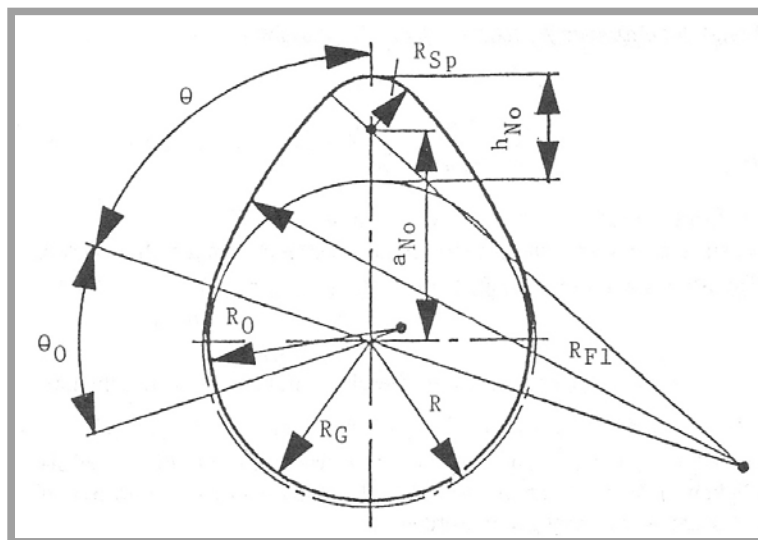
6.2 Vonkajšia statorová časť

6.2.1

Túto časť návrhu je možné považovať za jednu z najdôležitejších, keďže od nej závisí objemový prietok kompresoru, tvar vnútornej statickej vacky, rozmery pružín v priťahovacom mechanizme a v neposlednom rade aj mazanie celého mechanizmu.

Ako už bolo spomenuté v kapitole 5.1.1 pôvodný návrh vnútorného profilu pozostával iba z navzájom tečne napojených kruhových oblúkov. Tie určovali tvar

profilu stredmi a polomerami oblúkov, ktoré sú určené jednoduchými vzťahmi. Typickým príkladom takéhoto riešenia je harmonická vačka (obr. 6.2). Pri takomto riešení však dochádzalo k nespojitému priebehu zrýchlenia, čo by v konečnom výsledku znamenalo vznik rázových zmien v pôsobiacich silách, ktoré by nebolo možné zachytiť a celá vonkajšia statorová časť kompresoru by sa buď zdeformovala alebo poškodila. Takto navrhnuté profily vačiek sa už dnes nepoužívajú, preto ani návrh kontaktnej plochy vonkajšej statorovej časti nebude prevádzaný takýmto spôsobom.

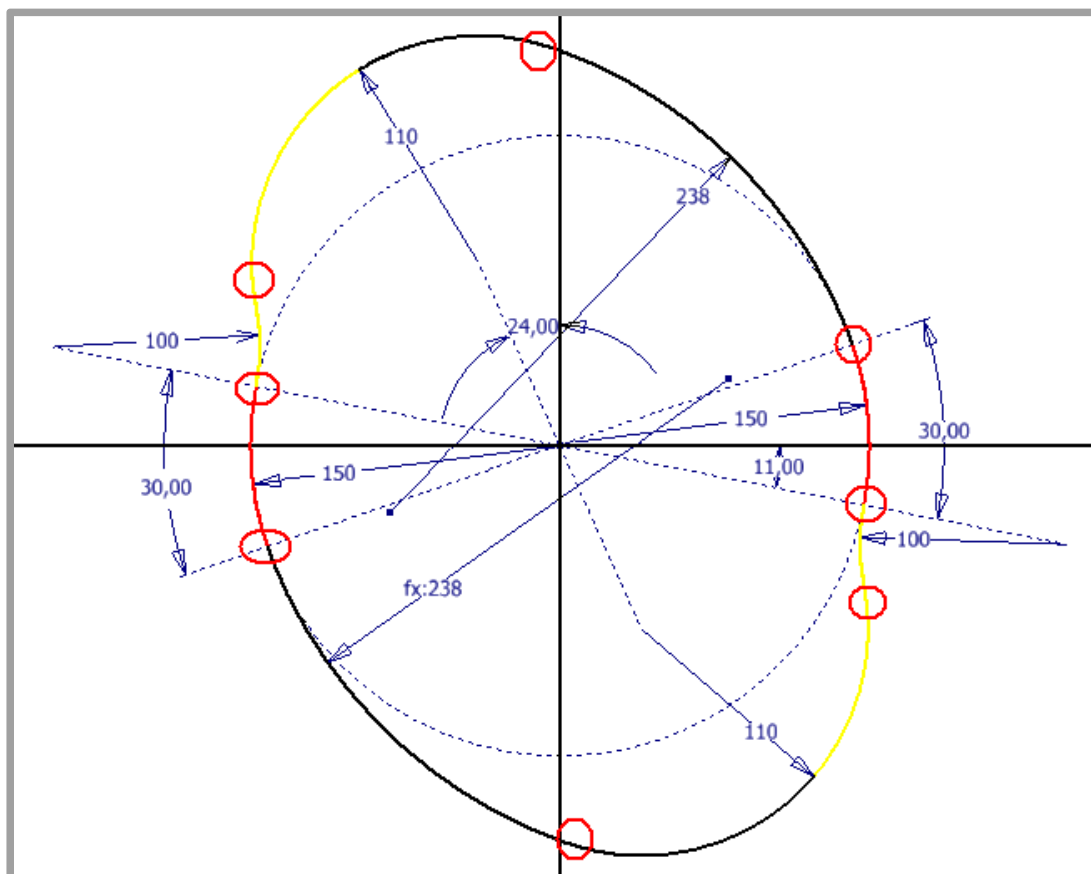


Obr. 6.2 Vačka zostavená z kruhových oblúkov [12]

6.2.1 Profil vonkajšej statorovej časti:

Pre ďalší návrh (obr. 6.3) boli medzi jednotlivé kruhové oblúky vložené polynomicke funkcie splajny, ktoré tieto rázové zmeny výrazne zmenšili a zabránili tak deformovaniu a prípadnému poškodzovaniu vonkajšej statorovej časti. Na obrázku 6.3 sú miesta s takto upravenými prechodmi medzi jednotlivými kruhovými oblúkmi vyznačené červenými krúžkami. Rozdiel v priebehu zrýchlenia pred úpravou a po úprave pomocou funkcie splajn, je možné pozorovať na obrázku 6.10. Tam je však znázornený priebeh zrýchlenia na vačke a nie na vnútornom profile statorovej časti.

Aby bolo možné splniť jednu zo základných požiadaviek zadávateľa, ktorou je objemový prietok, musel sa pôvodný koncept jednočinného lamelového kompresoru buď predĺžiť v axiálnom smere alebo zmeniť z jednočinného na dvojčinný, prípadne viacčinný. Predĺženie v axiálnom smere by muselo byť však príliš veľké. Celková dĺžka prvého stupňa by presahovala hodnotu 450 mm, čo je pre kompresor s požadovanými vlastnosťami nežiaduce. Preto bolo nutné zmeniť koncepciu kompresoru na dvojčinný. Na obrázku 6.3 je čiarkovanou kružnicou s polomerom 150 mm znázornený rotor, ktorý prichádza do styku s vonkajšou statorovou časťou na dvoch miestach v úsekoch dlhých 30° a tým od seba oddeľuje jednotlivé pracovné priestory a robí z kompresoru dvojčinný. Oddelovacie úseky sú znázornené na obrázku červenou čiarou. Takto navrhnutý kompresor má objemový prietok $280 \text{ m}^3/\text{h}$, ktorý je určený geometriou pracovného priestoru kompresoru (viz. príloha VP1.). Pričom celková dĺžka prvého stupňa v axiálnom smere je 120 mm.



Obr. 6.3 Profil krivky vonkajšej statorovej časti

Ďalšími z požadovaných parametrov určených zadávateľom, ktoré ovplyvnili návrh profilu vonkajšej statorovej časti, boli rýchle nasávanie vzduchu s následnou pomalou a plynulou kompresiou vzduchu. Úpravu profilu je možné opäť sledovať na obrázku 6.3. Kde čiary vykreslené žltou farbou predstavujú saciu časť cyklu s rýchlim priebehom nasávania a čiary vykreslené čiernou farbou predstavujú kompresnú časť cyklu s pomalým a plynulým priebehom stlačovania. Samotný proces nasávania vzduchu však nemohol byť príliš prudký, aby nedošlo pri generovaní profilu vnútornej statickej vaky k príliš prudkým tvarovým zmenám, ktoré by vyvolávali extrémne zrýchlenia.

6.2.2 Konštrukčné riešenie vonkajšej statorovej časti

6.2.2

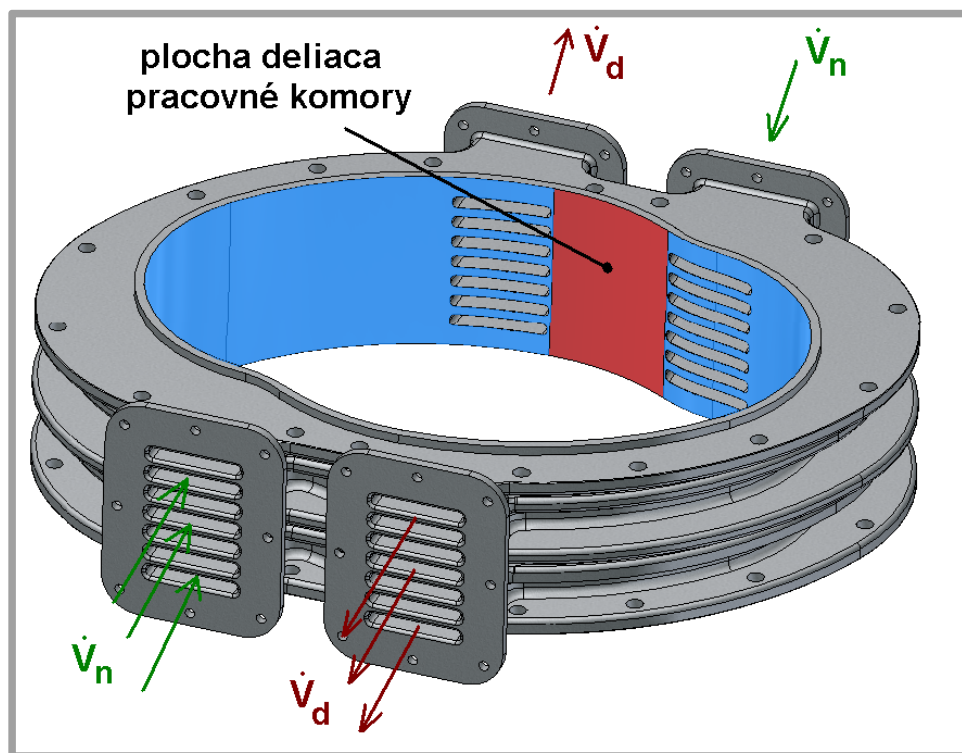
Z navrhnutého profilu krivky bolo možné následne vymodelovať celú súčasť vonkajšieho statora. Na obrázku 6.4 je možné vidieť, že súčasť je po obvode opatrená rebrami, ktoré pomáhajú pri odvoде tepla, ale hlavne zvyšujú pevnosť celej súčasti, aby nedošlo pri prevádzke k jej deformácii. K určeniu presných hodnôt deformácii súčasti by bolo vhodné použiť výpočtový MKP software ako je napríklad ANSYS. Takáto analýza však nie je predmetom tejto diplomovej práce, preto je súčasť navrhnutá iba podľa poznatkov riešiteľa tejto práce.

Na obrázku 6.4 je ďalej možné vidieť, že vzduch bude do kompresoru privádzaný hneď za plochou deliacou jednotlivé pracovné komory kompresoru (plocha je na obrázku vyznačená červenou farbou). A odvádzaný bude tesne pred touto deliacou plochou. Smer prúdenia vzduchu do kompresného stupňa je

vyznačený zelenými šípkami a smer prúdenia vzduchu z kompresného stupňa je vyznačený červenými šípkami.

Vnútná plocha, ktorá prichádza do kontaktu s lamelami, je po odlíatí ešte vybrúsená na presné požadované rozmery a následne opatrená povlakom. Opracovaná a povlakovaná plocha je na obrázku 6.4 vyznačená modrou farbou, plus deliaca plocha vyznačená červenou farbou. Tento povlak by mal mať nasledovné požiadavky: nízky súčiniteľ klzného trenia, dobrú odolnosť voči opotrebovaniu a mal by byť cenovo dostupný. Týmto požiadavkám najviac vyhovuje lamelárny povlak MoS_2 , ktorý má veľmi nízky súčiniteľ trenia. Podrobné informácie o tomto povlaku je možné nájsť v [16].

Keďže sa jedná o tvarovo a rozmerovo náročnú súčasť, bude jej výroba prebiehať odlievaním. Materiálom na odlievanie bola už z vyššie uvedených dôvodov zvolená zlievarenská hliníková zliatina EN-AC- AlSi7Mg0,3 . Celková hmotnosť takto navrhutej súčasti je 11 kg. Hmotnosť tejto istej súčasti vyrobenej zo zlievarenskej liatiny s lupienkovým grafitom EN-GJL-250 by bola pre porovnanie 30 kg.

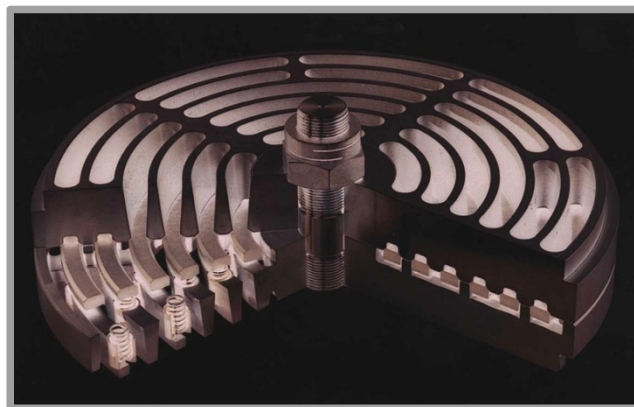


Obr. 6.4 Konštrukčné prevedenie vonkajšej statorovej časti

6.3 Lamely a kompresný pomer

K rozdeleniu pracovného priestoru na viacero častí slúžia lamely (krídla). Tie sú uložené v radiálnych drážkach rotoru. Jedným zo zadaných parametrov bol aj počet lamiel – 4. Klasický lamelový kompresor s týmto počtom lamiel by mal veľmi nízky tlakový pomer. Je to kvôli tomu, lebo tieto kompresory nemajú ventilové rozvody a veľkosť tzv. vstavaného tlakového pomeru závisí len na geometrickom tvare výtlačného otvoru z pracovného priestoru. Táto nevýhoda bola odstránená zavedením diskových kompresorových ventilov (obr. 6.5) za výtlačné otvory, ktoré

budú nastavené na požadovanú hodnotu pretlaku. Tá vyplýva zo zadaného tlakového pomeru. Ak sa bude vzduch nasávať do kompresoru pri atmosférickom tlaku ($1,01325 \cdot 10^5 \text{ Pa}$), alebo minimálnom podtlaku bude ventil za prvým stupňom kompresie nastavený na hodnotu tri krát vyššiu, čo je v tomto prípade hodnota $3,03975 \cdot 10^5 \text{ Pa}$. Celkový tlakový pomer kompresoru bude teda 12 krát hodnota atmosférického tlaku.

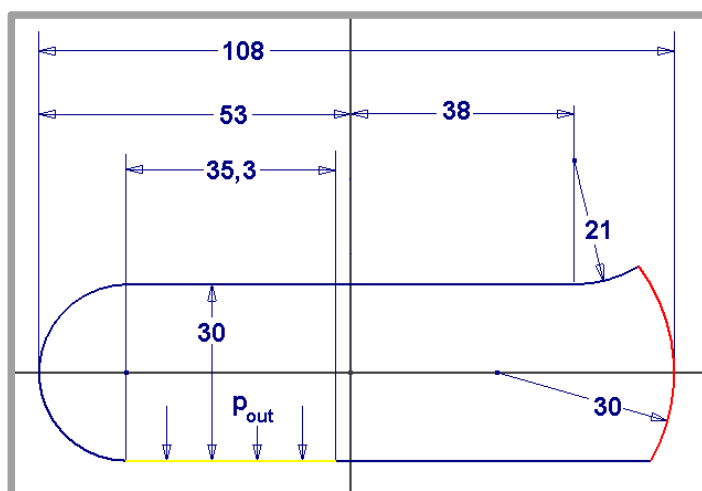


Obr. 6.5 Diskový kompresorový jednosmerný ventil [17]

6.3.1 Profil lamely

6.3.1

Profil lamely, ktorý prichádza do kontaktu s vonkajšou statorovou časťou (vyznačený na obrázku 6.6 červenou farbou), bol navrhnutý tak, aby bol v každej polohe zabezpečený kontakt s touto časťou. Túto požiadavku nebolo možné splniť pri stlačovaní vzduchu, kedy obyčajný kruhový profil strácal kontakt s vonkajšou statorovou časťou. Preto musel byť profil upravený do podoby, ktorú je možné vidieť na už spomínanom obrázku 6.6. Takto upravený profil má zaručený kontakt aj pri pomalom stlačovaní vzduchu.



Obr. 6.6 Profil lamely

Pri návrhu profilu lamely muselo byť vzaté v úvahu to, že celá tlaková sila, ktorá vzniká pri stlačovaní vzduchu ($p_{out} = 3,03975 \cdot 10^5 Pa$), bude zachytávaná pri maximálnom vysunutí lamely plochou o dĺžke $35,3mm$ a šírke $120mm$. Táto plocha je vyznačená na obrázku 6.6 žltou farbou.

Kontrola lamely na otláčenie:

$$p_D = \frac{F_D}{S} \Rightarrow F_D = p_D \cdot S = 36 \cdot 10^6 \cdot (35,3 \cdot 120) \cdot 10^{-6} = 152\,496 N$$

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow F = p \cdot S = 3,03975 \cdot 10^5 \cdot (35,3 \cdot 120) \cdot 10^{-6} = 12\,876 N$$

$$F < F_D \Rightarrow \text{súčasť vyhovuje}$$

Kontrola lamely na strih:

$$k = \frac{s \cdot R_{p0,2}}{F} = \frac{(35,3 \cdot 120) \cdot 10^{-6} \cdot 120 \cdot 10^6}{12876} = 39,478$$

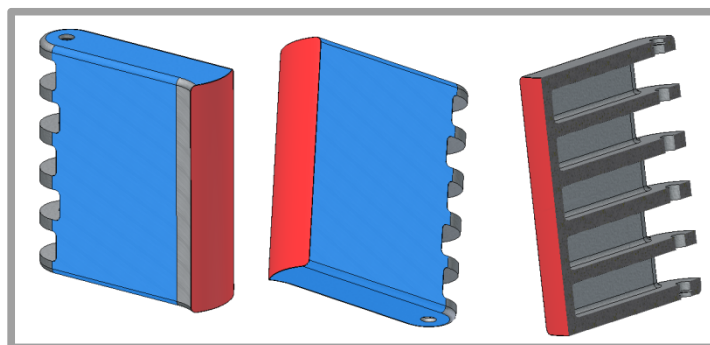
$$k > 1,4 \Rightarrow \text{súčasť vyhovuje}$$

Kde:

- $p_D = R_{p0,2} \cdot 0,3 = 36 MPa$ je dovolený tlak pre materiál EN-AC- $AlSi7Mg0,3$
- k je bezpečnosť voči prestrihnutiu
- $R_{p0,2}$ je z materiálového listu $120 MPa$
- F_D je dovolená sila namáhania [N]
- F je sila od tlakového pôsobenia vzduchu pri stlačovaní [N]
- S je plocha zachytávajúca tlakové pôsobenie [m²]

6.3.2 Konštrukčné riešenie lamely

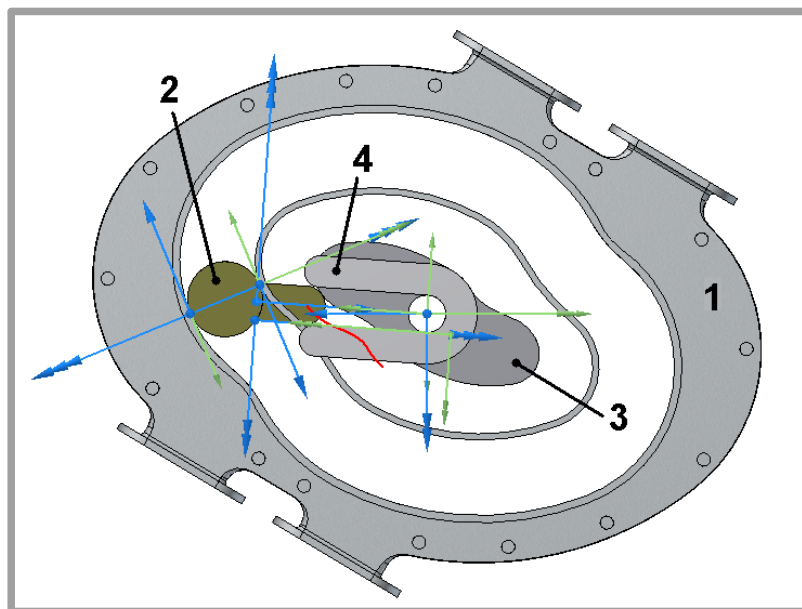
Po navrhnutí profilu lamely bola následne vymodelovaná celá súčasť lamely (obr. 6.7). Síce sa nejedná o rozmerovo veľkú súčasť, ale aj napriek tomu bude odlievaná z hliníkovej zliatiny EN-AC- $AlSi7Mg0,3$. Po odlíatí bude musieť byť ešte vybrúsená plocha, ktorá prichádza do kontaktu s vonkajšou statorovou časťou. Táto plocha (na obr. 6.7 vyznačená červenou farbou) bude následne opatrená vrstvou rovnakého povlaku, ako bol použitý na vonkajšiu statorovú časť. Opracovať sa musia aj plochy, ktoré pri vysúvaní a zasúvaní lamely prichádzajú do kontaktu s rotorom. Tieto plochy sú na obrázku 6.7 vyznačené modrou farbou. Aby bola hmotnosť lamely čo najnižšia, opatril sa telo lamely odľahčeniami. Takto upravená lamela má hmotnosť $0,41 kg$.



Obr. 6.7 Konštrukčné prevedenie lamiel

6.4 Vnútorá statická vačka

Profil vnútornej statickej vačky je plne závislý na profile vonkajšej satorovej časti a na dĺžke lamiel. Jeho generovanie prebiehalo v programe Autodesk Inventor Professional 2010 a jeho module pre dynamické simulácie.

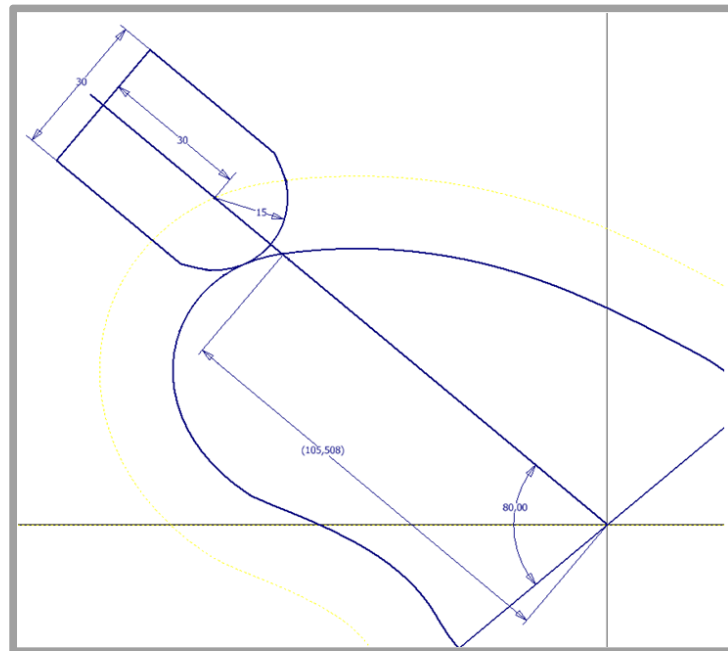


Obr. 6.8 Generovanie profilu vnútornej statickej vačky

Na simuláciu reálneho zariadenia bola vytvorená zostava (obr. 6.8), ktorú tvorila už navrhnutá vonkajšia satorová časť **1**, lamela **2**, súčasť predstavujúca budúcu vačku **3** a pomocná vidlica **4**, ktorá určovala rotačný pohyb. Na lamele bol vytvorený pomocný valec s polomerom rovnakým ako bol polomer stykovej plochy lamely. Na vonkajšej satorovej časti bola odsadením vytvorená vodiaca lišta. Odsadenie bolo prevedené do vzdialenosti odpovedajúcej priemeru pomocného valca vytvoreného na lamele. Kontakt bol v prostredí dynamickej simulácie zabezpečený väzbou „2D dotyk,“. Táto väzba bola jednak medzi pomocným valcom na lamele a vytvoreným profilom vonkajšej satorovej časti a zároveň medzi pomocným valcom na lamele a odsadenou vodiacou lištou. Rotačný pohyb zabezpečovala pomocná vidlica. Červená čiara na obrázku predstavuje časť profilu vnútornej statickej vačky. Takto vygenerovaný profil bolo nutné vyexportovať do náčrtu súčasti, ktorá predstavoval vačku (na obr. 6.8 pozícia **3**). Tam ho následne odsadiť o hodnotu kontaktného polomeru.

6.4.1 Analýza profilu vačky

Po vygenerovaní profilu vačky bolo možné vykonať dynamickú analýzu tohto profilu. Analýza bola prevedená v programe Microsoft Excel 2007. Kde boli postupne zapisované hodnoty vzdialenosti od stredu otáčania po koniec vačky v intervale jedného stupňa od 0° až po 179° . Keďže sa jedná o vačku z dvojčinným profilom, zostávajúce hodnoty v rozsahu 180° až 360° boli rovnaké ako v prvej polovici vačky. Na obrázku 6.9 je zobrazené odčítavanie hodnoty pre uhol natočenia 80° .



Obr. 6.9 Odčítavanie hodnôt vzdialenosti od stredu otáčania po koniec vačky

Takto získané údaje závislosti polohy na natočení boli prevedené do závislosti polohy na čase. To bolo možné vykonať na základe zadaných otáčok kompresoru, ktorých hodnota bola $n = 1000 / \text{min}$.

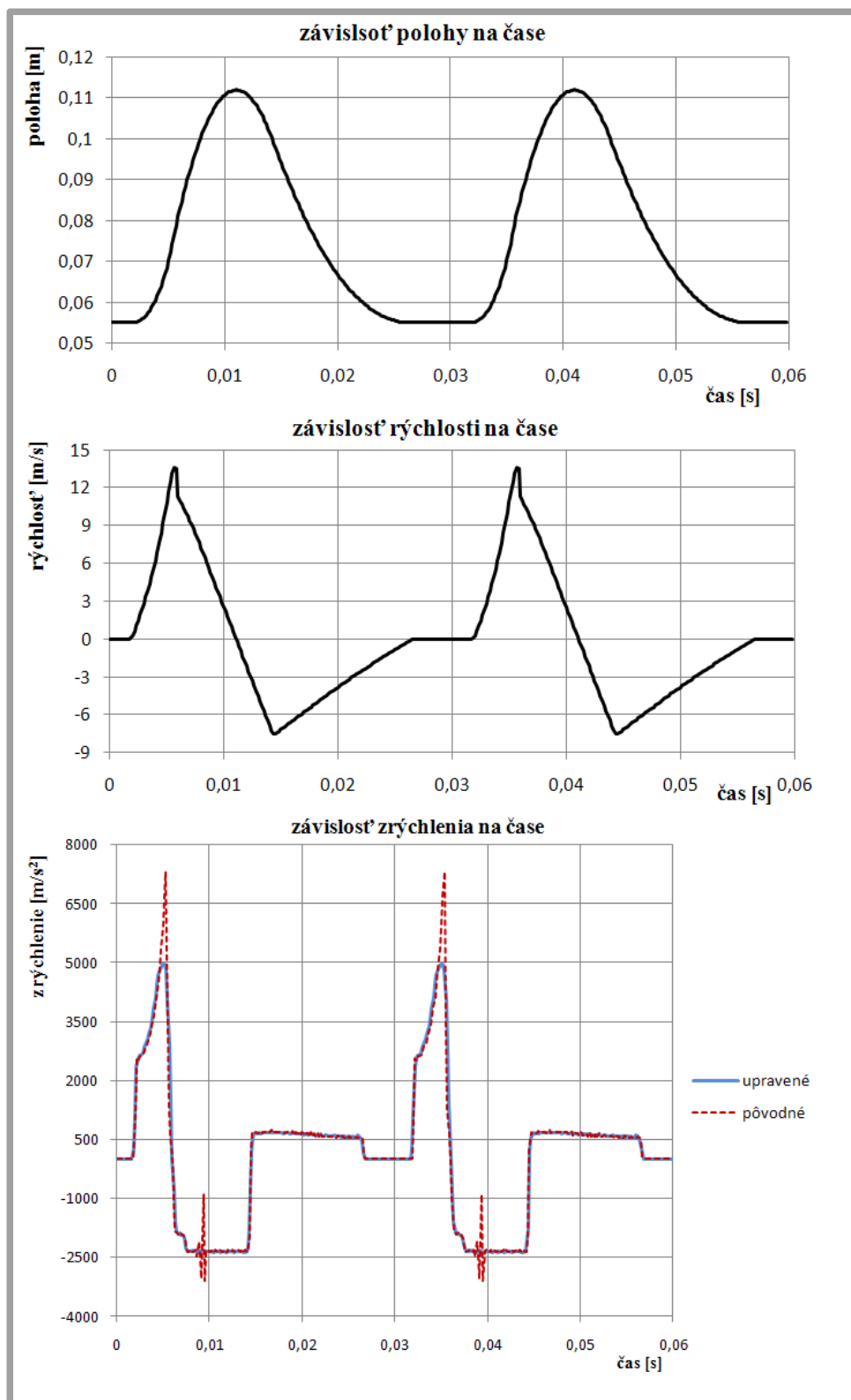
- potom frekvencia otáčania kompresoru bude vyjadrená zo vzťahu:

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1000}{60} = 16,667 \text{ Hz}$$

- čas potrebný na vykonanie jednej otáčky je:

$$t = \frac{1}{f} = \frac{1}{16,667} = 0,06 \text{ s}$$

Postupnou deriváciou bola potom získaná závislosť rýchlosti na čase a zrýchlenia na čase. Jednotlivé priebehy je možné vidieť na obrázku 6.10. V grafe závislostí zrýchlenia na čase sú zobrazené dva priebehy. Jeden znázorňuje priebeh zrýchlenia po vačke, ktorá nebola upravená pomocou funkcie splaj (pôvodné) a druhý znázorňuje priebeh zrýchlenia už takto upravenej vačky (upravené).

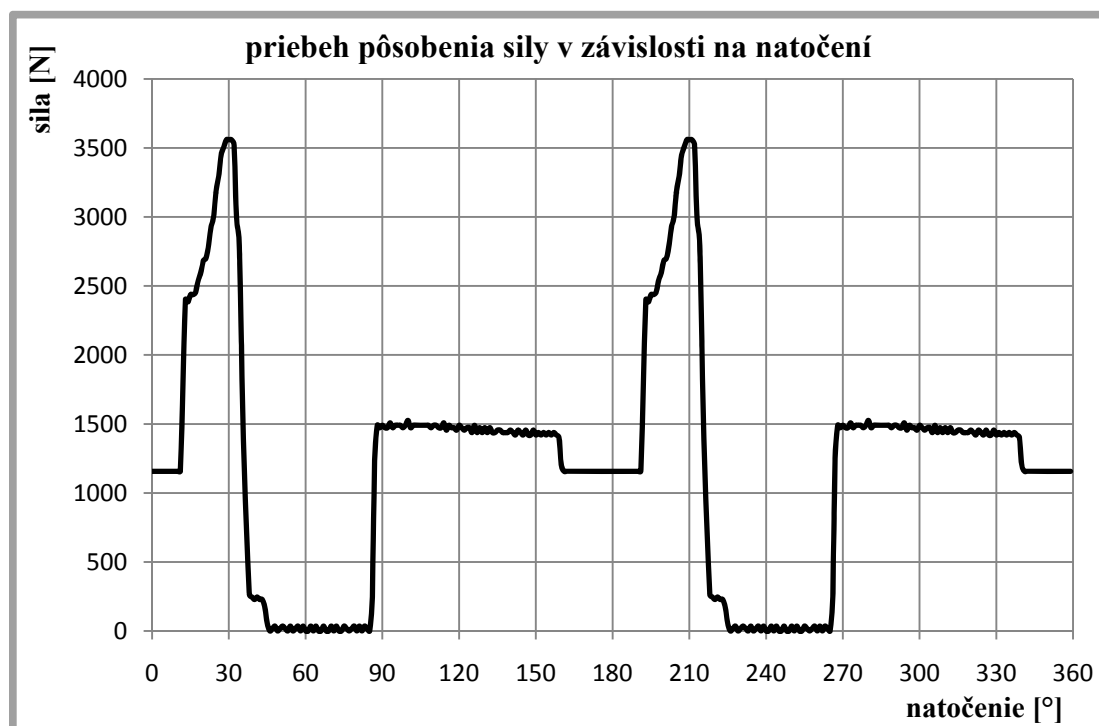


Obr. 6.10 Grafické znázornenie závislosti polohy, rýchlosti a zrýchlenia na čase

Ako je možné vidieť na grafe závislosti zrýchlenia na čase, zavedením funkcie „splajn“, medzi jednotlivé kruhové úseky pri tvorbe vonkajšej statorovej časti, sa podarilo odstrániť nespojitosti v priebehu zrýchlenia aj na vnútornej vačke.

Drobné výkyvy v priebehu zrýchlenia sú spôsobené metódou odčítavania hodnôt, pri ktorej boli zapisované hodnoty s presnosťou na tri desatinné miesta. Pre ďalšie riešenie, sú tieto nepresnosti však zanedbateľné.

Z priebehu zrýchlenia bolo následne možné určiť priebeh síl pôsobiacich na vačku od lamely s valčekmi. A to aplikovaním 2. Newtonovho zákona ($F = m \cdot a$). Pričom hmotnosť m lamely s valčekmi je 0,487. Priebeh sily pôsobiacej na vačku od lamely s valčekmi v závislosti na natočení je možné vidieť na obrázku 6.11.



Obr. 6.11 Grafické znázornenie sily pôsobiacej na vačku v závislosti na natočení

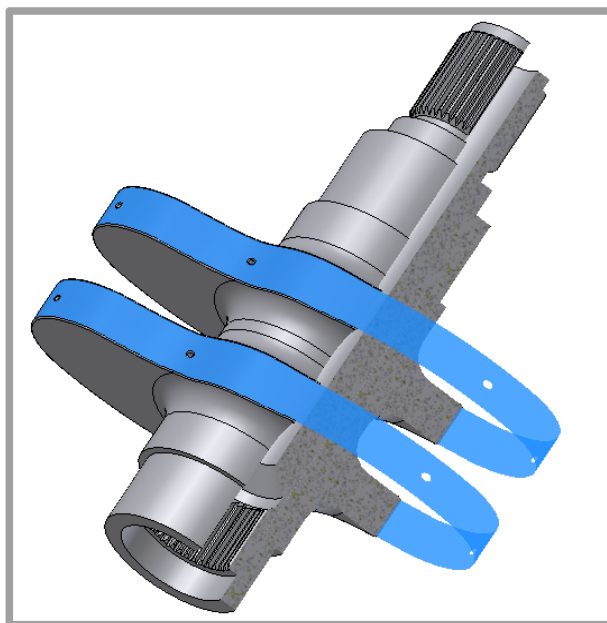
Z grafu je možné vyčítať, že maximálna sila bude pôsobiť na vačku pri natočení lamely o 29° a 30° , resp. $(29^\circ + 180^\circ) = 209^\circ$ a $(30^\circ + 180^\circ) = 210^\circ$ a to hodnotou 3559 N. Keby bola celá táto sila zachytávaná vonkajšou časťou statora, netrvalo by dlho a celý kompresor by sa rozpadol. Aby k tomu nedošlo budú lamely s valčekmi k statickej vačke priťahované pružinami a tie budú čiastočne alebo úplne silové účinky eliminujú.

Ostatné silové účinky pôsobiace v pracovnej komore sú pre toto riešenie zanedbateľné. Ide o tlakovú silu vzniknutú pri kompresii vzduchu, ktorá vzhľadom na tvar vačky má len nepatrný vplyv na celkovú silu pôsobiacu na vačku. Tak isto je možné zanedbať aj gravitačnú silu, keďže lamely majú len minimálnu hmotnosť.

6.4.2 Konštrukčné riešenie vnútornej statickej vačky

Po podrobnej analýze profilu vačky bola následne vymodelovaná celá súčasť (obr. 6.12). Táto súčasť bude vyrábaná obrábaním, z ocele odolnej voči opotrebovaniu a cenovo dostupnej. Týmto požiadavkám vyhovuje ocel 12 050 (ISO 683-1-87). Plochy, ktoré budú v kontakte s valčekmi lamiel budú ešte povrchovo kalené a

následne dobrúsené na presný požadovaný rozmer. Na obrázku 6.12 sú takto opracované plochy vyznačené modrou farbou. Na obrázku je ešte možné vidieť otvory, ktorými bude privádzané mazivo do kontaktu medzi vačkou a valčekmi lamiel. Spojovanie jednotlivých stupňov kompresoru je zabezpečené jemným drážkovaním, ktoré zároveň slúži aj k vymedzeniu vzájomnej polohy vačiek. Za predpokladu, že na vačku budú pôsobiť iba sily vyvolané prítlačným mechanizmom, ktoré dosahujú maximálnu hodnotu 906N (viď. VP3), nie je potrebné pri tejto súčasti vykonávať deformačnú analýzu v MKP software.



Obr. 6.12 Konštrukčné prevedenie vnútornej vačky

6.5 Priťahovací mechanizmus

6.4.1

Priťahovací mechanizmus pozostáva z ťažných pružín, závitových segmentov a z upínacích koncoviek (obr. 5.6). Slúži k vytváraniu kontaktu medzi vačkou a valčekmi lamiel, prípadne odľahčuje silové pôsobenie lamiel na vonkajšiu statorovú časť. Nasledujúca časť práce sa bude zaoberať návrhom pružín a ich silovými účinkami na lamely kompresoru.

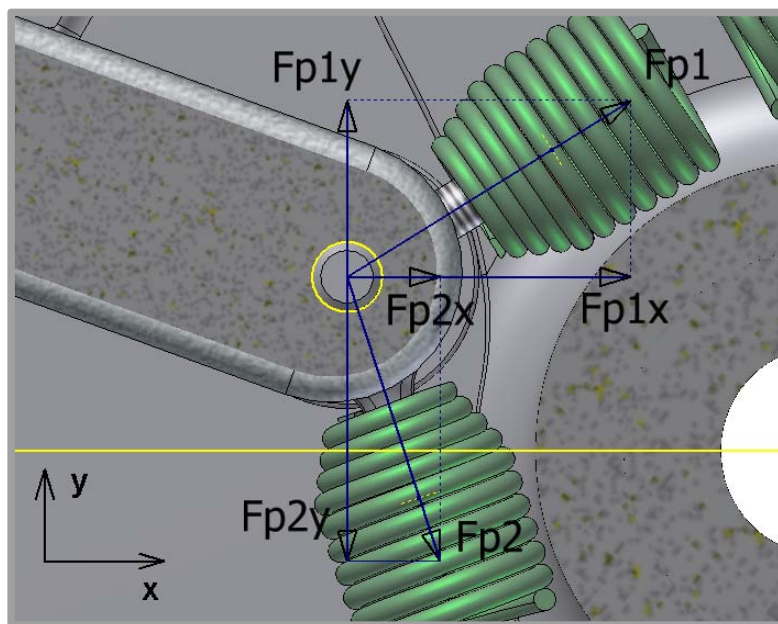
6.5.1 Návrh pružiny

6.4.1

Pri navrhovaní pružín bol kladený dôraz na to, aby vydržali náročný prevádzkový režim pri cyklickom namáhaní. Návrh tak isto obmedzovali rozmerové požiadavky, ktoré nedovoľovali navrhnuť pružiny schopné zniesť celú silu vyvinutú lamelami na vačku, pričom na jednu lamelu v prvom kompresnom stupni pôsobí hneď naraz šesť pružín.

Sila pružiny vyvinutá na vačku sa lineárne zväčšuje s predlžovaním pružiny. Maximálne predĺženie a tým pádom maximálna prítlačná sila jednej pružiny ($F_{max} = 151,12N$) pritom nastáva pri natočení rotoru o 66° . V tejto polohe však podľa obrázku 6.11 pôsobí lamela na vačku silu minimálnou. To zaručuje kontakt medzi valčekom lamely a vačkou. Takéto chovanie je cielené a žiaduce. Avšak pri minimálnom predĺžení pružiny, ktoré nastáva pri natočení rotoru o 22° je prítlačná sila od jednej pružiny iba $F_i = 35N$, čo je podľa obrázku 6.11 nedostačujúce. Ako už

bolo spomenuté, rozmerové obmedzenia však nedovolili pružinu nadimenzovať na také rozmery, pri ktorých by bola pružina schopná zvládnuť tak veľké zaťaženie. Preto v snahe zvýšiť pritlačnú silu pri minimálnom predĺžení pružiny, boli do mechanizmu ešte pridané dva rady ťažných pružín s rovnakými parametrami ako má aj prvá rada. Pre presné určenie pôsobenia pružinových síl na valček lamely boli jednotlivé sily rozložené do súradného systému x, y a porovnané z rozloženými silami od vačky, ktoré bola snaha prekonať. Tento rozklad je možné vidieť na obrázku 6.13, konkrétne pre uhol natočenia rotoru 30°. Presný výpočet obsahuje príloha PV2.



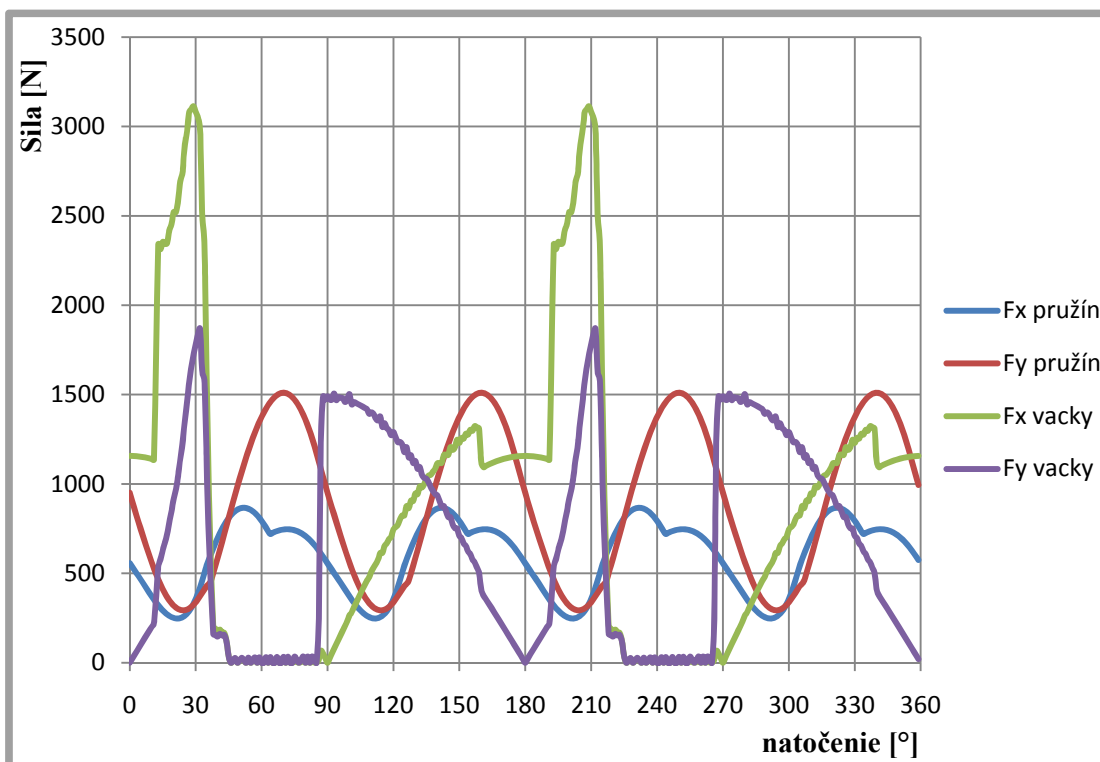
Obr. 6.13 Určovanie pritťahovacích síl od pružín

Takto získané rozložené silové účinky boli následné graficky porovnané. Toto porovnanie je možné vidieť na obrázku 6.14. A vyplýva z neho, že zaručený kontakt medzi valčekom lamely a vačkou bude iba v rozmedzí natočenia rotoru od 37° po 86°, resp. od 217° po 266°. Pri ostatných natočeniach bude sila pôsobiaca od vačky väčšia a pritlačací mechanizmus ju bude iba čiastočne zmenšovať. To znamená, že sa bude lamela kĺzať po vonkajšom statickom obale. Preto musia byť tieto stykové plochy chránené povlakom s nízkym koeficientom klzného trenia a s dobrou odolnosťou voči opotrebovaniu, ktorý je spomínaný v kapitole 6.2.2.

Pružina vyrábaná za studena z legovaného ventilového drôtu triedy VDSiCr podľa EN 10270-2, s vnútorným predpätím, bola skontrolovaná v programe MITCalc na statické aj na cyklické namáhanie. Tento výpočet je v prílohe označenej VP2. Pričom boli pri výpočte použité nasledujúce základné vzťahy a mechanické a materiálové charakteristiky pružinového drôtu sú uvedené v tabuľke 2.

Tuhosť pružiny:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} [-]$$



Obr. 6.14 Graf závislostí rozložených silových účinkov pôsobiacich od pružín a od vacky

Korekčný súčiniteľ napätia v krute:

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} [-]$$

Deformácia (roztiahnutie) pružiny:

$$s = \frac{8 \cdot (F - F_0) \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} [mm]$$

Vnútorne predpätie pružiny:

$$\tau_0 \approx (0,135 - 0,00625 \cdot c) \cdot R_m [MPa]$$

Napätie materiálu pružiny v krute:

$$\tau = K_s \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} + \tau_0 [MPa]$$

Sila vnútorného predpätia:

$$F_0 = \frac{\pi \cdot \tau_0 \cdot d^3}{8 \cdot K_s \cdot D} [N]$$

kde:

G - modul pružnosti v šmyku [MPa]

d - priemer drôtu [mm]

D - stredný priemer pružiny [mm]

n - počet činných závitov [-]

c - pomer vynutia $c = D/d$ [-]

F - zaťaženie pružiny [N]

F_0 - sila vnútorného predpätia [N]

R_m - medza pevnosti v ťahu podľa priemeru drôtu [MPa]

Ťažné pružiny vo väčšine prípadov používajú k uchyteniu závesné oká. Závesné oká sú síce najvýhodnejším riešením z technologického hľadiska, z hľadiska únosnosti pružiny však prinášajú určité problémy. Pri zaťažovaní v nich totiž vznikajú koncentrácie napätí, ktoré môžu byť podstatne vyššie ako vypočítané napätie v závitoch pružín. Preto pružiny namáhané cyklicky sú väčšinou požívané bez závesných ôk. K uchyteniu cyklicky namáhaných pružín sú využívané koncové závit, ktorých uhol stúpania sa pri funkčnej deformácii pružiny nemení. Uchytenie pružín v tejto práci bude prevedené kužeľovými koncami pružín, do ktorých bude vložený čap. Ten bude vyrobený z klasickej ocele 11500 a bude namáhaný iba ťahovou silou. Celkovú koncepciu pružiny je možné vidieť na obrázku 6.15. Celý priťahovací mechanizmus na prvý cyklus kompresoru bude tvoriť 12 takýchto pružín.

Normálové napätie:

$$\sigma_n = \frac{F_{max}}{S} = \frac{151,12}{0,01885} = 8017,165 [Pa]$$

Relatívne predĺženie:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_n}{E} = \frac{8017,165}{2,1 \cdot 10^{11}} = 38,2 \cdot 10^{-9} [-]$$

Absolútne predĺženie:

$$\Delta l = \varepsilon \cdot l_0 = 38,2 \cdot 10^{-9} \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 0,573 \cdot 10^9 [m]$$

kde:

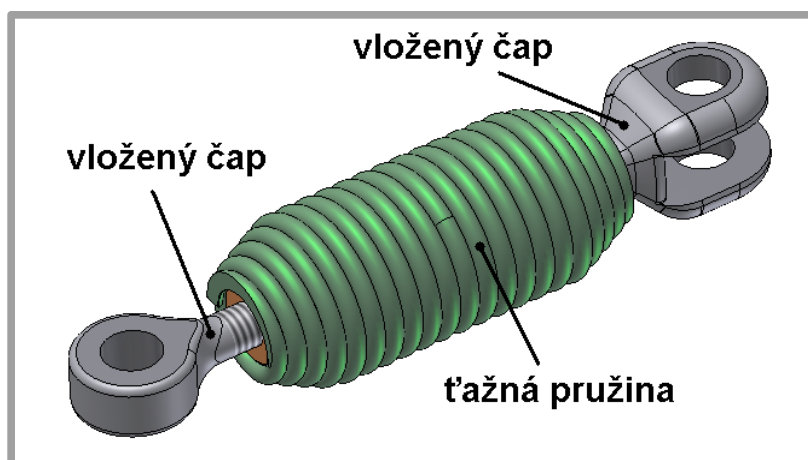
F_{max} - maximálna sila vyvinutá pružinou [N]

S - obsah priečného rezu $S = 2 \cdot \pi \cdot r$ [mm²]

r - polomer čapu je 3 [mm]

E - modul pružnosti v ťahu pre zvolenú ocel' je $2,1 \cdot 10^5$ [MPa]

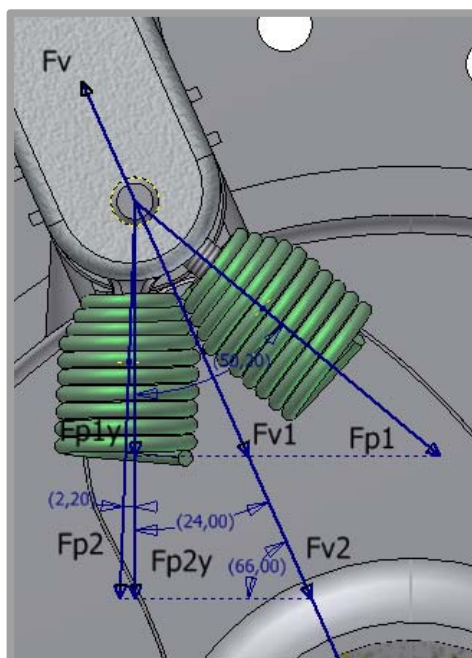
l_0 - pôvodná dĺžka čapu je 15 [mm]



Obr. 6.15 Celková konštrukcia priťahovacej pružiny v nezaťaženom stave

6.6 Návrh spojovacích čapov a valčekov lamiel

Na čapy, ktoré spájajú pružiny s lamelami pôsobí pri uhle natočenia rotoru 66° , t.j. pri maximálnom predĺžení pružín, výsledná sila od oboch pružín v reakcii na silu pôsobiacu od vačky. Spôsob získania tejto hodnoty je zobrazený na obrázku 6.16.



Obr. 6.16 Určovanie pôsobiacej sily na čap lamely

Pre pružinu napravo platí:

$$\cos 50,2 = \frac{F_{p1y}}{F_{p1}} \Rightarrow F_{p1y} = \cos 50,2 \cdot F_{p1} = \cos 50,2 \cdot 151,12 = 96,73 \text{ N}$$

$$\cos 24 = \frac{F_{p1y}}{F_{v1}} \Rightarrow F_{v1} = \frac{F_{p1y}}{\cos 24} = \frac{96,73}{\cos 24} = 105,89 \text{ N}$$

Pre pružinu naľavo platí:

$$\cos 2,2 = \frac{F_{p2y}}{F_{p2}} \Rightarrow F_{p2y} = \cos 2,2 \cdot F_{p2} = \cos 2,2 \cdot 151,12 = 151 \text{ N}$$

$$\cos 24 = \frac{F_{p2y}}{F_{v2}} \Rightarrow F_{v2} = \frac{F_{p2y}}{\cos 24} = \frac{151}{\cos 24} = 165,29 \text{ N}$$

Výsledná sila od oboch pružín:

$$F_v = F_{v1} + F_{v2} = 105,89 + 165,29 = 271,18 \text{ N}$$

Pre kontrolu čapu bol použitý opäť program MITCalc (príloha VP4). Kde bol zvolený druh spoja: čap pre točné (klbové) spojenie tiahla (pružín) s vidlicou (lamely). A spoj bol skontrolovaný na otláčenie stykových plôch, ohyb a šmyk čapu. Výpočet sa riadil nasledujúcimi vzťahmi.

Ohybové napätie čapu:

$$\sigma = K_{Sb} \cdot \frac{M_b}{W_b} = K_{Sb} \cdot \frac{4 \cdot F \cdot (a + 2 \cdot b)}{\pi \cdot d^3} \text{ [Mpa]}$$

Šmykové napätie čapu:

$$\tau = K_{Sb} \cdot \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \text{ [Mpa]}$$

Tlak v tiahle:

$$p_1 = K_{Sp} \cdot \frac{F}{d \cdot a} \text{ [Mpa]}$$

Tlak vo vidlici:

$$p_2 = K_{Sp} \cdot \frac{F}{2 \cdot d \cdot b} \text{ [Mpa]}$$

kde:

M_b - ohybový moment [Nmm]

W_b - modul prierezu v ohybe [mm³]

F - pôsobiaca sila [N]

a - šírka tiahla [mm]

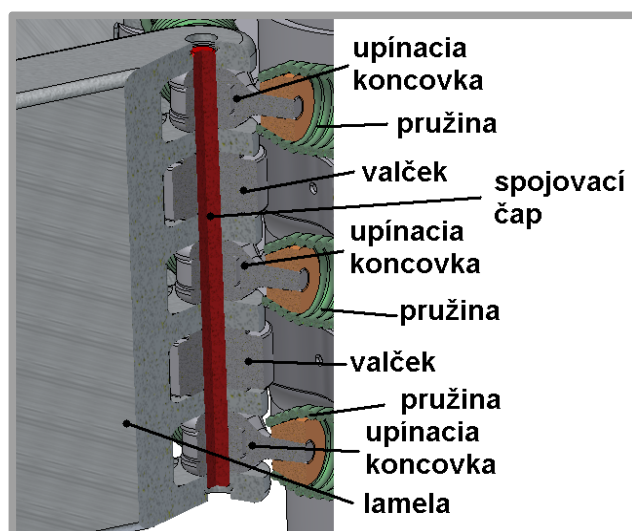
b - šírka vidlice [mm]

d - priemer čapu [mm]

K_{Sb} , K_{Sp} - prevádzkové koeficienty

Koeficienty K_{Sb} , K_{Sp} vyjadrujú celkový vplyv výrobných a prevádzkových parametrov na zníženie únosnosti čapu namáhaného šmykom, resp. ohybom. Jeho veľkosť závisí na type čapu a charakteru zaťaženia spoja. S ohľadom na zmienené parametre sú v literatúre uvádzané hodnoty koeficientov v rozmedzí 1 až 3. Tieto koeficienty boli programom MITCalc nastavené automaticky, na základe definovaných parametrov spoja.

Pôvodný návrh riešenia kontaktu medzi lamelou a vnútornou vačkou počítal s tým, že pri rotácii bude využité výhradne šmykové trenie ako je to vo väčšine vačkových mechanizmov. Za účelom znížiť opotrebovanie lamely a vačky bol ešte medzi tieto dva komponenty zavedený valček, ktorý sa nebude po vačke len kĺzať, ale v prípadoch vyšších kontaktných tlakov aj odvaľovať. Za tým istým účelom bol navrhnutý variant riešenia, v ktorom bolo do kontaktu valčeka s vačkou neustále privádzaný olej a tým oddeľoval tieto dve súčasti tenkou vrstvou oleja. Ako vyplýva z prechádzajúcich výpočtov nebudú valčeky v neustálom kontakte s vačkou. To je zapríčinené nedostatočnou silou ťahovacieho mechanizmu. Preto variant riešenia s privádzaním oleja do kontaktu stráca čiastočne zmysel. Ako už bolo spomenuté vyššie, proces mazania bude v tomto prípade riešený privodom oleja cez stredovú mazaciu tyč (obr. 6.1 - pozícia 10) do najvyššieho miesta vačky a odtiaľ bude posobením gravitácie stekať no kontaktnú plochu a zároveň bude premazávať ťahovací mechanizmus. Následne je možné vykonať kontrolu čapu, na ktorom je uchytený valček. Silové účinky v tomto prípade budú také isté ako v prípade uchytenia pružín na čape, čiže najväčšia sila bude pôsobiť na valčeky pri uhle natočenia 66°. A keďže aj priemer a dĺžka čapu sú rovnaké ako v prípade uchytenia pružín, môžu byť konštatované rovnaké výsledky (viď. VP4).

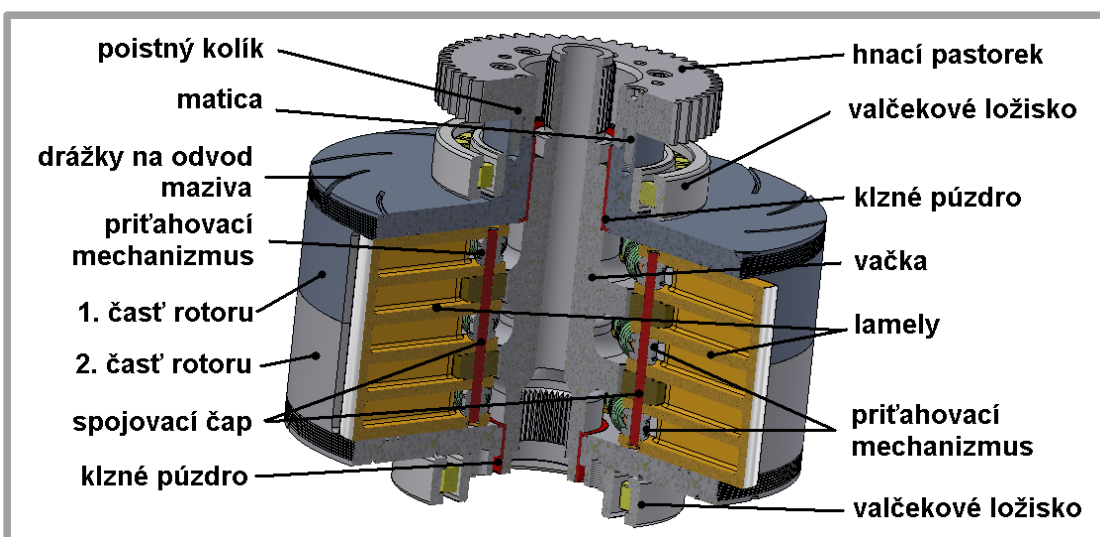


Obr. 6.17 $\frac{3}{4}$ rez lamely s čapom , upínacími koncovkami a valčekmi

6.7 Návrh rotoru kompresoru

6.4.1

Rotačný pohyb lamiel v kompresore zabezpečuje rotor, ktorý je spojený skrutkami s hnacím pastorkom a poistený proti pootočeniu kolíkmi. Samotný rotor je zložený z dvoch častí, ktoré sú tak isto spojené skrutkami a poistenie voči pootočeniu je prevedené kolíkmi. Vo vnútri rotoru sa nachádza statická vačka s priťahovacím mechanizmom. V oboch častiach rotoru sú v radiálnom smere vyfrézované drážky pre výsuvné lamely. Aby nedošlo pri ich vysúvaní k úniku stlačeného vzduchu do vnútra rotoru sú po obvode drážok uložené tesnenia. Na povrchu oboch častí rotora sú vyfrézované zahnuté drážky pre odvod oleja od ložísk. Pri rotácii sa odstredivou silou olej dostane drážkami až na oddeľovací segment jednotlivých stupňov kompresie, odkiaľ je následne vedený mimo kompresor.



Obr. 6.18 Usporiadanie súčastí vo vnútri rotora a umiestnenie ložísk na rotore

Aby nedošlo k poškodzovaniu rotora od statickej vachy pri rotácii, boli medzi tieto dve súčasti vložené klzné puzdrá od firmy Henlich, ktoré sú vyrobené z materiálu Iglidur G. Rotor je uložený v dvoch valčekových ložiskách od firmy SKF, ktoré nemusia prenášať žiadne axiálne zaťaženie, keďže rotor vykonáva iba rotačný pohyb a je uložený vo vodorovnom smere. V radiálnom smere prenášajú ložiská zaťaženie spôsobené lamelami. Kontrola ložísk bola opäť vykonaná pomocou softwaru MITCad. V prílohe VP5 je výpočet ložiska NU 1021 ML a v prílohe V65 je výpočet ložiska NU 1022 ML. Na obrázku 6.18 je možné vidieť usporiadanie súčastí vo vnútri rotora a umiestnenie ložísk na rotore.

Základný výpočet trvanlivosti ložiska

Ložisko je zaťažené po celú dobu svojej životnosti konštantným prevádzkovým zaťažením P , potom životnosť ložiska v miliónoch otočiek (v počte otočení) sa spočíta podľa vzťahu:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 \quad (1)$$

Označenie L_{10} sa používa preto, lebo hodnota C je udávaná v katalógoch ložísk obvykle pre pravdepodobnosť poruchy $H = 10\%$.

Praktickejší údaj je životnosti ložiska v prevádzkových hodinách, takže vzorec (1) upravíme:

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (2)$$

kde

n - otáčky ložiska [ot/min]

C - základná dynamická únosnosť ložiska [N] (z katalógu ložísk)

P - zaťaženie ložiska [N]

p - exponent typu ložiska (gulôčkové = 3, ostatné = 3,333).

Výpočet ekvivalentného zaťaženia z prevádzkového spektra

Ložisko je zaťažené v k rôznych prevádzkových režimoch a to tak, že: pod zaťažením P_1 vykoná L_{n1} otočiek, pod zaťažením P_2 vykoná L_{n2} otočiek, až pod zaťažením P_k vykoná L_{nk} otočiek. Potom platí, že ekvivalentná zaťaženie

$$P_{ekv} = \sqrt[q]{\frac{\sum_{i=1}^k L_{n,i} \cdot P_i^q}{\sum_{i=1}^k L_{n,i}}} \quad (3)$$

A táto hodnota sa použije namiesto hodnoty P vo vzorci (1) resp. (2).

V prípade, že sa prevádzkový režim udáva v podieloch (napr. $Z_{n,1} = 0,2$, $Z_{n,2} = 0,6$ a $Z_{n,3} = 0,2$), tak sa výraz (3) zmení na:

$$P_{ekv} = \sqrt[q]{\sum_{i=1}^k Z_{n,i} \cdot P_i^q} \quad (4)$$

Ak počítame životnosť ložísk v prevádzkových hodinách (podľa vzťahu 2) je nutné spočítať aj ekvivalentné otáčky podľa vzťahu:

$$n_{ekv} = \sum_{i=1}^k Z_{ni} \cdot n_i \quad (5)$$

Ekvivalentné zaťaženie z axiálneho aj radiálneho zaťaženia ložiska

Ak je ložisko zaťažené radiálne F_r aj axiálne F_a je nutné vypočítať ekvivalentné zaťaženie P_e podľa vzťahu:

$$P_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (6)$$

Hodnoty X a Y získame z katalógu ložísk

Modifikovaný vzťah pre výpočet trvanlivosti

Predchádzajúce vzťahy sa použijú pre nasledujúce predpoklady:

- pravdepodobnosť poruchy $H = 10\%$
- ideálne prevádzkové podmienky (ideálne mazanie a chladenie)

Pokiaľ toto nie je splnené, potom sa použije pre výpočet upravený trvanlivostný vzťah:

$$L_{n,a} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \quad (7)$$

kde:

a_1 - súčiniteľ pravdepodobnosti havárie ložiska

a_2 - súčiniteľ materiálu

a_3 - súčiniteľ prevádzkových podmienok

Vzhľadom k vzájomnej závislosti koeficientov a_2 a a_3 vytvorila firma SKF (a zaviedla v norme DIN ISO 281) koeficient a_{23} označovaný aj a_{SKF} . Takže vzťah (7) je používaný v tvar:

$$L_{n,a} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} \text{ alebo } L_{n,a} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (8)$$

Súčiniteľ pravdepodobnosti havárie ložiska a_1

Pravdepodobnosť havárie [%]	10	5	4	3	2	1
Označení trvanlivosti	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Súčiniteľ a_1	1,00	0,65	0,53	0,44	0,33	0,21

Súčiniteľ a_{23}

Tento súčiniteľ zahŕňa vplyv:

- materiálu komponentov ložiska
- typu ložiska
- zaťaženia
- mazania
- prevádzkovej teploty
- čistoty maziva

Pre kompletne riešenie by bolo vhodné ešte navrhnúť a spočítať

ZÁVER

Cieľom diplomovej práce bolo navrhnuť kompresnú časť motoru, ktorý pracuje na základe Brayssonovho cyklu. Motor slúži ako generátor elektrickej energie a kompresor má zvyšovať jeho účinnosť.

Návrh kompresoru sčasti vychádzal z podobných už existujúcich typov zariadení (najmä krídlového kompresoru) a z požiadaviek zadávateľa, ktoré bolo nutné dodržať. Jednými zo základných nárokov bola jednoduchosť celého návrhu, ľahká montáž a údržba zariadenia a jeho cenová dostupnosť, toto boli kľúčové body, podľa ktorých bol návrh kompresoru vypracovaný.

Prvým a zároveň najdôležitejším faktorom ovplyvňujúcim riešenie bol zadaný objemový prietok. Na základe jeho hodnoty musela mať celá navrhnutá koncepcia dvojčinný charakter. Pri tomto návrhu bola dodržaná aj maximálna zadaná hmotnosť, ktorá pri jednočinnnej koncepcii výrazne prekračovala požadovanú hodnotu.

Samotné riešenie kompresoru bolo navanuté ako skrutkovaná konštrukcia, ktorej rozmerovo najväčšie diely sú vyrobené odlievaním zo zlievarenskej hliníkovej zliatiny s chemickým označením EN-AC-ALSi7Mg0,3, ktorá má postačujúce mechanické vlastnosti, má nízku hmotnosť a je cenovo dostupná. Z tohto materiálu budú odlievane aj samotné lamely, pri ktorých bola prvoradá požiadavka nízka hmotnosť. Uprednostnil som konštrukciu, ktorá sa skladá z jednotlivých častí spojených skrutkami. Tento typ som zvolil predovšetkým preto, že na rozdiel od zvarovaných konštrukcií sa pri bežnej údržbe, či pri poruche zariadenia, dajú jednotlivé diely ľahko vymeniť a nie je nutný väčší zásah do celkovej stavby zariadenia. Týmto typom konštrukcie je tak splnená podmienka na jednoduchosť a ľahkú a rýchlu údržbu kompresoru.

Ďalším krokom pri návrhu zariadenia bol vhodný návrh vonkajšej statorovej časti. Vnútorňý trecí profil tejto súčasti bol upravený pomocou funkcie splajn, ktorá zmiernila rázové zmeny v priebehu zrýchlenia. Veľkosť a tvar súčasti boli navrhnuté s ohľadom na zadané parametre, pričom požadovaný objemový prietok sa podarilo vhodným tvarovaním prekročiť o $60 \text{ m}^3/\text{h}$.

Následne bola navrhnutá lamela, ktorá má za úlohu rozdeľovať pracovný priestor kompresoru na menšie komôrky. Maximálne zaťaženie od tlaku stlačovaného vzduchu lamela zvláda obstojne. Plocha kontaktu medzi lamelou a vonkajšou statorovou časťou bude pokrytá lamelárnym povlakom MoS_2 , ktorý bude znižovať trenie medzi týmito plochami.

Na základe profilu vonkajšej statorovej časti mohol byť následne vygenerovaný profil vnútornej statickej vachky. Ten bol podrobený dynamickej analýze, ktorá preukázala značné silové zaťaženie najmä v miestach, v ktorých malo prebiehať nasávanie vzduchu do kompresoru.

Navrhnutý priťahovací mechanizmus, ktorý mal zabezpečovať neustály kontakt s vnútornou vachkou a odľahčiť tak vonkajšiu statorovú časť, však práve v tých miestach s najväčším silovým účinkom nemal dostatočnú silu aby udržal už spomínaný kontakt. Preto sa musel na vnútornú plochu statickej vachky naniesť lamelárny povlak MoS_2 , ktorý tak isto ako u lamely znižoval trecí súčiniteľ. Celý

príťahovací mechanizmus pozostáva z dvanástich ťažných predpätých pružín, pričom na jednu lamelu pôsobí vždy až šesť pružín.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] J. Selwin Rajadurai - Thermodynamics and Thermal Engineering, New Age Internacional, 2003
- [2] Sazima, M. - Teplo, SNTL, Praha, 1989
- [3] Septimus van der Linden - Closed cycle nuclear plant rated at 165 MW and 41% efficiency, Gas Turbine World, březen - duben 2007
- [4] Stehlík P. - Tepelné pochody, VUT v Brně, listopad 1991
- [5] Prezentace firmy Heatric, 15. března 2008, dostupné z: <http://www.heatric.com>
- [6] ELMEGAARD, B; HENRIKSEN, U; QVALE, B. Thermodynamic Analysis of Supplementary-Fired Gas Turbine Cycles. INTERNATIONAL JOURNAL OF THERMODYNAMICS [online]. June 2003, vol.6, no. 2. Dostupný z WWW: <<http://www.icatweb.org/vol6/vol6.2/elm3630jY.pdf>>. ISSN 1301-9724.
- [7] KAUTZ, M; HANSEN, U . The Externally Fired Gas Turbine (EFGT-Cycle) and Simulation of Key Components. In KAUTZ, M; HANSEN, U .The Externally Fired Gas Turbine. Rostock : University of Rostock, Institute for Energy and Environmental Technology, [2003]. Dostupné z WWW:<http://www.fms.uni-rostock.de/ieut/Lisbon_Paper_Kautz.pdf>.
- [8] MOHAMMAD AL-ATTAB, K. Development and Characterization of biomass gasifiercombustor system for hot air production [online]. Yemen, 2007. 24 s. Diplomová práce. University of Yemen. Dostupné z WWW: <http://eprints.usm.my/8909/1/DEVELOPMENT_AND_CHARACTERIZATION_OF_BIOMASS_GASIFIERCOMBUSTOR_SYSTEM_FOR_HOT_AIR_PRODUCTION.pdf>.
- [9] LIŠKA, A., NOVÁK, P. Kompresory. 1. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1994. 227 s. ISBN: 80-01-01145-3
- [10] KAMINSKÝ, Jaroslav, KOLARČÍK, Kamil. Kompresory [On-line]. 15.1.2008. Dostupné z <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- [11] GRANRYD, Eric, et al. Refrigerating engineering. 5th edition. Stockholm: Royal Institute of Technology, KTH, 2009. 442 s. ISBN 978-91-7415-415-3.
- [12] Koehler, E.: Verbrennungsmotoren, Vieweg ferlag, Braunschweig 1998.
- [13] Struktura a vlastnosti grafitických litin; [online], 2006. Dostupné z WWW:<<http://ime.fme.vutbr.cz/files/Studijni%20opory/savgl/index.php?chapter=10>>
- [14] ROUČKA, Jaromír. Metalurgie neželezných slitin. Vyd. 1. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 148 s. ISBN 80-214-2790-6.
- [15] *Old.uk* [online]. 2008 [cit. 2011-05-23]. Dostupné z WWW: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/cv12/12_1p.pdf>.
- [16] HOLMBERG, Kenneth; MATTHEWS, Allan. COATINGS TRIBOLOGY. UK : Elsevier, 2009. 560 s
- [17] ThomasNet [online]. 2002. Compressor Valves perform at medium and high lifts. Dostupné z WWW: <<http://news.thomasnet.com/fullstory/Compressor-Valves-perform-at-medium-and-high-lifts-8977>>.
- [18] BONNET, S.; ALAPHILIPPE, M.; STOUFFS, P. Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine. International Journal of Thermal Sciences. 2005, 44, s. 1161–1168. Proepowersystems.com [online]. 11.11.2009 [cit. 2010-11-19]. Proe Afterburning(tm) Technology Brochureower.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A VELIČÍN

a	[mm]	- šírka tiahla
a_1		- súčiniteľ pravdepodobnosti havárie ložiska
a_2		- súčiniteľ materiálu
a_3		- súčiniteľ prevádzkových podmienok
b	[mm]	- šírka vidlice
C	[N]	- základná dynamická únosnosť ložiska
c		- pomer vynutia pružiny
d_1	[mm]	- priemer čapu
d	[mm]	- priemer drôtu pružiny
D	[mm]	- stredný priemer pružiny
E	[MPa]	- modul pružnosti v ťahu
f	[Hz]	- frekvencia otáčania kompresoru
F	[N]	- pôsobiaca sila
F_p	[N]	- zaťaženie pružiny
F_a	[N]	- axiálne zaťaženie ložiska
F_D	[N]	- je dovolená sila namáhania
F_i	[N]	- minimálna sila pružiny
F_{max}	[N]	- maximálna sila vyvinutá pružinou
F_r	[N]	- radiálne zaťaženie ložiska
F_t	[N]	- je sila od tlakového pôsobenia vzduchu pri stlačovaní
F_0	[N]	- sila vnútorného predpätia
G	[MPa]	- modul pružnosti v šmyku
K_s		- korekčný súčiniteľ napätia v krute
K_{sb}		- prevádzkový koeficient
K_{sp}		- prevádzkový koeficient
k		- tuhosť pružiny
k_s		- je bezpečnosť voči prestrihnutiu
$L_{10,h}$		- životnosť ložiska v prevádzkových hodinách
Δl	[m]	- absolútne predĺženie
l_0	[mm]	- pôvodná dĺžka čapu
M	[kg/s]	- spotreba hmotnostná
M_b	[Nmm]	- ohybový moment
m	[kg]	- hmotnosť lamely s valčekmi
n	[s ⁻¹]	- otáčky
n_{ekv}	[s ⁻¹]	- ekvivalentné otáčky
n_z		- počet činných závitov
P	[N]	- zaťaženie ložiska
p		- exponent typu ložiska
p_1	[MPa]	- tlak v tiahle
p_2	[MPa]	- tlak vo vidlici
p_1	[MPa]	- sací tlak
p_2	[MPa]	- výtlačný tlak
p_d	[MPa]	- tlak vo výtlačnom potrubí
p_D	[MPa]	- dovolený tlak
P_{ekv}	[N]	- ekvivalentná zaťaženie
Q	[m ³ /s]	- prietok objemový

Q_{in}	[J]	- teplo dodané,
Q_{out}	[J]	- teplo odvedené,
R_f	[MPa]	- únavová pevnosť
R_m	[MPa]	- medza pevnosti v ťahu
$R_{p0,2}$	[MPa]	- zmluvná medza klzu
r	[mm]	- polomer čapu je
s	[mm]	- deformácia (roztiahnutie) pružiny
S_r	[mm ²]	- obsah priečneho rezu
S	[m ²]	- je plocha zachytávajúca tlakové pôsobenie
S_k	[m ²]	- čelná plocha komôrky
t	[s]	- čas potrebný na vykonanie jednej otáčky
T_s	[°C]	- maximálna pracovná teplota
V_A	[m ³]	- objem pracovnej komôrky
$\dot{V}_d$		- výkonnosť skutočného kompresoru
V_k	[m ³]	- objem pracovných komôrok
V_p	[m ³]	- objem pracovného priestoru
$\dot{V}_t$	[m ³ .s ⁻¹]	- teoretická výkonnosť
W_b	[mm ³]	- modul prierezu v ohybe
W_c		- práca dodaná kompresorom
W_E		- práca odovzdaná na expandér
X		- katalógová hodnota
Y		- katalógová hodnota
z		- počet lamiel (krídiel)
ε		- relatívne predĺženie
λ		- súčiniteľ využitia pracovného priestoru
π		- vnútorný tlakový pomer
ρ	[kg/m ³]	- hustota
σ	[MPa]	- ohybové napätie čapu
σ_t		- tlakový pomer
σ_n	[Pa]	- normálové napätie
τ	[MPa]	- napätie materiálu pružiny v krute
τ_c	[MPa]	- šmykové napätie čapu
τ_0	[MPa]	- vnútorné predpätie pružiny

ZOZNAM OBRÁZKOV A GRAFOV

- Obr. 1.1** Základná schéma ideálneho Brayssonovho cyklu, spolu so znázornením v T-s diagrame, pre otvorený cyklus s externým spaľovaním (vľavo) a uzatvorený cyklus (vpravo) [1;6]
- Obr. 1.2** Znázornenie reálneho Brayssonovho obehu so stratami v T-s diagrame pre otvorený cyklus (vľavo) [7] a znázornenie reálneho Brayssonovho obehu (čiarkovane) so stratami v T-s diagrame pre uzatvorený cyklus (vpravo) [3]
- Obr. 1.3** Schéma Brayssonovho cyklu s medzichladením a jeho znázornenie v T-s diagrame [1]
- Obr. 1.4** Schéma kompaktného doskového výmenníku [5]
- Obr. 1.5** Rez výmenníkom od firmy Heatric [5]
- Obr. 1.6** Rozdelenie kompresorov podľa spôsobu stlačovania [9]
- Obr. 1.7** Schéma krídlového kompresoru a jeho tlakový diagram [10]
- Obr. 1.8** Rázová kompresia v pracovnom priestore kompresora [10]
- Obr. 1.9** Rázová expanzia v pracovnom priestore kompresora [10]
- Obr. 1.10** Čelná plocha S_k pracovnej komôrky, ako časť medzikružia [10]
- Obr. 1.11** Krídlový, vzduchom chladený kompresor [10]
- Obr. 5.1** Základné rozmery kompresoru
- Obr. 5.2** Schéma dvojčinného krídlového kompresoru
- Obr. 5.3** Kinematické veličiny vačky so spojitým priebehom zrýchlenia a vačky s profilom zostaveným z kruhových oblúkov [12]
- Obr. 5.4** Rez lamelou
- Obr. 5.5** kontakt medzi statickou vačkou a lamelou
- Obr. 5.6** Pritlačovanie lamiel pomocou tlačných pružín
- Obr. 5.7** Pritťahovanie lamiel zabezpečované pomocou ťažných pružín
- Obr. 6.1** Spájanie podzostáv pomocou skrutiek
- Obr. 6.2** Vačka zostavená z kruhových oblúkov [12]
- Obr. 6.3** Profil krivky vonkajšej statorovej časti
- Obr. 6.4** Konštrukčné prevedenie vonkajšej statorovej časti
- Obr. 6.5** Diskový kompresorový jednosmerný ventil [17]
- Obr. 6.6** Profil lamely
- Obr. 6.7** Konštrukčné prevedenie lamiel
- Obr. 6.8** Generovanie profilu vnútornej statickej vačky
- Obr. 6.9** Odčítavanie hodnôt vzdialenosti od stredu otáčania po koniec vačky
- Obr. 6.10** Grafické znázornenie závislosti polohy, rýchlosti a zrýchlenia na čase
- Obr. 6.11** Grafické znázornenie sily pôsobiacej na vačku v závislosti na natočení
- Obr. 6.12** Konštrukčné prevedenie vnútornej vačky
- Obr. 6.13** Určovanie pritťahovacích síl od pružín
- Obr. 6.14** Graf závislostí rozložených silových účinkov pôsobiacich od pružín a od vačky
- Obr. 6.15** Celková konštrukcia pritťahovacej pružiny v nezaťaženom stave
- Obr. 6.16** Určovanie pôsobiacej sily na čap lamely
- Obr. 6.17** $\frac{3}{4}$ rez lamely s čapom, upínacími koncovkami a valčekmi
- Obr. 6.18** Usporiadanie súčastí vo vnútri rotoru a umiestnenie ložísk na rotore

ZOZNAM TABULIEK

Tab. 1	Chemické zloženie materiálu AlSi7Mg0,3 [14]
Tab. 2	Mechanické vlastnosti použitého pružinového drôtu [15]

ZOZNAM PRÍLOH

Výpočtové prílohy

- VP1** Objemový prietok kompresoru
- VP2** Pružina priťahovacieho mechanizmu
- VP3** Priťahovací mechanizmus
- VP4** Kontrola čapu na lemele
- VP5** Výpočet ložiska NU 1021 ML
- V65** Výpočet ložiska NU 1022ML

Výkresové prílohy

- Výkres zostavy prvého kompresného stupňa
- Kusovník
- Výkres pružiny
- Výkres vačky
- Výkres lamely
- Výkres deleného rotoru