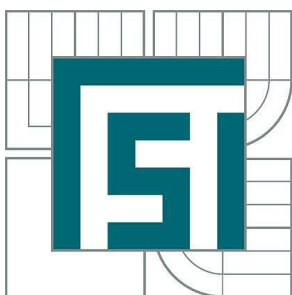


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

CFD SIMULACE PROUDĚNÍ CHLADIVA SEMIHERMETICKÝM KOMPRESOREM.

CFD SIMULATION OF REFRIGERANT FLOW INSIDE THE SEMIHERMETIC COMPRESSOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JÁN TUHOVČÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAROSLAV KATOLICKÝ,
Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ján Tuhovčák

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

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

CFD simulace proudění chladiva semihermetickým kompresorem.

v anglickém jazyce:

CFD simulation of refrigerant flow inside the semihermetic compressor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V rámci diplomové práce bude řešeno proudění chladiva v semihermetickém chladičovém kompresoru. Součástí této práce bude vytvoření 3D výpočetní sítě z CAD modelu , stanovení okrajových podmínek, CFD simulace proudění a analýza výsledků.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je pomocí CFD simulací analyzovat proudění chladiva kompresorem a z těchto analýz definovat kritická místa v konstrukci kompresoru vzhledem k vlastnostem chladiva.

Seznam odborné literatury:

R. N. Brown: Compressors, Elsevier, 2005

I. Dincer: Refrigeration Systems and Applications, Wiley, 2003

Computation dynamics Limited: Star-CD manual

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 2.11.2011

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Předmětem diplomové práce je CFD simulace chladičového pístového kompresoru Stream, vyráběného firmou Emerson. Na základě naměřených dat v laboratořích společnosti Emerson byla vypracovaná analýza pohyblivých částí kompresoru (píst, ventily), rozbor chladiva a správné nastavení fyzikálních podmínek simulace. Cílem práce je ověření možnosti použití CFD simulace pro analýzu proudění chladiva v kompresoru pomocí programu Star-CCM+. Rozbor výsledku bude obsahovat porovnání výstupu ze simulace s experimentálně změřenými daty.

Práce obsahuje také teoretický základ k pístovým kompresorům a dějům provázejícím činnost kompresoru.

ABSTRACT

The CFD simulation of cooling piston compressor Stream, manufactured by Emerson company, is the topic of this diploma thesis. Analysis of moving parts (piston, valves) and refrigerant or physical settings for simulation were based on experimental data provided by Emerson. The goal of the thesis is to test opportunities of Star-CCM+ in simulating the flow inside the compressor. In the end there will be a comparison of experimental data and results from the simulation.

The thesis also contains a theoretical background of piston compressors and phenomenon following the operating compressor.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kompresor, CFD, analýza, chladivo, výpočtová síť, deformace, pohyb, ventil, píst

KEY WORDS

Compressor, CFD, analysis, refrigerant, computational mesh, deformation, movement, valve, piston

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TUHOVČÁK, J. *CFD simulace proudění chladiva semihermetickým kompresorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 88 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Čestně prohlašuji, že předložená diplomová práce na téma CFD simulace proudění chladiva semihermetickým kompresorem je původní a zpracoval jsem ji samostatně za použití uvedené odborné literatury.

.....

V Brně dne 25.5.2012

PODĚKOVÁNÍ

Moja vďaka patrí všetkým, ktorí mi pomohli akokoľvek nielen pri písaní tejto práce, ale aj počas štúdia na VUT FSI.

Obsah

Úvod.....	15
1 Chladienie.....	16
1.1 Chladiaci cyklus.....	16
1.2 Skutočný cyklus.....	17
2 Piestové kompresory.....	19
2.1 Zaradenie piestových kompresorov.....	19
2.2 Základné typy piestových kompresorov.....	21
2.2 Súčasti piestového kompresoru.....	21
2.3 Procesy v piestovom kompresore.....	22
2.3.1 Mazanie.....	22
2.3.2 Chladienie.....	23
2.3.3 Regulácia.....	23
2.4 Kompresor typu Stream.....	27
2.4 Premeny energie v kompresore a základné technické údaje.....	29
2.4.1 Ideálny kompresor.....	29
2.4.2 Skutočný kompresor.....	32
2.5 Účinnosť piestových kompresorov.....	38
3 Chladivá.....	39
3.2 Rozdelenie chladív.....	40
3.2.1 Halogén-uhl'ovodíky.....	40
3.2.2 Uhl'ovodíky.....	40
3.2.3 Anorganické zlúčeniny.....	40
3.2.4 Azeotropné zmesi.....	41
3.2.5 Neazeotropné (Zeotropné) zmesi.....	41
3.3 Názvoslovie chladiacich zmesí – halogénové uhl'ovodíky.....	42
3.3.1 Izoméry.....	43
3.4 Chladivá.....	44
3.4.1 R-134a.....	44
3.4.3 Zeotropické zmesi.....	45
3.4.4 Azeotropické zmesi.....	45
3.5 R-404a.....	45
4 Analýza pohybov v kompresore.....	50
4.1 Pohyb piestu.....	52
4.2 Pohyb sacieho ventilu.....	53
4.3 Pohyb výfukového ventilu.....	60
5. Tvorba výpočtovej siete.....	63
6. Modely fyziky a okrajové podmienky.....	66
6.1 Okrajové podmienky.....	66
6.2 Pohyb piestu a ventilov.....	67
7. Výsledky CFD simulácie.....	69
7.1 Porovnanie p-V diagramov.....	69
7.2 Hlavné faktory ovplyvňujúce presnosť výsledkov simulácie.....	71
7.2.1 Rozbeh kompresoru.....	71
7.2.2 Časovanie ventilov.....	72
7.2.3 Zmena tlaku na výstupe.....	74
7.2.4 Štrbiny medzi ventilmi a stenou ventilovej dosky.....	74

8. Úprava vstupných parametrov výpočtu.....	76
8.1 Zmena intervalu otvorenia výfukového ventilu.....	76
8.2 Zníženie medzery okolo výtlačného ventilu	78
8.3 Zvýšenie tlaku na výstupe z kompresoru	79
9. Záver	81
Zoznam obrázkov	82
Zoznam tabuliek.....	84
Zoznam použitých skratiek a symbolov	85
Zoznam použitých zdrojov	87
Zoznam príloh	88

ÚVOD

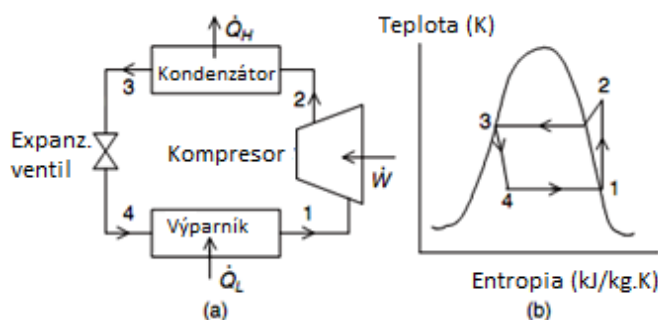
Kompresory sa stali v priebehu technologického vývoja nenahraditeľnou súčasťou zariadenia na získavanie stlačených plynov. Ich história siaha až do obdobia 3000 rokov p.n.l., kedy Babylončania využívali stlačený vzduch na výrobu bronzových nástrojov a zbraní. Následne sa na zdokonaľovaní a postupnom vývoji podieľali vedecké osobnosti ako Aristoteles, Platón, Leonardo da Vinci, Jiří Agricola, Otto von Guericke či James Watt. Prvý piestový kompresor bol však postavený až v roku 1894 a jeho prvé použitie v chladiacich obehoch sa uskutočnilo v priebehu 20. storočia. Princíp pohybu piestu je rovnaký ako v bežnom spaľovacom motore, odlišný je však pohyb ventilov, ktoré sú v kompresore ovládané tlakom a silou pružiny, preto je zložitý definovať ich presný moment zatvorenia a otvorenia. Kompresor, resp. jeho produkt, stlačený plyn má dnes široké využitie, či už sa jedná o pohon pneumatických strojov (dokonca sa vyvíjal aj automobil fungujúci na princípe pohonu stlačeným vzduchom), automatizáciu pomocou stlačeného vzduchu, dopravu plynov, prípravu plynných chemikálií na chemické reakcie, alebo ako súčasť chladiacich systémov. Úlohou kompresoru v chladiacom obehu je zvýšenie tlaku a teploty (entalpie) obehového chladiva na hodnotu vyššiu ako má okolie, čím je možné odvádzať teplo z chladiva do okolia (chladiacej látky) prostredníctvom kondenzátoru. Na tomto princípe fungujú napríklad klimatizácie v domoch a dopravných prostriedkoch, chladiaci obeh v chladničkách a ďalšie zariadenia produkujúce „chlad“.

Energetická spotreba chladiacich zariadení nie je zanedbateľná, pričom sa celá dodávaná energia privádza na hriadeľ kompresoru vo forme mechanickej práce. Znižovanie energetickej náročnosti a zefektívnenie práce kompresoru je preto hlavným cieľom výrobcov tohto zariadenia. To je možné dosiahnuť napríklad zosúladením otvárania/zatvárania sacích a výtlačných ventilov s pohybom piestu, znížením únikov chladiva netesnosťami, znížením tlakových strát v samotnom kompresore, zabránením vzniku vírenia a turbulencií v pracovnom priestore, ale aj výberom chemicky vhodného oleja k danému typu chladivu, pri ktorom je samozrejme nutné zohľadniť aj efektívnosť mazania stien pohybujúcich sa častí, čím sa predlžuje životnosť zariadenia. V neposlednom rade je to aj použitie vhodných materiálov, ktoré odolávajú vysokým tlakom a teplotám.

Testovanie každej zmeny pri vývoji kompresoru v laboratóriách je finančne veľmi náročné a v niektorých prípadoch nie je ani možné takto zdokumentovať vplyv uskutočnenej zmeny na požadovanú vlastnosť. Riešením je použitie simulačných nástrojov, vďaka ktorým je možné predpovedať vplyv vykonaných zmien pri vývoji zariadenia. Ušetrí sa nielen čas potrebný na výrobu prototypu a jeho testovanie, ale aj nemalá finančná čiastka. Časť simulačných nástrojov zaoberajúcich sa prúdením tekutín sa označuje CFD (Computational Fluid Dynamics). [1],[2],[3],[4],[5]

1 CHLADENIE

Technika chladienia a chladienie samotné sa stalo súčasťou každodenného života vo výrobných procesoch, v potravinárskom priemysle, výskume, klimatizáciách a mnohých ďalších odvetviach. Spotreba energie na chladienie tvorí podstatnú časť energetickej spotreby, v niektorých prípadoch dokonca prevyšuje energiu spotrebovanú na získavanie tepla, preto je dôležité zefektívniť celý proces chladienia, zvýšiť účinnosť jednotlivých prvkov v chladiacom systéme, ale zároveň zachovávať minimálny dopad na životné prostredie a ľudské zdravie. Existuje veľa použiteľných chladiacich systémov, ďalej však bude práca zameraná na strojné, kompresné chladienie, v ktorom je jednou z hlavných súčastí kompresor. Systém pozostáva zo štyroch termodynamických dejov: vyparovania, kompresie, kondenzácie a expanzie. Jedná sa o Rankin-Clausiov obeh (obr. 1). [2],[8],[9],[10]



Obr. 1(a) Základný chladiaci systém zakreslený v (b) T-s diagrame [2]

1.1 Chladiaci cyklus

Základný (ideálny) cyklus chladiaceho obehu tvoria 4 základné deje:

1-2 adiabatická kompresia

Energia dodaná na hriadeľ stroja zvyšuje tlak plynu chladiva, tým sa zvyšuje teplota varu (kondenzácie). Teplota varu je vyššia ako teplota v kondenzátore za kompresorom.

2-3 ochladzovanie a kondenzácia

Plyn chladiva kondenzuje na kvapalinu. Dej je spôsobený prenosom tepelnej energie z chladiva do chladiacej látky (voda, vzduch...) a vzniká tak nasýtená kvapalina chladiva s vysokým tlakom. Z dôvodu zvýšenia výkonnosti sa chladivo podchladzuje (sub-cooling) pod teplotu varu, tak sa zredukuje množstvo plynného chladiva vstupujúceho do výparníka.

3-4 izoentalpické škrtenie

Škrtenie je opačný prípad kompresie, stlačený plyn sa vypustením cez ventil rozpína vo väčšom objeme, dochádza k zväčšovaniu objemu a k poklesu tlaku a teploty. Chladivo má síce vysoký tlak, ale je v kvapalnej forme a kvapalina je prakticky nestlačiteľná, čiže pri prechode škrtiacim ventilom sa ani nerozpína. Znižuje sa však tlak

kvapaliny, tým sa znižuje aj teplota varu a práve preto sa časť kvapalného chladiva odparí. To je nepriaznivý efekt, pretože to znamená menšie množstvo odobratého tepla z výparníku. Tento jav je možné potlačiť práve podchladzovaním chladiva v kondenzátore.

4-1 vyparovanie

Teplota varu chladiva vstupujúceho do výparníku je po prechode škrtiacim ventilom nižšia ako teplota samotného výparníku (resp. zdroja tepla). Chladivo sa tak dostáva do varu a odparuje sa, následne sa vracia naspäť do kompresora, kde sa stláča na vysoký tlak a cyklus sa opakuje.

Výpočet výkonnosti, alebo izoentropickej účinnosti adiabetickej kompresie je pomerne jednoduchý a vychádza z výpočtu tepla dodávaného vo výparníku

$$\dot{Q}_L = m \cdot (h_1 - h_4) \quad (1.1)$$

$$\dot{Q}_L = m \cdot (h_1 - h_4) \quad (1.2)$$

tepla odvádzaného v kondenzátore

$$\dot{Q}_H = m \cdot (h_2 - h_3) \quad (1.3)$$

a práci dodanej na hriadeľ stroja W .

Koeficient výkonnosti COP sa potom spočíta

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (1.4)$$

Pre izoentropickú účinnosť kompresie platí

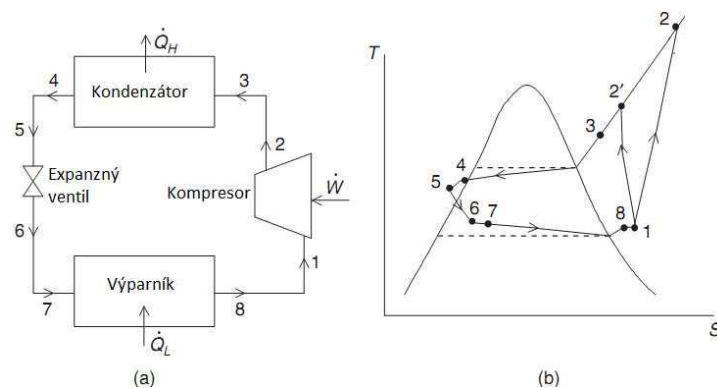
$$\eta_{Comp} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1.5)$$

kde W_{is} je izoentropická práca (adiabatická, bez strát) a h_{2s} je entalpia na výstupe z kompresora pri izoentropickom deji. [2],[8],[9],[10]

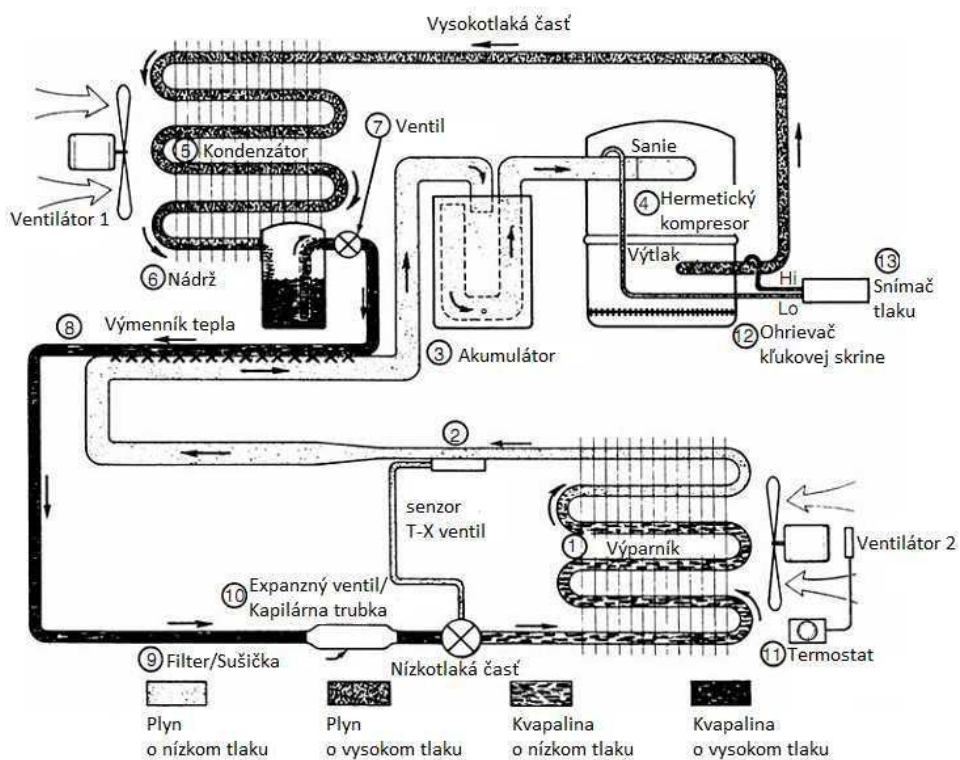
1.2 Skutočný cyklus

Tepelné a tlakové straty menia tvar chladiaceho cyklu v T-s diagrame (obr. 2 b). Pary chladiva môžu prechádzať kompresorom so znížením (1-2') alebo zvýšením (1-2) entropie. Zvýšenie nastáva pri prestupe tepla z okolia do chladiva, zníženie naopak. Chladivo vstupujúce do kondenzátora má vyššiu teplotu ako okolie, vystupujúce chladivo má zníženú teplotu, ale vysoký tlak pretrváva. Ten sa postupne znižuje aj vďaka stratám v potrubí, čo pôsobí priaznivo na účinnosť. Entalpia chladiva sa tým znižuje a tak môže odobrať z výparníku viac tepla. V potrubí medzi výparníkom a kompresorom sa chladivo naopak ohrieva od okolia, čo účinnosť znižuje. Dôvodom je rast objemu, na ktorého stlačenie je potrebné privádzať väčšie množstvo práce na hriadeľ kompresoru. Schematický náčrt skutočného obehu je znázornený na obr. 3. Odvod tepla z chladiva zabezpečuje v kondenzátore voda. Mierne zlepšenie efektívnosti systému zabezpečuje

aj výmenník tepla za kondenzátorom, ktorý odoberá teplo parám chladiva vstupujúcim do kompresoru. Cieľom je potlačiť zvyšovanie teploty v potrubí pred kompresorom a tak aj zvyšovanie merného objemu chladiva. [2],[8],[9],[10]



Obr. 2(a) Skutočný chladiaci cyklus zakreslený v (b) T-s diagrame [2]



Obr. 3 Schematický náčrt chladiaceho systému [2]

2 PIESTOVÉ KOMPRESORY

V chladiacich obehoch sa najčastejšie používajú piestové kompresory, pretože dosahujú vysoké kompresné pomery a jedná sa o osvedčenú technológiu. Piestový kompresor je zároveň predmetom CFD simulácie obsiahnutej v tejto práci, preto bude ďalej text práce zameraný práve na tento typ kompresoru. Konkrétne sa jedná o 4-valcový kompresor kategórie Stream vyrobený firmou Emerson.

Nový kompresor by mal spĺňať požiadavky kladené na všetky nové technické zariadenia a to sú napríklad vysoká spoľahlivosť, malá zastavaná plocha, nízka hlučnosť, malé chvenie a pulzácia, nízka spotreba energie a nízka nákupná a prevádzková cena. [1]

2.1 Zaradenie piestových kompresorov

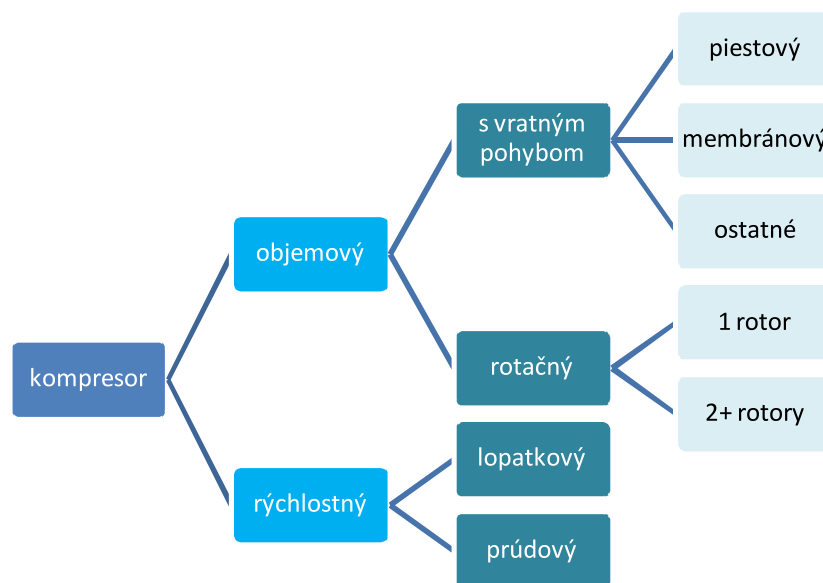
Kompresory sa delia podľa spôsobu činnosti do dvoch základných skupín:

objemové – nasatý vzduch sa uzavrie v pracovnom priestore a jeho zmenšovaním dochádza k zvyšovaniu tlakovej energie vzduchu. Zmenšovanie je vyvolané vratným priamočiarym alebo rotačným pohybom piestu, kompresory membránové na tento účel využívajú priehyb membrány.

rýchlostné (dynamické) – pracovný priestor sa nemení, kompresor zvyšuje kinetickú energiu, ktorá sa v statore mení na tlakovú. Môžu byť:

lopatkové - axiálne, radiálne, diagonálne turbokompresory.

prúdové (ejektory) – nepracujú na mechanickom princípe (zákl. prvky dýza a difúzor)



Obr. 4 Rozdelenie kompresorov [1]

Ďalšie možnosti delenia kompresorov vytvárajú nasledujúce kritériá:

<u>počet stupňov:</u>	jednostupňové viacstupňové
<u>stlačované médium:</u>	vzduchové plynové (vyžadujú kvalitnejšie tesnenie, prípadne prispôsobenie konštrukcie nebezpečným plynom)
<u>celkový tlakový pomer σ_c:</u>	dúchadlá $\sigma_c < 3$ nízkotlaké kompresory $\sigma_c = 3$ až 25 stredotlaké kompresory $\sigma_c = 25$ až 100 vysokotlaké kompresory $\sigma_c = 100$ až 300 hyperkompresory $\sigma_c > 300$
<u>výkonnosť:</u>	malé kompresory $V_d < 150 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ stredné kompresory $V_d = 150$ až $5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ veľké kompresory $V_d > 5000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$
<u>stupeň činnosti:</u>	jednočinné – stláčajú plyn pri pohybe smerom k hlave kompresoru. dvočinné – stláčajú plyn v oboch smeroch pohybu piestu, využívajú sa pre stredné a veľké výkony, mechanizmus má menšie straty trením a tesnejšiu konštrukciu. Veľkou výhodou je aj možnosť dobre oddeliť mazanie kľukovej skrine a valcov v prípade rozdielnych požiadaviek na kvalitu oleja v týchto častiach stroja. Typické je ležaté a uhlové (V) usporiadanie.
<u>mechanizmus pohonu:</u>	križiakové – piest a piestna tyč sú pevne spojené, druhá strana je uložená v tzv. križiaku. Používa sa pri kompresoroch s ťažkými piestami (ležaté), alebo pri bezmazných, kde je nutná presne definovaná dráha piestu.

Zdroj pohonu, chladenie a iné kritéria vytvárajú ďalšie podskupiny kompresorov.

Piestový kompresor je jeden z najrozšírenejších kompresorov so širokým rozsahom použitia vďaka jeho modulárnosti a veľkému množstvu rozdielnych výrobných konfigurácií. Môžu dosahovať vysoké kompresné pomery $\sigma_c = 2500$ a výkonnosti okolo $20\,000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, pričom príkon sa pohybuje okolo 5 MW. Pre vyššie kompresné pomery je nutné využiť viacstupňové stláčanie. Nasávaný vzduch sa stláča, následne ochladzuje a opäť stláča v ďalšom stupni. Zdvihový objem sa znižuje so zvyšujúcim sa stupňom stláčania, čo je dosiahnuté zmenšením priemeru valca pri zachovaní zdvihu. Výhodná je aj možnosť využitia každého valca samostatne pre rôzne plyny v jednom kompresore, sacie a výtlačné potrubie však musí byť dokonale oddelené. Nevýhodou je zvýšená náročnosť na údržbu a prevádzku stroja oproti rotačným kompresorom. [1],[3],[8]

2.2 Základné typy piestových kompresorov

Ležaté kompresory – najstarší druh kompresorov s robustnou konštrukciou a nízkymi otáčkami, rozľahlý pôdorys stroja je kompenzovaný malou montážnou výškou. Prednosťami sú dlhá životnosť a možnosť dosiahnutia vysokých tlakov. Tento typ často využíva dvojčinný pohyb piestu. [1]

Boxerové kompresory – kompresory s protibežnými piestami. Prepracované vyváženie systému umožňuje niekoľkonásobné zvýšenie otáčok oproti ležatým kompresorom, pričom stroj si zachováva výhodu ležatých kompresorov – jednoduchá údržba a oprava. Navyše má stroj kompaktnú konštrukciu. Využívajú sa ako viacstupňové stroje. V nižších stupňoch je možné využiť dvojčinné piesty.

Stojaté (vertikálne) kompresory – konštrukčne vychádzajú z automobilových motorov, lepšie vyváženie zotrvačných síl a momentov umožňuje dosiahnutie vyšších prevádzkových otáčok. Nízky celkový tlakový pomer zaraďuje kompresory do skupiny nízkotlakých. Moderné stojaté kompresory dokážu pracovať bez mazacieho oleja, čím spĺňajú požiadavky na vysokú čistotu stláčaného vzduchu. Vertikálne usporiadanie valca je typické pre jednostupňové stláčanie jednočinné. Viacstupňové stláčanie je pri stojatých strojoch zväčša obmedzené dvoma valcami v rade. Existujú aj stojaté kompresory s protibežnými piestami, poháňanými jedným kľukovým hriadeľom. [3],[4]

Uhlové kompresory – vhodným uhlom medzi piestami (90°) vyplývajúcim zo zalomenia kľukového hriadeľa je dosiahnuté dobré vyváženie pôsobiacich síl, čím je dosiahnutý pokojný chod celého zariadenia. Viac – valcové kompresory sa vyrábajú práve ako uhlové kompresory, piesty sú usporiadané rovnako ako v automobilových motoroch do tvaru V alebo W. Bežné aplikácie využívajú maximálne 8 valcov, pričom významné uplatnenie nachádza tento typ v chladiarenskej technike. [4]

Podľa **stupňa uzavretosti** je možné rozdeliť kompresory do ďalších 3 skupín, využívaných najmä v chladiarenskom priemysle:

- otvorené – hriadeľ je vyvedený z kľukovej skrine cez upchávku k motoru
- polohermetické (semihmetické) – kompresor je vzduchotesne uzavretý s motorom v jednej skrini. Ventily sú takisto uzavreté vzduchotesne, ale pod demontovateľným krytom. Z plášťa nevychádza žiadna pohyblivá súčasť.
- hermetické – celý stroj je uzavretý v tlakovej nádobe [8]

2.2 Súčasti piestového kompresoru

Ako už bolo spomenuté vyššie, konštrukcia piestových kompresorov je rovnaká ako konštrukcia piestových spaľovacích motorov. Základnými súčasťami sú piest, ojnice, ventily, kľukový mechanizmus a ložiská. Z termodynamického hľadiska je najdôležitejší pohyb piestu a ventilov v kompresore, ktoré uzatvárajú/otvárajú a stláčajú pracovný priestor. Z konštrukčného hľadiska je dôležité správne vyváženie celej poháňanej sústavy, aby bol zabezpečený plynulý chod bez vibrácií.

Piest je vybavený klznými tesneniami. Použitie bezmaznej alebo mazanej sústavy určuje materiál tesnenia. S olejom sú používané kovové, bronzové alebo nylonové tesnenia. Bezmazné sústavy využívajú širokú škálu karbónových tesnení. Piesty sú buď odlievané ako celok, alebo sú skladané z jednotlivých dielov, dôležité je dosiahnutie malej hmotnosti. Vo väčších strojoch sa preto využívajú hliníkové piesty, prípadne duté piesty. [1],[3],[8]

Ventily nie sú ovládané mechanicky, ale výhradne samočinne – tlakom a pružinou s požadovaným odporom, prípadne zmenou tvaru ventilového telesa vplyvom pod- / pre-tlaku. Požadovaný je malý odpor pri prúde chladiva, malá zotrvačnosť pohybu, dokonalá tesnosť, spoľahlivosť a životnosť. Ventily sú osadené vo ventilovej doske, ktorej súčasťou sú aj sacie a výtlačné kanále. Bežne sa používajú tieto základné typy:

Trojuholníkové elementy

Prúžkové – (planžetové, lamelové) pritláčané pružinou

Prstencové – výhodou je menšie zaťaženie ventilu

Doskové ventily – prstencové ventily spojené v jedno teleso, lepšia kontrola prietoku ako prstencové ventily

Sedlový ventil – vytvára menšie tlakové straty, ale spôsobuje nerovnomerné rozloženie prúdu, používajú sa na výtlačku

Kľukový mechanizmus transformuje rotačný pohyb na pohyb priamočiary. Skladá sa z ojnice, kríža, krížového čapu, piestu a piestnych krúžkov. Dvojčinné kompresory vyžadujú tesniaci obal na ojniciu, aby sa zabránilo úniku pracovných náplní pozdĺž ojnice. Na tesnenie ostatných častí sa používajú rôzne druhy upchávok. Celý mechanizmus je uložený v skrini na ložiskách, ktoré prenášajú zaťaženie. Skriňa je zároveň využívaná aj ako zásobník oleja. [1],[3],[8]

2.3 Procesy v piestovom kompresore

2.3.1 Mazanie

Na mazanie pohyblivých častí sa používajú dva systémy, jednoolejový a dvojoolejový. Jednoolejový systém využíva len jeden olej na mazanie kľukového mechanizmu a valcov súčasne. Samolubrikované kompresory, respektíve bezmazné kompresory využívajú olej iba na mazanie kľukového mechanizmu. Prísun oleja k pohyblivým častiam je zabezpečený rozstrekom, vyvolaným pohybujúcimi sa ojnícami. Cirkulačné mazani sa využíva pri zložitejších systémoch. Zabezpečuje ho olejové čerpadlo, ktoré privádza olej do sacieho potrubia, alebo častejšie priamo do valca. Existujú systémy, ktoré využívajú dva olejové okruhy, jeden klasický na mazanie kľukového hriadeľa a pohyblivých častí okrem piestu a druhý slúži na mazanie piestu vo valci. Špeciálnymi otvormi sa do určitých miest valca privádza presné množstvo oleja tak, aby sa zabezpečilo dokonalé mazanie, ale zároveň aby nebol vo valci prebytok oleja. Tým nedochádza k ovplyvneniu chladiva (resp. stláčaného plynu) a zároveň je zabezpečené kvalitné mazanie. [3] Takýto systém je však konštrukčne náročný, preto sa používajú za kompresorom odlučovače oleja: *„Poněvadž olej ve formě mlhy ve stlačeném vzduchu vytváří nebezpečné podmínky, je odlučován za každým stupněm a zejména za kompresorem společně se zkondenzovanou vlhkostí. Mezi jednotlivými stupni se používají jednoduché odlučovače, pracují na principu*

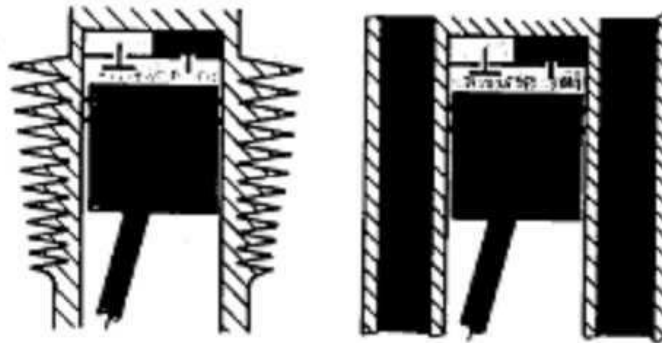
gravitačným alebo odstředivým. Za kompresorem býva v prípade potreby instalovaný vysoce účinný odlučovač s vláknitým filtrem.“ [1]

2.3.2 Chladienie

Pri stláčaní plynu sa s tlakom zvyšuje aj teplota pracovnej látky. Zvýšená teplota však nepriaznivo ovplyvňuje účinnosť kompresoru, preto si aj tieto zariadenia vyžadujú chladienie. *BROWN* [3] rozdeľuje vodné chladiace systémy do 3 kategórií: nútený obeh, prirodzený obeh, systém bez obehu tekutiny. Statický systém (bez obehu) je najmenej používaný a aplikuje sa len na malé zariadenia. Médium v chladiči nikam neprúdi, preto patrí tento systém skôr do kategórie tepelný stabilizátor. Tepelná trubica (thermosyphon) pracuje na princípe zmeny hustoty vyplývajúcej z rozdielu teplôt. Ohriata tekutina stúpa do výmenníku, kde sa ochladí a následne klesaním dotvára prirodzený cirkulačný obeh. Tento veľmi jednoduchý systém sa používa najmä tam, kde je obmedzené použitie doplnkových zariadení na chladienie. Najpoužívanejší je nútený chladiaci systém. Pre veľké kompresné zariadenia sa využíva v spojitosti s chladiacimi vežami, ktoré podstatne zvyšujú účinnosť systému. V prípade, že chladiaca veža nie je k dispozícii, je nutné použiť uzavretý okruh vody s dodatočným výmenníkom.

Pri viacstupňovom stláčaní plynu je nutné pridať do okruhu medzichladiče stlačeného vzduchu.

Chladiace médium je najčastejšie voda alebo voda s etylénglykolom (obr. 5). Pri vodných systémoch však hrozí riziko zamrznutia, preto sa zabezpečuje vypúšťanie chladiaceho systému alebo ochrana pred poklesom teploty. Kompresory malých výkonov sú často vzduchom chladené (obr. 5), čo si vyžaduje optimalizáciu prestupného povrchu pomocou rebrovania, aby sa zabezpečil dostatočný odvod tepla. Vyššie výkony využívajú nútený prívod vzduchu ventilátorom. [1],[3],[4]

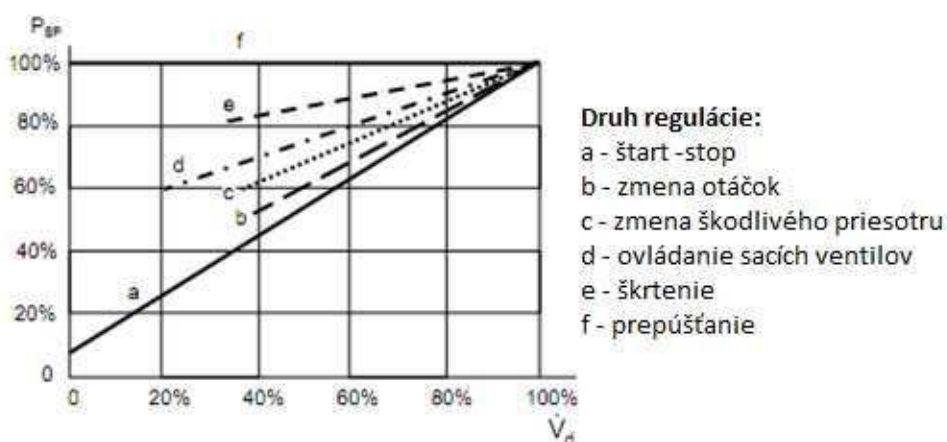


Obr. 5 Vzduchové a vodné chladienie valca [4]

2.3.3 Regulácia

Podstatnou súčasťou každého zariadenia je kvalitná regulácia, ktorou je možné ušetriť desiatky percent spotrebovanej energie, regulovať výkon kompresora v závislosti na výstupných požiadavkách. To znamená komprimovať presne rovnaké množstvo chladiva, ktoré bolo odparené vo výparníku. Najjednoduchšia je regulácia start-stop. Pri maximálnom tlaku v systéme p_{\max} sa kompresor automaticky vypne a naopak, pri dosiahnutí minimálneho tlaku, p_{\min} sa kompresor automaticky zapne. Hraničné tlaky je možné nastaviť na rôzne hodnoty. Ďalšie spôsoby regulácie je možné zabezpečiť zmenou otáčok, zmenou škodlivého priestoru, škrtením, prepúšťaním alebo odtlačovaním

ventilov, čím dosiahneme ekonomickejšiu prevádzku. Efektívnosť jednotlivých spôsobov regulácie je zobrazená na obr. 6.



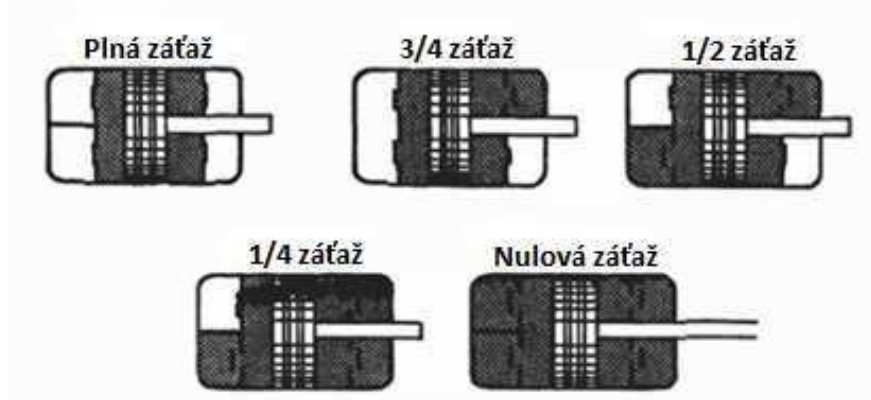
Obr. 6 Závislosť príkonu na výkonnosti kompresoru pre jednotlivé spôsoby regulácie

Výkonnosť kompresoru:

$$\dot{V}_d = V_z \cdot n \cdot \lambda_p \cdot \lambda_v \cdot \lambda_T \cdot \lambda_N \quad (2.1)$$

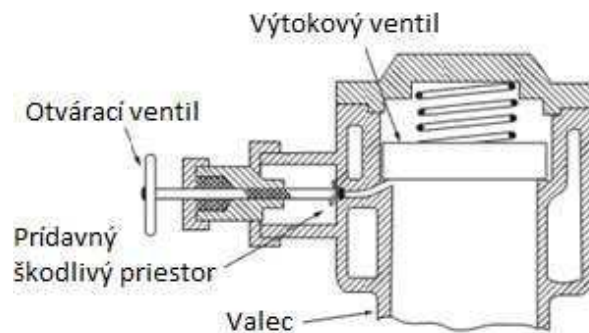
Regulovať môžeme zmenou všetkého okrem λ_T – teplotný súčiniteľ.

- *zmena otáčok (n)* – tento spôsob regulácie patrí k najefektívnejším, vyžaduje si len minimálne zásahy do konštrukcie kompresoru. Spaľovacie motory umožňujú pomerne široký rozsah regulácie (60%). Kompresory poháňané elektromotorom využívajú na reguláciu frekvenčný menič alebo prepínanie počtu pólov – stupňovitá regulácia. Malé a pomalobežné kompresory tento spôsob regulácie nevyužívajú, pretože z hľadiska návratnosti investície sa nejedná o výhodné zariadenie.
- *zmena škodlivého priestoru* – (angl. *clearance pockets*) výsledkom použitia tejto metódy je zníženie objemovej účinnosti kompresoru. Každý kompresor má určitý škodlivý objem tvorený konštrukciou valcov. K tomuto objemu sa pridáva ešte ďalšia komora (komory), ktorá tento objem zväčšuje. Súčasným trendom je využitie stupňovitej regulácie. Celý objem škodlivého priestoru je rozdelený na niekoľko menších objemov, výsledkom je presnejšia regulácia (obr. 2.4). [3]



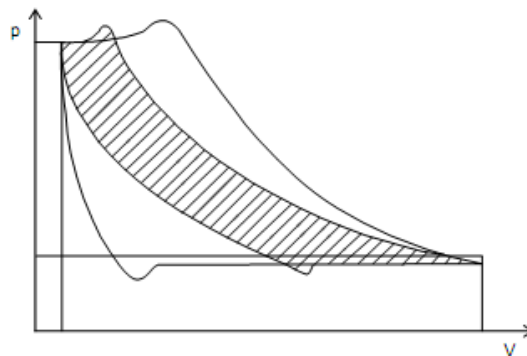
Obr. 7 Regulácia zmenou škodlivého priestoru [3]

Zariadenie môže byť ovládané ručne alebo automaticky solenoidným ventilom (obr. 8). Zmenou škodlivého priestoru môžeme regulovať výkon kompresora v rozmedzí 25 až 50% výkonu.



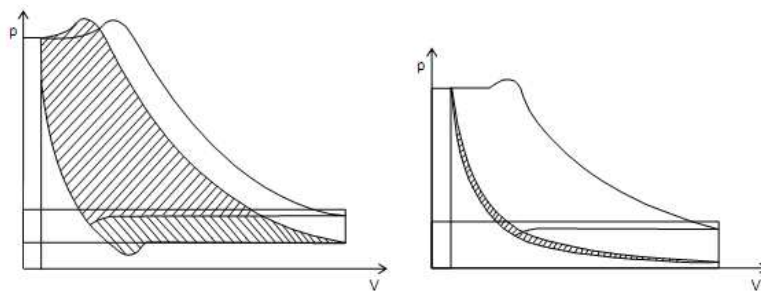
Obr. 8 Regulácia zmenou škodlivého priestoru odtlačovaním ventilu [5]

V p-V diagrame sa zmena škodlivého priestoru prejaví predĺžením expanzie (obr. 9) a znížením expanzného súčiniteľa λ_v . „Poněvadž energie potřebná na vtláčení plynu do škodlivého prostoru se z převážné části vrací při expanzi zpět na píst, je to regulace energeticky výhodná.“ [1]



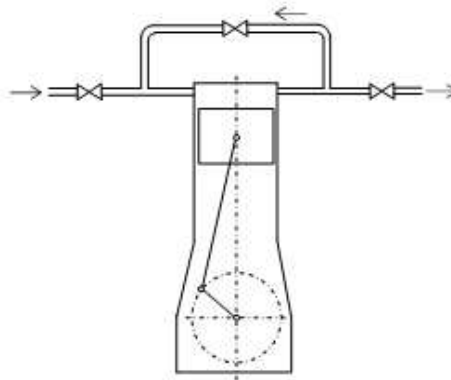
Obr. 9 Regulácia zmenou škodlivého priestoru v p-V diagrame [3]

- *škrténím* – zúženie prierezu sacieho potrubia spôsobí zníženie tlaku plynu na konci sania, čo vyvoláva zmenu tlakového súčiniteľa λ_p a λ_v (zvýšenie vnútorného tlakového pomeru). Jedná sa však o nehospodárnu reguláciu. Zvláštnym prípadom je celkové uzavretie sacieho hrdla, čím sa kompresor odstavi od prevádzky (obr. 10).



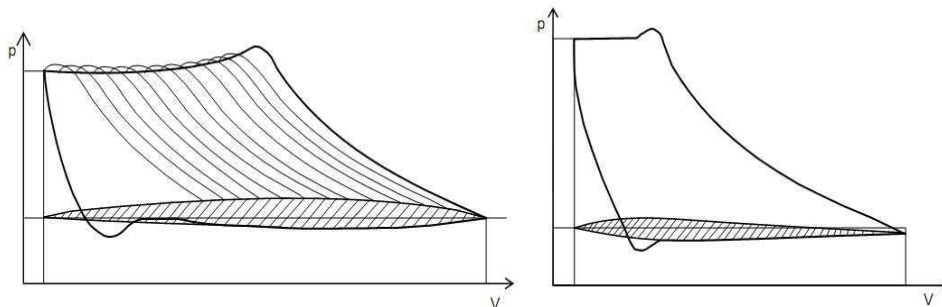
Obr. 10 Regulácia škrtením v p - V diagrame (vľavo) a uzavreté sanie (vpravo) [1]

- prepúšťaním – takzvaný „bypass“ (obr.11).



Obr. 11 Regulácia obtokom [1]

- odtlačovaním sacích ventilov – časť plynov sa na začiatku kompresie vracia späť do sania, kým je ventil odtlačený pomocou malého piestika regulátoru. Doba odtlačenia ventilu môže byť rôzne dlhá, jedná sa teda o plynulú reguláciu. Otvorený pracovný priestor valca sa prejaví zmenou zdvihového objemu kompresoru V_z (obr. 12). Ak ostane sací ventil trvalo otvorený, kompresor beží naprázdno. [1]



Obr. 12 Regulácia odtlačovaním sacích ventilov (vľavo) a trvalo odtlačený sací ventil (vpravo) [1]

- odtlačovaním výtláčnych ventilov – odtlačanie prebieha na začiatku sacieho zdvihu, časť stlačeného plynu sa vracia späť do kompresora. Regulácia viacstupňových kompresorov prebieha len na prvom stupni. Takéto znižovanie výkonnosti ovplyvňuje tlakový pomer, ktorý má vplyv na záťaž vyšších stupňov, preto je nutné vhodne regulovať nie len prvý stupeň stláčania, ale aj vyššie. [1],[3],[4],[5]

2.4 Kompresor typu Stream

Skupina kompresorov typu Stream je jeden z nových produktových radov firmy Emerson. Do kategórie Stream patria semihermetické 4- a 6- valcové kompresory, nadstavbu tvorí rad Digital, ktorý disponuje efektívnejším systémom riadenia rovnako pre 4- a 6- valcové kompresory. Do tejto kategórie ešte patrí aj kompresor s transkritickým obehom CO₂ (R-744). Všetky typy sa vyrábajú v rôznych výkonových škálach a je možné ich použiť s niekoľkými druhmi chladiva pri zachovaní vysokej účinnosti (R-404a, R-134a, R-407c, R22). Predmetom CFD analýzy je konkrétne 4-valcový kompresor (obr. 13), poháňaný elektromotorom. Kompresor sa radí do kategórie piestových s uhlom natočenia piestov 90° voči sebe. Výkonové rozpätie je približne od 15 hp do 30 hp v závislosti na teplote vyparovania a kondenzácie. Chladienie motora a kompresora je zabezpečené nasávaným chladivom. V prípade, že tento systém nestačí na dostatočné ochladenie, používa sa prídavný ventilátor.



Obr. 13 Štvorvalcový kompresor typu Stream

V súčasnosti je jednou z najdôležitejších súčastí kompresoru kvalitná technológia kontroly a riadenia, teda software podporujúci správnu činnosť zariadenia. Kompresory typu Stream využívajú na tento účel technológiu CoreSense™ Diagnostic. Účelom technológie je zabezpečiť ochranu motora (napr. pred „zaseknutím“ rotora, výkyvmi napätia, nízkym napätím, prehriatím motora, nedostatkom oleja) a súčasne aj kontrolu teploty na výtlaku, diagnostiku (záznam chýb počas prevádzky), komunikáciu s ďalšími zariadeniami a výstupom a taktiež overovanie prevádzkového stavu. Navyše zariadenie monitoruje spotrebu energie a teplotu kľukovej skrine. Takýmto spôsobom je možné zvýšiť spoľahlivosť zariadenia a jeho životnosť, či znížiť prevádzkové náklady. Servis je zjednodušený a efektívnejší vďaka zaznamenananej chybe. Teplota kľukovej skrine ovplyvňuje teplotu oleja. V kompresoroch Stream sa používa ohrievač na skrini zaplavený olejom a to z dôvodu zvyšovania jeho teploty. Takýmto spôsobom je možné predchádzať miešaniu oleja so skvapalneným chladivom. Ďalšou prednosťou kompresorov Stream je ventilová doska Discus^R (obr. 14). V doske sú zakomponované sacie a výtláčne ventily pre dva susedné piesty. Sací ventil je tvorený oceľovým plieškom v tvare prstenca, ktorý je prichytený k ventilovej doske na dvoch miestach klzným a pevným spojením. Pri poklese tlaku vo valci sa ventil prehýba smerom dovnútra valca a tým otvára sací kanál. Výtláčny ventil je sedlového typu ovládaný pružinou. Dizajn je optimalizovaný tak,

aby nedochádzalo k tepelným ziskom zo sacích kanálov a zároveň aby bola minimalizovaná tlaková strata. Ventilová doska vďaka svojej konštrukcii taktiež znižuje negatívny objem valca, čím prispieva k vysokej efektívnosti zariadenia. Reguláciu kompresoru zabezpečuje technológia Digital, ktorá sa po aplikáciách na rotačné kompresory dostala aj na kompresory piestové. Vysoko-cyklický solenoidný ventil je umiestnený na hlave valcov a ovláda obidva piesty príslušnej ventilovej dosky, ktoré blokujú chladivo pred vstupom do valca. Vhodným nastavením otváracieho a zatváracieho režimu piestov pomocou ventilu je možné dosiahnuť reguláciu v rozmedzí 50 až 100%. Výhodou tohto systému regulácie je okrem úspory energie, kontroly sacieho tlaku a teploty vo výparníku aj to, že tento systém nijak neovplyvňuje tok oleja v systéme, ktorý klesá so znižujúcimi sa otáčkami, čo môže spôsobiť poškodenie piestu. Kompresor s takýmto spôsobom regulácie funguje pri konštantných otáčkach či je reguláciou znížený výkon na 50% alebo funguje kompresor na 100%. V porovnaní s reguláciou zmenou otáčok má ešte výhodu v menšom zaťažení vibráciami a namáhaním, ktoré vznikajú pri zmene otáčok. Okrem toho regulačný systém Digital zvyšuje životnosť systému a znižuje nároky na údržbu. Mazanie zabezpečuje esterový olej Emkarate RL 32-3MAF (POE). Skratka POE označuje, že sa jedná o polyolický ester. Esterové oleje sú vhodnejšie pre použitie s HFC chladivami (chladivá bez chlóru), pretože sú s nimi miešateľné na rozdiel od minerálnych olejov. Olej, nasávaný z dna kľukovej skrine, je dopravovaný k mazaným plochám pomocou čerpadla, poháňaného kľukovým hriadeľom. Tlak oleja je vyšší ako sací tlak o približne 1 až 4 bary. [11],[12],[13]



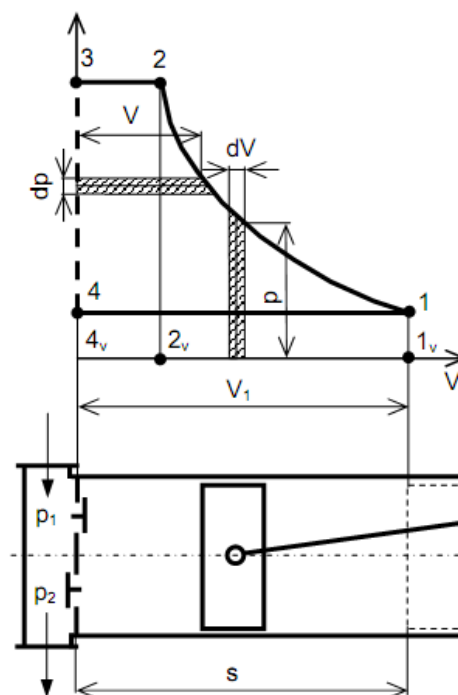
Obr. 14 Ventilová doska Discus

2.4 Premeny energie v kompresore a základné technické údaje

2.4.1 Ideálny kompresor

Ideálny kompresor je jednostupňový, dokonale tesný kompresor, pracujúci s ideálnym plynom, v ktorom prebieha energetická zmena bez strát. Pracovný cyklus je na obr. 15. Zdvihový objem je rovný objemu pracovného priestoru V_1 a vypočíta sa z činnnej plochy piesta S_i a zdvihu s (n_p – počet piestov):

$$V_1 = V_Z = s \cdot \sum_{i=1}^{n_p} S_i \quad (2.2)$$



Obr. 15 Obeh ideálneho kompresoru [1]

Pracovný cyklus začína nasávaním otvoreným sacím ventilom 4→1, piest sa nachádza v hornej úvrati (HÚ). Presunom piestu do dolnej úvrati (DÚ) sa zväčšuje pracovný priestor do ktorého vstupuje plyn. Tlak a teplota sú konštantné. Sací ventil sa uzavrie – 1 a nastáva kompresia plynu medzi bodmi 1-2 vyvolaná pohybom piestu do HÚ. Výtlačný ventil sa otvára pri tlaku p_2 , ktorý dosiahne piest pred HÚ. Dráha piestu medzi bodmi 2 a 3 slúži na vytlačenie stlačeného plynu z pracovného priestoru. Piest je v HÚ – 3, zatvorí sa výtlačný ventil a celý cyklus sa opakuje. Bod 3 a 4 nie sú spojené žiadnym termodynamickým dejom v prípade ideálneho obehu, preto je pracovný cyklus otvorený. Kompresia plynu môže mať izotermický charakter (teplota plynu sa nemení), adiabatický (teplo sa neprivádza ani neodvádza a entropia ostáva konštantná) alebo polytropická. [1],[4],[8]

Vnútorový tlakový pomer ideálneho kompresoru sa potom spočíta

$$\sigma = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_1} \quad (2.3)$$

Celkový tlakový pomer skutočného kompresoru

$$\sigma_c = \frac{p_d}{p_{n,l}} \quad (2.4)$$

pričom platí

$$\sigma = \sigma_c \quad (2.5)$$

a zároveň sú si rovné teploty a tlaky

$$p_{n,l} = p_4 = p_1 \quad p_d = p_2 = p_3 \quad (2.6)$$

$$T_{n,l} = T_4 = T_1 \quad T_d = T_2 = T_3 \quad (2.7)$$

Znázornenie dejov v T-s diagrame

V T-s diagrame je možné sledovať zmenu teploty a zdieľanie tepla prebiehajúce vnútri kompresoru, nie je však možné sledovať deje mechanické (sanie a výtlak). Cyklus kompresoru sa nachádza vysoko na kritickom bode, izobary a izochory majú tvar logaritmických kriviek.

Plocha pod krivkami v T-s diagrame znázorňuje privádzané alebo odvádzané teplo, ktoré je úmerné mechanickej práci (obr. 16).

Izotermická kompresia $dT = \text{konš.} \rightarrow T = \text{konš.}$

$$dq = T \cdot ds \quad (2.8)$$

$$q = T(s_1 - s_2) \quad (2.9)$$

$$q_a = q_t \quad (2.10)$$

Adiabatická kompresia $q = 0 \rightarrow ds = dq/T = 0 \rightarrow s = \text{konš.}$

Absolútna práca

$$dq_a = c_v \cdot dT \quad (2.11)$$

$$q_a = c_v \cdot (T_2 - T_1) = u_2 - u_1 \quad (2.12)$$

Technická práca

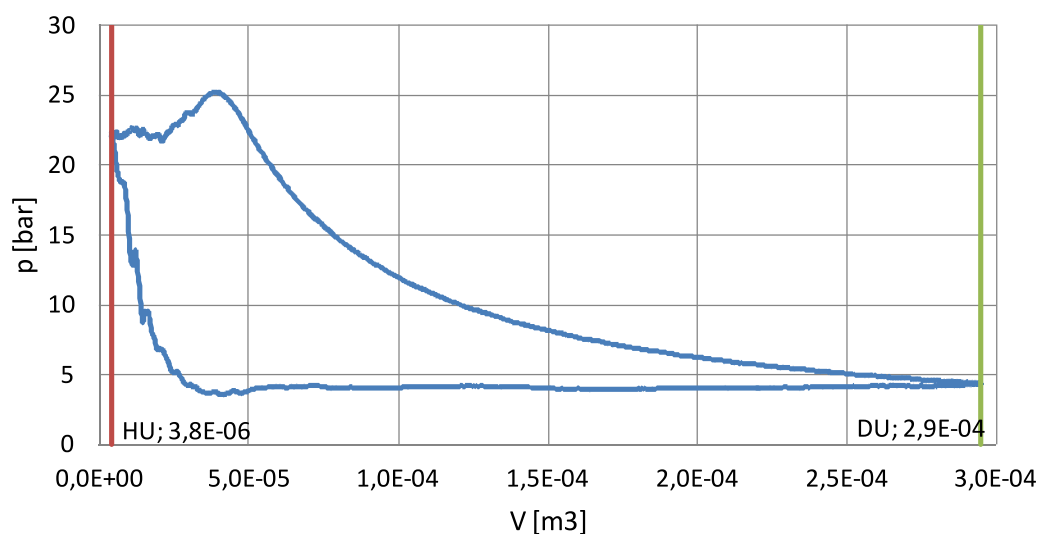
$$dq_t = c_p \cdot dT \quad (2.13)$$

$$q_t = c_p \cdot (T_2 - T_1) = i_2 - i_1 \quad (2.14)$$

2.4.2 Skutočný kompresor

Jednotlivé deje v cykle skutočného kompresora neprebiehajú úplne ideálne, musíme uvažovať so stratami, výmenou tepla medzi plynom a stenami kompresora a taktiež so škodlivým priestorom. Piest nedosadne v HÚ na hlavu valca úplne, malá časť skomprimovaného plynu tak ostáva vo valci. Pri sacom zdvihu táto časť expanduje a tým znižuje množstvo nasávaného plynu. Pracovný cyklus skutočného kompresora sa zaznamenáva do indikátorového p-V diagramu (obr. 18), ktorý sa prípadne prevedie do T-s diagramu (obr. 19). Zvlnená krivka na začiatku výtlaku a nasávania v p-V diagrame (obr. 18) je výsledkom pulzácie pri otváraí a zatváraní ventilov.

p-V diagram kompresoru Stream



Obr. 18 p-V diagram semihermetického kompresoru Stream

V diagramoch sú zobrazené deje a javy sprevádzajúce cyklus kompresora, objem pracovného priestoru, zdieľanie tepla medzi stenami a plynom. Taktiež je možné z diagramu určiť poruchové, resp. nevhodné správanie sa ventilov a podobne. Celkový objem pracovného priestoru ovplyvňuje veľkosť škodlivého priestoru, ktorú vyjadruje pomerný škodlivý priestor - ε_s , závislý na rozmeroch pracovného priestoru valca a ventiloch.

$$\varepsilon_s = \frac{V_3}{V_z} \cdot 100 \quad (2.15)$$

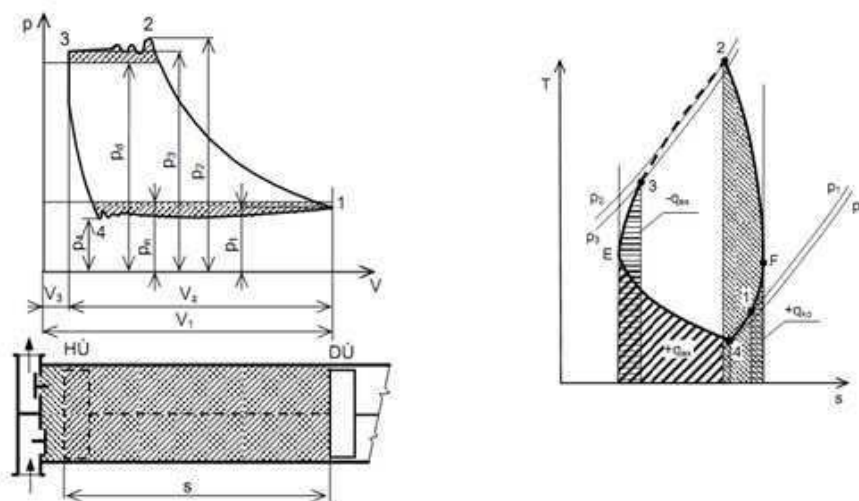
Celkový objem pracovného priestoru je súčet zdvihového objemu a objemu škodlivého priestoru

$$V_1 = V_z + V_3 \quad (2.16)$$

Objem V_4 je objem expandovaného plynu zo škodlivého priestoru pred otvorením sacieho ventilu

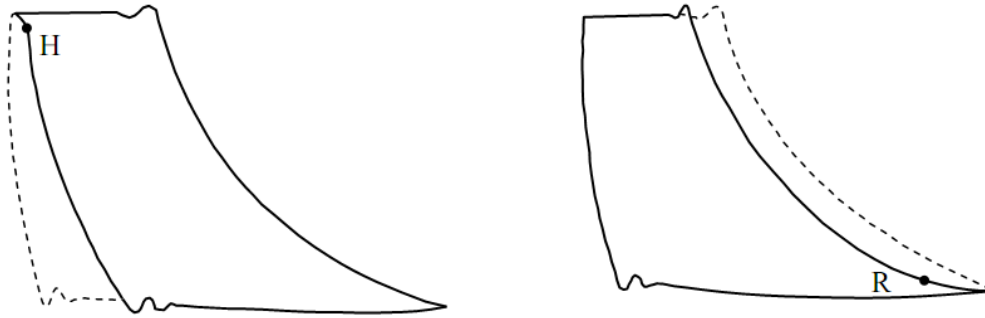
$$V_4 = V_3 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} \quad (2.17)$$

Pracovné deje sú rovnaké ako pri ideálnom kompresore, akurát sa k nim pripočítava vplyv prietokových odporov v kanáloch, kmitanie ventilov a kolísanie tlaku. Výmena tepla medzi pracovnou látkou a vnútornými stenami valca ovplyvňujú tvar kompresie a expanzie. Zmena nastáva po vyrovnaní teplôt, $dq = 0$ a $ds = 0$ (bod E a F na obr. 19). Z bodu 3 do bodu 4 prebieha polytropická expanzia, v úseku 3-E s odvedom tepla z plynu do steny. V bode E sú teploty vyrovnané, teplotný gradient zmení svoj zmysel a teplo je do plynu privádzané (úsek E-4). Súčasne klesá aj tlak vo valci, čím sa dosiahne otvorenie sacieho ventilu. Počas nasávania sa privádzaný plyn ohrieva od stien kompresoru a mieša sa s rozpínajúcim sa plynom zo škodlivého priestoru. Pribeh kompresie je zalomený v bode F (plyn má vyššiu teplotu ako okolie), v ktorom sa mení exponent polytropy. [1],[4],[8]



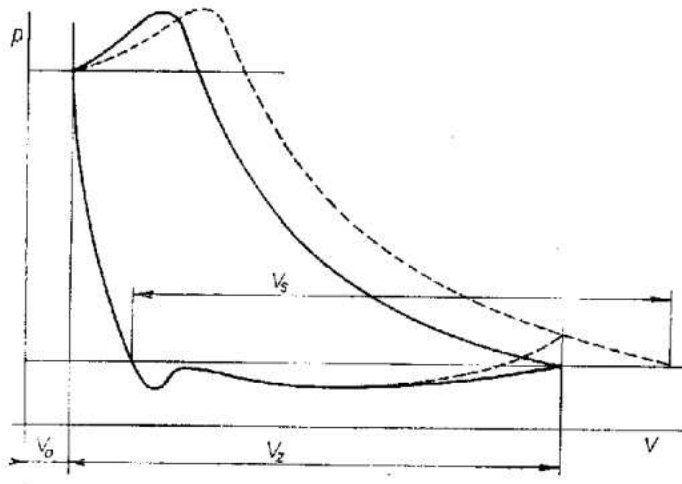
Obr. 19 Termodynamický dej skutočného kompresoru v p - V (vľavo) a T - s (vpravo) diagrame [1]

Odchýlky od ideálneho tvaru kompresorového cyklu môžu byť spôsobené napríklad zlým zosúladiením pohybu ventilov s pohybom piestu. Výtlačný ventil by mal byť správne uzavretý, práve keď je piest v HÚ (resp. tesne za HÚ) a sací ventil v okamžiku dosiahnutia DÚ. Ak je výtlačný ventil uzavretý neskôr, expanzia sa posúva z pôvodnej polohy do bodu H (obr. 20). Pri oneskorenom uzavretí sacieho ventilu sa naopak posúva začiatok kompresie do bodu R (obr. 20) a max. tlak na konci kompresie môže byť mierne nižší ako pri správne fungujúcom kompresore. Tento jav nastáva pri aplikácii nevhodných pružín na ventily. Zvyšuje sa netesnosť pracovného priestoru a znižuje sa efektívnosť kompresora. [1],[4],[8]



Obr. 20 Priebeh cyklu s oneskoreným uzavretím sacieho a výtlačného ventilu v p - V diagrame [1]

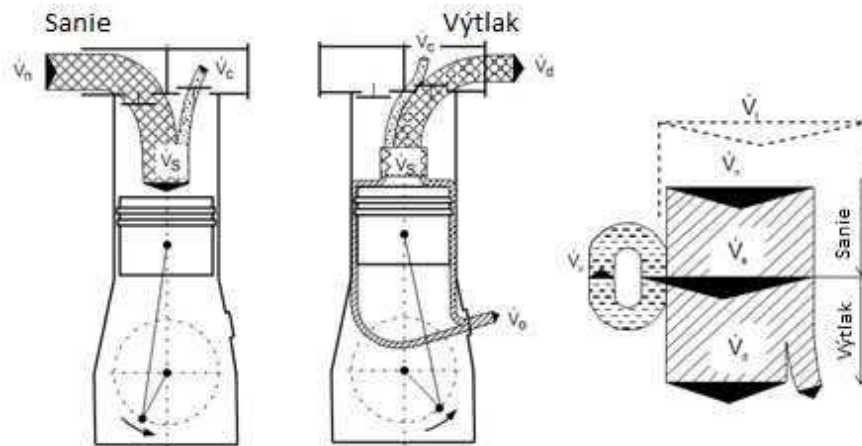
Pozitívnu odchýlku od tvaru pracovného cyklu dosiahneme v prípade, ak bude tlak na konci nasávania vyšší ako je nameraný sací tlak. Zotrvačnosť nasávaného plynu, spôsobí „natlačenie“ plynu do pracovného priestoru. Odchýlka je v diagrame označená čiarkovanou čiarou (obr. 21). Výsledkom javu je zvýšenie výkonnosti kompresoru. [1],[4],[8]



Obr. 21 Zvýšenie tlaku na konci nasávania vplyvom zotrvačnosti plynu [4]

Netesnosť kompresoru a plnenie pracovného priestoru

Nasávaný vzduch sa do valca nedostáva len sacím potrubím. Vplyvom netesnosti výtlačného ventilu sa k primárnemu saciemu prúdu \dot{V}_n pridáva aj sekundárny prúd z výtlačného potrubia \dot{V}_c (tzv. cirulačný prúd). Spolu tieto dva prúdy vytvoria plniaci prúd pracovného priestoru \dot{V}_s . Netesnosť piestu spôsobuje taktiež úniky pracovnej látky mimo pracovný priestor \dot{V}_o , aj preto je nutné odvetrávanie kľukovej skrine. Na výstupe z kompresora tak dostávame prúd \dot{V}_d . Jednotlivé prúdy sú znázornené na obr. 22. [1]



Obr. 22 Prúdenie plynu v kompresore behom pracovného cyklu [1]

Výkonnosť kompresoru

Skutočná výkonnosť kompresoru vychádza z teoretickej výkonnosti \dot{V}_t , ktorá sa spočíta pre n-vaľcový kompresor podľa vzťahu

$$\dot{V}_t = V_z \cdot n \quad (2.18)$$

Norma ČSN 10 5010 definuje skutočnú výkonnosť kompresoru buď ako hmotnostný tok, alebo ako objemový tok prepočítaný na normou stanovené hodnoty tlaku, teploty a vlhkosti. Dopravná účinnosť η_d je výsledkom podielu skutočnej a teoretickej výkonnosti (tento podiel sa označuje aj ako súčiniteľ využitia zdvihového objemu λ)

$$\frac{\dot{V}_d}{\dot{V}_t} = \eta_d = \lambda \quad (2.19)$$

$$\lambda = \lambda_s \cdot \lambda_N \quad (2.20)$$

$$\lambda_s = \frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_t} \quad (2.21)$$

$$\lambda_N = \frac{\dot{V}_d}{\dot{V}_s} \quad (2.22)$$

\dot{V}_s – objemový tok plniaceho prúdu

\dot{V}_t – teoretická výkonnosť

\dot{V}_d – skutočná výkonnosť

Plnenie pracovného priestoru

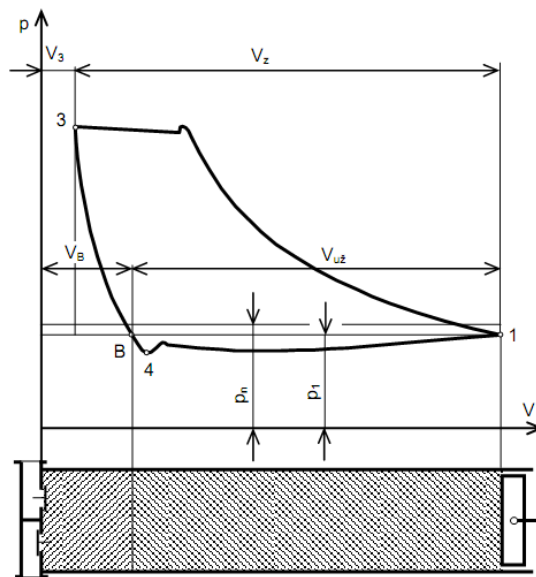
Hmotnostný tok plniaceho prúdu je daný hustotou vzduchu (na konci nasávania) ρ_1 a užitočným objemom valca $V_{už}$ (obr. 23)

$$\dot{m}_s = \dot{V}_s \cdot \rho_n = V_{už} \cdot \rho_1 \quad (2.23)$$

ρ_n je hustota pri normálnych podmienkach (dané normou ČSN 10 5010)

Užitočný objem valca $V_{už}$ je zdvihový objem V_z mínus objem expandujúceho plynu V_B zo škodlivého priestoru V_3

$$V_{už} = V_1 - V_B = V_z + V_3 - V_B \quad (2.24)$$



Obr. 23 Objem pracovného priestoru [1]

$$\frac{V_B}{V_3} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \sigma^{\frac{1}{n}} \quad (2.25)$$

n je stredný polytropický exponent expanzie 3-B.

Do vzťahu 2.25 dosadíme rovnicu 2.26 a 2.16

$$V_{už} = \left(1 + \varepsilon_s - \varepsilon_s \cdot \sigma^{\frac{1}{n}} \right) \quad (2.26)$$

a vyjadríme vzťah pre súčiniteľ plnenia,

$$\lambda_s = \frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_t} = \left(1 + \varepsilon_s - \varepsilon_s \cdot \sigma^{\frac{1}{n}} \right) \cdot \frac{p_1}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T_1} \quad (2.27)$$

ktorý v sebe zahŕňa aj vplyv expanzie plynu zo škodlivého priestoru (expanzný súčiniteľ - λ_v), tlakových zmien počas nasávania (tlakový súčiniteľ - λ_p) a dôsledok ohrievania plynu z teploty T_n na teplotu T_1 (teplotný súčiniteľ - λ_T). [1]

$$\lambda_v = \left(1 + \varepsilon_s - \varepsilon_s \cdot \sigma^{\frac{1}{n}} \right) \quad (2.28)$$

$$\lambda_p = \frac{p_1}{p_n} \quad (2.29)$$

$$\lambda_T = \frac{T_n}{T_1} \quad (2.30)$$

Netesnosť pracovného priestoru valca

Súčiniteľ netesnosti predstavuje straty pracovnej látky spôsobené vplyvom netesností ventilov \dot{V}_v , upchávok \dot{V}_u a piestnych krúžkov \dot{V}_p , spolu tvoriace straty cirkulačné \dot{V}_c a straty mimo pracovný priestor \dot{V}_o .

Pri výpočte výkonnosti je potom nutné odpočítať straty jednotlivými netesnosťami

$$\dot{V}_d = \dot{V}_s - (\dot{V}_v + \dot{V}_u + \dot{V}_p) \quad (2.31)$$

Súčiniteľ netesnosti,

$$\lambda_n = 1 - \frac{\dot{V}_v + \dot{V}_u + \dot{V}_p}{\dot{V}_{s,l}} \quad (2.32)$$

ktorý sa dá vyjadriť aj pomocou pomerných netesností ventilov, upchávok a piestu

$$v_{v(u,p)} = \frac{\dot{V}_{v(u,p)}}{\dot{V}_{s,l}} \quad (2.33)$$

$$\lambda_n = 1 - v_v + v_u + v_p \quad (2.34)$$

$$v_v = \langle 0,01; 0,04 \rangle$$

$$v_u = \langle 0,005z; 0,001z \rangle$$

$$v_{p1} = \langle 0,01; 0,05 \rangle$$

$$v_{p2} = \langle 0,003; 0,015 \rangle$$

v_{p1} – jednočinný kompresor

v_{p2} – dvojčinný kompresor

Netesnosti sú výsledkom vplyvu konštrukcie kompresoru, fyzikálnych vlastností stlačovaného média a tiež tlakového pomeru na prvom stupni. [1]

2.5 Účinnosť piestových kompresorov

Energia privádzaná na pohon kompresoru sa nemení celá na užitočnú prácu, časť z nej sa mení na teplo, resp. straty:

- zvýšenie teploty plynu pri kompresii
- hydraulické straty plynu
- ohrev vzduchu v saní
- premenlivým exponentom polytropickej kompresie a expanzie zo škodlivého priestoru
- netesnosťami
- trenie v pohonnom mechanizme

Izotermická účinnosť vyjadruje podiel strát z privádzanej energie

$$\eta_{it,sp} = \frac{P_{it}}{P_{sk}} \quad (2.35)$$

P_{it} – izotermický príkon

P_{sk} – celkový príkon – skutočný

„Celková izotermická účinnosť jednotlivých kompresorů závisí na fyzikálních vlastnostech dopravovaného plynu, na otáčkách, střední pístové rychlosti a fyzickém opotřebení kompresoru.“ [1] Optimální tlakový pomer pre dosiahnutie najvyššej indikovanej izotermickej účinnosti je približne $\sigma_c = 3$. S rastúcim kompresným pomerom účinnosť mierne klesá, z dôvodu rastúcej teploty plynu a rastúcich netesností (straty). Pri nižších tlakových pomeroch dominujú hydraulické straty. [1],[8]

3 CHLADIVÁ

Funkcia chladiva v kompresore je už zo samotného názvu jasná, zabezpečuje odvod tepla z chladenej látky (chladeného priestoru) vo výparníku pri nízkom (atmosférickom) tlaku a nízkej teplote. Následne je vedené do kompresoru, kde sa stláča na vysoký tlak, pri ktorom dosahuje vysoké teploty. Získané teplo je odvádzané v kondenzátore do chladiacej látky, prípadne do okolia. Cez škrtiaci ventil (pokles tlaku) sa potom chladivo vracia späť do výparníka. Podstatným faktorom kvality chladiaceho zariadenia je vhodne zvolené chladivo. Voľba sa riadi podľa nasledujúcich kritérií:

- Termodynamické vlastnosti (tlak a teplota bodu varu tuhnutia, kritické parametre, objemová chladivosť...)
- Fyzikálne a chemické vlastnosti (elektrické vlastnosti, rozpustnosť, horľavosť a výbušnosť, stabilita, pôsobenie na konštrukčné vlastnosti...)
- Fyziologické pôsobenie na ľudský organizmus
- Ekologické vlastnosti (pôsobenie na ozónovú vrstvu, globálne otepľovanie)
- Cena a dostupnosť

Ako prvé sa používalo v minulosti chladivo R-610 (etyl éter), ktoré však nebol veľmi vhodné na použitie v chladiacich zariadeniach a navyše bolo nebezpečné. Neskôr sa objavili omnoho vhodnejšie chladivá ako napríklad R-717 (NH₃), R-744 (CO₂), R-160 (etylchlorid -), R-40 (metychlorid -) alebo R-764 (SO₂). Tieto chladivá sú síce toxické a nebezpečné, ale ich výhodou sú veľmi dobré termodynamické vlastnosti pre potreby chladenia. Najpopulárnejšími sa stali R-717, R-744 a R-764, ktoré sa s rôznymi obmenami používajú dodnes.

V 30. rokoch 20. storočia sa na trh dostali nové syntetické chladivá – halogénové uhl'ovodíky (hydrochlorofluorcarbons – HCFCs alebo chlorofluorcarbons - CFCs). Prvým takýmto chladivom bol freón 12 (CFC) – halogenizovaný derivát metánu, ktorý, ako všetky ostatné chladivá tejto kategórie, bol nejedovatý v malých množstvách a nehorľavý, pričom si zachovával výborné termodynamické vlastnosti. Okrem použitia v chladiacich zariadeniach sa halogénové vodíky používali aj ako pohonné plyny v sprejoch alebo čistiace rozpúšťadlá. Postupne sa však zistilo, že niektoré z týchto chemických zlúčenín spôsobujú obrovské poškodenie ozónovej vrstvy a zvyšujú množstvo skleníkových plynov v atmosfére, pretože sa pomaly rozkladajú. V posledných rokoch sa pravidlá na čistotu a nezávadnosť chladív sprísňujú s cieľom obmedziť znečistenie atmosféry a rozklad ozónovej vrstvy. Posúdenie chladiva je možné vykonať na základe dvoch faktorov – ODP (ozone depletion potential) a GWP (global warming potential). ODP faktor je pomer celkového rozkladu ozónovej vrstvy určitým množstvom príslušného chladiva k celovému rozkladu ozónovej vrstvy spôsobenému rovnakým množstvom chladiva R-11. ODP faktor chladiva R-11 je teda 1.

$$ODP = \text{Rozklad chladivom R-XY} / \text{Rozklad chladivom R-11}$$

Uhl'ovodíkové chladivá majú ODP faktor v rozmedzí 0.01 až 1, plne halogenované uhl'ovodíky dosahujú hodnoty ODP=10. Uhl'ovodíky bez chlóru majú dokonca ODP faktor rovný nule.

GWP faktor je číslo, ktoré udáva podiel chladiva na globálnom otepľovaní k otepleniu spôsobenému rovnakým množstvom oxidu uhličitého (GWP-CO₂ = 1). Hodnoty

sú počítané pre určité časové obdobie – 100 rokov. Rozsah GWP faktoru je veľmi veľký, halogenované uhľovodíky sa pohybujú od 93 do 12100. [2], [6]

3.2 Rozdelenie chladív

Primárne chladivá sú rozdelené do 5 základných skupín:

- Halogén-uhlíky (halocarbons)
- Uhľovodíky (hydrocarbons)
- Anorganické zlúčeniny
- Azeotropné zmesi
- Neazeotropné zmesi

V českej a slovenskej literatúre sú prvé dve skupiny zlúčené do jednej – halogenované uhľovodíky (HCFC). V prípade, že sú všetky atómy vodíku v molekule uhľovodíka nahradené halogénmi, vytvára sa podskupina – plne halogenované uhľovodíky (CFC). [2], [6]

3.2.1 Halogén-uhľovodíky

Deriváty metánu (CH_4), etánu (C_2H_6) alebo propánu (C_3H_8) sú používané ako chladivá s rôznym stupňom halogenizácie. Ako halogenizačný prvok sa používajú chlór, fluór a bróm, pričom známe sú najmä ich obchodné mená ako Freon, Arcton, Genetron či iné. Výrobné označenie týchto chladív bolo R-11, R-12, R-113, R-114, R-115. Ako už bolo spomenuté, tieto zlúčeniny spôsobujú vznik ozónovej diery, preto bola ich výroba a distribúcia ukončená medzinárodnými dohodami v roku 1996. Obzvlášť bróm spôsobuje vysoký rozklad ozónovej vrstvy.

CFC sú bezfarebné plyny, ťažšie ako vzduch, čo spôsobuje ich usádzanie pri podlahe. Nebezpečenstvo hrozí pri vdýchnutí veľkého množstva tejto látky, ktorá je ľudskými zmyslami nepostrehnuteľná. [2], [6]

3.2.2 Uhľovodíky

Okrem derivátov metánu (R-50), etánu (R-170) a propánu (R-290) sa v chladiarenskej technike používajú aj deriváty cyklopropánu, butánu (R-600) a cyklopentánu. Výhodný je nulový potenciál poškodenia ozónovej vrstvy (ODP – ozone depletion potential) a minimálny vplyv na skleníkový efekt (GWP – global warming potential), preto sú uhľovodíky náhradou za plne halogenované uhľovodíky. Postupne sa však aj niektoré chladivá z tejto skupiny medzinárodne zakazujú, najmä tie, ktoré obsahujú chlór a bróm. Nevýhodou je ich horľavosť. [2], [6]

3.2.3 Anorganické zlúčeniny

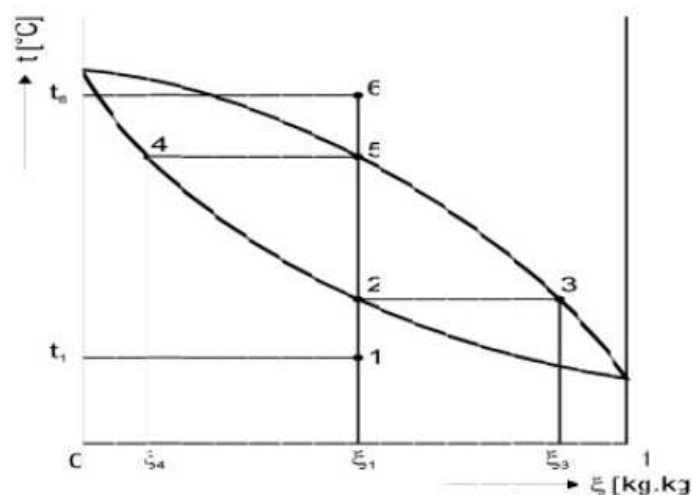
Amoniak (R-717), voda, vzduch (R-729), oxid siričitý a oxid uhličitý (R-744) sú anorganické zlúčeniny používané ako chladivá. [2], [6]

3.2.4 Azeotropné zmesi

Zmes sa skladá z dvoch (príp. viacerých) rozdielnych látok, ale pri zmene fázy sa koncentrácia nemení – zmes sa nachádza v azeotropnom bode. Teplota roztoku ostáva počas fázovej premeny konštantná, para si tak zachováva rovnaké zloženie ako tekutý roztok a preto jednotlivé zložky nie je možné od seba oddeliť tepelnou úpravou – destiláciou. Do tejto kategórie patria napríklad chladivá R-502, skladajúce sa z R-22 (48%) a R-115 (51.2%), R-500, R-503 a R-504 [2], [6]

3.2.5 Neazeotropné (Zeotropné) zmesi

Tieto zmesi menia pri prechode z kvapalného stavu do plynného (a naopak) svoje zloženie. Prechod chladiva z vriacej kvapaliny do nasýtenej pary je zobrazený v t - ξ diagrame (obr. 24) . [2], [6]



Obr. 24 Krivka fázového prechodu zeotropnej zmesi [6]

Diagram je zostrojený pri konštantnom tlaku. „Pri ohreve roztoku zloženia ξ_1 začne vznikať po dosiahnutí teploty varu T_2 para zloženia ξ_3 , teda bohatšia zložka, ktorá má za daného tlaku nižšiu teplotu varu. Ďalším prívodom tepla podiel tejto zložky v kvapaline aj pare klesá až do stavu 5 (stav pary), resp. do bodu 4 (stav posledných kvapiek). Úplným vyparením vzniká para pôvodného zloženia. Obrátený pochod (kondenzácia) prebieha rovnako v obrátenom zmysle za znižujúcej sa teploty.“ [6] Kvapalná fáza je počas vyparovania bohatšia na ťažko - odpariteľnú látku a parná fáza na ľahko - odpariteľnú látku až do bodu, v ktorom sú obidve zložky v plynnej fáze. Rozdiel teplôt medzi bodmi 5 a 2 sa nazýva teplotný sklz (fázová premena chladiva v teplotnom intervale). Problém zeotropných zmesí je v možnosti tvorenia frakcií. V prípade, že dochádza k zadrhovaniu kvapaliny vo výparníku, cirkulujúce chladivo sa značne obohacuje o najprchavejšiu zložku zmesi. To spôsobuje zmenšenie účinnosti a zároveň rast tlakov v sacom a výtlačnom potrubí. Proti tomuto difúznemu pochodu častíc je nutné zabezpečiť kvalitné premiešanie chladiva pred vstupom do výparníku. Účinné premiešanie môže dokonca výrazne zmenšiť interval teplotného sklzu. Problém tvorby frakcií spôsobuje aj únik prchavej zložky z pracovného priestoru netesnosťami. Takto ovplyvnené chladivo nie je možné doplniť bežným spôsobom, pretože nie je známy presný pomer zložiek zmesi, a musí sa vymeniť

celý objem chladiva. Podobný problém nastáva pri plnení chladiva do systému, preto je nutné pohybovať sa pri plnení buď vo vysokých tlakoch (chladivo je vo forme kvapaliny), alebo plniť chladivo do sania. V tomto prípade musia byť obe zložky chladiva pred vstupom v plynnom skupenstve.

Vďaka tejto povahe sú zeotropné zmesi využívané v sorpčných zariadeniach, v kompresorových chladiacich zariadeniach však nemusí byť použitie tejto zmesi vždy výhodnejšie ako použitie jednozložkového chladiva. To sa zisťuje z porovnania COP faktoru kompresorového obehu s čistým (jednozložkovým) chladivom a zmesou použitím Carnotovho a Lorenzovho cyklu. Tento proces je matematicky náročný, preto sa využívajú pri vývoji nových chladiv matematické simulácie a experimentálne merania. [2], [6]

3.3 Názvoslovie chladiacich zmesí – halogénové uhľovodíky

Písmená a čísla označujúce určitú chladiacu zmes poskytujú informácie o molekulovej štruktúre zmesi a umožňujú relatívne dobre rozlišovať druhy chladív. Uhľovodíkové zlúčeniny majú jednoduchý systém označovania:

H – vodík

C – chlór (umiestnené na začiatku označenia)

F – fluór

C – uhlík

B – Bróm (nahradzuje pozíciu chlóru)

P – per = všetky (vyskytuje sa ako prvé písmeno označenia, znamená všetky väzby sú obsadené prvkom X)

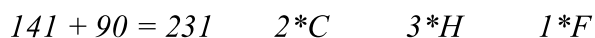
Tab. 1 Základné delenie uhľovodíkových chladív

Názov	Značka	Atómy v chladive
Chlorofluorocarbon	CFC	Cl, F, C
Hydrochlorofluorocarbon	HCFC	H, Cl, F, C
Hydrobromofluorocarbon	HBFC	H, Br, F, C
Hydrofluorocarbon	HFC	H, F, C
Hydrocarbon	HC	H, C
Perfluorocarbon	PFC	F, C
Halon	Halon	Br, Cl (in some), F, H (in some), C

V praxi sa chladivá neoznačujú písmenami reprezentujúcimi zloženie. Ich názov sa skladá z písmena R (z anglického „refrigerant“) a čísla, ktoré označuje počet atómov príslušného prvku v molekule (napr. R-141, R-134...). Existuje niekoľko dekodovacích možností na pochopenie označenia. Jednou z možností je pripočítať k uvedenému číslu 90. Súčet označuje počet atómov uhlíka (C), vodíka (H) a fluóru (F). Inak povedané, prvé

číslo, zväčšené o 1, označuje počet atómov uhlíka, druhé číslo, zmenšené o 1, označuje počet atómov vodíku a posledné číslo, bez zmeny, je množstvo fluóru.

R-141 (HCFC-141):



Počet atómov chlóru nie je v základnom označení uvedený, preto ho treba dopočítať. Všetky väzby v zlúčenine sú nasýtené (jednoduchá väzba). Počet atómov chlóru vychádza z počtu voľných väzieb na uhlíku. Celkový počet väzieb uhlíku je $2 * C + 2$, od tohto čísla sa odpočítajú väzby s vodíkom a fluórom. Voľné väzby obsadzuje chlór.

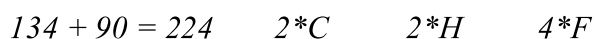
R-141(HCFC-141):

*obsahuje 2 atómy uhlíku $\rightarrow 2 * 2 + 2 = 6$ väzieb \rightarrow odpočítame $3 * H$ a $1 * F$, ostanú 2 voľné väzby pre chlór*

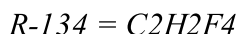


V prípade že fluór a vodík obsadia všetky väzby uhlíku, chlór sa v danom chladive nenachádza

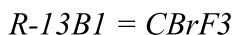
R-134 (HCF-134)



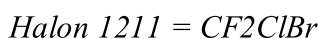
$2 * 2 + 2 = 6$ odpočítame $6 - (2 + 4) = 0$, pre chlór neostala voľná väzba



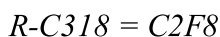
Ak je chlór nahradený brómom, píše sa za číselné označenie chladiva písmeno B a číslo udávajúce počet atómov brómu



Plne halogenované uhlíky (CFC) neobsahujú atómy vodíku, preto ich číselné označenie priamo udáva počet uhlíkov, fluóru, chlóru a brómu



Písmeno C vložené medzi R a číslo chladiva znamená, že sa jedná o cyklický uhl'ovodík (uzavretý reťazec)

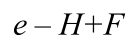
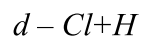
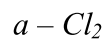


[2], [6]

3.3.1 Izoméry

Prvky s rovnakým atómovým zložením, ale s rozdielnym spôsobom usporiadania atómov, spôsobujúcim často rozdielne vlastnosti sa nazývajú izoméry. Jednouhlíkové zlúčeniny nemôžu mať izoméry, pretože väzby ostatných atómov s uhlíkom môžu byť len v jednom usporiadaní. Dvojuhlíkové molekuly už môžu mať rôzne usporiadanie viazaných atómov, preto sa jednotlivé „zostavy“ rozlišujú podľa malého písmena za číslom chladiva. Prvok s najrovnomernejšou distribúciou atómovej hmotnosti na uhlíky je bez písmena, druhý najvyváženejší pomer hmotností má označenie „a“, ďalej „b“ a postupne sa takto označia všetky možné izoméry. Trojuhlíkové zlúčeniny sa označujú 2 malými písmenami, prvé

značí atómy na vnútornom uhlíku a druhé klesajúcu symetriu atómovej hmotnosti prvkov na vonkajších uhlíkoch. Najrovnomernejšia distribúcia hmotnosti je pod označením „a“. Prvé písmeno predstavuje nasledujúce atómy:



Rozloženie halogénov na uhlíkoch sa v názve uhl'ovodíka je určené číslami pre názvom (číslo znamená na ktorom uhlíku sa nachádza príslušný halogén). Predpony di- (2), tri- (3), tetra- (4) a tak ďalej, uvádzajú počet atómov halogénu v uhl'ovodíku. Halogénmi neobsadené pozície sú viazané s vodíkom.

Dvojuhlíková molekula:

*HCFC-141: CHFCI-CH₂Cl (pomer hmotností na uhlíky – 37,5/55.5)
1,2-dichloro-1-fluoroetán*

*HCFC-141a: CHCl₂-CH₂F (pomer hmotností na uhlíky – 21/72)
1,1-dichloro-2-fluoroetán*

*HCFC-141b: CFCl₂-CH₃ (pomer hmotností na uhlíky – 3/90)
1,1-dichloro-1-fluoroetán*

Trojuhlíková molekula:

*HCFC-225ca C₃HF₅Cl₂ CF₃-CF₂-CHCl₂
1,1,1,2,2-pentafluoro-3,3-dichloropropán*

Zeotropné zmesi sa označujú číselným radom 400 a azeotropné zmesi radom 500. Ostatné chladivá sú označované R-7XY. XY je zaokrúhlená mólová hmotnosť. [2], [6]

3.4 Chladivá

Vývoj nových a lepších chladív je dôležitý, najmä kvôli stále prísnejším pravidlám pre čistotu atmosféry a vplyv na ozónovú dieru. Plne halogenizované uhl'ovodíky, ktoré sa podieľajú výraznou mierou na rozklade ozónovej vrstvy sa postupne nahrádzajú menej nebezpečnými chladivami, s dobrou účinnosťou. Ako jedna z náhrad za plne halogenované uhl'ovodíky sa považujú prírodné chladivá amoniak, CO₂ alebo propán. Bežnou náhradou je aj uhl'ovodíkové chladivo R-134a. Vývoj chladív stále napreduje a existuje stále viac náhradných zlúčenín za nebezpečné halogén - uhl'ovodíky.

3.4.1 R-134a

Netoxické a nehorľavé chladivo, bez efektu na rozklad ozónu, sa považuje za náhradu chladiva R-11, R-114, zeotropnú zmes R-400, prípadne za chladivo R-22, ktoré má však väčšiu chladiacu účinnosť. Ak nahradíme zmes R-22 chladivom R-134a, potrebujeme väčší kompresor (pracovný objem) na dosiahnutie rovnakého chladiaceho

účinku. Aj z tohto dôvodu nie je používanie R-134a vhodné v piestových kompresoroch a nachádza využitie najmä v rotačných. Teplota okolitého vzduchu by mala byť nižšia ako 70°C, aby sa zabránilo vzniku vysokých tlakov v systéme. Ako ochrana sa používajú bezpečnostné ventily, ktoré pri vysokom tlaku vypustia chladiivo do vzduchu. Nevýhodou je inkompatibilita chladiva s minerálnymi olejmi v chladiacich zariadeniach, používajú sa esterové a glykolové oleje. Chladiivo sa používa v klimatizáciách automobilov, chladničkách, alebo bežných klimatizáciách.

3.4.3 Zeotropické zmesi

Tieto zmesi majú vyššie hodnoty GWP faktoru, ale keďže neobsahujú chlór majú minimálny ODP faktor. Ako náhradné substancie sa používajú najmä R-401a, R-402b, R-404a, alebo R-410a, ktoré nahrádzajú chladivá R-11 a R-12, R-500, R-502, R-22, R-114 ale aj R-400 z vlastnej kategórie pri plnení nových chladiacich zariadení. Ostatné náhradné chladivá sú uvedené v odbornej literatúre, napríklad [2], [6]. Chladiivo R-404a, ktoré je použité v simulovanom kompresore bude nižšie popísané presnejšie.

3.4.4 Azeotropické zmesi

R-12, R-22, R-502 sú nahradené chladivom R-507, tvoreným R-125 a R-134a, ktoré neobsahujú chlór a tak je toto chladiivo priaznivé z hľadiska záťaže na ozónovú vrstvu a tiež je kompatibilné s materiálmi používanými v kompresoroch. Nevhodný je vysoký GWP faktor. Ďalšie azeotropné zmesi sú uvedené v [2], [6].

3.5 R-404a

Chladiaca zmes R404a je použitá ako médium v CFD simulácií kompresoru Stream, preto budú jeho vlastnosti popísané detailnejšie. Jedná sa o zeotropnú zmes, ale podľa literatúry [7] sa označuje aj ako takmer-azeotropná (z ang. near-azeotrope), ktorá nahrádza chladivá R-502 a R-22 v nízkoteplotnom chladení. R-502 obsahuje zložku R-115, ktorá má vysoký ODP a GWP faktor. R-404a sa skladá z chladív R-125 (44%), R-143a (52%) a R-134a (4%). Percentá určujú podiel hmotností jednotlivých zložiek v zmesi. Vplyv týchto prvkov na environmentálnu záťaž je podstatne nižší ako majú CFC chladivá (R-115) a to z dôvodu, že neobsahujú chlór. Okrem toho je R-404a nehorľavé chladiivo, hoci jeho zložka R-143a je vo vzduchu pri koncentrácií 7,9 % až 20,9 % výbušná, pri zmiešaní s ostatnými zložkami, ktoré sú nehorľavé a nevýbušné, v podstate limit výbušnosti a horľavosti neexistuje. Z hľadiska jedovatosti chladiva a jeho vplyvu na ľudský organizmus je toto chladiivo porovnateľné s R-502, koncentrácia v priestoroch s pobytom osôb by mala byť menej ako 500 ppm. Na mazanie pohyblivých častí kompresoru sa bežne používajú esterové oleje, pretože minerálne oleje nie sú miešateľné s HCFC chladiivami. Rozpustnosť esterového oleja v R-404a je funkciou teploty a množstva oleja v chladiive. Výrobcovia olejov dodávajú s produktom aj diagramy s ohraničenou plochou rozpustnosti.

Tab. 2 Vlastnosti chladiva R-404a

Termodynamické a fyzikálne vlastnosti chladiva R-404a		
Chemický názov	[-]	Pentafluoroethane/ 1,1,1-Trifluoroethane 1,1,1,2-Tetrafluoroethane
Vzorec	[-]	CF ₃ CHF ₂ /CF ₃ CH ₃ /CF ₃ CH ₂ F
Molekulová váha	[kg/kmol]	97,6
Bod varu ¹	[°C]	-46,6
Teplotný sklz	[K]	0,8
Bod tuhnutia ¹	[°C]	-101
Kritická teplota	[°C]	72,1
Kritický tlak	[bar]	37,4
Hustota nasýtenej kvapaliny ²	[kg/m ³]	1045
Hustota nasýtenej pary ²	[kg/m ³]	65,35
Teplota vyparovania ²	[bar]	12,45
Tepelná vodivosť kvapaliny ²	[W/m K]	0,066
c _p kvapaliny	[kJ/(kgK)]	1,541
c _p pary	[kJ/(kgK)]	1,200
Viskozita kvapaliny ²	[Pa s]	0,1245 x 10 ⁻³
Viskozita nasýtenej pary	[Pa s]	12,097 x 10 ⁻⁶
Horľavosť pri koncentrácií	[%]	Nehorľavé

1 – pri tlaku 1,013 bar

2 – pri teplote 25 °C a stave nasýtenia

Hodnoty uvedené v tabuľke odpovedajú len jednému konkrétnemu stavu. Pri práci kompresoru však nastáva výrazná zmena tlakových a teplotných podmienok, preto je nutné veličiny závislé na teplote a tlaku zadávať do výpočtového programu buď ako polynomicke rovnice, alebo prostredníctvom tabuľky s potrebnými hodnotami. Keďže v simulácii nepredpokladáme fázovú zmenu chladiva z plynu na kvapalinu kvôli výpočtovej náročnosti, budú ďalej uvedené len vlastnosti chladiva v plynnom stave. Program Star-CCM+ obsahuje širokú databázu plynov, ktoré je možné použiť pri simuláciách (väčšinou však iba ako ideálny plyn). Chladivo R-404a však nie je v tejto databáze obsiahnuté, preto je nutné si vytvoriť model tohto chladiva a predpísať mu požadované vlastnosti. Použitý je model reálneho plynu, ktorý poskytuje na výber jednu zo štyroch rovníc pre výpočet vlastností chladiva. Použitá je van der Waalsova rovnica, ktorá zahŕňa aj vplyv objemu molekúl plynu pri zvyšovaní hustoty a príťažlivé medzimolekulárne sily.

$$\left(p + a \cdot \rho^2\right) \cdot \left(\frac{1}{\rho} - b\right) = R \cdot T \quad (3.1)$$

a – konštanta veľkosti príťažlivých síl medzi časticami

b – konštanta objemu častíc

Konštanty a a b sú počítané podľa nasledujúcich rovníc

$$a = \frac{27}{64} \cdot \frac{R^2 \cdot T_c^2}{p_c} \quad (3.2)$$

$$b = \frac{1}{8} \frac{R \cdot T_c}{p_c} \quad (3.3)$$

Hustota chladiaceho média pre požadovaný tlakový a teplotný rozsah bola vygenerovaná softwarom Reflib. Na výpočet koeficientov a a b boli použité najprv údaje z tab. 2. Koeficienty sa dosadili do van der Waalsovej rovnice, z ktorej sa vyjadrila teplota pre dané tlaky a hustoty. Následne sa porovnávala vypočítaná teplota a teplota z tabuľky (Reflib). Hodnoty sa však medzi sebou výrazne odlišovali, preto sa z p - h diagramu chladiwa R-404a (vygenerovaného programom CoolPack – uvedený v prílohe) odčítali hodnoty pre kritický tlak a teplotu a tie sa dosadili do hore uvedených rovníc. Hodnoty teploty pre jednotlivé stavy boli v tomto prípade presnejšie v celom pracovnom rozsahu kompresoru. Maximálna odchýlka pri uvažovaní hodnôt v °C je 32%, nastáva však v krajných hodnotách, pričom priemerná odchýlka je menej ako 7%. Výsledné hodnoty kritických veličín sú uvedené v tab. 3, v ktorej sú zároveň uvedené všetky hodnoty chladiwa zadávané do CFD simulácie.

Tab. 3 Vlastnosti chladiwa zadávané do simulácie

Použité vlastnosti chladiwa R-404a v CFD simulácií		
Kritický tlak (p_c)	[bar]	3,8
Kritická teplota (T_c)	[°C]	81
Dynamická viskozita	[Pa s]	zadaná pomocou tabuľky
Molekulová váha	[kg/kmol]	100
Tepelná kapacita	[J/kg-K]	1100
Tepelná vodivosť	[W/m K]	zadaná pomocou tabuľky
Konštant a	[-]	9,63E+01
Konštant b	[-]	9,69E-04

Tepelná kapacita

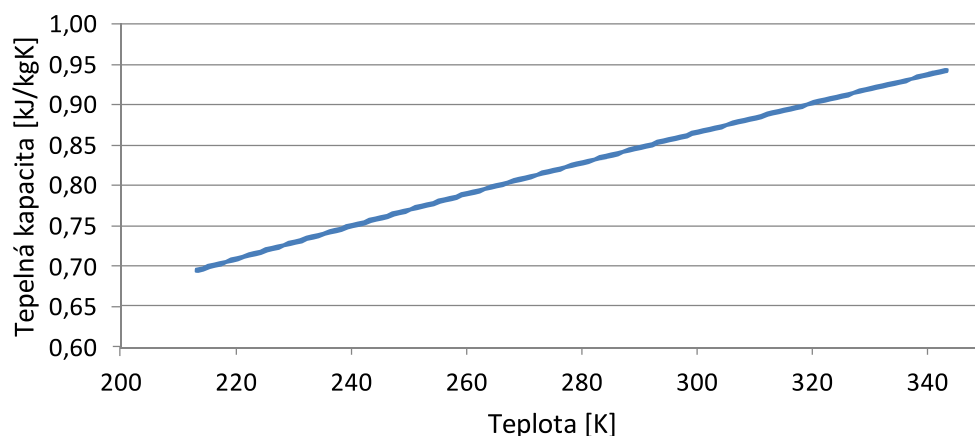
Je zadávaná v tomto prípade ako konštant a. Do programu ju nie je možné zadávať pomocou tabuľky a polynómická rovnica je len teplotne závislá, čo je pre deje v kompresore nepostačujúce. Potvrdilo sa to pri testovaní, kedy bola použitá rovnica pre zidealizovaný plyn zo zdroja [7]

$$c_p = 2,59e^{-1} + 2,24e^{-3} \cdot T - 2,14e^{-7} \cdot T^2 + 1,19e^{-9} \cdot T^3 - \frac{4,18}{T} \quad (3.4)$$

Riešenie pri použití tejto rovnice zdivergovalo, pravdepodobne pretože sa teplota nachádzala mimo použiteľný interval pre polynóm a tepelná kapacita tak mala nereálne hodnoty. Odchýlka od reálneho plynu je pomerne výrazná, pretože tepelná kapacita nepresahuje hranicu 1 kJ/kgK (obr. 25). V porovnaní s vygenerovanými dátami pomocou

programu CoolPack je rozdiel tak podstatný, že z hľadiska presnosti bude lepšie použiť konštantnú hodnotu tepelnej kapacity, čím sa zároveň zvýši aj stabilita výpočtu, konštanta má hodnotou 1,1 kJ/kgK. Pre pracovný rozsah kompresoru, tlakový interval <3 bar;22 bar> a teplotný interval <15 °C; 150 °C> je rozsah kapacity približne v rozmedzí <0,9 kJ/kgK; 1,2 kJ/kgK>, konštantná hodnota tepelnej kapacity sa teda veľmi nevzdáľuje od reálnych hodnôt.

Tepelná kapacita ideálneho plynu R-404a

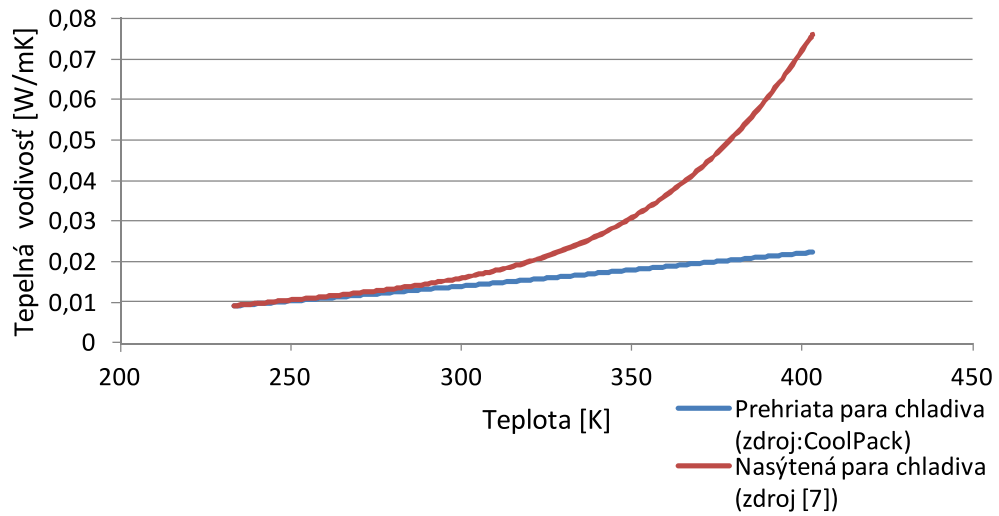


Obr. 25 Tepelná kapacita ideálneho plynu R-404a

Tepelná vodivosť a viskozita

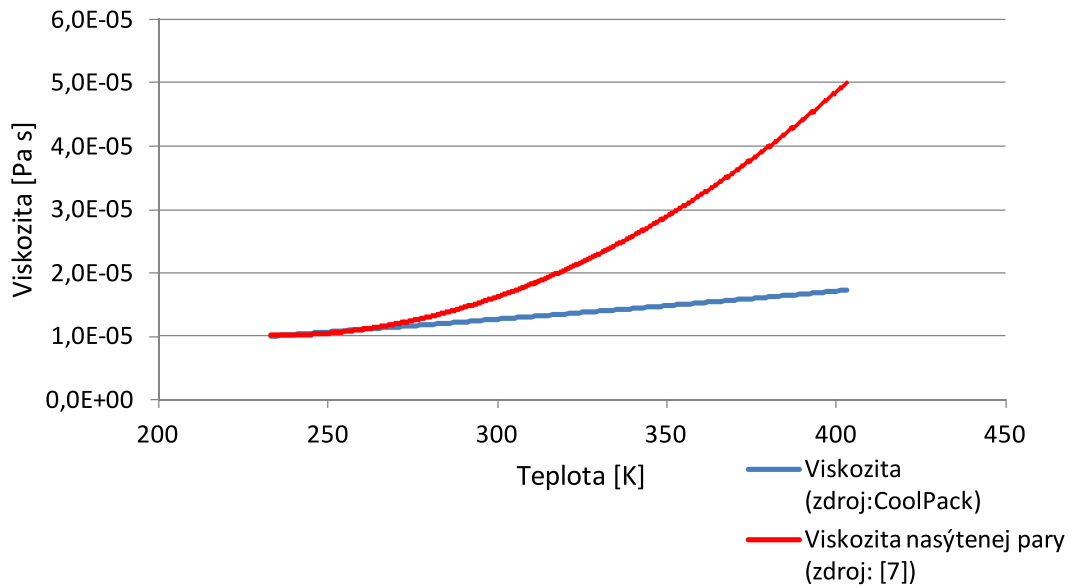
Obidve veličiny sú lineárne závislé len na teplote, preto je možné ich zadávať do programu buď pomocou tabuľky, alebo pomocou užívateľom vytvorenej *Field Function*. V prípade, že sa pary chladiva dostanú do stavu nasýtenia, tepelná vodivosť zmení svoj priebeh a nastáva exponenciálny rast tepelnej vodivosti. Hodnoty pre nasýtenú paru sú získané z produktového katalógu chladiva R-404a [7] a hodnoty viskozity vygenerované z výpočtového softwaru CoolPack sú pre stav prehriatej pary. Rovnaký trend je viditeľný aj pri viskozite. Je to dôsledok prítomnosti maximálnej možnej vlhkosti v pare. Priebeh veličín v závislosti na teplote je zobrazený na obr. 26 a 27. [2], [6], [7]

Tepelná vodivosť chladiva R-404a



Obr. 26 Tepelná vodivosť plynu R-404a

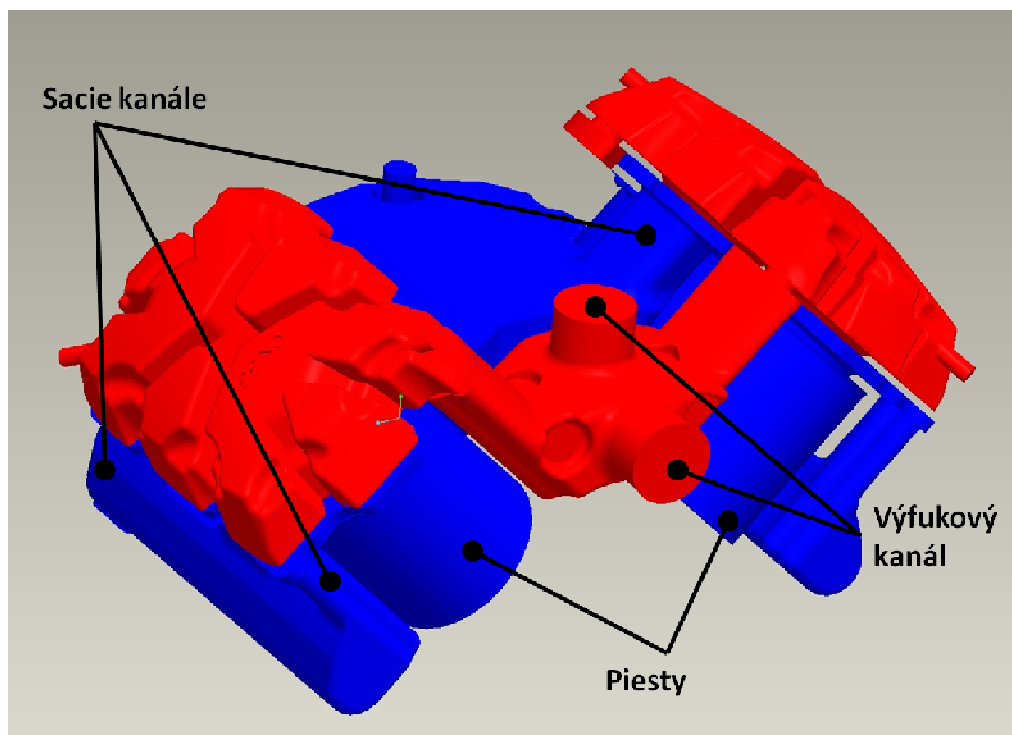
Viskozita chladiva R-404a



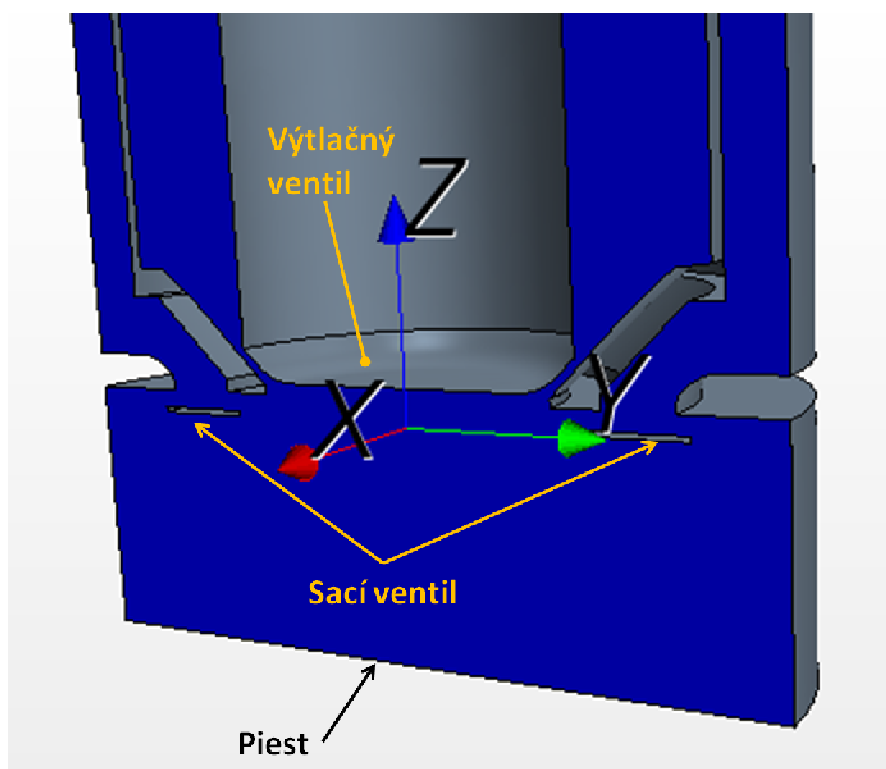
Obr. 27 Viskozita chladiva R-404a

4 ANALÝZA POHYBOV V KOMPRESORE

Z hľadiska CFD simulácie je nutné správne zanalyzovať pohyb častí kompresoru, ktoré priamo ovplyvňujú tok chladiva a jeho vlastnosti počas štandardného pracovného cyklu. Pohyblivé súčasti sú piesty, sacie ventily a výtlačné ventily. V skutočnom kompresore je ich pohyb ovládaný tlakom. Použitie takéhoto spôsobu práce ventilov by vyžadovalo v simulačnom programe použitie prístupu metódou FSI (Fluid-Structure Interaction), ktorá v sebe zahŕňa analýzu prúdenia a zároveň vplyv tekutiny (resp. tlaku tekutiny vyvolaného pohybom piestu) na obtekané telesá (ventily). Tým je možné dosiahnuť rovnakú charakteristiku pohybov a deformácií súčastí ako v reálnom kompresore a tak podstatne zvýšiť presnosť výpočtu. Analýza metódou FSI však vyžaduje vedomosti nielen z termodynamiky, ale aj z pevnostných a deformačných výpočtov a zároveň by bolo nutné venovať tomuto problému podstatne viac času, ako je možné pre rozsah diplomovej práce. Pri konštantných otáčkach kľukového hriadeľa je však pohyb ventilov ustálený a pracujú v takmer pravidelnom časovom režime, čím je možné popísať tento pohyb polohovými rovnicami s časovou premennou. Celá simulácia sa takýmto prístupom zjednoduší a nebude nutné analyzovať aj tuhé telesá, použije sa negatívny objem kompresoru (objem chladiva v kompresore – obr. 28), ktorý bude ešte zjednodušený len na analýzu jedného valca (obr. 29). Takýto postup je v praxi bežný, pretože simulácie celých objektov (strojov) sú časovo a výpočtovo veľmi náročné. Jednoduchšie je odladiť výpočet na menšom celku a získaný postup potom prípadne aplikovať na celý objekt. Aj v tomto prípade je nutné si uvedomiť, že čas potrebný na samotný výpočet celého zariadenia (v tomto prípade kompresoru) by zabral niekoľkonásobne väčšie množstvo času, rádovo mesiace, preto je dôležité vždy presne zadefinovať požadované výstupy simulácie a podľa toho pristupovať k možným zjednodušeniam. Na prvotné odladenie simulácie bude teda postačovať model jedného valca, symetricky rozdelený rovinou YZ (obr. 29). Sacie a výtlačné potrubie bude takisto zjednodušené na medzikruhový tvar. Z hľadiska prúdenia bude zmena tvaru potrubia predstavovať výraznú odchýlku, ale z pohľadu dejov vo vnútornom priestore valca je tvar potrubia takmer nepodstatný. Jeho vplyv by bol významný pri simulácii celého kompresoru. V tomto štádiu simulácie je však dôležitejšie správne nastavenie časových závislostí pohybujúcich sa prvkov v kompresore, nastavenie vhodných okrajových podmienok a postupné odladenie všetkých parametrov s cieľom priblížiť sa experimentálne nameraným hodnotám.



Obr. 28 Negativní objem kompresoru



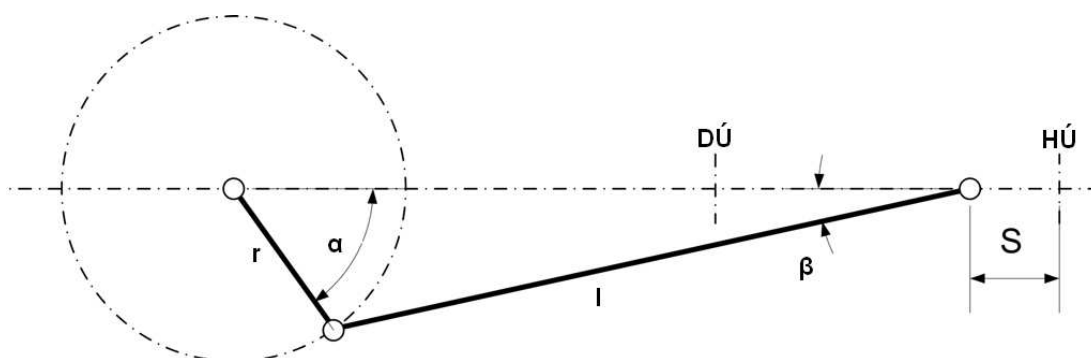
Obr. 29 Model kompresoru s vyznačením pohyblivých částí

4.1 Pohyb piestu

Piest je ovládaný otáčkami kľukového hriadeľa a rozsah pohybu určujú konštrukčné rozmery jednotlivých komponentov piestového mechanizmu (kľuka, ojnica, piest). Výpočet polohy piestu v závislosti na čase je jednoduchá kinematická úloha. Podľa uhlu natočenia kľukového hriadeľa sa určí poloha piestu, časová závislosť sa zavedie prevedením otáčok na uhlovú rýchlosť.

Tab. 4 Parametre kľukového mechanizmu

Parametre kľukového mechanizmu			
Otáčky	1750	ot/min	-
Uhol natočenia k. hriadele	1	°	α
Časový krok (na 1°)	9,523e-5	s	-
Výška kľuky	29	mm	r
Dĺžka ojnice	115	mm	l



Obr. 30 Schéma piestového mechanizmu [14]

Rovnica výpočtu polohy piestu

$$x = r \cdot \cos \alpha + l \cdot \cos \psi \quad (4.1)$$

Známe je však iba natočenie kľuky, preto je nutné použiť pomocnú rovnicu

$$r \cdot \sin \alpha = l \cdot \sin \beta \quad (4.2)$$

Výsledná rovnica má tvar

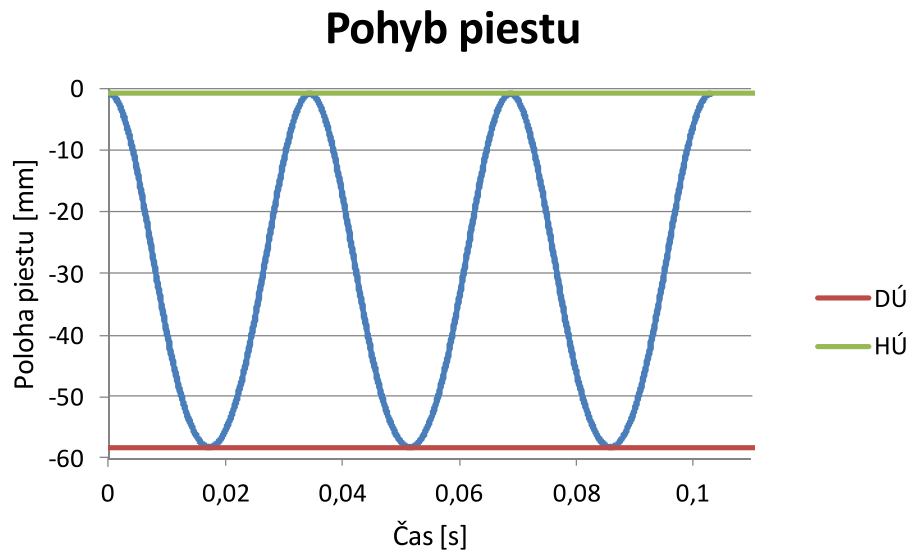
$$x = r \cdot \cos \alpha + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \alpha\right)^2} \quad (4.3)$$

Štartovacia poloha piestu je v HÚ, preto je nutné odpočítať v každom časovom kroku dĺžku ojnice a výšku kľuky. Tak dostaneme vždy polohu piestu ako vzdialenosť od HÚ.

$$S = x - r - l \quad (4.4)$$

V HÚ je piest vzdialený od spodnej steny ventilovej dosky približne 0,71 mm. Tým je dosiahnuté maximálne zníženie škodného objemu, ktorý znižuje efektívnosť zariadenia.

Štartovacia poloha simulácie bude teda v tejto polohe, z nej sa bude piest pohybovať podľa rovnice 4.4 do DÚ a naspäť. V DÚ je piest vzdialený od ventilovej dosky o 58,2 mm. Dráha piestu je teda dlhá približne 57,5 mm.



Obr. 31 Pohyb piestu v CFD analýze

Časový krok simulácie bol stanovený na hodnotu $9,5e-5$ s, čo je čas nutný na otočenie kľuky o 1° . Predpokladá sa, že takýto časový krok by mal byť zároveň dostatočne malý na zachytenie dejov prebiehajúcich v kompresore. Vo funkciách popisujúcich pohyb piestu je nutné zadávať uhol natočenia kľuky, ktorý sa mení vždy o 1° s každým časovým krokom. Tento prepočet časového kroku o veľkosti $9,5e-5$ na jednotkový krok (zároveň na stupne) zabezpečuje funkcia

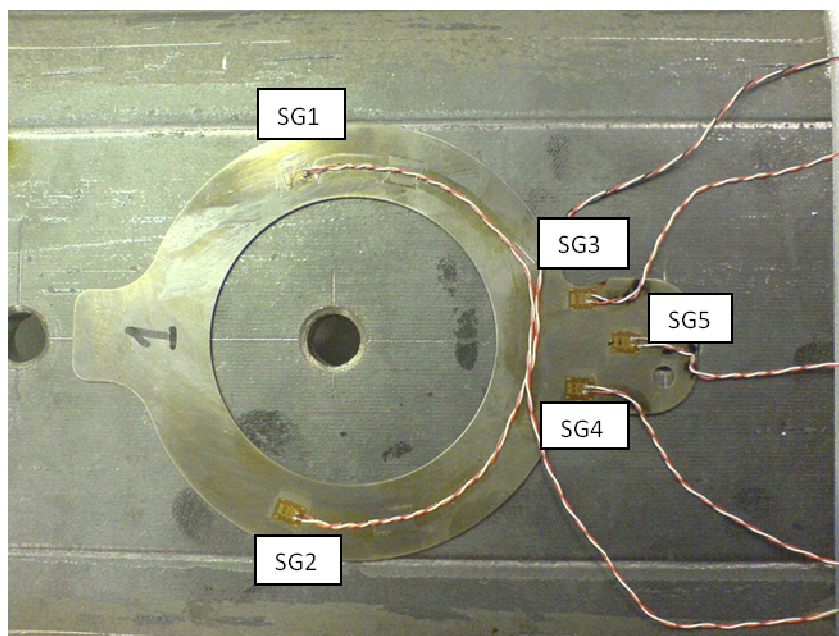
\$Time/9.52381E-05

Časový krok je tak vlastne uhol natočenia kľukového hriadeľa. Teoretický pohyb piestu je nutné zapísať funkciami do simulačného programu. Poloha v každom čase sa zadáva ako vektor a je zadávaná pomocou prírastkovej funkcie (od predchádzajúceho časového kroku) a nie ako celková vzdialenosť od nulovej pozície (štartovacia pozícia – HÚ), pretože takto by nastala chyba posunu po vytvorení novej siete počas výpočtu (vysvetlené ďalej), kedy by po jeho zastavení skončil piest v určitej polohe S_i a táto poloha by po opätovnom spustení výpočtu predstavovala v programe polohu nulovú S_0 , čo by spôsobilo nereálny posun piestu (funkcia polohy piestu by sa nemenila). Prírastok pozície piestu je vypočítaný z 2 polohových funkcií, jedna je počítaná pre čas t a druhá pre čas $t-1$. Zároveň je užívateľskými funkciami zabezpečený posun opačným smerom v čase $t = 0$.

4.2 Pohyb sacieho ventilu

Sací ventil sa v kompresore pohybuje pomerne zložitým pohybom, ktorý je problematické popísať časovo závislými rovnicami. Ventil sa počas sania prehýba dovnútra valca, pričom neustále kmitá a deformuje svoj tvar. Deformácia pritom nie je podľa žiadnej roviny symetrická, alebo pravidelná. Pravdepodobne je príčinou nerovnomerný prívod chladiva k ventilu cez ventilovú dosku. Najväčší prietokový prierez

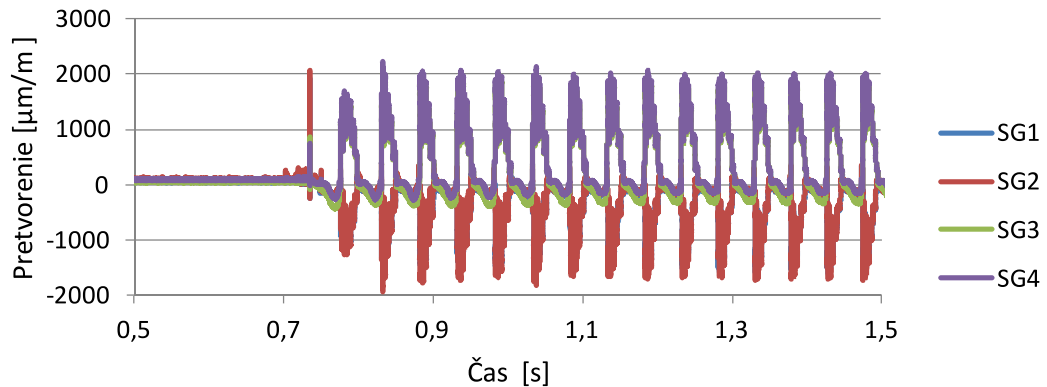
majú stredné prívodné kanále po stranách ventilov dosky (obr. 28), teda najväčšie množstvo chladiva prichádza jej stredom k saciemu ventilu, ktorý má vďaka tomuto toku chladiva tým väčšiu výchylku v ose Z (obr. 29), čím je bližšie k stredu ventilovej dosky. Pretvorenie sacieho ventilu bolo experimentálne namerané v skúšobných laboratóriách firmy Emerson. Na ventil bolo nalepených päť tenzometrov, pomocou ktorých bolo toto pretvorenie materiálu merané v definovaných bodoch (obr. 32).



Obr. 32 Sací ventil s tenzometrami

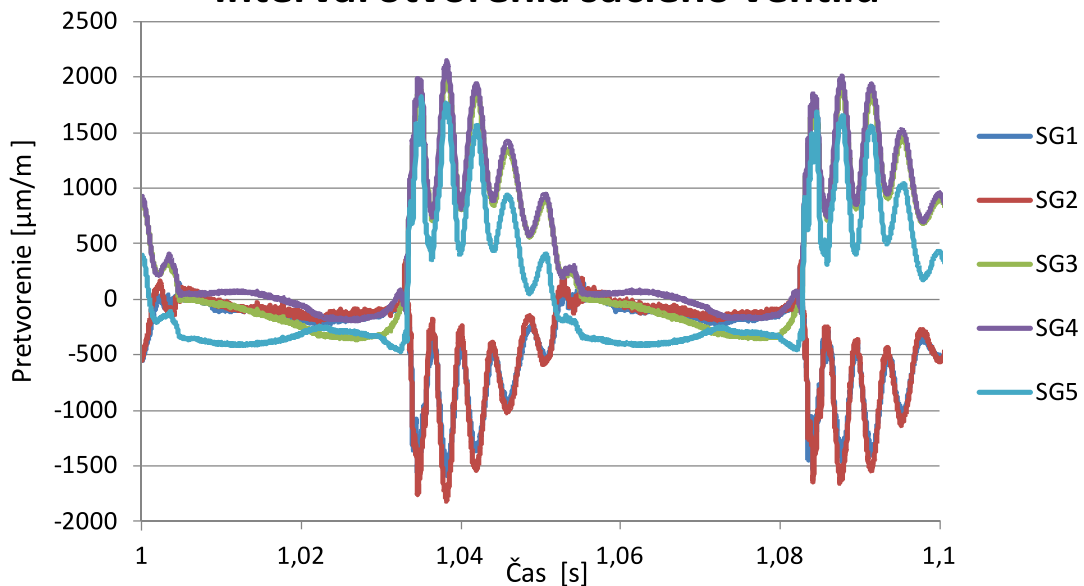
Nameraný priebeh deformácií sacieho ventilu počas chodu kompresora je zobrazený na obr. 33. Po rozbehnutí, ktoré trvá približne do 0,7 sekundy, sú kmity v meraných bodoch ventilu pravidelné s približne rovnakou výchylkou, môžeme teda označiť priebeh deformácie ventilu s určitým zjednodušením za periodický. Na základe dát z deformačného merania bola tiež určená doba otvorenia sacieho ventilu. Na obr. 34 môžeme pozorovať výrazné kmity trvajúce necelé 0,02 s. Táto hodnota bude použitá ako časový interval otvorenia sacieho ventilu v CFD simulácii. Z obr. 34 zároveň vyplýva aj charakteristický pohyb sacieho ventilu – kmitanie počas otvorenia a osovo nerovnomerná deformácia (meracie body SG1 a SG2). Namerané dáta však nepopisujú priamo výchylku v ose Z (obr. 29), ktorá je nutná pre zadávanie do simulačného programu. Analytický prepočet je v tomto prípade nesmierne náročný, preto jediná dostupná možnosť ako získať požadované dáta je FEA analýza (Finite Element Analysis – Metóda konečných prvkov, MKP). Maximálny tlak pôsobiaci na sací ventil sa určí z rozdielu tlakov vo valci a v sacom potrubí. Podľa meraní zabezpečených vo firme Emerson, je minimálny tlak vo valci 3,63 bar a maximálny tlak v sacom potrubí 4,39 bar. Na sací ventil teda pôsobí maximálne tlak 0,76 bar. Ventil v kompresore sa postupne zaťažuje po túto hranicu a sleduje sa výchylka v ose z. Ventil je prichytený na jednej strane pevným spojením, na druhej strane je spojenie klzné, vďaka ktorému sa môže ventil prehýbať.

Pretvorenie sacieho ventilu



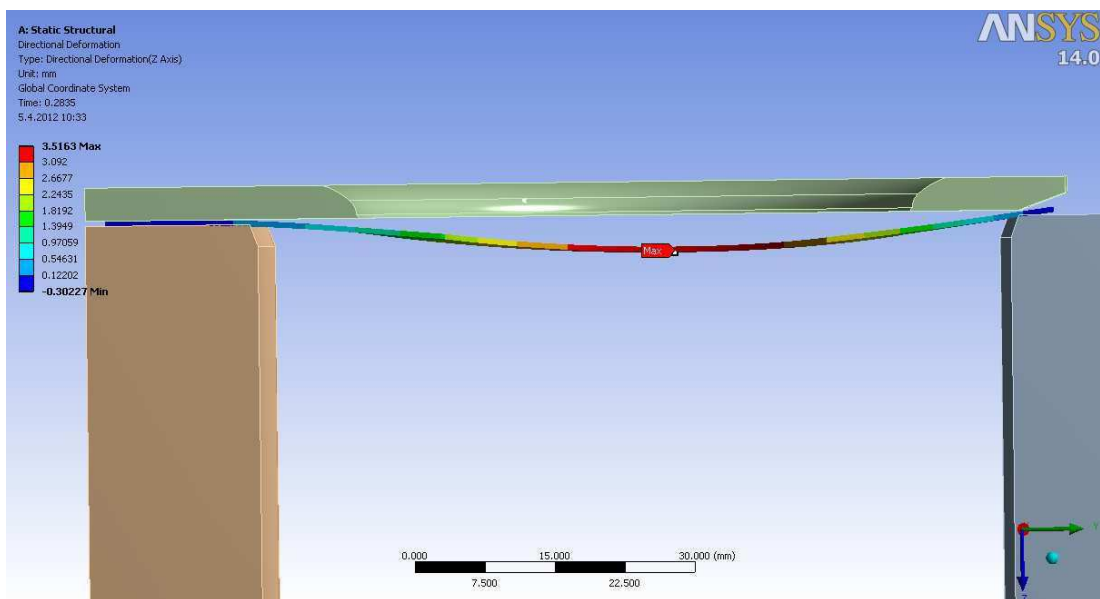
Obr. 33 Pretvorenie sacieho ventilu v mieste umiestnenia tenzometrov

Interval otvorenia sacieho ventilu

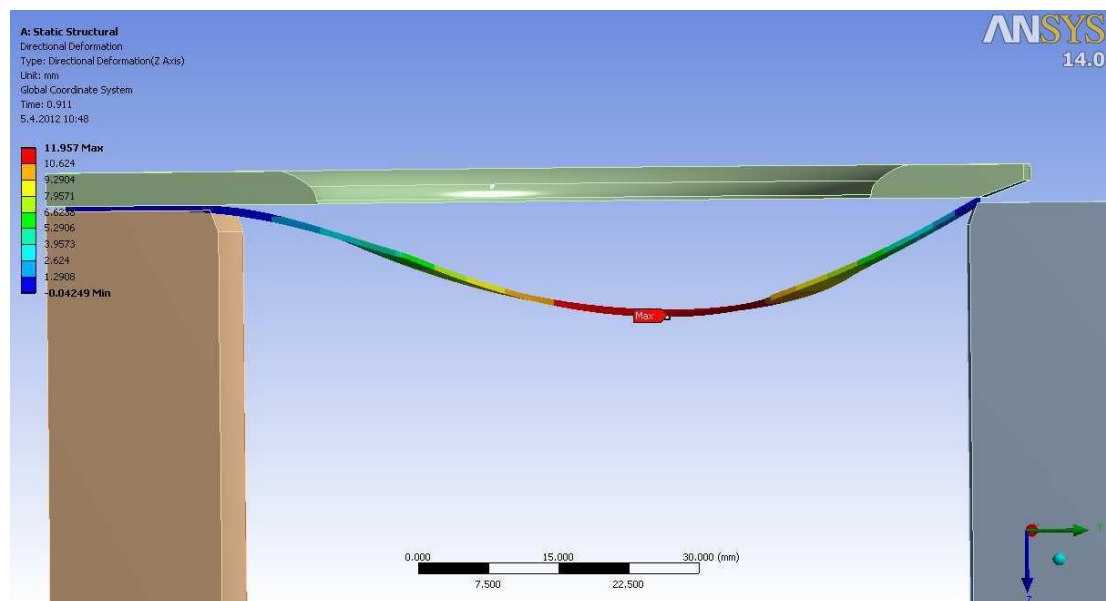


Obr. 34 Interval otvorenia sacieho ventilu

Na obr. 35 je výsledok z FEA pri zaťažení 0,21 bar. Maximálny priehyb je v tomto prípade 3,5 mm. Výchylka v ose Z narastie na takmer 12 mm pri zaťažení maximálnym tlakom 0,6 bar (obr. 36). Jedná sa o statické zaťažovanie ventilu, v skutočnosti je však pôsobenie tlaku dynamické a maximálny záťažový tlak sa vyskytne len na veľmi krátky okamih, nasledovaný okamžitým poklesom hodnoty, preto v skutočnosti nebude 12 mm výchylka nikdy dosiahnutá. Takisto je nutné brať do úvahy prípadnú materiálovú nepresnosť medzi skutočným ventilom a ventilom v simulácii. V prípade, že by ventil dosiahol výchylku 12 mm v ose z, mohlo by dôjsť v krajnom prípade k vyšmyknutiu ventilu z klzného uloženia a následne k poškodeniu piestu, prípadne ventilovej dosky.

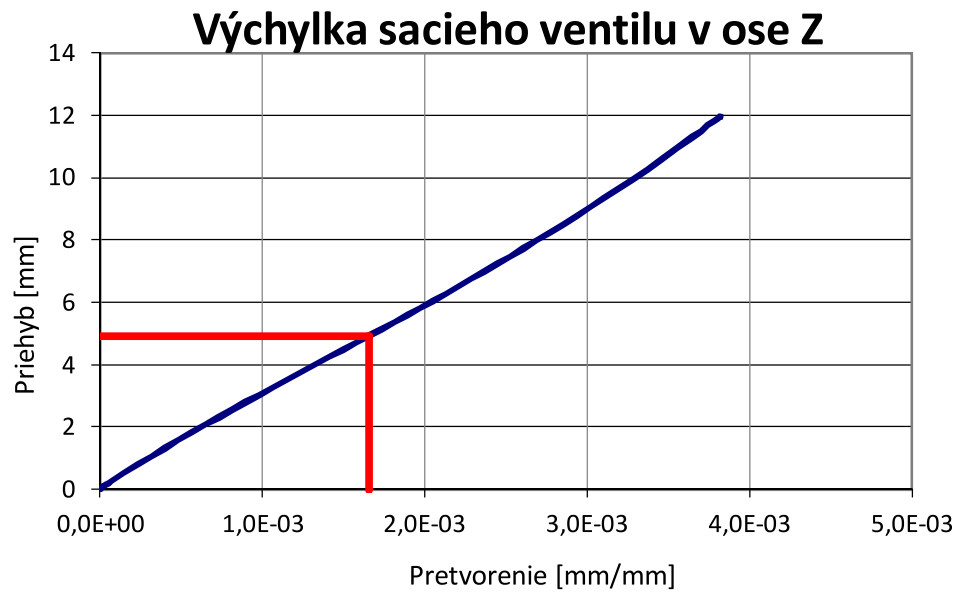


Obr. 35 Deformácia ventilu pod statickým tlakom 0,2 bar



Obr. 36 Deformácia ventilu pod statickým tlakom 0,6 bar - kritický stav

Okrem merania prihybu je výsledkom simulácie aj pretvorenie v mieste umiestnenia tenzometrov (obr. 37 a tab. 5), pretože na základe tejto hodnoty je možné určiť správnu výchylku v ose Z. Maximálne pretvorenie v mieste tenzometrov SG1 a SG2 sa pohybuje okolo hodnoty 1500 $\mu\text{m}/\text{m}$. Pre túto hodnotu pretvorenia sa použije výchylka z výsledkov simulácie a tá sa následne použije v CFD simulácií v rovnici určujúcej pohyb sacieho ventilu.



Obr. 37 Max. výchylka ventilu v ose Z

Tab. 5 Výsledky pevnostnej analýzy MKP

č.m.	Tlak	Pretvorenie		Max. Priehyb	č.m.	Tlak	Pretvorenie		Max. Priehyb
	[bar]	[mm/mm]	[%]	[mm]		[bar]	mm/mm	[%]	[mm]
1	0,00	0,0E+00	0,0	0,0	25	0,36	2,0E-03	19,7	5,8
2	0,02	5,5E-05	0,6	0,2	26	0,38	2,1E-03	20,5	6,0
3	0,03	1,5E-04	1,5	0,5	27	0,39	2,1E-03	21,3	6,3
4	0,05	2,4E-04	2,4	0,8	28	0,41	2,2E-03	22,1	6,5
5	0,06	3,2E-04	3,2	1,1	29	0,42	2,3E-03	22,9	6,7
6	0,08	4,0E-04	4,0	1,3	30	0,44	2,4E-03	23,7	7,0
7	0,09	4,8E-04	4,8	1,6	31	0,45	2,4E-03	24,5	7,2
8	0,11	5,7E-04	5,7	1,8	32	0,47	2,5E-03	25,3	7,5
9	0,12	6,5E-04	6,5	2,1	33	0,48	2,6E-03	26,1	7,7
10	0,14	7,3E-04	7,3	2,3	34	0,50	2,7E-03	26,9	8,0
11	0,15	8,2E-04	8,2	2,5	35	0,51	2,8E-03	27,7	8,2
12	0,17	9,0E-04	9,0	2,8	36	0,53	2,9E-03	28,5	8,5
13	0,18	9,8E-04	9,8	3,0	37	0,55	2,9E-03	29,4	8,8
14	0,20	1,1E-03	10,7	3,3	38	0,56	3,0E-03	30,2	9,1
15	0,21	1,2E-03	11,5	3,5	39	0,58	3,1E-03	31,1	9,4
16	0,23	1,2E-03	12,4	3,8	40	0,59	3,2E-03	31,9	9,6
17	0,24	1,3E-03	13,3	4,0	41	0,61	3,3E-03	32,8	9,9
18	0,26	1,4E-03	14,1	4,2	42	0,62	3,4E-03	33,7	10,3
19	0,27	1,5E-03	15,0	4,5	43	0,64	3,5E-03	34,6	10,6
20	0,29	1,6E-03	15,8	4,7	44	0,65	3,6E-03	35,5	11,0
21	0,30	1,7E-03	16,6	4,9	45	0,67	3,6E-03	36,5	11,3
22	0,32	1,7E-03	17,4	5,1	46	0,68	3,7E-03	37,4	11,7
23	0,33	1,8E-03	18,1	5,4	47	0,69	3,8E-03	38,0	11,9
24	0,35	1,9E-03	18,9	5,6	48	0,69	3,8E-03	38,2	12,0

Do CFD simulácie bude použitá maximálna výchylka 5 mm. Kmitanie sacieho ventilu počas otvorenia bude pre zjednodušenie úlohy zanedbané a nárast výchylky v ose Z bude zodpovedať zápornej časti sínusoidy (obr. 40). Rovnica určujúca tvar ventilu počas otvorenia je lineárne závislá na polohe v ose X. Ventil sa v mieste klzného a pevného spojenia neprehýba, výchylka teda klesá k nule od stredu ventilu k jeho okraju v ose X (obr. 29).

Pre $X > 0$ platí

$$z = z_{\max} - \frac{z_{\max}}{r} \cdot x \quad (4.5)$$

Pre $X < 0$ platí

$$z = z_{\max} + \frac{z_{\max}}{r} \cdot x \quad (4.6)$$

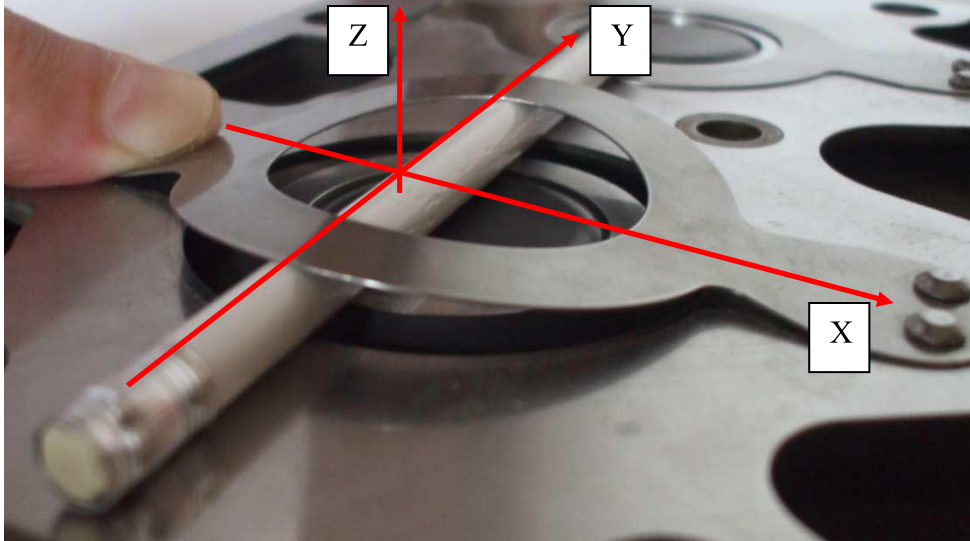
x - polohová súradnica konkrétneho bodu ventilu v ose X

z - výchylka priradená každému bodu ventilu v ose Z

z_{\max} - maximálna výchylka v danom čase

r - polomer ventilu

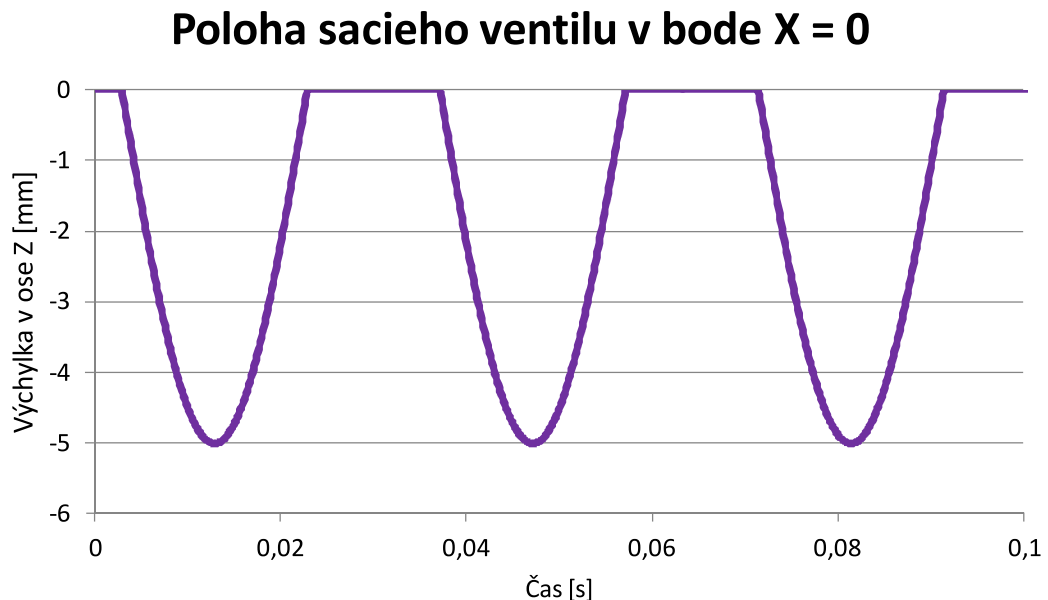
Ventil má nulovú výchylku v ose Z (obr. 39) za najväčším polomerom kruhovej časti ventilu a so znižujúcim sa polomerom (klesajúcou súradnicou X) rastie výchylka v ose Z (na ose Y je max. výchylka 5mm). Tvar ventilu počas otvorenia nie je úplne presný, ale na požadované simulačné testy je postačujúci.



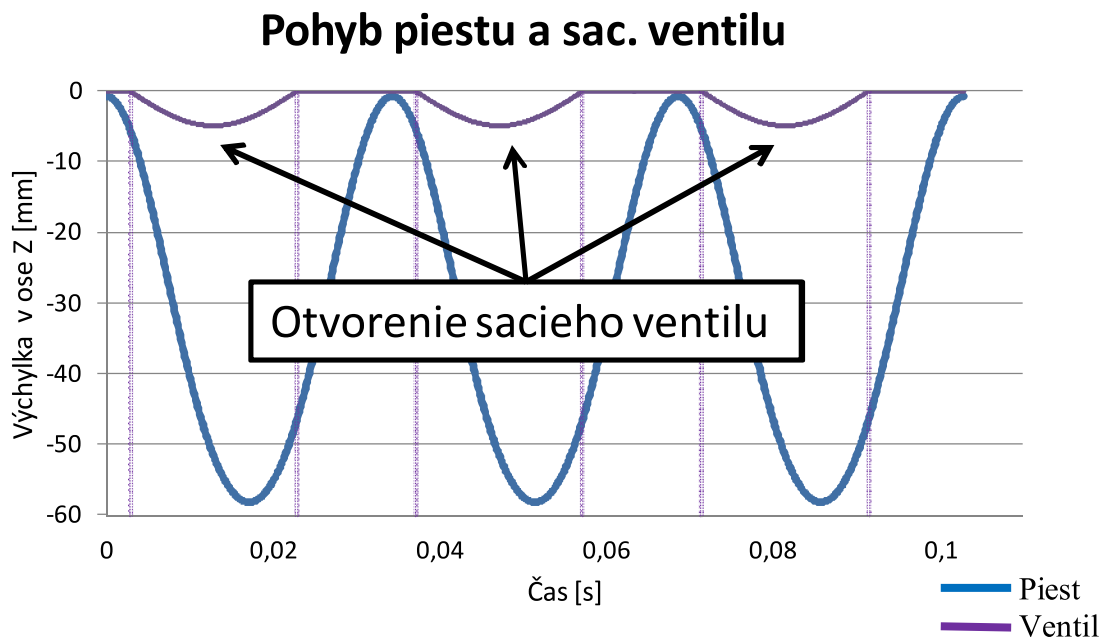
Obr. 38 Ilustračný obrázok priehybu sacieho ventilu

Keďže v simulácií je použitá iba symetrická polovica valca, je potrebná rovnica iba pre $X > 0$ alebo naopak pre $X < 0$. Rozhodujúcim faktorom je súr. systém použitej geometrie. Pri použití celého objemu valca by však bolo potrebné zadávať obidve rovnice. Pohyb ventilu v každom intervale otvorenia zabezpečuje súbor ôsmich užívateľských funkcií, celkovo je teda funkcií 24 (3 otáčky kľuky). Funkcie upravujú časový krok dosadzovaný do pohybových funkcií na stupne (0 až 180), rozdeľujú interval otvorenia 0,02s na zodpovedajúci počet časových krokov – 210. Ďalej je nutné zabezpečiť, aby sa pohyb

ventilu spustil v správny časový okamih a aj sa zastavil v správnom čase. Okamih otvorenia sacieho ventilu bol približne určený zo skutočného p-V diagramu kompresoru Stream (obr. 18). Počiatok pohybu bol stanovený na čas 2,76 ms od začiatku pohybu piestu (30. časový krok), pripočíta sa 210 krokov (interval otvorenia) a v 240. kroku (čas 0,0228 s) je pohyb ventilu ukončený. Následne je ventil uzavretý až do ďalšieho intervalu pohybu. Každý interval používa ako vstupné údaje časové kroky výpočtu, ktoré sú logicky pre každý interval iné. Je preto nutné zabezpečiť podmienkovou funkciou vždy použitie správneho súboru funkcií pre daný interval otvorenia. Ďalšie intervaly otvorenia sú v časových krokoch <390, 600> a <750, 960>. V podmienkovej funkcii je zároveň predpísaný nulový vektor (poloha ventilu), ktorý je platný mimo uvedené intervaly otvorenia (ventil je uzavretý). Do predpisu pohybu je nutné zadávať vždy len prírastok polohy a nie celkovú vzdialenosť od nulového bodu, preto je použitá užívateľská funkcia, ktorá počíta polohu v aktuálnom čase. Od tejto pozície sa odpočítava poloha v predchádzajúcom kroku. Výsledkom je prírastok pozície ventilu v každom časovom kroku. Samostatný pohyb ventilu v mieste max. výchylky je zobrazený na obr. 40. Obr. 41 uvádza priebeh otvárania ventilu v závislosti na polohe piestu.



Obr. 39 Pohyb sacieho ventilu počas CFD analýzy v bode $X = 0$



Obr. 40 Intervaly otvorenia sacieho ventilu

4.3 Pohyb výfukového ventilu

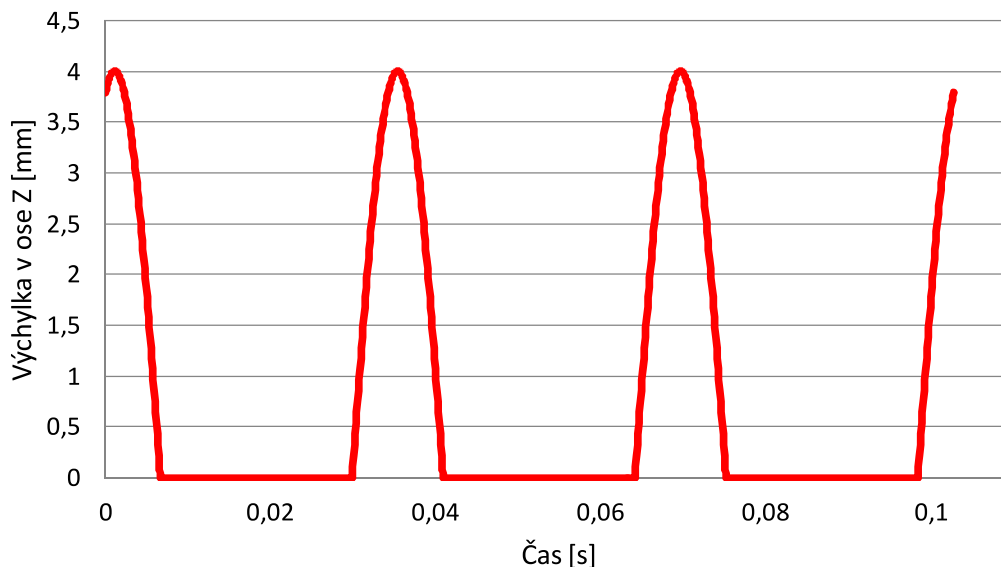
Výtlačný ventil sa pohybuje priamočiarno hore a dole, jeho pohyb je teda podstatne jednoduchší ako pohyb sacieho ventilu z hľadiska popisu matematickými rovnicami a funkciami programu Star-CCM+. Dĺžka a čas otvorenia bola opäť stanovená približne z p-V diagramu. Tlaky v kompresore a k nim prislúchajúce objemy boli merané v čase, teda nie je problém odčítať pre určitý tlak a objem požadovaný čas a na základe týchto údajov stanoviť moment otvorenia a dĺžku intervalu otvorenia ventilu. Pri štarte simulácie je už výtlačný ventil otvorený, moment počiatku pohybu bol totiž stanovený na 4,4ms pred hornou úvraťou piestu. Zatvorenie nastáva 6,7 ms po dosiahnutí HÚ, celý interval otvorenia tak trvá približne 11 ms. Ventil počas svojho otvorenia takisto rôzne kmitá, tento pohyb však nie je nijako zaznamenaný, preto aj v tomto prípade bude pohyb zjednodušený na 1 kmit. Maximálna výchylka bola stanovená zmeraním maximálneho pohybu ventilu vo ventilovej doske na 4 mm (obr. 42).



Obr. 41 Otvorený výtláčny ventil (ilustračný obrázok)

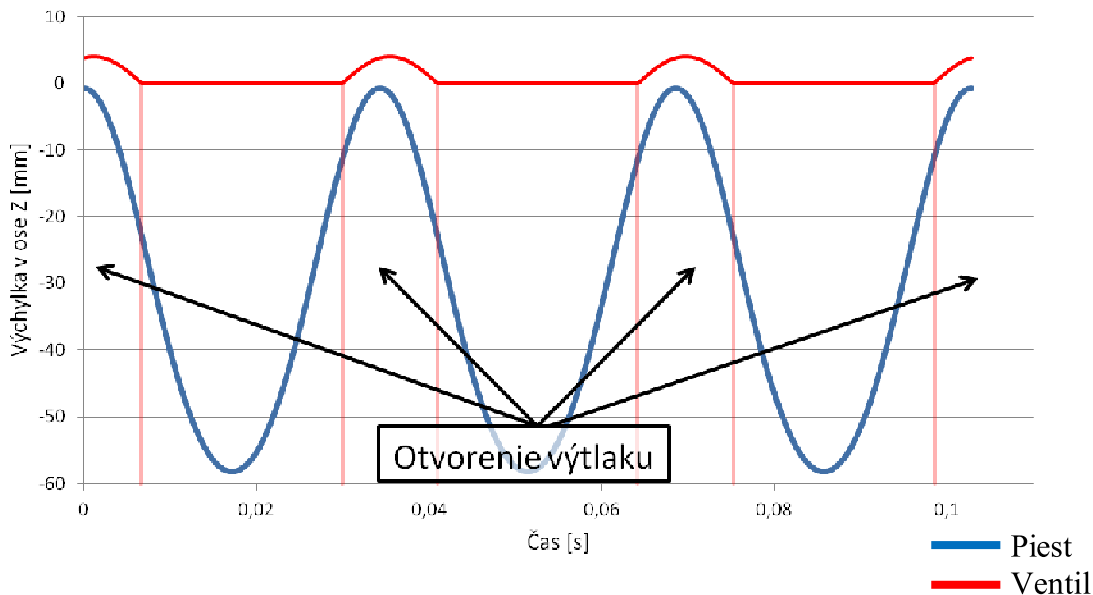
Popis pohybu v Star-CCM+ je rozdelený do piatich užívateľských funkcií, ktoré majú podobný charakter ako funkcie popisujúce pohyb sacieho ventilu. Najprv je nutné upraviť časový krok z aktuálneho času na čas pohybu (resp. na stupne) a rozdeliť 180° (otvorenie/zatvorenie ventilu) na 116 časových krokov (interval otvorenia = 11ms). Ventil začína svoj pohyb 46 krokov pred HÚ, model kompresoru je importovaný do CFD programu s výtláčnym ventilom v najvyššej polohe, kde je až do 12. kroku simulácie ventil statický. V 12. kroku sa funkcia pohybu nachádza v HÚ a ďalej klesá, uzatvára ventil. Pohyb končí v 71. kroku. Ďalej sa ventil otvára v intervaloch $\langle 315, 431 \rangle$, $\langle 675, 791 \rangle$, $\langle 1035, 1080 \rangle$. Intervaly sú uvedené v časových krokoch, reálny čas uvedených intervalov je na obr. 43 a 44. „Prepínanie“ medzi funkciami pre každý interval zabezpečuje opäť podmienková funkcia, kontrolujúca aktuálny časový krok simulácie. Mimo uvedených intervalov je dosadzovaný do predpisu pre pohyb nulový vektor. Časový krok 1080 je posledným v simulácii – koniec 3. otáčky kľuky. Rovnako ako pri pohybe piestu a sacieho ventilu, pohyb výtláčného ventilu musí byť zadávaný ako krokový prírastok a nie ako celková vzdialenosť (pozícia v ose Z) od nulovej polohy, preto je nutné zaznamenávať a odpočítavať polohu v kroku predchádzajúcom od polohy v aktuálnom kroku. Na obr. 43 je zobrazený pohyb ventilu v čase a na obr. 44 pohyb ventilu v závislosti na polohe piestu.

Pohyb výtlačného ventilu



Obr. 42 Pohyb výtlačného ventilu počas CFD analýzy

Pohyb piestu a výtlač. ventilu

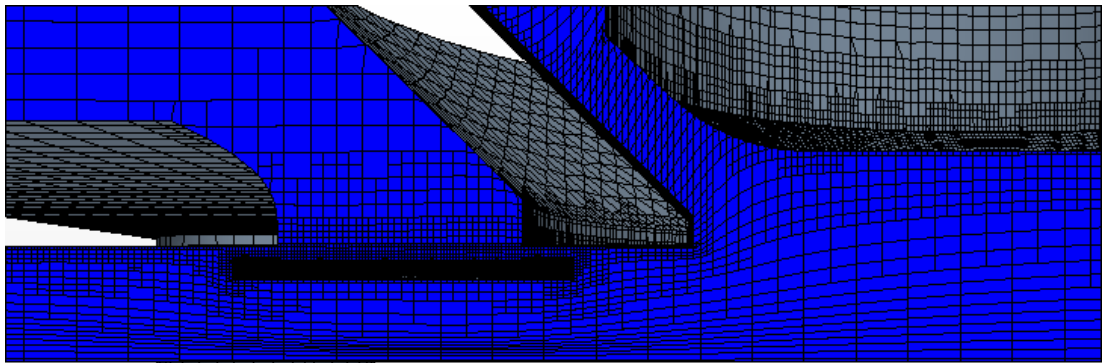


Obr. 43 Intervaly otvorenia výtlačného ventilu

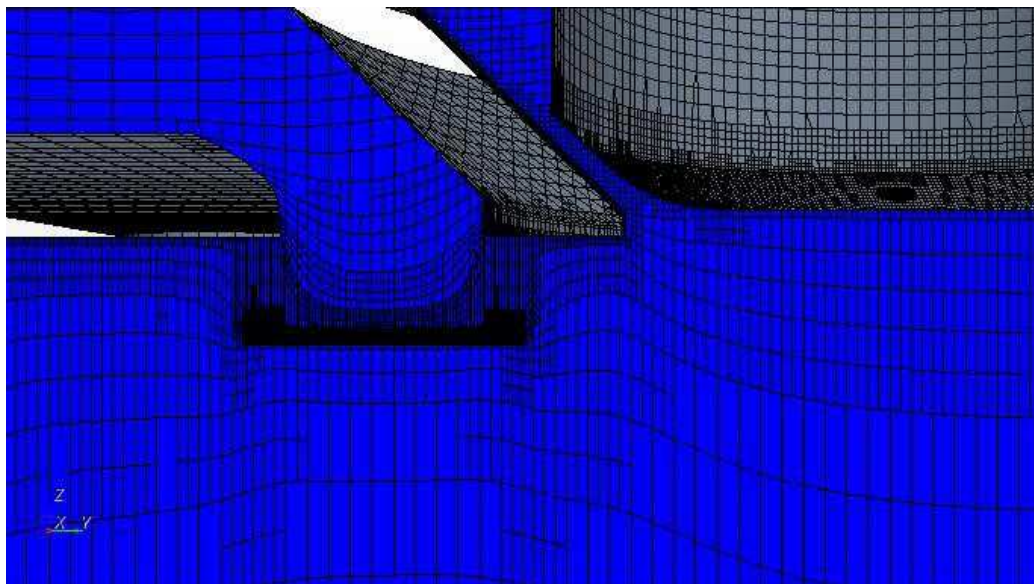
Zásadným faktorom spoľahlivej a efektívnej práce kompresoru je práve správne načasovanie pohybu ventilov. V skutočnosti sú ventily ovládané pružinou, resp. pevnosťou materiálu, na rozdiel od simulácie, kde je tento problém prevedený na časové závislosti a tak je veľmi jednoduché intervaly otvorenia rôzne upravovať v prípade potreby, s cieľom dosiahnuť čo najvyššiu zhodu s nameranými dátami.

5. TVORBA VÝPOČTOVEJ SIETE

Pohyblivé domény v CFD výpočtoch vytvárajú všeobecne problém spojený s premenlivou kvalitou výpočtovej siete, v horšom prípade sa dokonca vytvárajú bunky s negatívnym objemom, ktoré výpočtový mechanizmus programu Star-CCM+ nedokáže prekonať. Piest testovaného kompresoru sa pohybuje po relatívne dlhej dráhe, zmena polohy v ose Z (medzi HÚ a DÚ) je tak veľká, že je takmer nemožné použiť jednu sieť na riešenie celého pohybu. V HÚ je piest vzdialený menej ako 1 mm od sacieho ventilu, pričom v DÚ je to takmer 60 mm. Bunky by teda museli niekoľkonásobne zmeniť svoj rozmer v ose Z, čím by sa podstatne znížila kvalita siete a zároveň hrozí veľké riziko vzniku buniek s negatívnym objemom. Deformáciu siete je možné vidieť na obrázkoch 45 a 46.



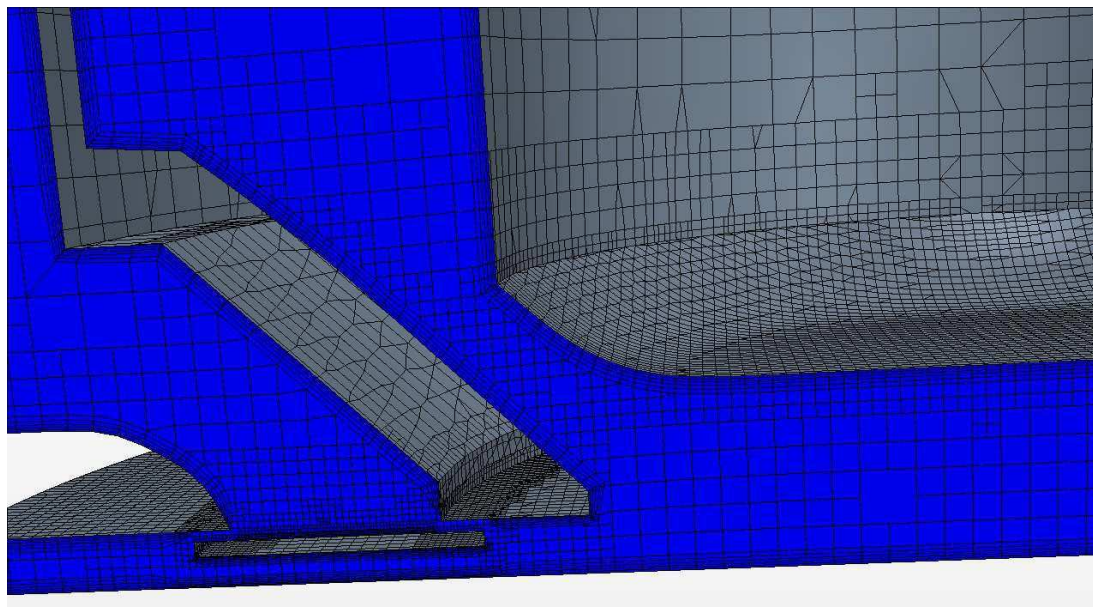
Obr. 44 Deformácia siete pri pohybe do HÚ



Obr. 45 Deformácia siete pri pohybe do DÚ

Program Star-CCM+ neobsahuje žiadnu zabudovanú funkciu, ktorá by automaticky dokázala zmeniť alebo upraviť výpočtovú sieť. Takto zdeformovanú sieť nie je možné použiť v CFD simulácií. Numerické riešenie by mohlo v oblastiach s nízkou kvalitou buniek zdivergovať a ak by aj výpočet prebehol bez chyby, získané výsledky by sa nedali

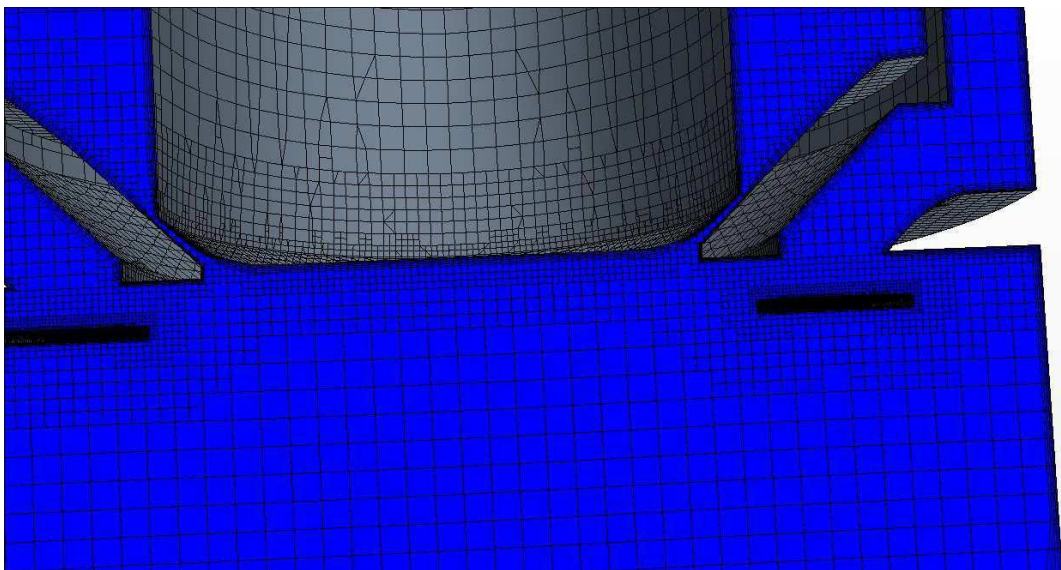
označiť za hodnoverné. Dôvodom divergencie sú obvykle obrovské rozdiely v hodnotách veľkosti a smeru rýchlosti, tlaku a ďalších veličín medzi susednými bunkami. Riešenie tohto problému je vo vytvorení tzv. „remeshovacieho makra“ v programovacom jazyku JAVA (kód programu je v prílohe), ktoré dokáže na základe určitého parametru zastaviť výpočet a vygenerovať novú sieť, pritom je nutné zachovať aktuálnu pozíciu pohyblivých častí kompresoru, aby po opätovnom spustení mohli pokračovať vo svojom pohybe. To dosiahneme zmazaním pôvodných plôch objektu a vyexportovaním nových z aktuálneho objemu telesa, následne už len zapneme generáciu novej siete. „Remeshovacie makro“ celý tento proces automatizuje. K makru bol pripísaný cyklus, ktorý určuje, koľko časových krokov má prebehnúť medzi vytváraním nových sietí. Počet krokov nemôže byť príliš veľký, aby po „remeshovaní“ nedošlo k divergencii riešenia, spôsobenej veľkou zmenou tvaru a veľkosti buniek, ale zároveň príliš malá hodnota významne predlžuje čas potrebný na výpočet problému. V simulácii bol nastavený interval medzi „remeshovaním“ na 20 krokov, postupne sa však táto hodnota znižovala, v niektorých prípadoch bol použitý dokonca interval s veľkosťou 5 krokov. Dôvodom bola najmä divergencia výsledku pri mapovaní výsledkov zo starej siete na novú, ale aj zavieranie ventilov vyžadovalo takýto malý interval. Makro síce dokáže prekonať aj vzniknuté negatívne bunky, ktoré v podstate zastavia výpočet, čím spôsobia ukončenie cyklu v makre a začatie nového, ale každým „remeshovaním“ sa zvyšuje diskretizačná chyba a znižuje sa tak čiastočne presnosť výsledku. V porovnaní s prístupom vytvorenia (a deformácie) len jednej siete je tento spôsob určite presnejší, kvalita siete je na vyššej úrovni (viď obr. 57 a 48) a tak aj výsledky by mali byť bližšie k realite.



Obr. 46 Sieť v HÚ pri použití makra na tvorbu siete

Kvalita siete nie je úplne ideálna a určite by potrebovala zjemnenie. Limitujúcim faktorom je celkový počet buniek. Kým pri kvalite siete na obr. 48 obsahovala sieť približne 700 000 buniek, pri skvalitnení siete tento počet presahoval 1 500 000 buniek. Čím vyšší je počet buniek, tým viac sa predlžuje čas výpočtu a zároveň sa zvyšujú nároky na výkon počítača. Z ohľadom na použitú výpočtovú techniku bola použitá sieť práve s počtom buniek pohybujúcim sa okolo 700 000 (v závislosti na polohe piestu a ventilov). Ďalším

podstatným problémom pri práci s pohyblivými doménami je uzatváranie malých medzier, v tomto prípade štrbín medzi ventilmi a stenami ventilovej dosky. V podstate sa jedná o problém popísaný vyššie. Jednotlivé plochy na seba nemôžu dosadnúť úplne, vždy medzi nimi ostane malá štrbina. Výpočtový program nedokáže v kritickom mieste úplne odstrániť bunky a následne ich opätovne vytvoriť pri otváraní ventilov. Zmazaním bunky by musela zaniknúť spojitosť telesa a vznikli by dve telesá spojené hranou. Prístup s ponechaním malej štrbiny v kritickom mieste používajú aj iné CFD programy (napr. Fluent). Ventil je tak „trvale odtlačený“, čo je jeden zo spôsobov regulácie kompresorov (viď kapitola 2.3.3 Regulácia). Vplyvom odtlačeného ventilu nie je možné dosiahnuť požadovaný priebeh krivky v p-V diagrame (obr. 12), uvažuje sa teda s určitou odchýlkou. V simulácii je však toto „odtlačenie“ len veľmi malé a tak sa nepredpokladá zásadný únik chladiva z prac. priestoru kompresora a pokles tlaku. Na úplné potlačenie tohto javu by však bolo nutné hlbšie skúmanie a testovanie.



Obr. 47 Sieť pri pohybe do DÚ s použitím makra

6. MODEL Y FYZIKY A OKRAJOVÉ PODMIENKY

Rovnako dôležitým parametrom ovplyvňujúcim presnosť výsledku CFD simulácie je správne nastavenie fyzikálnych modelov. Základom výpočtu sú parciálne diferenciálne rovnice (Navier-Stokesove) popisujúce prúdenie tekutín, založených na princípe zachovania hmotnosti, hybnosti a energie. Vybrané modely fyziky určujú spôsob riešenia týchto rovníc (napr. riešenie turbulencie) a postupnými iteráciami sa výpočet dopracuje k presnému riešeniu rovníc. Zhoda výpočtu s nameranými dátami je závislá práve na vhodne zvolených modeloch fyziky a okrajových podmienkach, na kvalite siete a na časovom kroku simulácie, ktorý musí byť dostatočne malý, aby zachytil podstatné deje v kompresore.

6.1 Okrajové podmienky

Každá CFD simulácia vyžaduje presné zadanie okrajových podmienok (OP), to znamená vlastností tekutiny na vstupe a výstupe. Je možné zadávať tlak, rýchlosť alebo prietok, k tomu zadefinovať teplotu tekutiny a intenzitu turbulencie. OP boli zadefinované firmou Emerson a vychádzajú z experimentálnych meraní skutočného kompresoru.

Vstup

Nameraný statický tlak chladiva na vstupe do kompresoru je 4,34 bar (absolútny tlak). V okrajových podmienkach sa zadáva vždy iba pretlak voči tlaku atmosférickému, preto je na vstupe predpísaná hodnota 3,34 bar (referenčný tlak je 1 atm). V programe CCM+ sa zvolí vstupná podmienka *Stagnation Inlet*, ktorá umožňuje zadávanie celkového tlaku. Ak je nutné dosiahnuť statický tlak predpísanej hodnoty, vstupné potrubie sa predĺži a niekoľkonásobne rozšíri. Predpokladá sa zníženie vstupnej rýchlosti takmer na nulu, čo by znamenalo, že celkový tlak by bol rovný statickému tlaku (aj keď sa jedná o stlačiteľné prúdenie, predpokladom pre tento prístup je prúdenie nestlačiteľné, resp. s malou zmenou hustoty).

$$p_1 + \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} + 0 = p_2 + \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} + 0 \quad (6.1)$$

$$v_1 \doteq 0 \quad (6.2)$$

$$p_1 = p_2 + \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} \Rightarrow p_c = p_s + \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} \quad (6.3)$$

$$\rho \cdot \frac{v_2^2}{2} = p_d \Rightarrow p_c = p_s + p_d \quad (6.4)$$

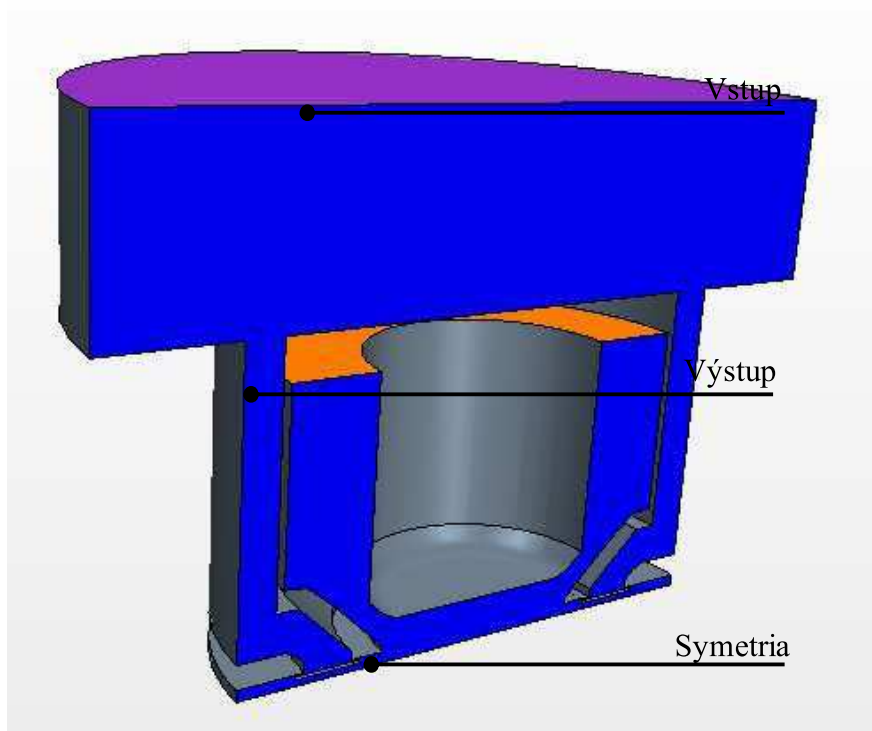
Teplota tekutiny na vstupe je 300 K.

Výstup

Na výstupe z kompresoru bola predpísaná takisto tlaková podmienka *Pressure Outlet* s hodnotou statického tlaku 0 bar. To znamená, že na výstupe je absolútny tlak rovnajúci sa 1 atmosfére.

Symetria

Z dôvodu zníženia výpočtovej náročnosti je telo kompresora rozdelené na 2 symetrické časti, vo výpočte je použitá len jedna z nich. V skutočnosti sa kompresor nedá rozdeliť na žiadne symetrické časti, z dôvodu nesymetrického prívodu chladiva a komplikovaného pohybu sacieho ventilu. Pre potreby CFD simulácie, kde sú tieto skutočnosti podstatne zjednodušené, je celkom postačujúce použitie symetrickej časti valca. Prúd tekutiny sa na stene označenej podmienkou *Symmetry* nespomaľuje vplyvom vzájomného trenia, ale stena fyzicky odráža prúdenie (neprepúšťa).

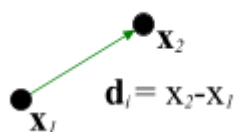


Obr. 48 Okrajové podmienky

6.2 Pohyb piestu a ventilov

Analýza pohyblivých častí kompresora je detailne popísaná už v kapitole 4. Pred zadávaním uvedených príkazov je potrebné vytvoriť model pohybu. Použitý je model *Morphing*, ktorý posúva vrcholy buniek výpočtovej siete v závislosti na pohybe kontrolných bodov (vrcholy siete na pohyblivých častiach kompresora – obr. 50). Každý kontrolný bod má predpísaný vektor posunu (polohové vektory – kap.4), na základe ktorého sa tieto body posúvajú v každom časovom kroku.

Predpísané posunutie



Obr. 49 Princíp Morphingu

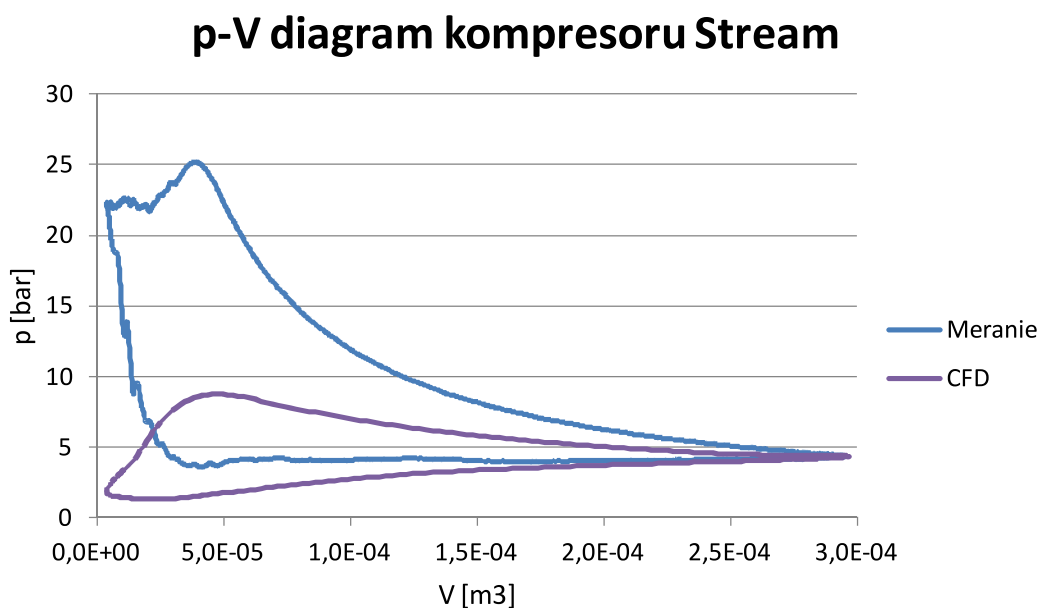
Po zapnutí *Morphing-u* sa na každej ploche objaví vo fyzikálnych podmienkach položka *Morpher*. Je nutné zvoliť, či sa jedná o plochu fixnú, pohyblivú alebo tzv. plávajúcu. Fixné plochy sú všetky, ktoré sa počas práce kompresoru nepohybujú, pohyblivými sú plochy piestu a ventilov a plávajúce plochy sú tie, po ktorých sa pohyblivé časti kľžu (stena obklopujúca piest alebo výtlačný ventil). Vo fyzikálnych hodnotách sa potom nastavujú hodnoty len pre pohybujúce sa plochy, zadáva sa spôsob pohybu (celková vzdialenosť/prírastok), metóda pohybu (konštanta, funkcia, tabuľka...) a hodnota posunu (v tomto prípade vektorová funkcia).

7. VÝSLEDKY CFD SIMULÁCIE

Na CFD analýzu kompresoru bol použitý počítač so 4-jadrovým procesorom (Intel Core2 Quad Q6600) s 8 GB operačnej pamäte. Samotný výpočet 3 otáčok kompresoru (1080 časových krokov) trval približne 14 dní takmer nepretržitej práce počítača, pri uvedenej kvalite siete (5. kap.). Počas výpočtu sa objavilo niekoľko problémov, ktoré predlžovali čas výpočtu. Obzvlášť pri mapovaní výsledkov zo starej siete na novú riešenie často zdivergovalo a bol nutný vstup užívateľa do aplikácie. Príčinou je zjavne zmena veľkosti siete v kritickom mieste (z veľkých buniek na malé, prípadne naopak), čoho výsledkom boli nereálne hodnoty rýchlosti, tlaku a teploty v „nových“ bunkách.

7.1 Porovnanie p-V diagramov

Jednoduchým prostriedkom ako overiť presnosť výsledkov simulácie je porovnanie p-V diagramov (obr. 51). Diagram skutočného kompresoru je uvedený aj v kapitole 2.4.2, výsledky zo simulácie boli teda vynesené do neho. Tlak v simulácii bol meraný na ploche piestu a v grafe sú zobrazené hodnoty pre 2. otáčku kľukovej hriadele kompresora.

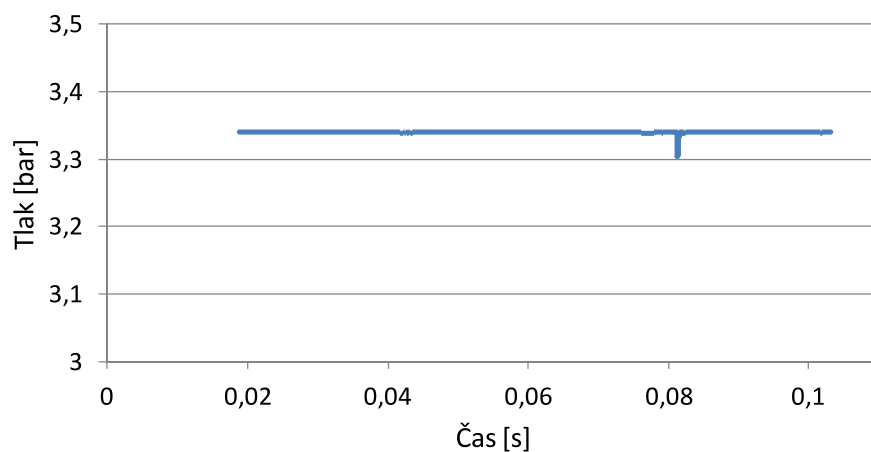


Obr. 50 Porovnanie výsledkov simulácie a nameraných dát

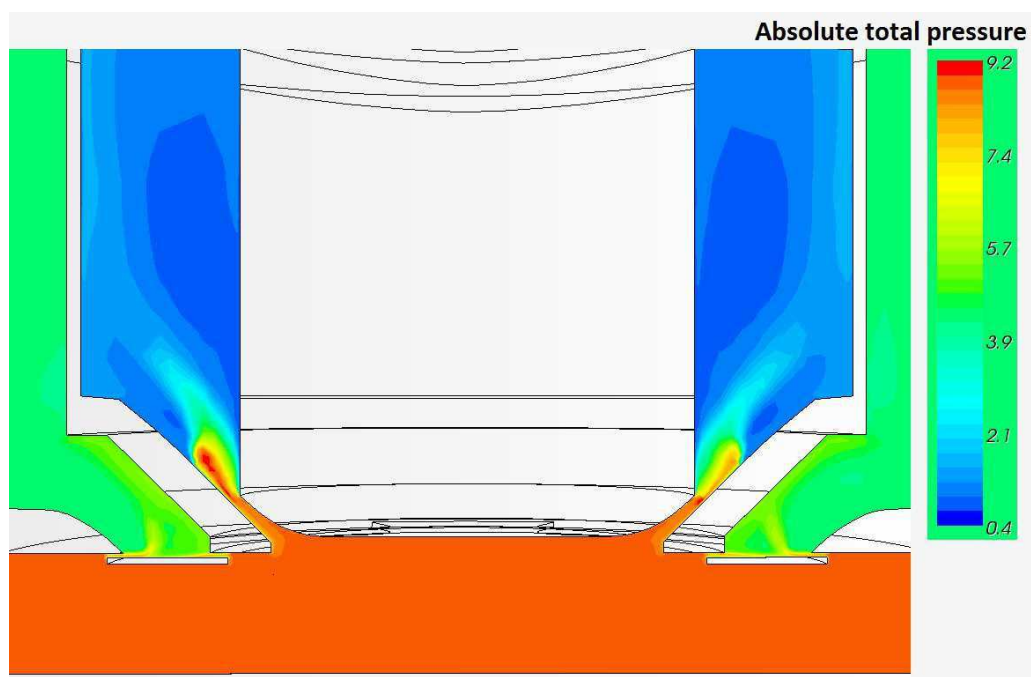
Výsledky zo simulácie sa podstatne odlišujú od reálne nameraných hodnôt tlaku, nedá sa však určiť jednoznačná príčina tohto rozdielu. Podstatný je najmä rozdiel v maximálnej a minimálnej hodnote tlaku počas cyklu. V skutočnosti dosahuje kompresor na konci kompresie tlak 25,2 bar, v CFD simulácii bolo dosiahnutých len 8,7 bar (obr. 53). Rozdiel je v tomto prípade 65 %. Maximálny tlak je dosiahnutý približne pri rovnakom objeme v oboch prípadoch, v simulácii je to v čase začiatku otvárania výtlačného ventilu. Následný pokles za vrcholom v p-V diagrame je pravdepodobne spôsobený charakteristikou pohybu výtlačného ventilu. Reálne ventil kmitá, čo je viditeľné aj v uvedenom diagrame. Pohyb ventilu v simulácii má však tvar sínusoidy, počas výtlaku tak nekmitá. Takýto pohyb

spôsobuje plynulejší pokles tlaku za vrcholom krivky. Rozdiel v minimálnych tlakoch je v podstate rovnaký. Počas sania klesne v kompresore tlak na 3,6 bar, v CFD simulácii klesá na hodnotu 1,3 bar (rozdiel 65 %), pričom tlak na vstupe do kompresora sa počas simulácie nemení (obr. 52). Tlakové minimum nastáva v čase začiatku otvárania sacieho ventilu (výtláčny ventil je stále otvorený – obr. 54). Na výstupe je predpísaný relatívny tlak 0 bar, preto aj tlak v kompresore klesá smerom k tejto hodnote.

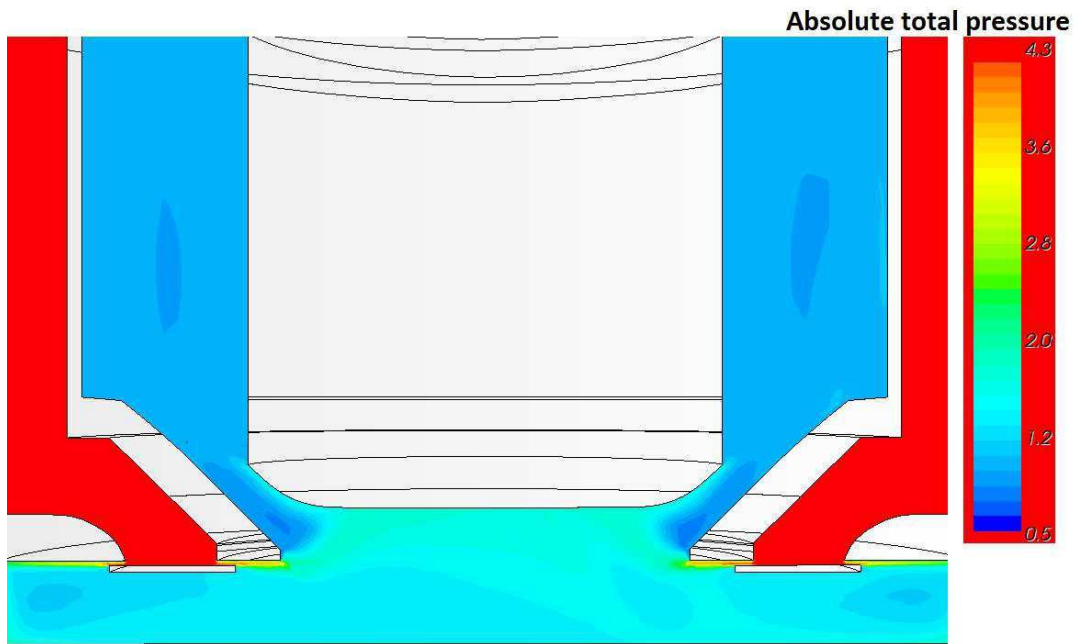
Tlak na vstupe do kompresoru



Obr. 51 Tlaková podmienka na vstupe do kompresoru



Obr. 52 Maximálny tlak na pieste v čase začiatku otvárania výfuk. ventilu



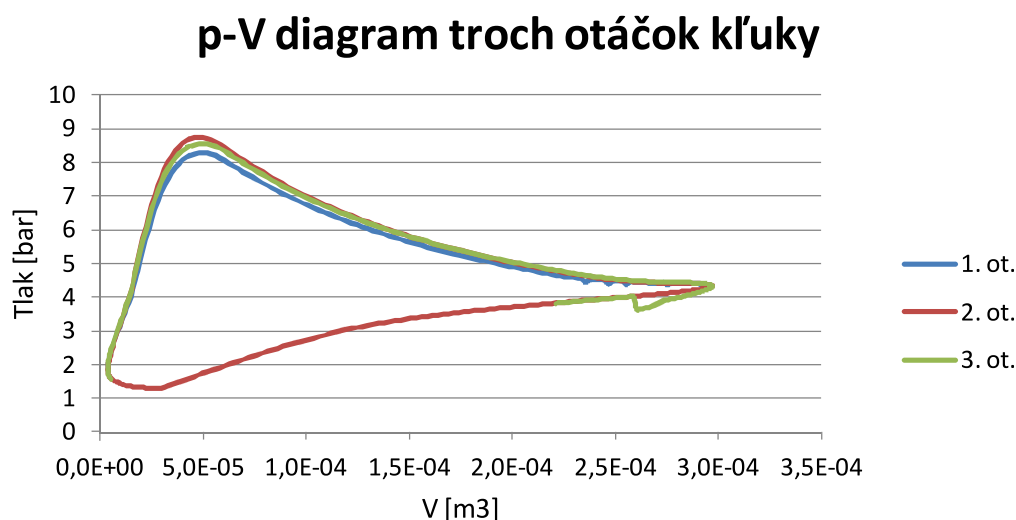
Obr. 53 Minimálny tlak na pieste v čase začiatku otvárania sacieho ventilu

7.2 Hlavné faktory ovplyvňujúce presnosť výsledkov simulácie

V nasledujúcom texte bude uvedených niekoľko možných príčin nepresnosti výsledku simulácie. Za najväčšiu nepresnosť je považovaný nízky maximálny tlak pred otvorením výtlačného ventilu.

7.2.1 Rozbeh kompresoru

Rozbeh kompresoru má vplyv na hodnoty tlaku iba počas prvej otáčky kompresoru, aj to minimálny. Rozdiel je pravdepodobne výraznejší počas nasávania, táto časť nebola nameraná z dôvodu chyby v programe. Druhá a tretia otáčka už predstavuje normálny pracovný cyklus kompresora, čo potvrdzuje aj ich takmer identický priebeh v p-V diagrame (obr. 55), v ktorom sú zaznamenané výsledky z CFD simulácie. Pred DÚ 3. otáčky nastala skoková zmena tlaku. Je to reakcia na zmenu tepelnej kapacity plynu, ktorá bola zadávaná ako konštanta. Miernym zvýšením tepelnej kapacity sa však na hodnotách nič zásadné nezmenilo a priebeh tlaku bol ďalej takmer identický. Rozbeh kompresoru teda nemá vplyv na nepresnosť výsledku.

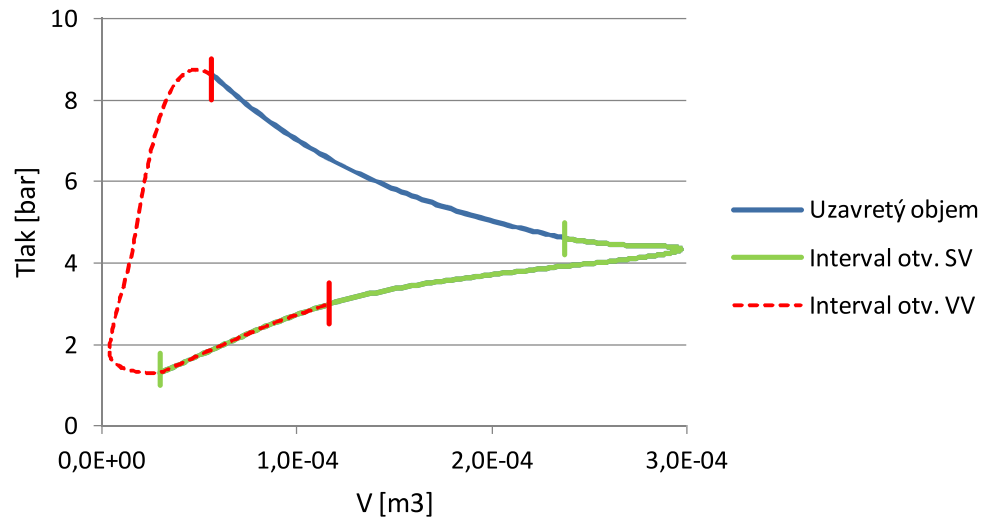


Obr. 54 p-V diagram troch otáčok kľuky

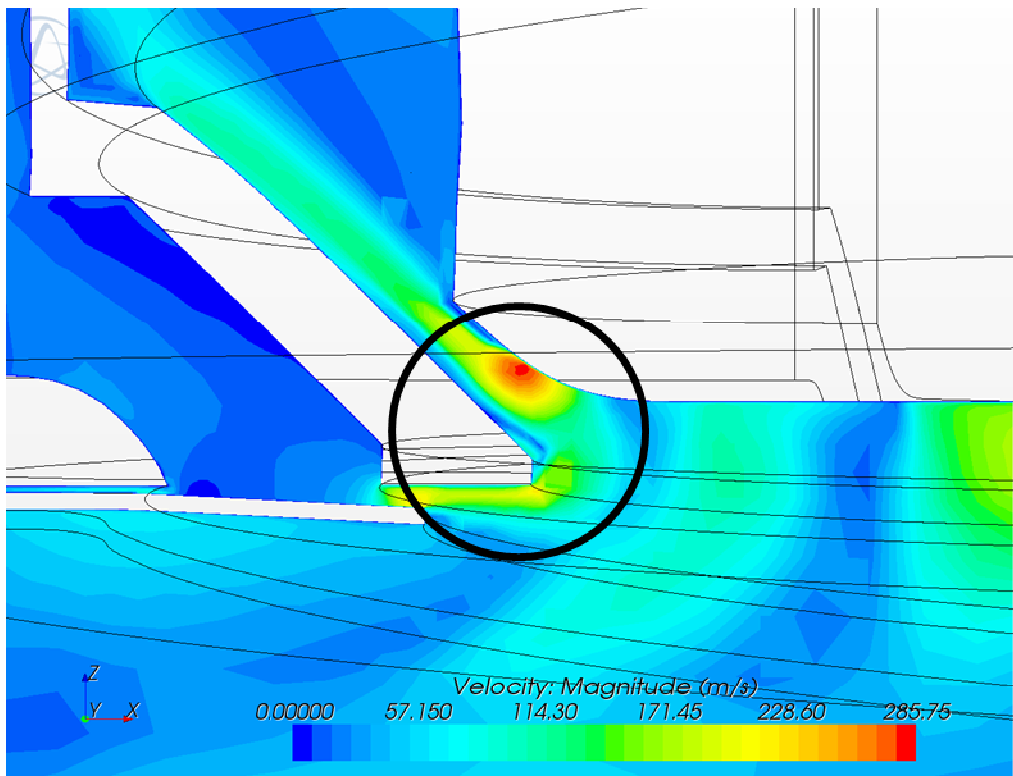
7.2.2 Časovanie ventilov

Pohyb ventilov v kompresore nie je ovládaný mechanicky v závislosti na natočení kľukového hriadeľa. Hlavným činiteľom pohybu je tlak a tuhosť pružiny (materiálu). V tomto bode dochádza k zásadnému rozdielu oproti simulácii, kde sú ventily ovládané časom. Okamih začiatku pohybu nie je presne definovaný ani pre sací ani pre výtlačný ventil. Interval otvorenia sacieho ventilu vychádza z merania jeho deformácie a môžeme ho pokladať za relatívne presný. V prípade výtlačného ventilu však nie sú k dispozícii žiadne merania, z ktorých by bolo možné presnejšie určiť dobu otvorenia a tak boli tieto hodnoty odhadnuté z p-V diagramu rovnako ako okamihy začiatku pohybu. Na obr. 56 sú znázornené intervaly otvorenia ventilov nastavených v analýze. Tlak v dolnej úvrati kompresoru bol rovnaký pre výsledky zo simulácie aj z merania (obr. 51), preto by mohla byť časová závislosť sacieho ventilu (SV) pokladaná za relatívne správnu, aj keď sací ventil sa zatvára s určitým oneskorením. Táto chyba by však mala akurát posunúť tlakové maximum k menším hodnotám objemu (obr. 20). Veľké možnosti úpravy však ponúka výtlačný ventil (VV), ktorý má podľa grafu príliš dlhú dobu otvorenia a prekrýva sa s intervalom otvorenia sacieho ventilu, čo spôsobuje pri ich súčasnom otvorení „skrat“ (obr. 57) a únik tekutiny z priestoru valca. Skrátením intervalu otvorenia VV by zároveň nemuselo dochádzať k tak výraznému poklesu tlaku až na 1,3 bar. Ďalšou možnosťou úpravy výfukového ventilu je posunutie okamihu otvorenia bližšie k HÚ piestu, čím by mohlo dôjsť k nárastu tlaku vo valci a tak k zvýšeniu maximálnej hodnoty. Na obr. 58 vidieť „skoré“ otváranie ventilu. Piest je ešte „ďaleko“ od HÚ, keď začína chladivo unikať z valca a klesá tlak. Táto zmena vyvolá zároveň aj posun špičky tlaku k menším hodnotám objemu. Podľa skúsenosti pracovníkov firmy Emerson nastáva otvorenie výfukového ventilu niekedy až pri HÚ piestu, preto je tento posun pokladaný za akceptovateľný.

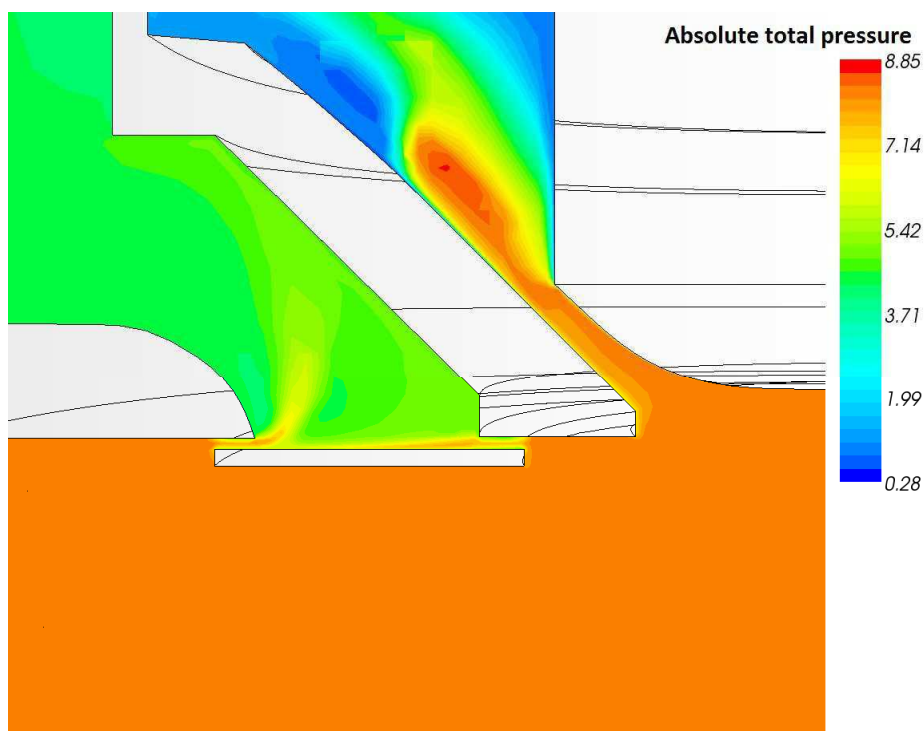
Intervaly otvorenia ventilov



Obr. 55 Intervaly otvorenia ventilov



Obr. 56 Súčasne otvorené ventily spôsobujú „skrat“



Obr. 57 Skoré otváranie výtláčného ventilu (piest sa pohybuje do HÚ)

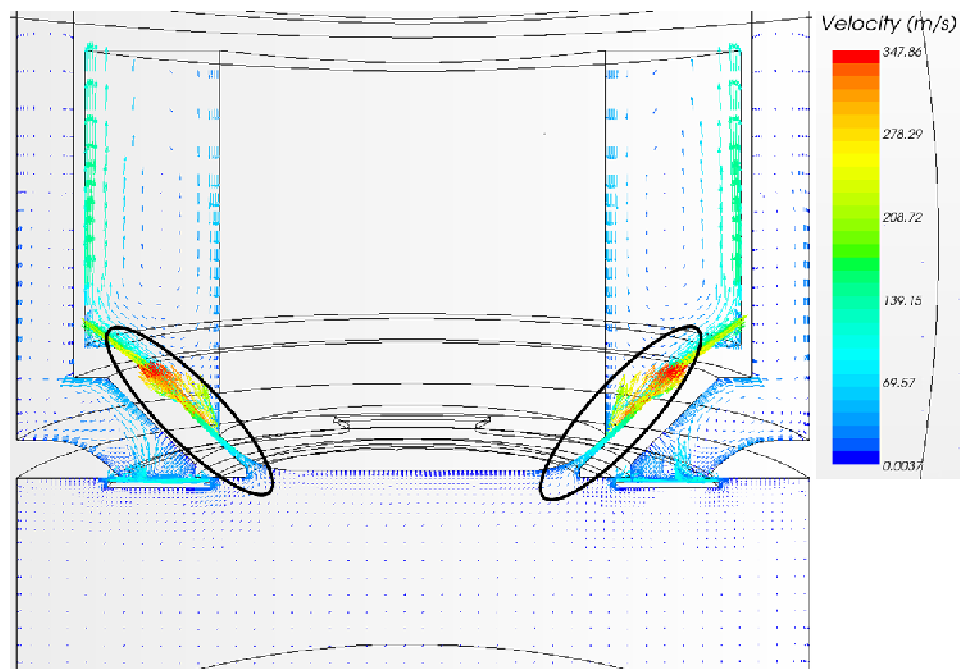
7.2.3 Zmena tlaku na výstupe

Pokles tlaku na hodnotu 0,3 bar (relatívny tlak) po dosiahnutí HÚ je spôsobený okrem dlhej doby otvorenia výfukového ventilu aj nízkym tlakom na výstupe z kompresoru, kde je predpísaný relatívny tlak 0 bar. Deje v kompresore smerujú k ustálenému stavu a tak sa postupne vyrovnáva tlak vo valci s okolím (0 bar) až do momentu otvorenia sacieho ventilu a zatvorenia výtláčného. Zabrániť tomuto javu by mohlo zvýšenie tlaku na výstupe. V skutočnom kompresore je nameraný výstupný tlak 21 bar. Dej v pracovnom priestore kompresoru však nezávisí na výstupnom tlaku, pretože v čase stláčania sa predpokladá uzavretý výtláčny ventil a jeho otvorenie je v simulácii riadené časom a nie vonkajším tlakom (na výstupe). Zvýšenie tlaku by tak jedine mohlo zabrániť úniku chladiva z pracovného priestoru a pomohlo by dosiahnuť presnejšie výsledky simulácie. Stanoviť presnú hodnotu, na ktorú má byť predpísaná tlaková podmienka, je však otázkou ďalšieho testovania a porovnávania výsledkov. Príliš vysoký tlak na výstupe by mohol negatívne ovplyvniť tlak vo valci počas sania. Štrbiny okolo ventilov by prepúšťali chladivo opačným smerom, od výtlaku smerom k saniu, a nadhodnocovali tlak vo valci. Ideálnym riešením by mohla byť časovo premenná funkcia na výstupe, ktorá by podľa polohy ventilu/piestu menila svoju hodnotu. Takéto zmeny však musia byť sprevádzané spoločne s presným časovaním ventilov aby nedochádzalo k spomínanému opačnému prúdeniu (pri otvorení výtláčného ventilu).

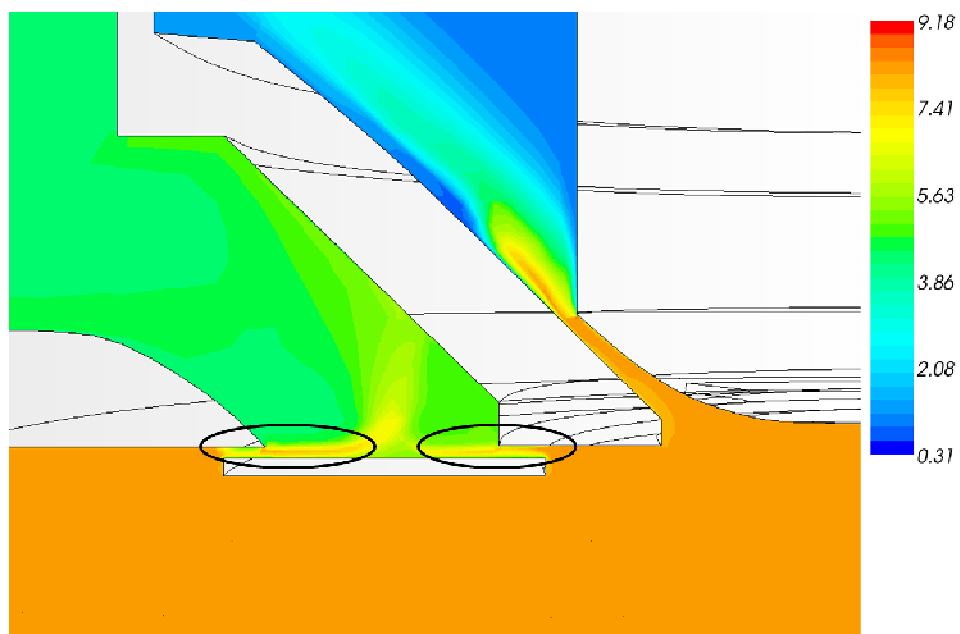
7.2.4 Štrbiny medzi ventilmi a stenou ventilovej dosky

Medzery v kritických miestach spôsobujú únik chladiva aj keď je výtláčny ventil uzavretý (obr 59). Tesne pred jeho otvorením, keď je vo valci vysoký tlak, dochádza k úniku chladiva dokonca aj cez sací ventil (obr. 60). Potlačiť tento jav úplne je príliš komplikované. Medzery v okolí ventilov by bolo možné mierne zmenšiť, vyžadovalo by

si to však „remeshovanie“ v takmer každom kroku pri zatváraní ventilov, čo by podstatne predlžovalo výpočet a zároveň práve uzatváranie ventilov je problematické z hľadiska konverencie. Dochádza k zmene rozmerov buniek a výsledky zo „starej“ siete úplne presne nesedia do týchto „nových“ buniek (napr. bunky pri stene sa spoja do jednej väčšej a vznikne tak nereálna rýchlosť pri stene). Takýto prístup by zároveň podstatne predĺžil výpočtový čas simulácie a jeho prínos je otáznym, keďže štrbinu by sa nepodarilo odstrániť.



Obr. 58 Únik chladiva štrbinou okolo ventilu



Obr. 59 Spätne vytlačovanie chladiva okolo sacieho ventilu

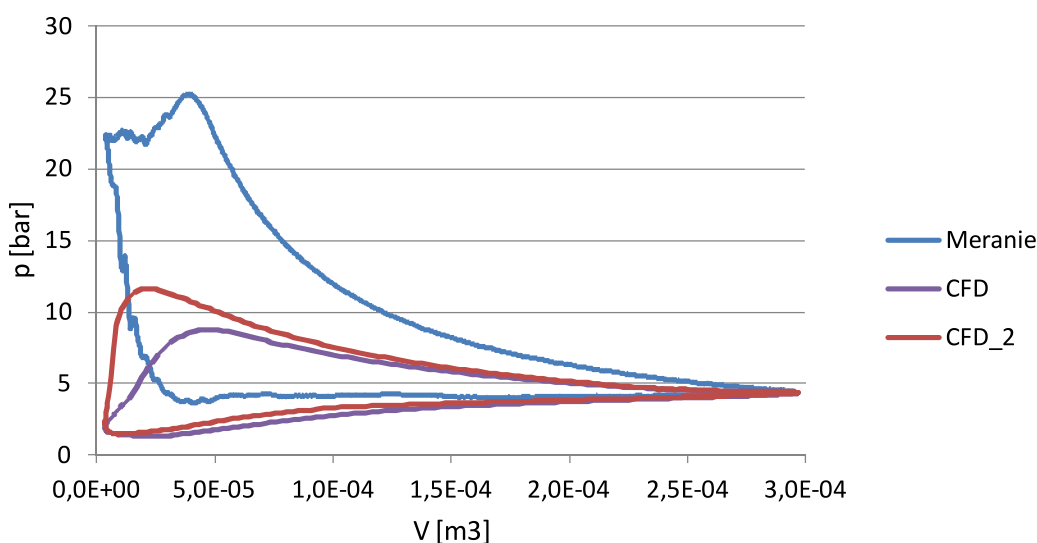
8. ÚPRAVA VSTUPNÝCH PARAMETROV VÝPOČTU

S cieľom dosiahnuť presnejšie výsledky CFD simulácie boli upravené vstupné parametre výpočtu, opísané v predchádzajúcej kapitole. Zmenené parametre neboli testované na 3 otáčkach ako prvá verzia, ale len na 1 otáčke kľuky. Upravený výpočet sa spustil vždy z 280. časového kroku prvej verzie výpočtu a skončil niekoľko krokov po dosiahnutí HÚ.

8.1 Zmena intervalu otvorenia výfukového ventilu

Predpokladom posunutia času otvorenia výtláčného ventilu bližšie k HÚ piestu bolo dosiahnutie vyššej špičky tlaku vo valci. Saciemu ventilu bol predpísaný kratší interval otvorenia, 3,7 ms (predchádzajúca verzia mala 11 ms), čo zodpovedá 40 časovým krokom (predtým 116 krokov). Počiatok pohybu bol stanovený na čas 67,6 ms po spustení simulácie (predtým 29,9 ms). Intervaly sú opäť zobrazené aj v nameranom p-V diagrame (obr. 62). V diagrame (obr. 61) je viditeľný nárast tlaku, maximálna hodnota je 11,6 bar (v predchádzajúcej variante bol max. tlak 8,7 bar). Upravená simulácia má označenie CFD_2.

p-V diagram kompresoru Stream

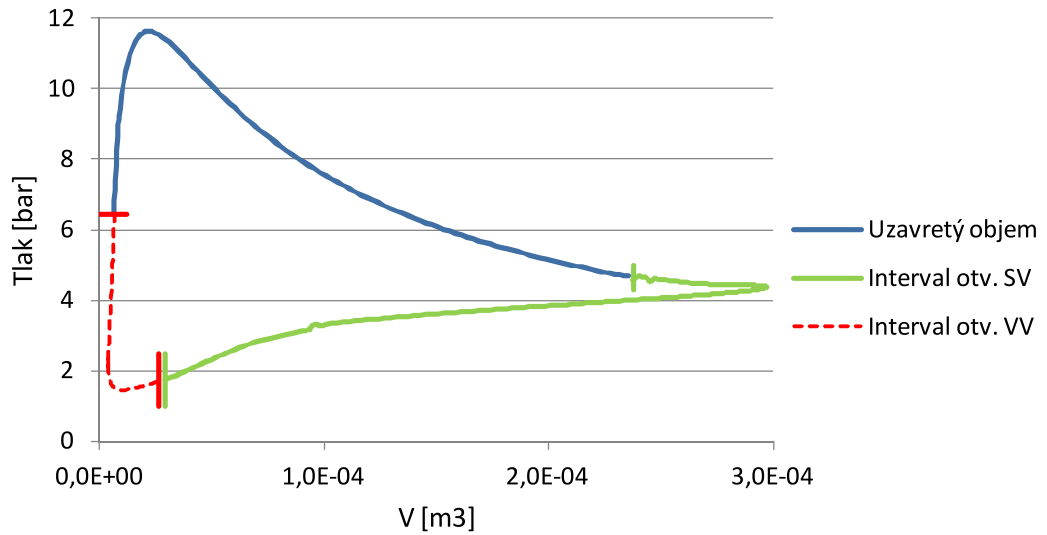


Obr. 60 Diagram s výsledkami simulácie a nameranými dátami

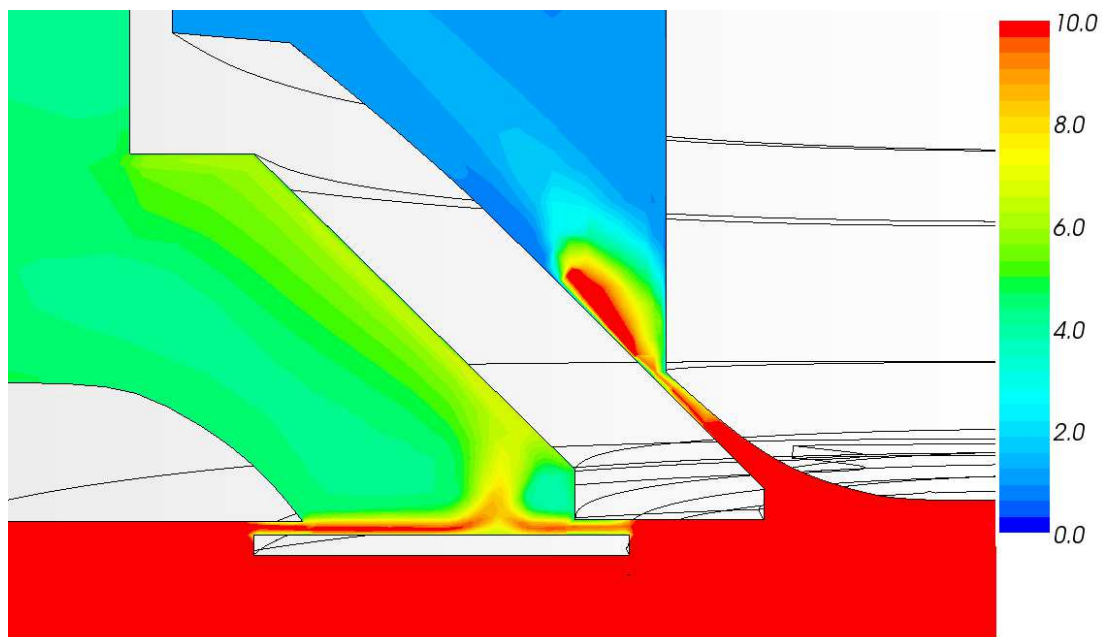
Dosiahnutá hodnota max. tlaku opäť nezodpovedá nameraným tlakom a ani čas dosiahnutia špičky nezodpovedá momentu otvorenia ventilu. Vplyvom vyššieho tlaku vo valci totiž chladivo uniká cez štrbiny v okolí ventilu, nezávisle na jeho polohe (obr. 63). Ventil sa začne otvárať až pri poklese tlaku na približne 7 bar (obr. 64), ale ani tak sa nijak zásadne nezmení tvar krivky v p-V diagrame (obr. 62). V čase otvorenia ventilu je už tlak v okolí 6 bar (obr. 65). Zmena časovania ventilov bez použitia ďalších úprav tak nemá pozitívny vplyv na priebeh dejov v kompresore.

Týmto testom sa aspoň zistilo, že štrbiny okolo ventilu majú veľký vplyv na priebeh kompresie a hodnoty tlaku. Je teda nutné nájsť riešenie, ktoré by vplyv štrbín potlačilo.

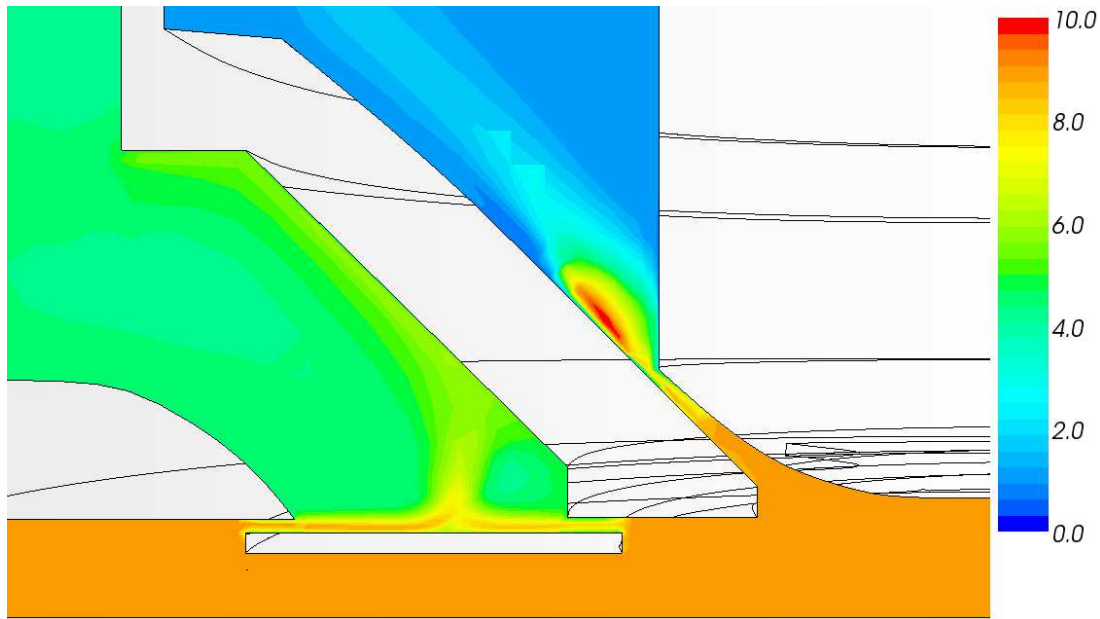
Intervaly otvorenia ventilov - CFD_2



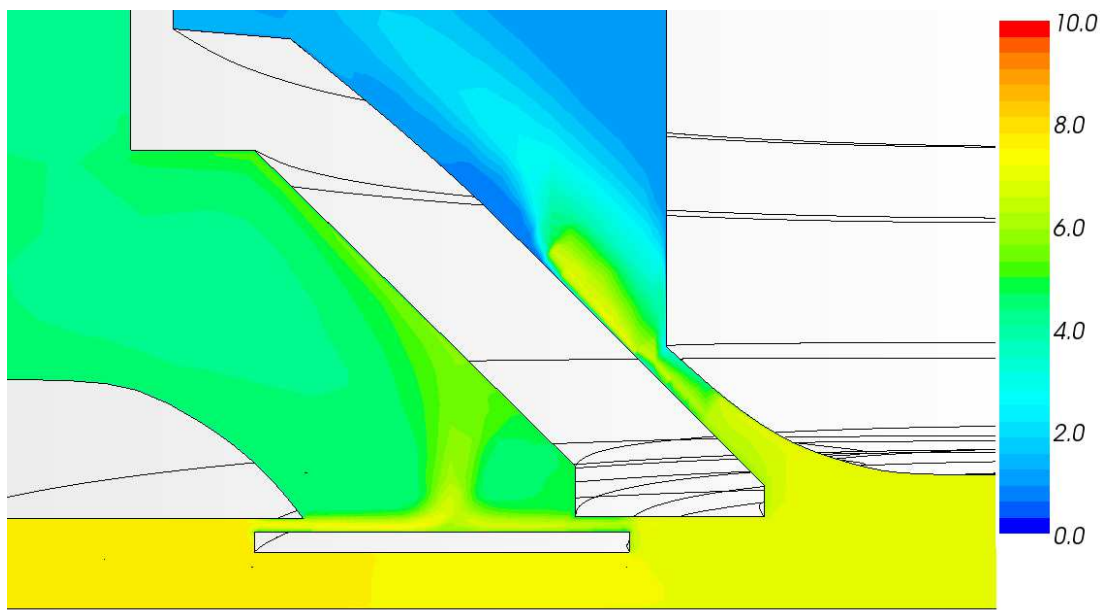
Obr. 61 Intervaly otvárania ventilov



Obr. 62 Tlak vo valci pred otvorením ventilu (703. časový krok)



Obr. 63 Pokles tlaku tesne pred otvorením výtláč. ventilu (707. časový krok)

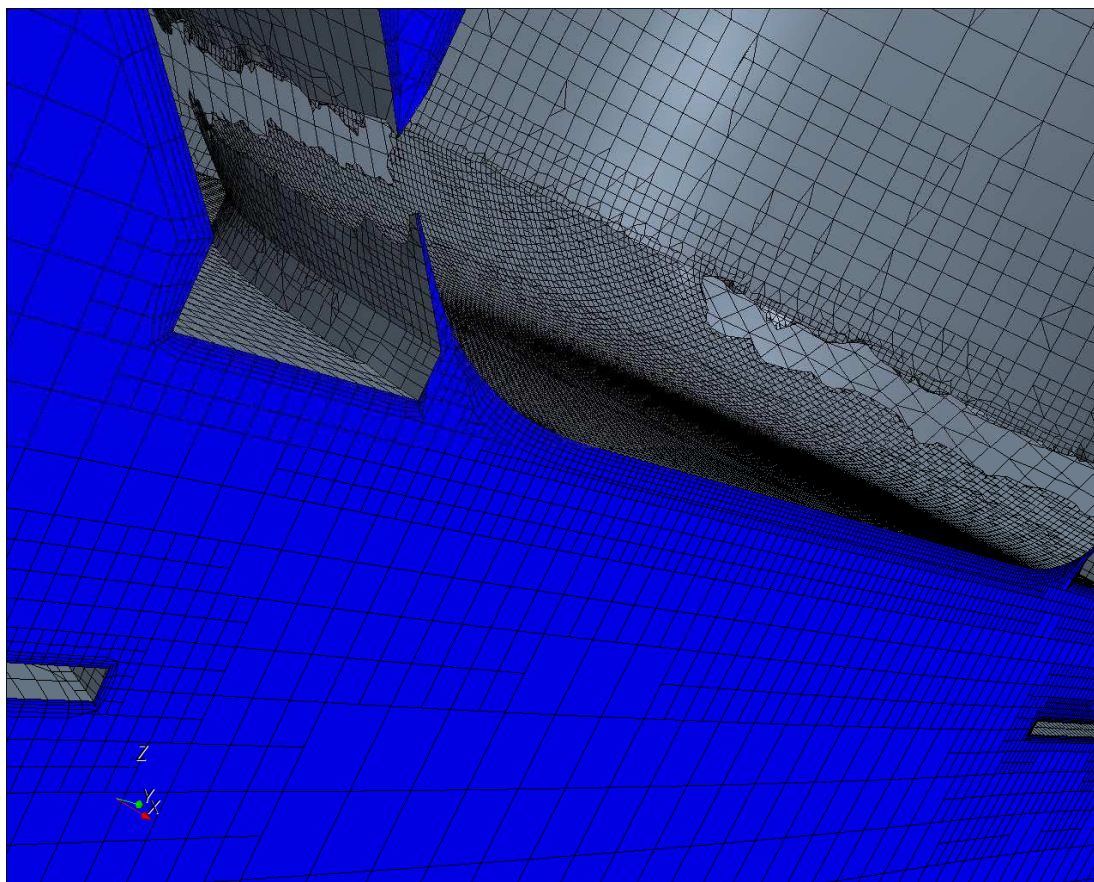


Obr. 64 Tlak vo valci tesne po otvorení ventilu (709. časový krok)

8.2 Zníženie medzery okolo výtláčného ventilu

Pri pokusoch znížiť vzdialenosť výfukového ventilu od steny ventilovej dosky boli mierne upravené rovnice určujúce pohyb ventilu. Pri zatváraní došlo k spojeniu plochy ventilu a dosky (obr. 66). Výpočtová sieť v tomto mieste zanikla a došlo tak k úplnému uzavretiu pracovného priestoru. „Remeshovacie marko“ pracuje na princípe exportu aktuálnych plôch kompresoru v danom časovom kroku. Zánikom buniek v kritickom mieste tak zároveň zaniká príslušná plocha, tento proces však nie je reverzný a teda pri otváraaní

ventilu nedôjde k obnoveniu pôvodného tvaru plochy a pohybuje sa len časť vyplnená bunkami. Úplné uzavretie ventilu takýmto spôsobom je tak nefunkčné.

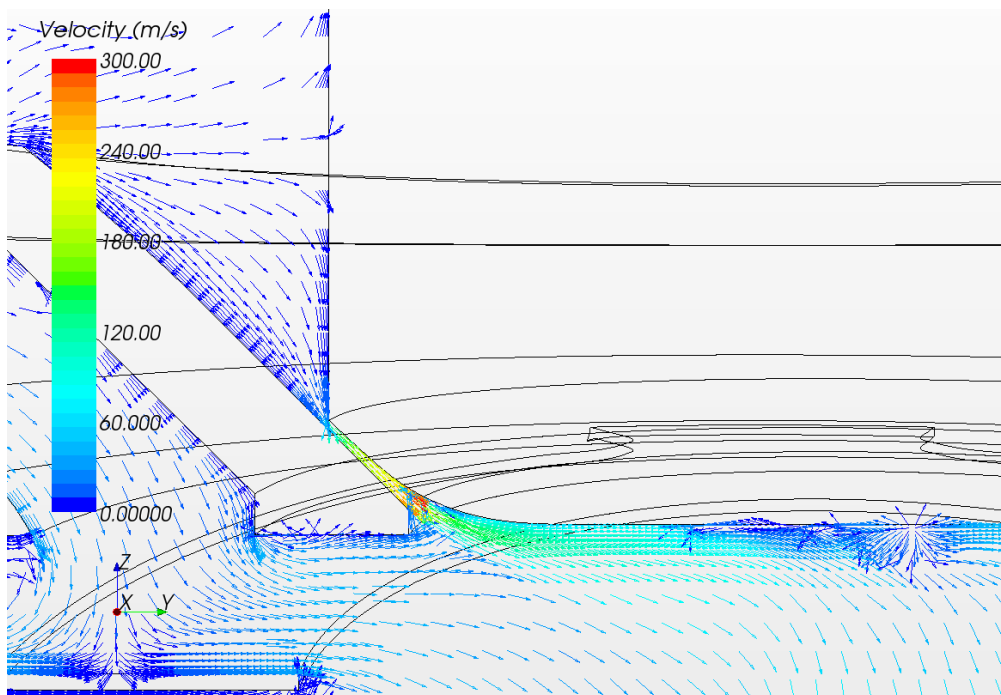


Obr. 65 Zánik siete v mieste spojenia plochy ventilu a ventilovej dosky

8.3 Zvýšenie tlaku na výstupe z kompresoru

V pôvodnej simulácii bol výstupný tlak nastavený na 0 bar. Zvýšenie tlaku malo za cieľ obmedziť únik chladiva medzerou okolo výfukového ventilu. Tlak bol postupným zvyšovaním z 0 bar nastavený na hodnotu 10 bar. Spoločne so zmenou tlaku boli zmenené aj časové intervaly ventilov. Dĺžka otvorenia sacieho ventilu bola skrátená na 175 krokov (pôvodne 210). Počiatok pohybu je 5 krokov po dosiahnutí HÚ, kedy sa zároveň končí pohyb výtlačného ventilu. Po 16,7 ms sa končí pohyb sacieho ventilu pri DÚ piestu. Dĺžka intervalu výfukového ventilu bola ponechaná na 40 krokoch, posunul sa tak počiatok pohybu na 35 krokov pred HÚ piestu. Uvedené zmeny však nepriniesli očakávaný výsledok. Zvýšenie tlaku na výstupe spôsobilo počas nasávania chladiva opačné prúdenie (do valca) v okolí výfuk. ventilu (obr. 67). Vplyv tohto javu na priebeh tlaku v kompresore sa však nepodarilo zistiť. Výpočet zdivergoval takmer vždy po vytvorení novej siete počas nasávania a ani úpravami v nastavení analýzy sa tento problém nepodarilo odstrániť. Jedným z hlavných dôvodov je slabá kvalita siete v kritických miestach, jej zvýšením by si riešenie problému vyžadovalo niekoľkonásobne dlhší čas výpočtu (rádovo týždne). Podarilo sa však získať aspoň čiastočné výsledky v oblasti nasávania chladiva, podľa ktorých ani tento prístup nebol presný (v oblasti nasávania). Tlak vo valci sa vplyvom

vysokého tlaku na vstupe vyšplhal na hodnotu 5 bar, čo je nárast približne o 1 bar oproti nameraným dátam. Výsledky sú len po 425. krok simulácie, čiže 115 krokov pred DÚ, čím je pravdepodobnosť väčšej nepresnosti v ďalších krokoch ešte vyššia.



Obr. 66 Opačné prúdenie okolo výtláčného ventilu

9. ZÁVER

Cieľom tejto práce bola CFD analýza 4 - valcového kompresoru typu Stream, vyrábaného firmou Emerson. Aby bol výpočet jednoduchší a rýchlejší, v simulácii sa použil zjednodušený CAD model, postačujúci na potreby odladenia výpočtu, ktorý by sa následne použil pre celý kompresor.

Pohyblivé časti kompresoru kladú vysoké nároky na tvorbu výpočtovej siete, najväčší problém však spôsobuje uzatváranie pracovného priestoru ventilmi. Zvolený software Star-CCM (ale aj väčšina ďalších CFD softwarov) nedokáže počas výpočtu spojiť plochu ventilu a ventilovej dosky tak, aby ostal pracovný priestor kompresoru úplne uzavretý a následne pri otvorení ventilu opätovne plochy (a objem medzi nimi) vytvoriť. Riešením problému bolo ponechanie malých štrbín v okolí ventilov (tento postup sa používa napr. pri spaľovacích motoroch). Ďalej sa z dát nameraných vo firme Emerson určili pohyby ventilov a piestu a predpísali sa okrajové podmienky. Pohyb ventilov (hlavne sacieho) bol však pomerne komplikovaný a ťažko opísateľný matematickými rovnicami, preto bol čiastočne zjednodušený. Výfukový ventil bol taktiež zjednodušený. Z dôvodu pomere veľkých pohybov bolo nutné vytvoriť JAVA makro, zabezpečujúce kvalitnejšiu sieť počas analýzy.

Výsledky simulácie a meraní sa porovnávali v p-V diagrame, ktorý ukázal veľkú nepresnosť v nameraných a vypočítaných tlakoch. Ich priebeh sa podstatne líšil hlavne na konci kompresie, kde odchýlka narástla takmer na 70%. Takýto veľký rozdiel mohol byť spôsobený niekoľkými faktormi, preto sa v ďalšom kroku testovali zmeny v nastavení. Prvou zmenou bolo posunutie intervalu otvorenia výfukového ventilu bližšie k HÚ piestu. Zmena však nepriniesla požadované zvýšenie tlaku na konci kompresie. Piest dokonca vytlačil chladivo ešte pred otvorením ventilu cez spomínané štrbiny, preto bol v nasledujúcom kroku uskutočnený pokus s minimalizáciou veľkosti medzery v okolí výfuk. ventilu. Priblíženie plôch spôsobilo zánik výpočtovej siete, ktorú sa nepodarilo pri otvorení ventilu obnoviť. Veľkosť štrbín sa teda ponechala a testom prešla varianta s vyšším tlakom na výstupe. Ani táto zmena však nepriniesla pozitívny dopad na výsledky, pretože sa štrbinami tlačilo chladivo späť do pracovného priestoru valca, čím sa v ňom zvyšoval tlak nad namerané hodnoty. Ani jedna z uvedených zmien tak nepriniesla zvýšenie presnosti výpočtu.

V minulosti nebola CFD analýza piestového kompresoru vypracovaná ani vo firme Emerson a ani sa podobný problém neriešil na OTTP, preto nebolo možné aplikovať žiadne poznatky z predchádzajúceho výskumu. Počas prác na probléme bolo odskúšaných niekoľko rôznych postupov a nastavení, ktoré zabrali veľké množstvo času. Prínosom práce je hlavne to, že sa podarilo odhaliť kritické miesta analýzy (napr. tvorba siete počas pohybu) a hlavný zdroj nepresností, ktorým sú medzery okolo ventilov. Odstránenie tohto problému by si vyžadovalo ďalšie testovanie, možnosťou je napríklad použitie premenlivého tlaku na výstupe (aby nespôsobil opačné prúdenie okolo ventilu), alebo použitie porézneho telesa ako štrbiny okolo ventilu. Uživatelskou funkciou by sa dala nastaviť priepustnosť telesa v závislosti na čase. Odladenie simulácie na použitie v praxi si tak vyžaduje ešte veľké množstvo práce.

ZOZNAM OBRÁZKOV

OBR. 1(A) ZÁKLADNÝ CHLADIACI SYSTÉM ZAKRESLENÝ V (B) T-S DIAGRAME [2].....	16
OBR. 2(A) SKUTOČNÝ CHLADIACI CYKLUS ZAKRESLENÝ V (B) T-S DIAGRAME [2].....	18
OBR. 3 SCHEMATICKÝ NÁKRES CHLADIACEHO SYSTÉMU [2]	18
OBR. 4 ROZDELENIE KOMPRESOROV [1]	19
OBR. 5 VZDUCHOVÉ A VODNÉ CHLADENIE VALCA [4].....	23
OBR. 6 ZÁVISLOSŤ PRÍKONU NA VÝKONNOSTI KOMPRESORU PRE JEDNOTLIVÉ SPÔSOBY REGULÁCIE	24
OBR. 7 REGULÁCIA ZMENOU ŠKODLIVÉHO PRIESTORU [3]	25
OBR. 8 REGULÁCIA ZMENOU ŠKODLIVÉHO PRIESTORU ODTLAČOVANÍM VENTILU [5]	25
OBR. 9 REGULÁCIA ZMENOU ŠKODLIVÉHO PRIESTORU V P-V DIAGRAME [3].....	25
OBR. 10 REGULÁCIA ŠKRTEŇMI V P-V DIAGRAME (VĽAVO) A UZAVRETÉ SANIE (VPRAVO) [1]	26
OBR. 11 REGULÁCIA OBTOKOM [1]	26
OBR. 12 REGULÁCIA ODTLAČOVANÍM SACÍCH VENTILOV (VĽAVO) A TRVALO ODTLAČENÝ SACÍ VENTIL (VPRAVO) [1].....	26
OBR. 13 ŠTVORVALCOVÝ KOMPRESOR TYPU STREAM.....	27
OBR. 14 VENTILOVÁ DOSKA DISCUS.....	28
OBR. 15 OBEH IDEÁLNEHO KOMPRESORU [1]	29
OBR. 16 ABSOLÚTNA A TECHNICKÁ PRÁCA POLYTROPICKEJ KOMPRESIE V T-S DIAGRAME [4].....	31
OBR. 17 SKUTOČNÝ PRIEBEH KOMPRESIE V T-S DIAGRAME [4].....	31
OBR. 18 P-V DIAGRAM SEMIHERMETICKÉHO KOMPRESORU STREAM	32
OBR. 19 TERMODYNAMICKÝ DEJ SKUTOČNÉHO KOMPRESORU V P-V (VĽAVO) A T-S (VPRAVO) DIAGRAME [1].....	33
OBR. 20 PRIEBEH CYKLU S ONESKORENÝM UZAVRETÍM SACIEHO A VÝTLAČNÉHO VENTILU V P-V DIAGRAME [1]	34
OBR. 21 ZVÝŠENIE TLAKU NA KONCI NASÁVANIA VPLYVOM ZOTRVAČNOSTI PLYNU [4].....	34
OBR. 22 PRÚDENIE PLYNU V KOMPRESORE BEHOM PRACOVNÉHO CYKLU [1]	35
OBR. 23 OBJEM PRACOVNÉHO PRIESTORU [1].....	36
OBR. 24 KRIVKA FÁZOVÉHO PRECHODU ZEOTROPNEJ ZMESI [6]	41
OBR. 25 TEPELNÁ KAPACITA IDEÁLNEHO PLYNU R-404A.....	48
OBR. 26 TEPELNÁ VODIVOSŤ PLYNU R-404A	49
OBR. 27 VSKOZITA CHLADIVA R-404A	49
OBR. 28 NEGATIVNÝ OBJEM KOMPRESORU	51
OBR. 29 MODEL KOMPRESORU S VYZNAČENÍM POHYBLIVÝCH ČASŤÍ.....	51
OBR. 30 SCHÉMA PIESTOVÉHO MECHANIZMU [14].....	52
OBR. 31 POHYB PIESTU V CFD ANALÝZE	53
OBR. 32 SACÍ VENTIL S TENZOMETRAMI.....	54
OBR. 33 PRETVORENIE SACIEHO VENTILU V MIESTE UMIESTNENIA TENZOMETROV	55
OBR. 34 INTERVAL OTVORENIA SACIEHO VENTILU.....	55
OBR. 35 DEFORMÁCIA VENTILU POD STATICKÝM TLAKOM 0,2 BAR.....	56
OBR. 36 DEFORMÁCIA VENTILU POD STATICKÝM TLAKOM 0,6 BAR - KRITICKÝ STAV	56
OBR. 37 MAX. VÝCHYLKA VENTILU V OSE Z	57
OBR. 38 ILUSTRAČNÝ OBRÁZOK PRIEHYBU SACIEHO VENTILU.....	58
OBR. 39 POHYB SACIEHO VENTILU POČAS CFD ANALÝZY V BODE $X = 0$	59
OBR. 40 INTERVALY OTVORENIA SACIEHO VENTILU.....	60
OBR. 41 OTVORENÝ VÝTLAČNÝ VENTIL (ILUSTRAČNÝ OBRÁZOK)	61
OBR. 42 POHYB VÝTLAČNÉHO VENTILU POČAS CFD ANALÝZY.....	62
OBR. 43 INTERVALY OTVORENIA VÝTLAČNÉHO VENTILU.....	62
OBR. 44 DEFORMÁCIA SIETE PRI POHYBE DO HÚ	63
OBR. 45 DEFORMÁCIA SIETE PRI POHYBE DO DÚ	63
OBR. 46 SIEŤ V HÚ PRI POUŽITÍ MAKRA NA TVORBU SIETE.....	64
OBR. 47 SIEŤ PRI POHYBE DO DÚ S POUŽITÍM MAKRA.....	65
OBR. 48 OKRAJOVÉ PODMIENKY.....	67
OBR. 49 PRINCÍP MORPHINGU.....	67
OBR. 50 POROVNANIE VÝSLEDKOV SIMULÁCIE A NAMERANÝCH DÁT	69

OBR. 51	TLAKOVÁ PODMIENKA NA VSTUPE DO KOMPRESORU	70
OBR. 52	MAXIMÁLNY TLAK NA PESTE V ČASE ZAČIATKU OTVÁRANIA VÝFUK. VENTILU.....	70
OBR. 53	MINIMÁLNY TLAK NA PESTE V ČASE ZAČIATKU OTVÁRANIA SACIEHO VENTILU	71
OBR. 54	P-V DIAGRAM TROCH OTÁČOK KĽUKY	72
OBR. 55	INTERVALY OTVORENIA VENTILOV	73
OBR. 56	SÚČASNE OTVORENÉ VENTILY SPÔSOBUJÚ „SKRAT“	73
OBR. 57	SKORÉ OTVÁRANIE VÝTLAČNÉHO VENTILU (PIEST SA POHYBUJE DO HÚ)	74
OBR. 58	ÚNIK CHLADIVA ŠTRBINOU OKOLO VENTILU.....	75
OBR. 59	SPÄTNÉ VYTLAČOVANIE CHLADIVA OKOLO SACIEHO VENTILU.....	75
OBR. 60	DIAGRAM S VÝSLEDKAMI SIMULÁCIE A NAMERANÝMI DÁTAMI	76
OBR. 61	INTERVALY OTVÁRANIA VENTILOV	77
OBR. 62	TLAK VO VALCI PRED OTVORENÍM VENTILU (703. ČASOVÝ KROK)	77
OBR. 63	POKLES TLAKU TESNE PRED OTVORENÍM VÝTLAČ. VENTILU (707. ČASOVÝ KROK).....	78
OBR. 64	TLAK VO VALCI TESNE PO OTVORENÍ VENTILU (709. ČASOVÝ KROK)	78
OBR. 65	ZÁNİK SIETE V MIESTE SPOJENIA PLOCHY VENTILU A VENTILOVEJ DOSKY.....	79
OBR. 66	OPAČNÉ PRÚDENIE OKOLO VÝTLAČNÉHO VENTILU.....	80

ZOZNAM TABULIEK

TAB. 1 ZÁKLADNÉ DELENIE UHĽOVODÍKOVÝCH CHLADÍV	42
TAB. 2 VLASTNOSTI CHLADIVA R-404A	46
TAB. 3 VLASTNOSTI CHLADIVA ZADÁVANÉ DO SIMULÁCIE	47
TAB. 4 PARAMETRE KLUKOVÉHO MECHANIZMU	52
TAB. 5 VÝSLEDKY PEVNOSTNEJ ANALÝZY MKP.....	57

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

a	[-]	- konštanta veľkosti priťažlivých síl medzi časticami
b	[-]	- konštanta objemu častíc
c_p	$[J.K^{-1}.mol^{-1}]$	- merá tepelná kapacita pri konš. tlaku
c_v	$[J.K^{-1}.mol^{-1}]$	- merá tepelná kapacita pri konš. objeme
COP	[-]	- koeficient výkonnosti (coefficient of performance)
h	$[kJ/mol]$	- entalpia
i	$[kJ/mol]$	- entalpia
l	$[mm]$	- dĺžka ojnice
n	$[s^{-1}]$	- otáčky
n_p	[-]	- počet piestov v kompresore
p_1	$[Pa]$	- tlak vo valci pri polohe piestu v DÚ
p_2	$[Pa]$	- tlak, pri ktorom sa otvára výtláčny ventil
P_3	$[Pa]$	- tlak na výstupe z kompresora
p_c	$[Pa]$	- kritický tlak
p_d	$[Pa]$	- tlak vo výtláčnom hrdle
$p_{n,l}$	$[Pa]$	- tlak v sacom hrdle
P	$[W]$	- príkon
P_{it}	$[W]$	- izotermický príkon
P_{sk}	$[W]$	- celkový príkon – skutočný
q	$[J]$	- merné teplo
q_a	$[J]$	- teplo úmerné absolútnej práci
q_t	$[J]$	- teplo úmerné technickej práci
Q_H	$[J]$	- teplo odovzdané v kondenzátore
Q_L	$[J]$	- teplo dodávané do výparníka
r	$[mm]$	- výška kluky
r	$[mm]$	- polomer ventilu
s	$[mm]$	- zdvih piestu
s	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	- entropia
S	$[mm]$	- vzdialenosť piestu od HU
S_i	$[mm^2]$	- plocha piestu
T_c	$[K]$	- kritická teplota
u	$[J.kg^{-1}]$	- merná vnútorná energia
V_1	$[m^3]$	- objem pracovného priestoru kompresoru
V_3	$[m^3]$	- objem škodlivého priestoru
V_4	$[m^3]$	- objem expandovaného plynu zo škod. priestoru
V_d	$[m^3.s]$	- výkonnosť kompresoru
V_z	$[m^3]$	- zdvihový objem
W	$[J]$	- práca dodaná na hriadeľ
W_{is}	$[J]$	- izoentropická práca
x	$[mm]$	- poloha piestu
x	$[mm]$	- polohová súradnica konkrétneho bodu ventilu v ose X
z	$[mm]$	- výchylka priradená každému bodu ventilu v ose X

z	$[-]$	-stupeň kompresoru
z_{max}	$[mm]$	-maximálna výchylka v danom čase
α	$[^\circ]$	-uhol natočenia kľuky
β	$[^\circ]$	-uhol natočenia ojnice
ε_s	$[-]$	-pomerný škodlivý priestor
η_{Comp}	$[-]$	-izoentropická účinnosť kompresie
η_d	$[-]$	-dopravná účinnosť
$\eta_{it,sp}$	$[-]$	- izotermická účinnosť kompresoru
λ	$[-]$	súčiniteľ využitia zdvihového objemu
λ_N	$[-]$	-súčiniteľ netesnosti
λ_p	$[-]$	-tlakový súčiniteľ
λ_S	$[-]$	-súčiniteľ plnenia
λ_T	$[-]$	-teplotný súčiniteľ
λ_v	$[-]$	-expanzný súčiniteľ
σ_c	$[-]$	-celkový tlakový pomer

CFC – plne halogenizované uhľovodíky

CFD – výpočty prúdenia tekutín (*computational fluid dynamics*)

DÚ – dolná úvrat' piestu

FEA – metóda konečných prvkov (*finite element analysis*)

FSI – interakcia medzi kvapalinou a tuhým telesom (*fluid structure interaction*)

GWP – potenciál globálneho otepľovania (*global warming potential*)

HCFC – chlór-fluor uhľovodíky

HFC – uhľovodíkové chladivá (bez chlóru)

hp – kónská sila (*horse power*)

HÚ – horná úvrat' piestu

ODP – potenciál rozkladu ozónovej vrstvy (*ozone depletion potential*)

POE – polyolický ester

ppm – koncentrácia látky (*parts per milion*)

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] JAROSLAV KAMINSKÝ. *Kompresory*. Ostrava: VSB TU, 2004. 122 s. ISBN 8024807041.
- [2] DINCER, Ibrahim a Mehmet KANOGLU. *Refrigeration systems and applications*. Second Edition. Sussex. UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2010. 464 s. ISBN 978-0-470-74740-7.
- [3] BROWN, Royce N. *Compressors: Selection and sizing*. Second edition. Houston, USA: Gulf Publishing Company, 1997. 552 s. ISBN 0-88415-164-6.
- [4] Kompresory. In: [online]. [cit. 2012-03-18]. Dostupné z: http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf
- [5] Compressors: Chapter 6. In: [online]. c2012 [cit. 2012-03-18]. Dostupné z: http://webtools.delmarlearning.com/sample_chapters/60976_06_ch06.pdf
- [6] Dokumenty: Učebné texty - Druhy a vlastnosti chladív. In: BLAHA, Marián. *SZ CHKT* [online]. c2012 [cit. 2012-03-18]. Dostupné z: <http://www.szchkt.org/docs/article.php?article=100>
- [7] Solkane 404a: Thermodynamics. In: *Refripro* [online]. 1.03. c2011 [cit. 2012-03-19]. Dostupné z: http://www.refripro.eu/fic_bdd/fluides_pdf_fichier/11630953370_SOLKANE_404A.pdf
- [8] BLAHA, Marián. *Späť k základom: Kniha druhá - 4. chladivové kompresory* [online]. Rovinka: SZCHKT, 2010, 17.11.2010 [cit. 2012-03-19]. Dostupné z: <http://szchkt.org/docs/article.php?article=147>
- [9] BLAHA, Marián. *Späť k základom: Kniha druhá - 4. chladivové kompresory - I.pokračovanie* [online]. Rovinka: SZCHKT, 2010, 17.11.2010 [cit. 2012-03-19]. Dostupné z: <http://szchkt.org/docs/article.php?article=148>
- [10] BLAHA, Marián. *Späť k základom: Kniha druhá - 4. chladivové kompresory - II.pokračovanie* [online]. Rovinka: SZCHKT, jún 2011, 21.7.2011 [cit. 2012-03-19]. Dostupné z: <http://szchkt.org/docs/article.php?article=163>
- [11] Semi-Hermetic Compressor Catalogue. In: *HVACRinfo* [online]. 2007 [cit. 2012-04-20]. Dostupné z: http://www.hvacrinfo.com/Compressors/cope_semi_asia.pdf
- [12] Stream - The State Of The Art Semi-Hermetic Piston Technology. In: *Elektronika-SA* [online]. 2012 [cit. 2012-04-20]. Dostupné z: <http://www.elektronika-sa.com.pl/files/news/2012/stream/folder.pdf>
- [13] EMERSON. *Semi-Hermetic Compressors for Refrigeration* [online]. 2012 [cit. 2012-04-20]. Dostupné z: http://www.emersonclimate.com/europe/en-eu/Products/Compressors/Semi_Hermetic_Compressors/Pages/default.aspx
- [14] Crank_mechanism_geometry_sk. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/8b/Crank_mechanism_geometry_sk.png
- [15] Star-CCM+ 6.04 manual

ZOZNAM PRÍLOH

1. p-i diagram chladiva R-404a
2. JAVA makro na tvorbu siete