



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**ANALÝZA PROUDĚNÍ V SEMI-HERMETICKÉM PÍSTOVÉM
KOMPRESORU**

THE FLOW ANALYSIS INSIDE SEMI-HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Patrik Bouchal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ján Tuhovčák, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Patrik Bouchal**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Technika prostředí
Vedoucí práce: **Ing. Ján Tuhovčák, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Analýza proudění v semi–hermetickém pístovém kompresoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pístové kompresory používají olej k mazání pohyblivých částí a utěsnění pracovního prostoru. Při provozu kompresoru tak dochází k úletu oleje z kompresoru spolu s dopravovanou látkou, což nemusí být problém u vzduchových kompresorů. V případě chladivových kompresorů však ulétající olej zanáší teplosměnné plochy tepelných výměníků, čímž dochází k poklesu účinnosti zařízení. Olej uniklý z kompresoru je zapotřebí vrátit zpět, což vyžaduje instalaci dalších systémů, které zvyšují investiční náklady na zařízení.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce je analýza proudění chladiva v semi–hermetickém pístovém kompresoru pomocí CFD simulace za účelem identifikace kritických míst, způsobujících nadměrný úlet oleje z kompresoru.

Seznam doporučené literatury:

MANNEWITZ, Jens, Robin LANGEBACH a Ullrich HESSE. Oil Transport Mechanisms Inside Semi-Hermetic Reciprocating Compressors For CO2 Applications. In: 24th International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 9-12, 2018. Purdue, 2018.

JUN-PYO, Lee. Experimental and Theoretical Investigation of Oil Retention in a Carbon Dioxide Air-Conditioning System. Maryland, USA, 2003. Dissertation. University of Maryland. Vedoucí práce Professor Reinhard Radermacher.

BLAHA, Marián, Tibor BLAHA, Peter BLAHA a Štefan BORBÉLY. Kompresory I. In: Slovenský zväz pre chladiacu a klimatizačnú techniku [online]. c2019, 17.11.2010 [cit. 2019-10-25]. Dostupné z: <https://szchkt.org/a/docs/news/147/show>

ALMBAUER, Raimund, Wolfgang LANG, Daniel NAGY a Erwin BERGER. Application of Computational Fluid Dynamics for the Thermodynamic Development of a New Generation of Hermetic Reciprocating Compressor. In: International Compressor Engineering Conference at Purdue. Purdue: Purdue University Libraries, 2010.

VERSTEEG, Hendrik. K. a Weeratunge MALALASEKERA, 2007. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. 2nd ed. New York: Pearson Education. ISBN 0131274988.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá CFD simulací proudění v CO₂ semi-hermetickém pístovém kompresoru řady Stream od firmy Emerson. Cílem práce je analýza kritických míst v kompresoru, které způsobují nadměrný úlet oleje z kompresoru, pomocí CFD simulací v programu ANSYS CFX. Práce obsahuje simulaci jednofázového i dvoufázového proudění a jejich výsledky jsou na závěr podrobeny analýze.

Abstract

The topic of this diploma thesis is CFD simulation of flow inside CO₂ semi-hermetic reciprocating compressor Stream manufactured by Emerson. The goal of this thesis is to analyze critical points inside the compressor with regard to excessive entrainment of oil by flowing refrigerant by means of CFD simulation using ANSYS CFX. Simulation for both single-phase and two-phase flow is part of the thesis and results from them are analysed.

Klíčová slova

Kompresor, CFD, chladivo, CO₂, olej, ODR, výpočtová síť

Key words

Compressor, CFD, refrigerant, CO₂, oil, ODR, computational mesh

Bibliografická citace

BOUCHAL, Patrik. *Analýza proudění v semi-hermetickém pístovém kompresoru* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124403>.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ján Tuhovčák.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Analýza proudění v semi-hermetickém pístovém kompresoru vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu literatury

V Brně dne 26.6.2020

.....

Bc. Patrik Bouchal

Poděkování

Tímto chci poděkovat vědoucímu diplomové práce Ing. Jánů Tuhovčákovi, Ph.D. za čas, který mi věnoval, množství drahocenných rad a ochotu při konzultacích.

Obsah

1	Úvod	15
2	Chladicí zařízení	16
2.1	Cyklus chladicího zařízení	16
2.1.1	Cyklus chladicího zařízení s CO ₂	17
2.2	Kompresor	19
2.2.1	Swing kompresor	19
2.2.2	Spirálový kompresor	20
2.2.3	Pístové kompresory	21
2.3	Komponenty chladicího okruhu s CO ₂	24
3	Chladiva	26
3.1	Druhy chladiv a jejich rozdělení	26
3.1.1	Značení chladiv	27
3.2	Vlastnosti chladiv	27
3.2.1	Vliv na životní prostředí	28
3.3	R744	29
3.3.1	Vlastnosti CO ₂	30
4	ODR	35
4.1	Oleje	37
4.1.1	Typy olejů	37
4.1.2	Vlastnosti olejů	38
4.2	Distribuce oleje	41
5	Numerické simulace	42
5.1	Výpočtová síť	42
5.1.1	Test nezávislosti sítě	44

5.2	Nastavení výpočtu	45
5.2.1	Počáteční podmínky	46
5.2.2	Okrajové podmínky	46
5.3	Řešení dvoufázových směsí.....	47
6	Jednofázový výpočet	49
7	Dvoufázový výpočet	51
7.1	Výpočet s vracením oleje	53
7.2	Závislost ODR na otáčkách kompresoru	56
7.3	Pulzy.....	57
7.4	Geometrická úprava	59
8	Závěr	61
	Seznam obrázků.....	63
	Seznam tabulek.....	65
	Seznam použitých zkratk a symbolů	66
	Seznam použitých zdrojů a literatury.....	68

1 Úvod

Olej v pístových chladivových kompresorech slouží k mazání pohyblivých částí a k utěsnění pracovního prostoru. Jeho další funkcí je také snižování hluku nebo ochrana proti korozi.

Chladivo v kompresoru proudí kolem motoru a tím jej chladí. Přichází však také do přímého kontaktu s olejem, který s sebou unáší. To má za následek cirkulaci malé, avšak nezanedbatelné části oleje v chladicím okruhu, a zatímco pro chod kompresoru je olej naprosto nezbytný, ostatní komponenty jej ke své funkci nepotřebují.

Olej obíhající v chladicím okruhu způsobuje jeho nedostatek v samotném kompresoru. To má za následek jeho nedostatečné promazání, což snižuje spolehlivost a může vést až k poruše kompresoru. Obíhající olej se také usazuje na stěnách výměníku ve formě filmu, čímž snižuje součinitel prostupu tepla. Usazená vrstva zmenšuje průměr trubek výměníku a tím zvyšuje tlakovou ztrátu. Čím větší je tedy množství obíhajícího oleje v chladivovém okruhu, tím méně se ho nachází v kompresoru, zvyšuje se pravděpodobnost jeho poruchy a tlaková ztráta okruhu a snižuje se součinitel prostupu tepla. Poslední dva faktory mají za následek snížení účinnosti chladicího zařízení. Je tedy důležité udržet množství cirkulujícího oleje na co nejnižší úrovni. Obíhající olej je zachytáván separátory, které se instalují do okruhu na výtlačnou stranu kompresoru. Jejich instalace však navyšuje cenu zařízení.

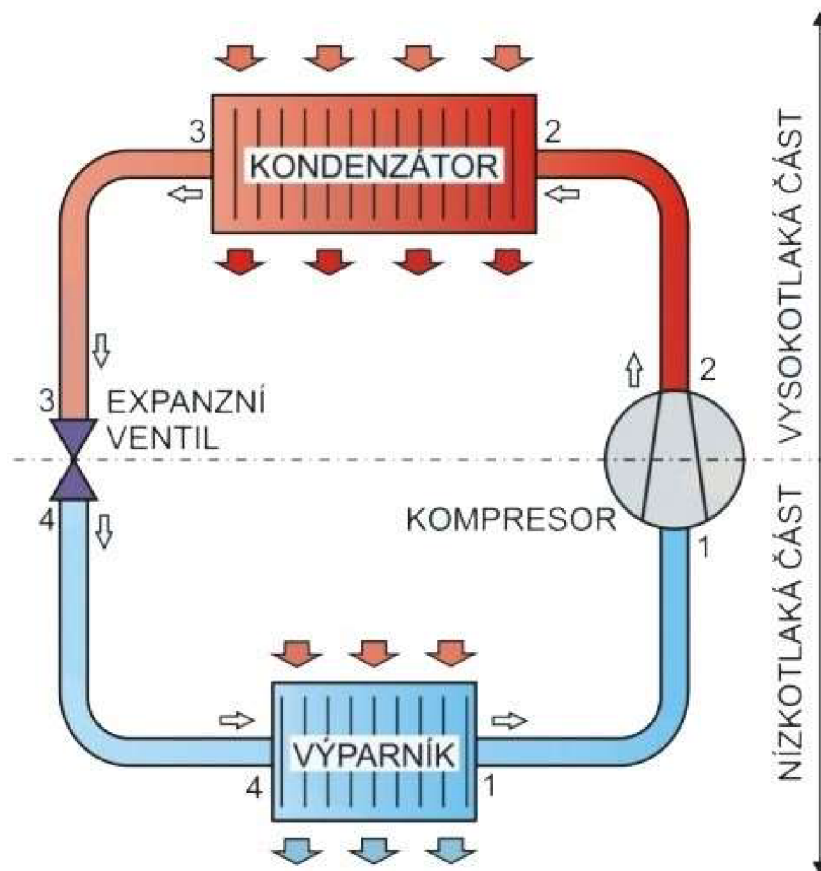
Množství cirkulujícího oleje stoupá s rostoucím sacím tlakem, z toho důvodu se toto téma stává mnohem důležitější v poslední době, kdy se opět začíná jako chladivo používat oxid uhličitý (R744), která pracuje v oblasti vyšších tlaků. CO₂ kompresory jsou proto náročnější na výrobu, ale také náchylnější k vyššímu množství obíhajícího oleje.

Tato práce vznikla na základě spolupráce firmou Emerson Climate Technologies, která poskytla potřebné konzultace, dokumentaci a podklady [1].

2 Chladicí zařízení

Chladicí zařízení se v posledních letech stalo nedílnou součástí našich životů. Ať už se jedná o komerční chladicí systémy typu split (případně multi-split) které lze najít v kancelářských budovách, ale jsou stále běžnější i v domácnostech, nebo o chladničky, bez kterých se neobejde téměř žádná domácnost. Chlazení je velice důležité i v průmyslu, například v potravinářském, ale i mnoho dalších odvětví se bez něj neobejde. Chladicích systémů, které se v praxi dají použít je několik (např. absorpční), v této práci bude však dále rozvinuto pouze kompresorové chlazení.

Kompresorové chladicí zařízení se skládá ze čtyř základních součástí: kompresor, kondenzátor, expanzní prvek a výparník. Jednoduché chladicí zařízení zobrazuje Obr. 1.



Obr. 1 Kompresorové chladicí zařízení – upraveno z [3]

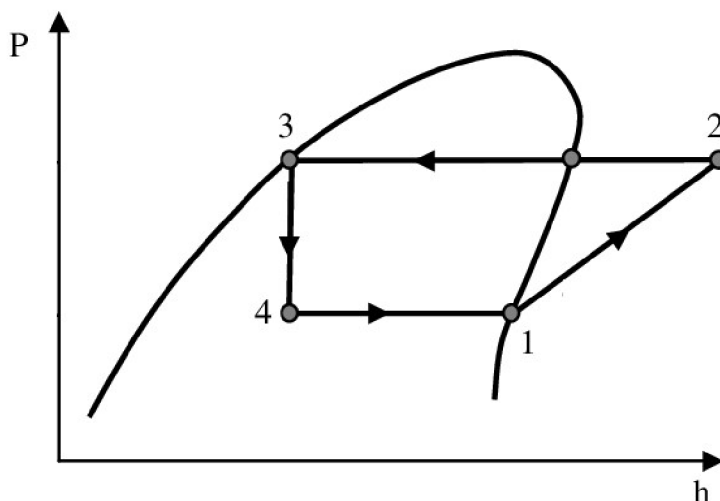
2.1 Cyklus chladicího zařízení

Cyklus chladicího zařízení tvoří čtyři základní termodynamické děje, kdy každý probíhá v jedné jeho součásti.

Chladivo je nasáváno kompresorem, kde probíhá adiabatická (izoentropická) komprese (v Obr. 2 děj 1–2), a dochází ke zvyšování jeho tlaku i teploty.

Z kompresoru je chladivo vytlačováno do kondenzátoru, kde je chladivo ochlazováno chladicí látkou, kterou může být například vzduch, a zároveň mění své skupenství z plynného na kapalné (děj 2–3). Běžně se v praxi chladivo podchlazuje pod teplotu

varu, aby se zajistilo, že se za kondenzátorem nenachází chladivo v plynném skupenství.



Obr. 2 p-h diagram chladicího systému – upraveno z [4]

Chladivo poté prochází přes expanzní prvek, kterým může být třeba expanzní ventil, a dochází k izoentalpickému škrcení (děj 3–4). Při tomto procesu se snižuje tlak, a tedy i teplota chladiva. Zároveň se část chladiva vypaří, jelikož s poklesem tlaku klesá i teplota varu. Tomu se dá aspoň částečně zabránit podchlazením chladiva v kondenzátoru.

Nakonec chladivo prochází výparníkem, jelikož je teplota varu chladiva v tomto stavu nižší, než teplota okolí výparníku dochází k vypařování chladiva (děj 4–1). Často dochází k přehřátí chladiva, aby do kompresoru vstupovalo pouze chladivo v plynném skupenství. Chladivo poté putuje opět do kompresoru a celý proces se opakuje.

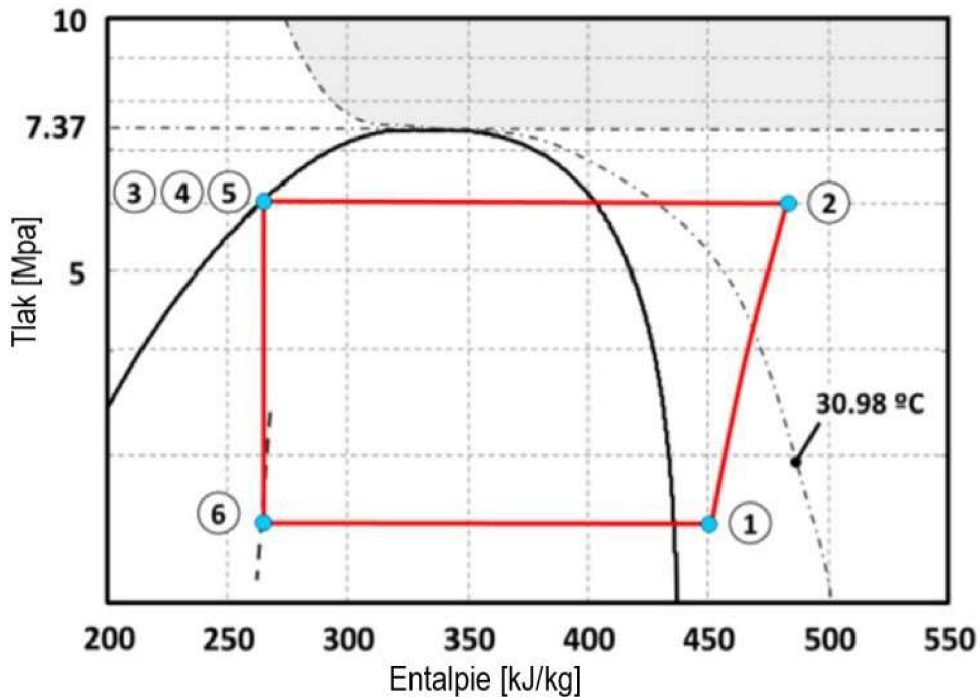
2.1.1 Cyklus chladicího zařízení s CO₂

Za běžných okolností, kdy odvod tepla (kondenzace chladiva) probíhá při teplotě nižší než 31 °C (kritická teplota), vypadá cyklus s R744¹ jako běžný chladicí cyklus (Obr. 3).

Kritická teplota R744 je 31 °C a nad touto teplotou (a kritickým tlakem 7,4 MPa) látka již neexistuje ve skupenství kapalném, nebo plynném (dojde k vyrovnání hustot kapalné a plynné fáze) a stává se z ní superkritická tekutina. Neznamená to však, že by se nad touto teplotou nedalo použít chladicí zařízení s R744. Kondenzátor se nahradí chladičem plynu, kde nedochází k fázové přeměně, a celý odvod tepla probíhá v nadkritické oblasti². Takový cyklus lze vidět na Obr. 4, kde je světle zeleně vyznačená nadkritická oblast.

¹ R744 je označení CO₂ jako chladiva

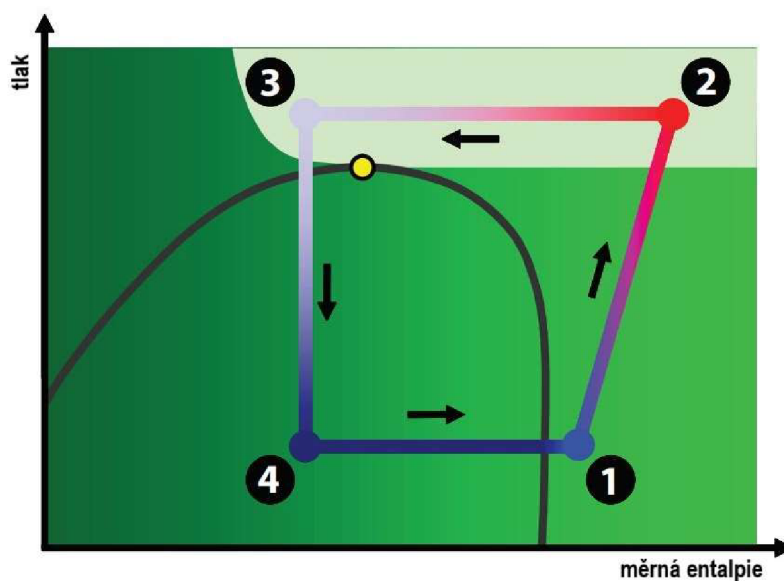
² Tlak i teplota jsou vyšší než jejich kritické hodnoty



Obr. 3 Cyklus R744 – upraveno z [5]

V této oblasti je také nutná optimalizace výtlačného tlaku kompresoru, jelikož s jeho zvyšováním dochází k nárůstu energie, kterou musíme dodat kompresoru, bez ztelného nárůstu chladicí kapacity (teplo dodané chladivu při vypařování). Nejeftivněji pracuje chladicí zařízení s CO₂ v nadkritické oblasti při výtlačném tlaku přibližně 90 bar, poté jeho efektivita klesá a při hodnotě vyšší než 98 bar klesá i chladicí kapacita [6], [7].

V praxi chladicí zařízení dokáže pracovat v podkritické i nadkritické oblasti. To však vyžaduje optimalizaci výměníku, aby dokázal zastat jak funkci kondenzátoru, tak i chladíče plynu.



Obr. 4 Nadkritický cyklus R744 – upraveno z [6]

2.2 Kompresor

Kompresor lze popsat jako zařízení, jež zvyšuje tlak látky v plynném skupenství snížením jejího měrného objemu. Škála použití kompresorů je široká a stejně tak jich je i mnoho druhů, aby splnily požadavky pro dané použití. Dělí se na dvě základní skupiny:

Rychlostní (Dynamické) kompresory – tyto kompresory zvyšují rychlost proudícího plynu a následně v difuzoru přemění jeho kinetickou energii na tlakovou. Na takovém principu fungují například turbokompresory, případně ejektory.

Objemové kompresory – Objemové kompresory zvyšují tlak plynu zmenšením objemu pracovního prostoru. Mezi tyto kompresory patří například šroubový, lamelový rotační, swing, scroll nebo pístový.

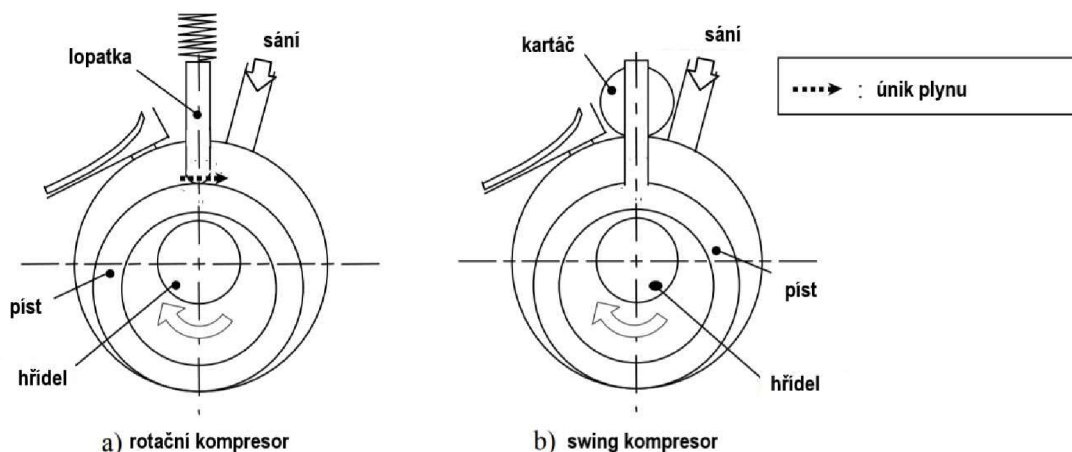
Další dělení kompresorů může být dle:

-stlačovaného média	na kompresory vzduchové a plynové
- počtu stupňů	na stroje jednostupňové a vícestupňové,
- celkového tlakového poměru σ_c na	
dmychadla	$\sigma_c < 3$
nizkotlaké kompresory	$\sigma_c = 3$ až 25
středotlaké kompresory	$\sigma_c = 25$ až 100
vysokotlaké kompresory	$\sigma_c = 100$ až 300
hyperkompresory	$\sigma_c > 300$
- dosahované výkonnosti \dot{V}_d na	
kompresory malé	$\dot{V}_d < 150 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$
kompresory střední	$\dot{V}_d = 150$ až $5\,000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$
kompresory velké	$\dot{V}_d > 5\,000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$

Jelikož se tato práce zabývá pístovým kompresorem na CO₂, konkrétně pístovým kompresorem Copeland řady Stream od firmy Emerson, budou dále popsány typy kompresorů, které se běžně komerčně používají pro CO₂ aplikace a podrobněji pak pístové kompresory [8], [9].

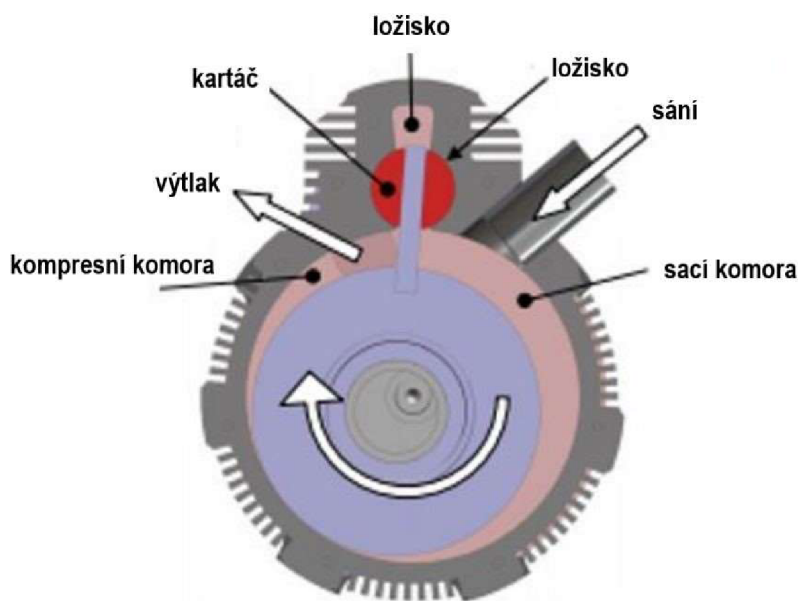
2.2.1 Swing kompresor

Swing kompresor vznikl úpravou rotačního kompresoru, u kterého kromě klepavého zvuku při dorazu lopatky na píst docházelo i k úniku stlačeného plynu netěsností mezi lopatkou a pístem zpět do sací komory. Připevněním lopatky k pístu vznikne čepel, která eliminuje únik plynu mezi komorami. Na Obr. 5 lze vidět srovnání konstrukce těchto dvou typů kompresorů.



Obr. 5 Porovnání rotačního a swing kompresoru – upraveno z [10]

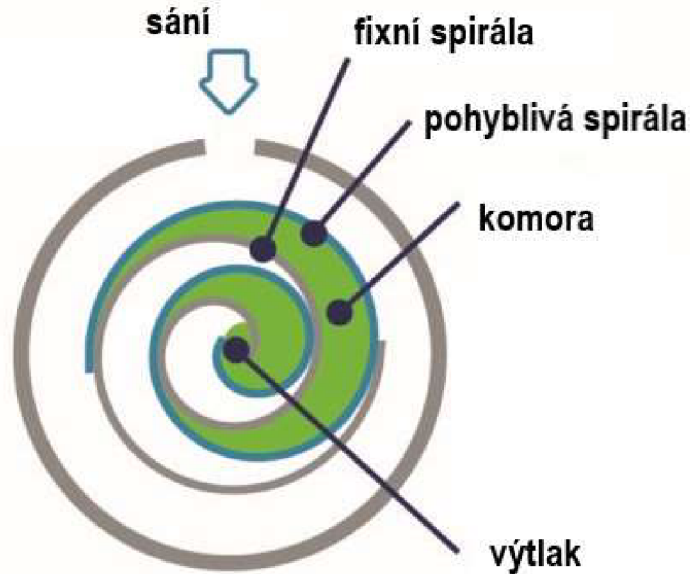
Kompresor je poháněn elektromotorem, který otáčí s excentrickým hřídelem. Na hřídel je připevněn píst kruhového průřezu o průměru menším než průměr komory kompresoru, součástí pístu je čepel, kterým je zasezen do kartáče. Kartáč se natáčí společně s pístem a umožňuje posuvný pohyb čepel. Jelikož je píst upevněn na excentrickém hřídeli, v podstatě se odvaluje po stěnách komory kompresoru. Tím postupně snižuje objem plnu a zvyšuje jeho tlak. Při dosažení výtlačného tlaku dochází k výtlačku (Obr. 6). Vzhledem k tomu, že tyto kompresory pracují kontinuálně, produkují také méně hluku a vibrací.



Obr. 6 Princip swing kompresoru – upraveno z [11]

2.2.2 Spirálový kompresor

Spirálový (nebo také scroll) kompresor patří mezi nejnovější typy kompresorů. Ač patentován již v roce 1905 v USA a ve Francii, jeho výroba začala v době relativně nedávné – v 80. letech 20. století. Je to způsobené především vysokými nároky na obrábění spirál. Tyto kompresory pracují s tlakovými poměry až 10. [8].



Obr. 7 Princip scroll kompresoru – upraveno z [12]

Činnost scroll kompresoru je vcelku jednoduchá. Pracovní prostor se sestává ze dvou desek – pevné a pohyblivé. Na každé desce je spirála. Pohyblivá spirála je připevněna na hřídel poháněný elektromotorem a odvaluje se po pevné spirále. Plyn se nasává z obvodu pevné desky. Postupně se zmenšuje objem komory tvaru půlměsíce a tím je plyn stlačován. Když se plyn dostane do středu spirály, je plně stlačen a poté vytlačen středem pevné spirály. Ve stejnou chvíli je stlačováno několik půlměsícovitých komor, to způsobuje plynulý kompresní cyklus. Tento proces znázorňuje Obr. 7. Ve scroll kompresoru probíhá proces sání, komprese a výtlaku zároveň. Výhodou plynulosti chodu je nízká hlučnost kompresoru a chod téměř bez vibrací [13].

2.2.3 Pístové kompresory

Pístový kompresor je nejrozšířenější typ kompresoru. Má velmi široký rozsah použití od malých chladivových kompresorů v domácích chladničkách až po hyperkompresory s kompresními poměry přes 2500 a výkonností až $20\,000\text{ m}^3\text{ h}^{-1}$ s maximálním příkonem pohonu 5 MW. Vyšších kompresních poměrů se dosahuje víceúrovňovou kompresí, kdy se vzduch nejprve stlačí, v mezistupni ochladí a poté v dalším stupni opět stlačí. Jelikož se v pístových kompresorech nachází více pohyblivých částí, jsou oproti např. rotačním kompresorům náročnější na údržbu [8].

Pístové kompresory je možné dále rozdělit do několik kategorií. Například podle stupně uzavřenosti rozlišujeme:

Otevřené (ucpávkové): motor je oddělený od klikové skříně, hřídel je vyveden z klikové skříně přes ucpávku k motoru.

Polouzavřené (semi-hermetické): motor je vzduchotěsně uzavřený v jedné skříně s motorem. Z pláště motoru nevychází žádná pohyblivá část, avšak celá skříň je demontovatelná.

Uzavřené (hermetické): Celý kompresor je hermeticky uzavřen v nerozebíratelné skříně [14].

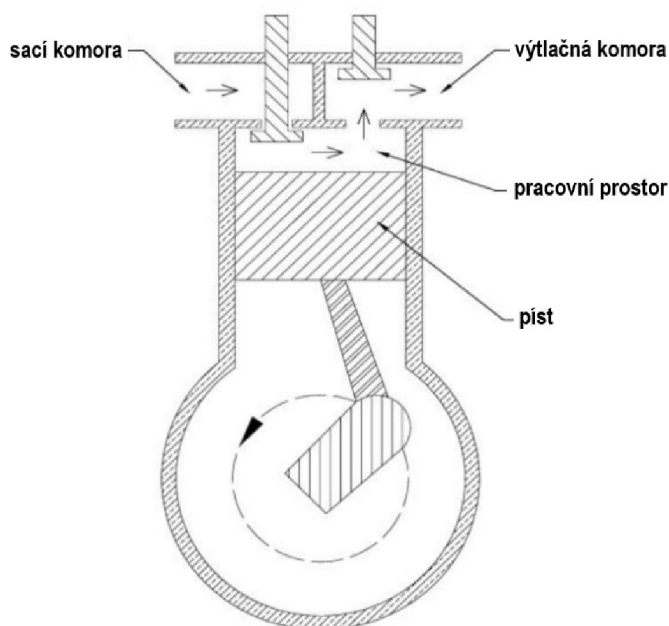
Dále rozlišujeme:

Ležaté kompresory – nejstarší kompresory, které se vyznačují nízkými otáčkami, které jsou navíc omezené nedokonalým vyvážením setrvačných sil a momentů, většinou vícestupňové. Mají robustní konstrukci, jsou půdorysně rozlehlé, avšak nejsou vysoké. Při konstrukci inspirované parním strojem

Stojaté kompresory – Tyto kompresory jsou inspirované konstrukcí spalovacích motorů, dosahují vyšších otáček díky lepšímu vyvážení setrvačných sil a momentů. Dosahují však velkých výšek. Běžně se konstruují jako nízkotlaké a až třístupňové. Moderní stojaté kompresory pracují bez mazacího oleje, a tedy zvyšují čistotu stlačeného vzduchu.

Boxerové kompresory – kompresory s protiběžnými písty. Spojují výhody ležatých a stojatých kompresorů. Otáčky mohou být až trojnásobné díky vyvážení setrvačných sil a momentů. Jsou kompaktní s jednoduchou údržbou.

Úhlové kompresory – úhel 90° mezi písty způsobuje dobré vyvážení setrvačných sil a také kompaktnost stroje. Díky dobrému vyvážení setrvačných sil se úhlové kompresory, podobně jako boxerové, vyznačují klidným chodem. Písty jsou uspořádány stejně jako v motorech automobilů, tedy do písmene V, případně W. Běžně se konstruují s 4, 6 nebo 8 válci [8].

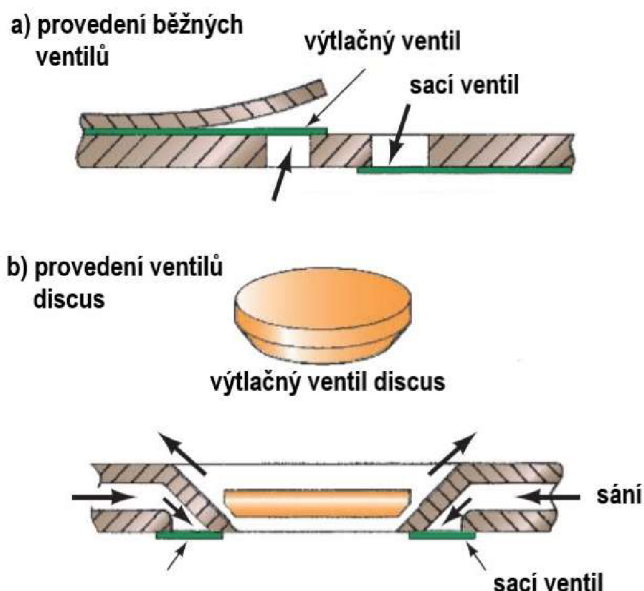


Obr. 8 Zjednodušený diagram pístového kompresoru – upraveno z [15]

Jak je uvedeno výše, pístové kompresory se skládají z mnoha částí. Mezi základní patří ventily a píst, který je přes ojnici spojen s klikovým, případně excentrickým, hřídelem.

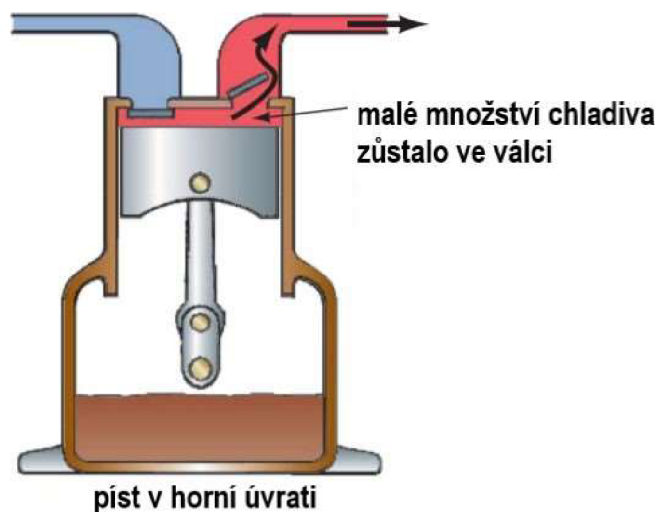
Píst – píst se pohybuje ve válci. Je opatřený pístními kroužky, které slouží k odizolování pracovního prostoru pístu od klikové skříně. Kroužky jsou kovové, jedná-li se o kompresor mazaný olejem, případně karbonové v případě bezolejového kompresoru. Pístní kroužky se nepoužívají v malých hermetických kompresorech. Píst samotný je často vyroben z hliníku, případně dutý, jelikož je požadováno, aby měl nízkou hmotnost.

Ventil – na rozdíl od spalovacích motorů, které mají vačkový hřídel ovládající ventily, jsou ventily v pístových kompresorech samočinné. To znamená, že se otevírají a zavírají v závislosti na tlaku ve válci. Ventily by měly mít malý odpor při proudění chladiva, malou setrvačnost, a především dokonalou těsnost. Ventily jsou zasazené ve ventilové desce a mohou být různých typů. [16]



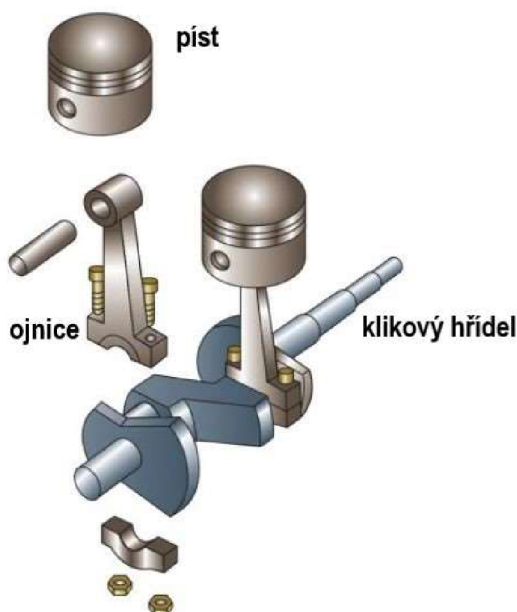
Obr. 9 a) běžný jazýčkový ventil b) ventil discus – upraveno z [13]

V kompresorech Copeland se používají dva typy – Discus a jazýčkový, které jsou zobrazeny na Obr. 9. Jazýčkový ventil je v podstatě speciálně vytvarovaný plíšek, který se při dostatečné tlakové diferencii ohne, a tedy dovolí průtok chladiva. Při poklesu tlakové diference se opět vrátí do původní polohy. Ventil discus je plastový disk přitlačovaný pružinou o požadované tuhosti, používají pouze jako výtláčné ventily, kdy snižují škodlivý prostor (viz Obr. 10) a vzhledem k většímu průměru v porovnání s jazýčkovým dovoluje průtok většího množství chladiva za kratší časový úsek [1], [13].



Obr. 10 Škodný prostor – upraveno z [13]

Klikový mechanismus – transformuje otáčivý pohyb na pohyb posuvný. Hlavní součástí je klikový, případně excentrický, hřídel. Excentrický hřídel je jednodušší na výrobu v porovnání s klikovým. Excentr se totiž vyrábí obráběním přímo z jednoho kusu ocele, kdežto klikový hřídel se nejčastěji vyrábí opracováním odlitku. Při použití excentrického hřídele je však nutné širší upevnění ojnice, jelikož musí obejmout celý průměr hřídele. Užší upevnění ojnice u klikového hřídele a celého klikového mechanismu lze vidět na Obr. 11 [13], [16].



Obr. 11 Klikový mechanismus kompresoru – upraveno z [13]

2.3 Komponenty chladicího okruhu s CO₂

Jak již bylo uvedeno, chladivo R744 pracuje v oblasti vyšších tlaků, než je obvyklé u běžnějších chladiv. Tato skutečnost s sebou nese jistá specifika takového chladicího okruhu.

Kompresor – Ač kompresory pracují v oblasti vysokých tlaků, kde běžný výtlačný tlak pro transkritický oběh s CO₂ je 90 bar, a s velkými rozdíly tlaku, oproti kompresorům pracujícím s běžnějším chladivem (např. R22) pracují s mnohem menšími kompresními poměry. Pokud se navíc píst osadí několika elastickými pístními kroužky, lze dosáhnout skoro zanedbatelnému úniku plynu mezi nízkou a vysokotlakou částí kompresoru. Zároveň musí být stěny skříně kompresoru silnější a její tvary by neměly být ostré, ale spíše zakulacené. Kompresory na CO₂ však mohou být menší v porovnání s těmi pracujícími s běžnými chladivy, a to především díky již zmiňovaným nižším kompresním poměrům a menšímu hmotnostnímu průtoku způsobeným vyšší hodnotou latentního tepla a objemové tepelné kapacity [17] [18].

Výměníky tepla – Výměníky tepla, stejně tak jako všechny ostatní komponenty okruhu, musí být dimenzované na vysoké tlaky. Výhodou CO₂ je jeho vcelku vysoká tepelná vodivost jak plynné, tak kapalné fáze a také vysoká měrná tepelná kapacita. Z toho důvodu lze použít pro výměníky trubky s menším průřezem, které lépe odolávají vysokým tlakům.

Separátory oleje – jsou součástí okruhu, které se obvykle nevyskytují v systémech s běžnými chladivy. Instalují se za výtlak kompresoru a jejich úkolem je zabránit, aby se minimalizoval průtok oleje ve zbytku systému. Olej zachycený v separátoru se poté vrací zpět do kompresoru, aby nedocházelo k jeho nedostatku. Separátory mohou pracovat na principu centrifugy, kde se v důsledku různých hustot oleje a chladiva tyto od sebe oddělí a olej steče po stěně nádoby, kde je zachytáván [1], [19].

3 Chladiva

Chladivo je pracovní látkou chladicího oběhu a jak již název napovídá, slouží k odvodu tepla z chladné látky do chladiva při nižším tlaku a teplotě a přívodu tepla z chladiva do chladicí látky při vyšším tlaku a teplotě. Obě tyto tepelné výměny jsou spojené se změnou skupenství chladiva. Přivádí-li chladivo teplo, dochází k jeho vypařování a naopak, když teplo odvádí, kondenzuje [20].

3.1 Druhy chladiv a jejich rozdělení

Chladiva je možné dle jejich chemického složení rozdělit do následujících skupin:

- Halogen-uhlovodíky³
- Anorganické sloučeniny
- Azeotropní směsi
- Zeotropní směsi

Halogen-uhlovodíky

Jsou deriváty metanu (CH_4), etanu (C_2H_6) nebo propanu (C_3H_8), které vznikly nahrazením atomů vodíků atomy jednoho z halogenů (tedy chloru, fluoru nebo bromu). V případě nahrazení všech atomů vodíku se jedná o plně halogenované uhlovodíky (CFC), zůstal-li aspoň jeden atom vodíku nenahrazen, jedná se o částečně halogenované uhlovodíky (HCFC). Tato chladiva jsou nejčastější známá pod obchodním názvem Freon. Jejich použití je velice zajímavé vzhledem k jejich skvělým termodynamickým vlastnostem. Mají však i velkou nevýhodu a tou je vliv na životní prostředí. Především brom a chlor způsobují vznik ozonové díry a jejich výroba byla tedy ukončena mezinárodní dohodou v roce 1996.

Anorganické sloučeniny

Mezi anorganické sloučeniny, které se používají jako chladiva, patří amoniak (NH_3), voda (H_2O), vzduch, oxid siřičitý (SO_2) nebo oxid uhličitý (CO_2)

Azeotropní směsi

Směs, která se skládá ze dvou (nebo více) rozdílných látek. Při změně skupenství se koncentrace látek ve směsi nemění a její teplota je v průběhu fázové přeměny konstantní. Pára má tedy stejné složení jako kapalina a jednotlivé složky od sebe tedy nelze tepelnou úpravou oddělit. Z toho důvodu není možné použít tato chladiva jako pracovní látku v sorpčních chladicích zařízeních, jelikož ty využívají odělování jednotlivých látek směsi zvýšením teploty.

Zeotropní směsi

Jedná se opět o směs dvou či více rozdílných látek, které však, na rozdíl od zeotropních směsí) mění své složení při vypařování (resp. kondenzaci). Z toho důvodu je vhodné jejich použití v sorpčních chladicích zařízeních. Při použití v kompresorových chladicích zařízeních je nutné mít jistotu, že jsou vhodnější v porovnání s klasickým jednosložkovým chladivem [20], [16].

³ Skupina chladiv, která slučuje dohromady halogen-uhlíky (takzvané halokarbyny) a uhlovodíky (hydrokarbyny)

3.1.1 Značení chladiv

Halogen-uhlovodíky

Značení halogenovaných uhlovodíků je možné dvojí.

První možností je značení formou písmenného značení prvků, které jsou obsažené v molekule chladiva. Plně halogenovaný uhlovodík, který obsahuje chlor, fluor by se označil CFC (Chlorfluorcarbon) nebo částečně halogenovaný uhlovodík obsahující chlor a fluor se značí HCFC (Hydrochlorfluorcarbon). Toto značení však není dle normy ISO 817/1996 možné použít v publikacích technického charakteru.

Platné značení chladiv obecně (tedy nejen halogen-uhlovodíkových) začíná velkým písmenem R (z angl. refrigerant), které je následováno číselným označením, které je odlišné pro každou skupinu chladiv. Ve skupině halogenovaných uhlovodíků se jedná o trojčíslí, jehož první číslice značí počet atomů uhlíku v chladivu zmenšený o jedna. Pokud má uhlovodík jeden atom uhlíku, je první číslo 0 a nepíše se. Druhá číslice označuje počet atomů vodíku zvětšený o jedna. Poslední číslo pak značí počet atomů fluoru. Pokud chladivo obsahuje i chlor, počet jeho atomů se neuvádí, ale dopočítává se z počtu atomů původního uhlovodíku. Malé písmeno (nebo skupina písmen) a, b, c atd. za číselným znakem označuje izomery v pořadí klesající symetrie. Cyklické deriváty mají mezi písmenem R a první číslicí značení vložené písmeno C. Takže například halogen-uhlovodíkové chladivo, derivát metanu, které obsahuje dva atomy chloru a dva atomy fluoru se značí R12.

Zeotropní a azeotropní směsi

Zeotropní směsi halogenovaných uhlovodíků se označují číselnou řadou 400. Například R404A obsahuje R125, R143a a R134a a používá se jako náhrada za R22.

Značení Azeotropních směsí halogen-uhlovodíků se odvíjí od číselné řady 500. Příkladem může být směs chladiv R22 a R115 pod označením R502.

Čisté nasycené a nenasycené uhlovodíky

Tyto se označují stejným způsobem jako halogen-uhlovodíky, tedy písmenem R následovaným trojčíslím. Výjimkou z tohoto pravidla je butan a izobutan s jejich značením R600, resp. R600A.

Ostatní chladiva

Ostatní chladiva se také označují písmenem R, které je následované trojčíslím začínající číslicí 7, poslední dvojčíslí označuje zaokrouhlenou hodnotu jejich molární hmotnosti. Vzduch má molární hmotnost přibližně 29 g/mol, tedy jeho označení jako chladiva je R729 [20].

3.2 Vlastnosti chladiv

Výběr správného chladiva se řídí následujícími kritérii:

- Termodynamické vlastnosti (tlak a teplota bodů varu a tuhnutí, kritická teplota, kritický tlak, objemová chladivost a další)
- Fyzikální a chemické vlastnosti (elektrické vlastnosti, rozpustnost s vodou a oleji, hořlavost, výbušnost, stabilita, působení na konstrukční materiály, ...)
- Fyziologické působení na lidský organismus
- Ekologické vlastnosti (působení na rozpad ozónové vrstvy a globální oteplování)

- Cena a dostupnost

Vlastnosti žádného chladiva nejsou optimální pro praktické použití v chladicím zařízení, a proto jeho volba vychází z technicko-ekonomické úvahy, kdy je potřeba zohlednit veškerá hlediska s ohledem na konkrétní podmínky v daném systému. Do budoucna se budou používat především taková chladiva, která mají co nejmenší vliv na životní prostředí. Budou to především halogen-uhlovodíky s nejmenšími škodlivými ekologickými vlivy, ale také chladiva typu amoniak, butan nebo právě CO₂.

3.2.1 Vliv na životní prostředí

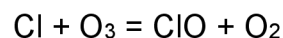
Chladiva mají při úniku do atmosféry především tyto negativní vlivy:

- Rozklad ozónové vrstvy
- Skleníkový efekt (a tedy s ním spojené globální oteplování)

Rozklad ozónové vrstvy

Stratosférický ozón, který se nachází ve výšce 15 až 25 km nad zemským povrchem je velmi významný pro život na Zemi, jelikož plně absorbuje ultrafialové záření s vlnovou délkou do 280 nm a částečně absorbuje ultrafialové (UV) záření o vlnové délce 280-320 nm, které jsou pro nás smrtící (v případě kratších vlnových délek) případně zdraví nebezpečné (delší vlnové délky).

Už v 70. letech 20. století bylo zjištěn negativní vliv chloro-fluoro-uhlovodíkových sloučenin a uhlovodíkových sloučenin bromu na ozonovou vrstvu při úniku do atmosféry. Při dopadu UV záření na tyto látky se z nich odlučuje chlor (brom) a dochází ke sloučení těchto atomů s ozonem za vzniku kyslíku a oxidu chlornatého:



A poté dojde ke sloučení jednoho atomu kyslíku s oxidem chloru za vzniku molekuly kyslíku a chloru. Jeden atom chloru je schopný takovýmto způsobem rozložit až sto tisíc molekul ozónu. Na základě těchto poznatků byla Montrealským protokolem (rok 1987) zakázána výroba a distribuce těchto látek. Ozónovou vrstvu však nenarušují pouze tyto halogen-uhlovodíkové sloučeniny, avšak tyto látky byly v technické praxi nejčastěji používané [19], [20].

Skleníkový efekt

CO₂ a vodní páry obsažené v atmosféře propouští krátkovlnné spektrum slunečního záření, které ohřívá povrch Země. Zemský povrch poté vyzařuje krátkovlnné tepelné záření, které je částečně pohlcováno molekulami CO₂ a vodní páry. Činností člověka se do atmosféry dostává větší množství CO₂ a další plyny jako např. metan, které vytváří v podstatě tepelnou izolaci planety. Jelikož všechna chladiva obsahují molekuly o třech nebo více atomech, vytváří skleníkový efekt [20].

Hodnotící kritéria vlivu na životní prostředí

Pro určení negativního vlivu chladiv na životní prostředí se zavedlo několik kritérií, která tento vliv hodnotí.

- **ODP (Ozone depletion potential)**

ODP je kvantitativní hodnocení vlastnosti jednotlivých látek způsobovat rozpad ozónu ve stratosféře. Jedná se o relativní hodnotu, která se vztahuje k schopnosti chladiva R11 (CCl₃F) rozkládat ozon. R11 má tedy hodnotu ODP = 1. Hodnota ODP ostatních látek vyjadřují vypočítanou redukci ozonu při konstantních podmínkách na jednotku hmotnosti látky emitované za rok do atmosféry v porovnání s jednotkou hmotnosti R11. Je také důležité zmínit, že každé chladivo má rozdílnou životnost v atmosféře. Například R123 vydrží v atmosféře 2,5 roku, kdežto R115 až 500 let. Látky s menší životností než 15 až 30 let tedy nemohou narušovat ozonovou vrstvu, jelikož to je doba, za kterou tyto látky proniknou do stratosféry. ODP nabírá hodnot od 0 do 1 [20].

- **GWP (Global warming potential)**

Jedná se o kvantitativní hodnocení vlivu dané látky na skleníkový efekt. Je to relativní hodnota porovnávána k vlivu CO₂ na globální oteplování. CO₂ má tedy hodnotu GWP rovnu 1. Tato hodnota se uvádí k určitému časovému období – 100 let. GWP může nabývat vysokých hodnot pro halogenované uhlovodíky, které dosahují až GWP přes 12 000 [20].

Tab. 1 Hodnoty ODP a GWP pro různá chladiva [19]

Chladivo		ODP	GWP
CFC	R12	1	7100
HCFC	R22	0,055	1500
HFC	R134a	0	1200
	R407C	0	1600
	R410A	0	2200
Přírodní chladiva	R744 (CO ₂)	0	1
	R717 (amoniak)	0	0
	R290 (propan)	0	3

- **TEWI (Total equivalent warming impact)**

Hodnota TEWI ukazuje skutečný dopad chladicího zařízení s daným chladivem na skleníkový efekt. Jedná se o součet přímého dopadu chladiva při úniku do atmosféry a nepřímého přínosu, který vychází ze spotřeby elektrické energie zařízení. Udává vliv chodu konkrétního zařízení s daným chladivem na skleníkový efekt porovnáním s množstvím CO₂ v kg, které by uniklo do atmosféry za dobu životnosti tohoto zařízení [20].

3.3 R744

Vzhledem k narůstajícím obavám o životní prostředí se stále intenzivněji hledá náhrada za halogen-uhlovodíková chladiva. V 19. století se CO₂ používalo jako chladivo zcela běžně, v 30. letech následujícího století bylo však nahrazováno novými syntetickými chladivy (HCFC), která pracovala v oblasti mnohem nižších tlaků, čímž odpadly problémy s nedokonalým těsněním, zařízení byla jednodušší (tedy levnější) a pracovala efektivněji. V té době se totiž využívalo pouze podkritického cyklu CO₂, který byl velice neefektivní především v teplejších oblastech. CO₂ se, po úplném vyřazení

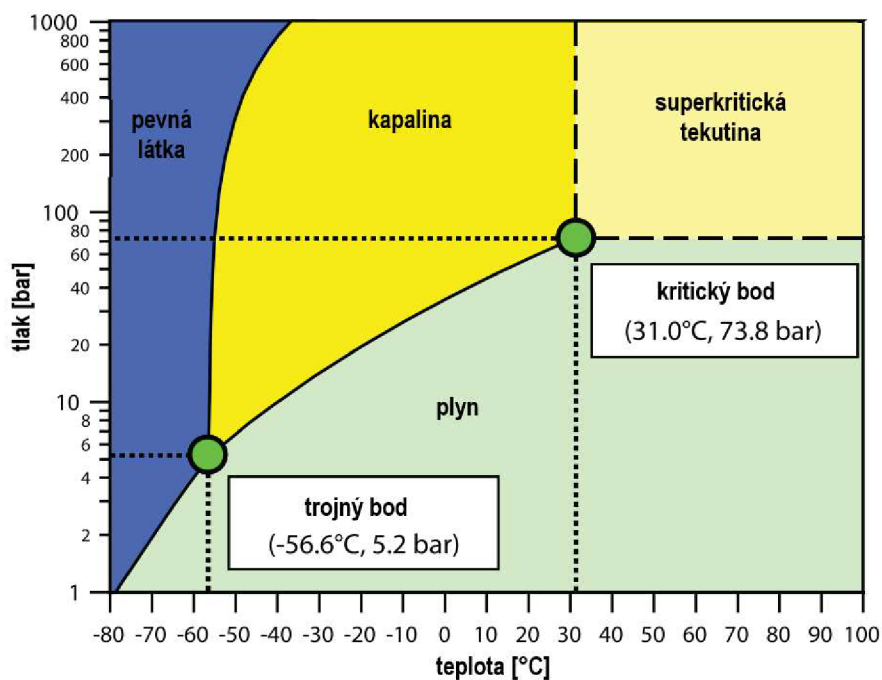
z provozu v 50. letech, znovu objevilo jako použitelné chladivo v 90. letech minulého století kvůli obavám o životní prostředí. R744, jak se chladivo CO_2 označuje, má v tomto ohledu mnoho výhod. Není potřeba ho recyklovat případně zpětně získávat z vysloužilých zařízení. Je levné a běžně dostupné, zároveň, jak ukazuje Tab. 1, má nulový vliv na narušování ozonové vrstvy ($\text{ODP} = 0$) a druhou nejnižší hodnotu GWP z běžně používaných chladiv. Zároveň se jedná o inertní látku, která nereaguje s materiály běžně používanými v chladicích zařízeních, ať už se jedná o kovy nebo plasty. V souvislosti s CO_2 se také začíná uvažovat o jeho využití v klimatizacích automobilů, jelikož u nich častěji dochází k úniku chladiva a je tedy vhodné použít takové látky, které mají co nejmenší dopad na životní prostředí. Očekává se, že v dohledné době bude R134a v automobilech nahrazeno právě R744. Velké využití nachází toto chladivo také v tepelných čerpadlech, kde oproti jiným chladivům dokáže ohřívat vodu na vyšší teplotu bez poklesu účinnosti, a to i při nízkých venkovních teplotách. [7], [18], [19]

3.3.1 Vlastnosti CO_2

U každé látky jsou důležité její vlastnosti, které určují, zda je vhodné její použití jako chladiva. Vlastnosti vlivu na životní prostředí byly již vzpomenuty výše. Dalšími důležitými vlastnostmi jsou trojný a kritický bod, hustota (resp. měrný objem), viskozita, tepelná kapacita a další.

Trojný a kritický bod

Jak znázorňuje fázový diagram CO_2 na Obr. 12, trojný bod má teplotu $-56,6\text{ }^\circ\text{C}$ a tlak 5,2 bar. Za běžných okolností se v chladicím okruhu chladivo nenachází v takovýchto podmínkách, nemůže se tedy stát, že by se v systému nacházely pevné částičky CO_2 (takzvaný suchý led), které by mohly zapříčinit nefunkčnost systému. Při rychlém úniku chladiva by se však CO_2 mohlo tomuto stavu přiblížit.



Obr. 12 Fázový diagram CO_2 – upraveno z [6]

Ve fázovém diagramu je také zakreslen trojný bod, jehož tlak je 73,8 a teplota $31\text{ }^\circ\text{C}$. Tato teplota je velice blízko teplotě vzduchu v létě v našich končinách. Jak můžeme

vidět ze srovnání v Tab. 2, zatímco některá jiná chladiva mají kritický tlak mnohem nižší než CO₂, kritická teplota se pohybuje nad 70 °C, v některých případech i nad 100 °C, což znamená, že do těchto teplot probíhá odvod tepla při kondenzaci, a tyto teploty jsou více než dostačující pro odvod tepla do vzduchu za běžných podmínek. Z toho důvodu se o nadkritickém chladicím cyklu mluví pouze v souvislosti s CO₂ [17].

Tab. 2 Srovnání hodnot kritických teplot a tlaků různých chladiv [6]

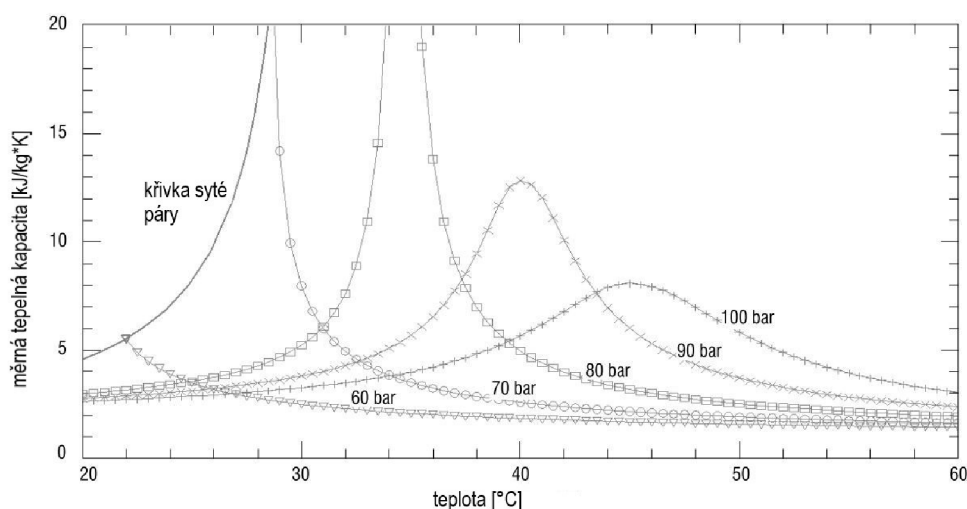
Chladivo	p_c [bar]	t_c [°C]
R22	49,9	96,1
R134a	40,6	101,1
R404A	37,3	72,0
R410A	49,0	71,4
R600a (izobutan)	36,4	134,7
R717 (amoniak)	113,3	132,3
R744 (CO ₂)	73,8	31,0

Hustota a viskozita

CO₂ má velmi nízké hodnoty viskozity v kapalném skupenství, obzvlášť v porovnání s jinými chladivy, a vykazuje nízké hodnoty povrchového napětí. Při nízkém průtoku, a tedy nízkých rychlostech, je proudění, díky nízkým hodnotám viskozity, turbulentní. Turbulentní proudění pozitivně ovlivňuje přenos tepla. S lepším přenosem tepla je tedy možné použít kompaktnější výměníky tepla v porovnání s běžnými chladivy. Kombinace nízkého povrchového napětí a viskozity také snižuje tlakové ztráty [18], [19].

Hustota CO₂ je vyšší než vzduchu, při úniku se tedy hromadí u podlahy a může tedy způsobit nedostatek kyslíku například ve sklepních prostorech, z toho důvodu je nutné mít senzory CO₂ umístěné právě v těchto místech. Zároveň má toto chladivo malý rozdíl hustot mezi plynným a kapalným skupenstvím, a to především v blízkosti kritického bodu. Tyto malé rozdíly hustot způsobují rovnoměrnou a homogenní distribuci chladiva a také zlepšuje přenos tepla [18].

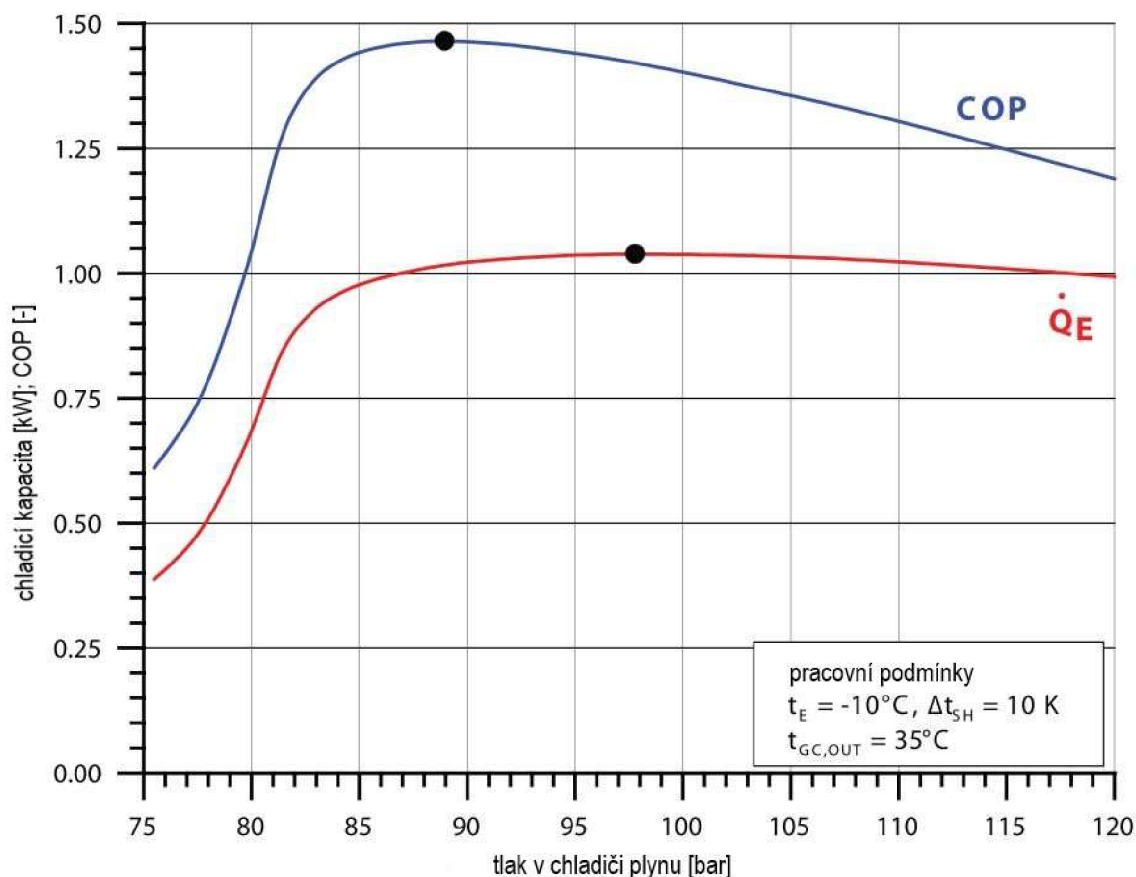
Tepelné vlastnosti



Obr. 13 Závislost měrné tepelné kapacity při konstantním tlaku na teplotě – upraveno z [18]

Mezi důležité tepelné vlastnosti patří například měrná tepelná kapacita. Graf závislosti této veličiny při konstantním tlaku na teplotě je na Obr. 13. Jak je z grafu patrné, hodnota měrné tepelné kapacity nabývá maximální hodnoty, která je pro různé hodnoty tlaku různá a také se stoupajícím tlakem tato maximální hodnota klesá.

Další důležitou tepelnou vlastností je takzvaná chladicí kapacita, což je v podstatě hodnota latentního tepla (tepla potřebného pro změnu skupenství bez změny teploty) při vypařování. Tato hodnota se také s tlakem mění a ukazuje se, že při stejné teplotě na výstupu z chladiče plynu má i své maximum při jakési optimální hodnotě tlaku. Tato závislost je vyobrazena na Obr. 14 společně se závislosti COP, tedy účinnosti zařízení, na tlaku. [17], [6].



Obr. 14 Závislost COP a chladicí kapacity na tlaku – upraveno z [6]

Zajímavé je také porovnání objemové chladicí kapacity, tedy vypařovacího tepla vztaženého na jednotku objemu, různých chladičů při teplotě vypařování $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Toto srovnání je možné vidět v Tab. 3. Hodnoty objemové chladicí kapacity byly vybrány pro teplotu $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, jelikož se jedná o pracovní podmínky, při kterých je zkoumán kompresor v této diplomové práci. Z tohoto srovnání je patrné, že CO_2 má suverénně nejvyšší hodnotu objemové chladicí kapacity. To je způsobeno především jeho vysokou hustotou.

Tab. 3 Srovnání objemové chladicí kapacity chladiv při vypařovací teplotě -10 °C

Chladivo	R22	R407C	R134a	R410a	R404a	R744
\dot{Q}_{EV} [kJ/m ³]	3 260	4 105	2 068	5 103	3 818	18 413

Dále je v Tab. 4 srovnání několika vlastností různých chladiv při dvou různých vypařovacích teplotách. Ve stejné tabulce lze pozorovat tlak sytých par. V případě R744 je naprosto nejvyšší, má však také velkou variaci ve vztahu ke změně teploty především v blízkosti kritického bodu. To znamená, že při změně tlaku nedochází k velké změně teploty ve srovnání s ostatními chladivy. Vysoký tlak sytých par také způsobuje vysoké hodnoty hustoty. CO₂ v tomto srovnání vítězí i v hodnotách tepelné vodivosti, která je obzvláště při vypařovací teplotě -30 °C nejvyšší se značným rozdílem [18].

Tab. 4 Porovnání vlastností několika chladiv [18]

Chladivo	t _E = -30 °C			t _E = 0 °C		
	p'' [bar]	λ [W/mK]	ρ'' [kg/m ³]	p'' [bar]	λ [W/mK]	ρ'' [kg/m ³]
R22	1,64	0,1084	7,38	4,98	0,0947	21,23
R407C	1,62	0,1187	7,21	5,13	0,102	21,88
R134a	0,84	0,1058	4,43	2,93	0,092	14,43
R410a	2,79	0,1293	10,57	7,99	0,1099	30,63
R404a	2,05	0,0862	10,69	6,05	0,074	30,72
R744	14,28	0,1469	37,1	34,85	0,1104	97,52

Vliv na člověka

I když obecně není CO₂ považován za toxické, při koncentracích vyšších než 2 % (přibližně 5 kg CO₂ v prostoru o objemu 120 m³) může mít neblahý efekt na lidské zdraví. Jedná se o bezbarvou látku bez zápachu a nemůže tedy být jednoduše detekován. Proto je tedy při náplních větších než 25 kg v nevětraných prostorech nutné instalovat detektory, které musí být umístěny u podlahy z důvodu vyšší hustoty CO₂ v porovnání se vzduchem. Aby se zabránilo akumulaci R744 v uzavřených prostorech, kde se nachází velké instalace musí být zajištěno dostatečné větrání a při plnění systému musí být nádoby s CO₂ vždy ve vzpřímené poloze. Vliv na lidské zdraví při různých koncentracích je popsán v Tab. 5 [18].

Tab. 5 Vliv CO₂ na lidské zdraví při různých koncentracích – upraveno z [18]

ppm [-]	Vliv na lidské zdraví
1000	Limit lidského komfortu
30 000	100% zvýšení rychlosti dýchání, 10 min. expoziční limit
50 000	300% zvýšení rychlosti dýchání, bolest hlavy a pocení po cca 1 h, únik do 30 min může odvrátit nevratné újmy na zdraví
80 000-100 000	Bolest hlavy po 10 min, pískání v uších, nejnižší smrtelná koncentrace
100 000-180 000	Křeče, po několika minutách ztráta vědomí
180 000-200 000	Symptomy mrtvice, vysoké riziko úmrtí
300 000	Velice rychlé bezvědomí

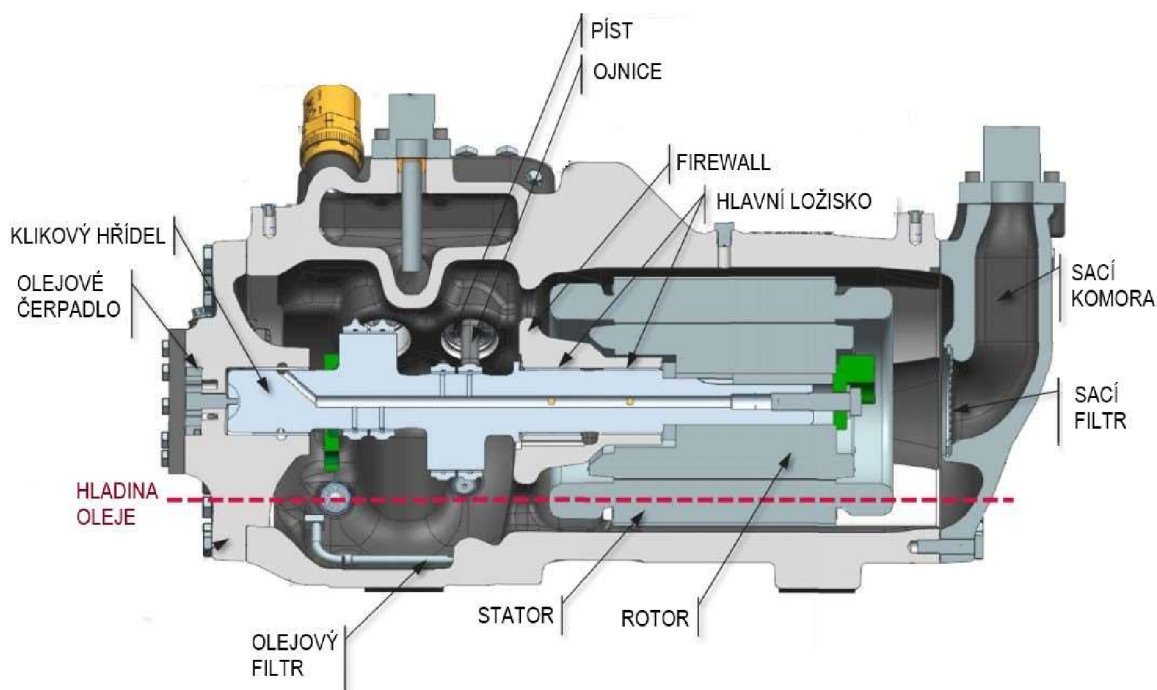
4 ODR

Olej v pístových kompresorech slouží k mazání dotýkajících se povrchů a také k utěsnění vnitřních netěsností. Některé mechanismy uvnitř kompresoru jako například interakce oleje s proudícím chladivem a rozprašování pohyblivými součástmi vytváří olejovou mlhu, která vytváří směs s chladivem. Tato směs je poté kompresorem distribuována do chladicího systému. Podíl oleje v chladivu negativně ovlivňuje výkon celého systému snížením přenosu tepla a celkové účinnosti [2], [19].

Zadržování oleje v chladicím systému závisí na podílu cirkulujícího oleje – OCR (z angl. oil circulation ratio). Pokud je hodnota OCR příliš vysoká, dochází k nedostatku oleje v kompresoru a celkovému negativnímu ovlivnění výkonu zařízení. Aby se zabránilo přítomnosti oleje v jiných částech systému kromě kompresoru, instalují se za kompresor separátory oleje. To však způsobuje rozdíl hodnot OCR v jednotlivých částech zařízení. Je tedy zavedena veličina ODR, která charakterizuje množství oleje, který odchází z kompresoru (z angl. oil discharge ratio). Je definována jako hmotnostní tok oleje vztažený k celkovému hmotnostnímu průtoku (oleje a chladiva) na výstupu z kompresoru. Hodnota ODR by měla být co možná nejnižší [2], [19].

$$ODR = \frac{\dot{m}_{oil}}{\dot{m}_{oil} + \dot{m}_{ref}} \quad (1)$$

V případě zařízení, které pracuje se separátory oleje je množství lubrikantu nasávaného zpět do kompresoru zanedbatelné a hodnota ODR tedy závisí pouze na oleji, který je unášen proudem chladiva v kompresoru. V instalacích bez separátorů oleje je hodnota ODR závislá jak na množství oleje unášeného uvnitř kompresoru, tak na množství oleje nasávaného do kompresoru. Jelikož se tato práce zabývá kompresorem, který je vždy instalován spolu se separátory oleje, dále se neuvvažuje s nasáváním oleje do kompresoru. Zároveň je uvažován olej pouze v kapalně fázi vzhledem k nízkému tlaku sytých par oleje v porovnání s chladivem – viz Obr. 18 [2].



Obr. 15 Řez zkoumaným semi-hermetickým pístovým kompresorem – upraveno z [1]

Mannewitz [2] navrhuje několik kritických míst, kde může docházet k unášení oleje proudem chladiva a tím k ovlivnění celkovou hodnotu ODR.

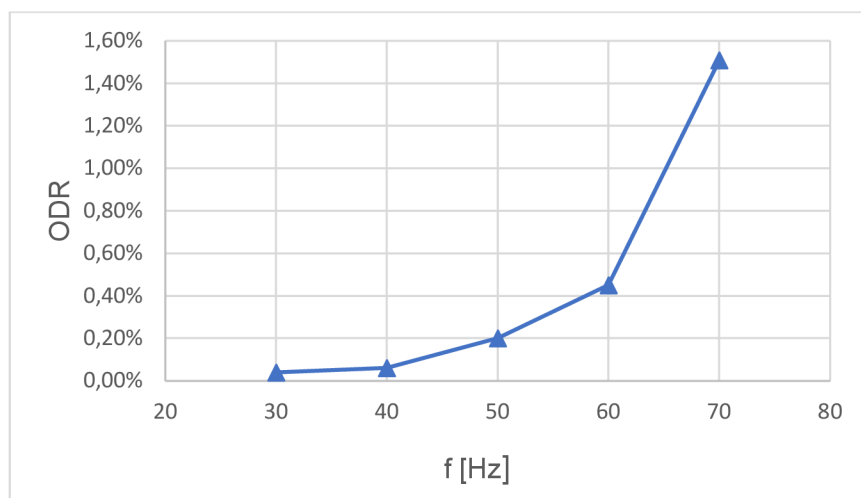
První možností je při mazání hlavního ložiska proudem chladiva mezi klikovým hřídelem a rotorem. Sice udává, že množství takto uneseného oleje je zanedbatelné – není nulové, ale zároveň dodává, že by mohlo dojít k jeho nárůstu při použití olejového čerpadla. Jak lze vidět na Obr. 15, kompresor zkoumaný v této práci je osazen olejovým čerpadlem, ale z obrázku je také patrné, že mezi rotorem a klikovým hřídelem není mezera, kterou by mohlo proudit chladivo a potenciálně s sebou strhávat olej [2].

Druhá možnost je způsobena cyklickým rozdílem tlaku mezi válcem a klikovou skříní kompresoru, kdy by mohlo docházet k vyfukování chladiva zpět do klikové skříně mezerou mezi stěnami válce a pístem. Takto vyfukované chladivo s sebou strhává kapičky oleje, které se vytvoří v důsledku rotace mazaných součástí. Experiment však ukázal, že takto strhávaného oleje je minimum a vliv na celkové ODR má tedy minimální [2].

Další možnost vychází z povahy pístového kompresoru. Provoz takového kompresoru není kontinuální (na rozdíl například od scroll kompresoru), ale přerušovaný. To vytváří tlakové pulzy, které se přenáší do sací i motorové části kompresoru. Cyklické proudění chladiva do a z klikové skříně otvory ve firewallu způsobené těmito pulzy je schopné unášet kapičky oleje a ovlivňovat celkové ODR. Opět se ukázalo, že vliv takového proudění na jeho celkovou hodnotu je zanedbatelný [2].

Protože olejové separátory nemají stoprocentní účinnost, je část oleje unášena celým chladicím zařízením a nasávána zpět do kompresoru. I když bylo uvedeno, že množství takového oleje je zanedbatelné, je potřeba s ním počítat při návrhu kompresorové skříně. Aby se takto navrátilší se olej dostal z motorové části do klikové skříně, je nutné osadit spodní část firewallu otvorem a zároveň vytvořit prostor pod motorem, aby pod ním mohl olej odtékat. To lze vidět na Obr. 15. Ukazuje se, že právě zde jsou velké možnosti pro snížení množství unášeného oleje [2].

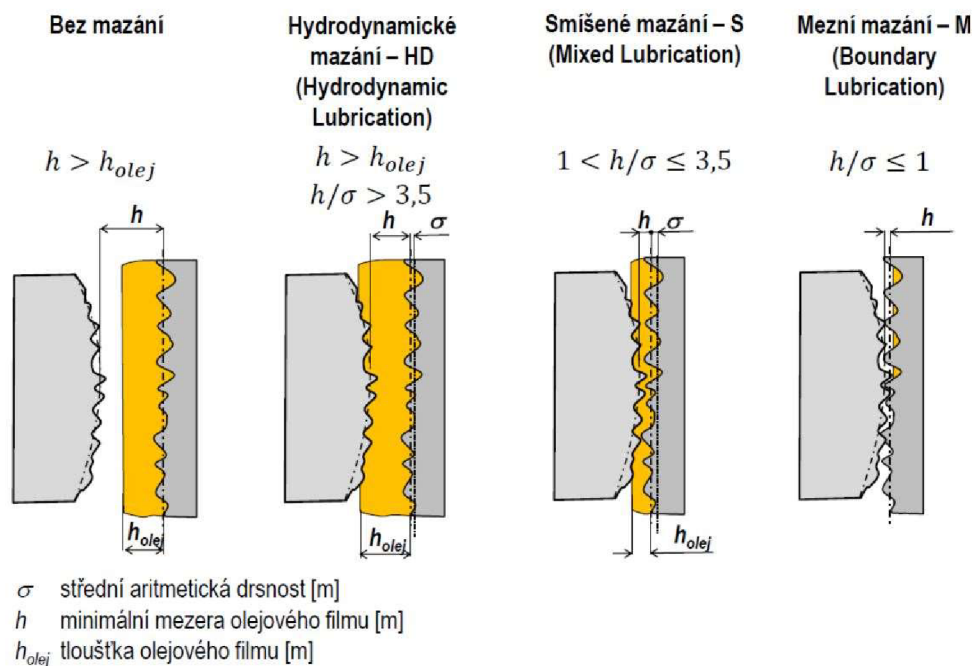
Dále bylo zjištěno, že množství oleje, který odchází spolu s chladivem z kompresoru, se zvyšuje s frekvencí frekvenčního měniče, a tedy s otáčkami kompresoru. ODR se v tomto případě zvyšuje přibližně exponenciálně, jak lze vidět na Obr. 16. A zatímco výtlačný tlak nemá na vliv ODR vliv, u sacího tlaku je tomu naopak a jeho hodnota s rostoucím sacím tlakem stoupá. To může být důvodem, proč CO₂ kompresory vykazují vyšší hodnoty ODR v porovnání s kompresory na běžná chladiva [2].



Obr. 16 Závislost ODR na frekvenci měniče [1]

4.1 Oleje

Nejdůležitější, a v některých případech i jedinou, funkcí oleje je mazání pohyblivých součástí kompresoru. Při běžném provozu dochází k hydrodynamickému mazání, které je charakterizováno tenkým olejovým filmem, který se vytvoří mezi pohyblivými částmi, tím snižuje hlučnost přístroje a omezuje vibrace. K meznímu mazání dochází při abnormálních podmínkách jako je například start stroje, jeho zastavování nebo přetížení způsobené nedostatkem lubrikantu [19].



Obr. 17 Režimy mazání [21]

4.1.1 Typy olejů

V chladicích systémech s CO₂ není možné většinou využít oleje, které se běžně používají s klasickými chladivými. S těmi se nejčastěji používali minerální oleje. Pro CO₂ aplikace, avšak nejen pro ně, byly vyvinuty a postupně testovány nové druhy, mezi kterými se jako nejpoužitelnější zdají být polyol esterové oleje (POE) a polyalkylen glykolové oleje (PAG)

Minerální oleje

V chladicích systémech se nejvíce používají tři druhy minerálních olejů – naftenové, parafínové a izo-parafínové. Tyto oleje se získávají z ropy během rafinace. Obecně platí, že čím vyšší stupeň rafinace, tím lepší jsou lubrikační vlastnosti olejů, a také roste jejich stabilita, čímž se zvyšuje spolehlivost a odolnost vůči degradaci celého systému. Kvůli dobré mísitelnosti s chladivými R12 a R22 se nejčastěji používaly právě v těchto aplikacích. Naopak se vůbec nepoužívají v aplikacích s CO₂ případně HFC chladivými, jelikož jsou v podstatě nemísitelné [19].

Polyol esterové oleje

Jak již bylo zmíněno, s příchodem HFC chladiv musely být vyvinuty nové oleje, které vykazují dobrou mísitelnost s těmito chladivými. Vznikly tedy POE a PAG oleje. Běžně jsou POE oleje vyráběny z neopentyl alkoholu a karboxylové kyseliny. Většina komerčních produktů používá normální mastné kyseliny získané z přírodních zdrojů případně

smícháním normální a částečně větvené kyseliny. Viskozita oleje je vyšší s využitím alkoholů nebo kyselin s vyšším počtem molekul. Esterové vazby v molekulách zvyšují mísitelnost s HFC chladivem. POE oleje také vykazují dobrou mísitelnost s R744, ale jejich využití s tímto chladivem je omezené. Toto omezení je způsobeným nestabilitou a snižováním viskozity v důsledku vysoké rozpustnosti [19].

Polyalkylen glykolové oleje

PAG oleje se vyrábí z etylenoxidu nebo propylenoxidu. Polymerizace bývá většinou vyvolaná vodou nebo nějakým alkoholem. Oleje tohoto typu mají skvělou mazivost, dobrou tekutost při nízkých teplotách a je kompatibilní s většinou elastomerů. Obavy může způsobovat hygroskopičnost PAG olejů. Jsou také nemísitelné s minerálními oleji a pro zlepšení jejich chemické a tepelné stability je nutné přidávat aditiva. Využití těchto lubrikantů v domácích chladničkách s hermetickými kompresory je vcelku obtížné, jelikož mají tepelně-izolační vlastnosti [19].

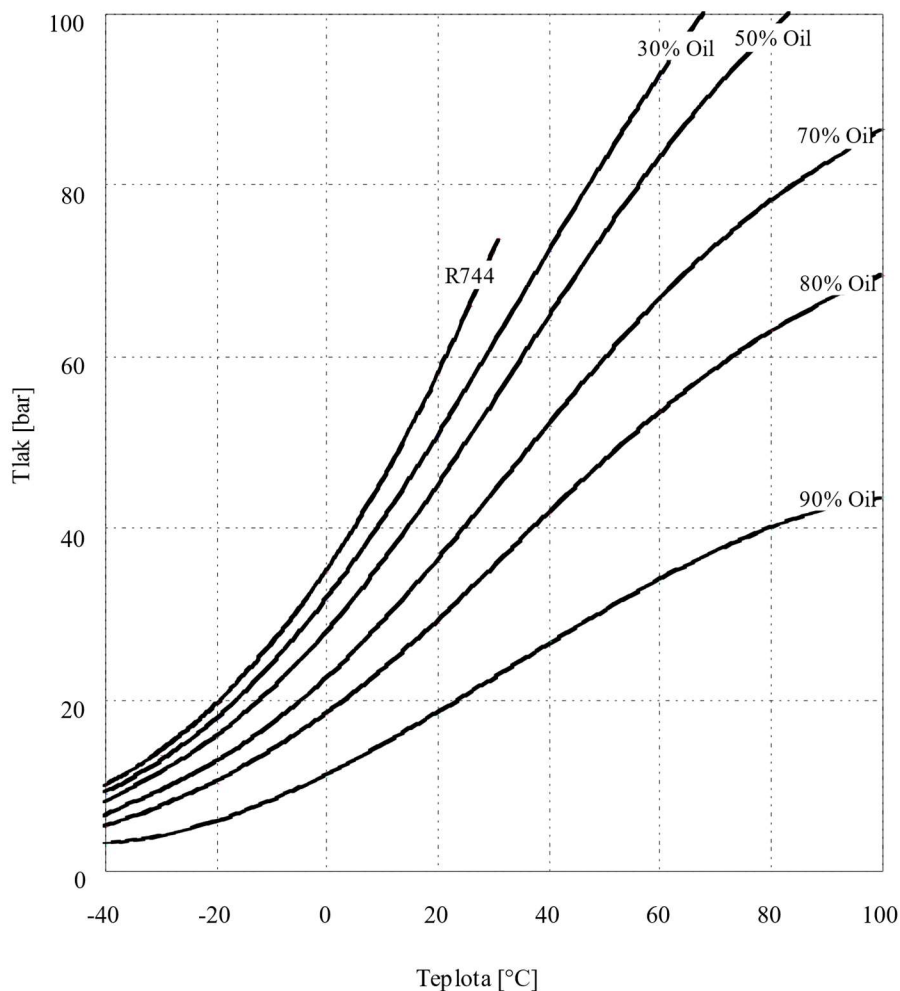
4.1.2 Vlastnosti olejů

Správný výběr oleje pro daný chladicí systém je závislý na několika faktorech. Jedním z těchto faktorů je samotný typ použitého kompresoru, jelikož jednotlivé kompresory se od sebe liší jak funkcí, tak i designem, a tedy kladou různé nároky na olej. Například v pístových kompresorech olej promazává pohyblivé části a ložiska, zároveň zlepšuje těsnicí schopnost ventilů a v některých případech zajišťuje odvod tepla, to především v hermetických kompresorech. Chlazení motoru semi-hermetických kompresorů je však zajištěno proudícím chladivem. Další faktory souvisí především s použitým chladivem. Jedná se o mísitelnost, rozpustnost a dále vlastnosti samotného oleje viskozita, chemická stabilita a mazivost [9], [19].

Rozpustnost

Rozpustnost směsi chladivo/olej určuje schopnost plynného chladiva rozpustit se v kapalném oleji. Tato vlastnost je rozhodující pro kompresor, kde se vyskytuje chladivo v plynné fázi a značné množství chladiva se může rozpustit v lubrikantu a tím značně ovlivnit jeho lubrikační schopnost. Rozpustnost CO₂ v oleji se při konstantní teplotě zvyšuje s tlakem. Množství chladiva rozpuštěného dokáže značně snížit viskozitu kapalné fáze. Obr. 18 ukazuje závislost tlaku sytých par CO₂ v závislosti na teplotě v souvislosti s množstvím oleje Emkarate RL 68H⁴ přítomného ve směsi. Z grafu je patrné, že při dané teplotě klesá tlak sytých par [19].

⁴ Jedná se o olej, který firma Emerson používá v CO₂ Stream kompresorech



Obr. 18 Tlak sytých par R744 v závislosti na teplotě [24]

Mísitelnost

Homogenita roztoku různých látek v kapalně fázi při dané teplotě a tlaku se nazývá mísitelnost. Ve vztahu k chladivu mísitelnost popisuje vlastnost kapalného oleje vytvořit homogenní směs rozpuštěním v kapalném chladivu (případně naopak - chladiva při rozpuštění v oleji). Mísitelnost závisí na koncentraci oleje ve směsi a také na teplotě. Oleje jsou zcela mísitelné, částečně mísitelné a nemísitelné s chladivem.

Zcela mísitelné oleje jsou vzájemně mísitelné při všech teplota. Taková směs vždy vytvoří jednofázovou kapalinu v rovnovážných podmínkách. Zcela mísitelné a to při všech teplotách a koncentracích jsou POE oleje v kombinaci s CO₂.

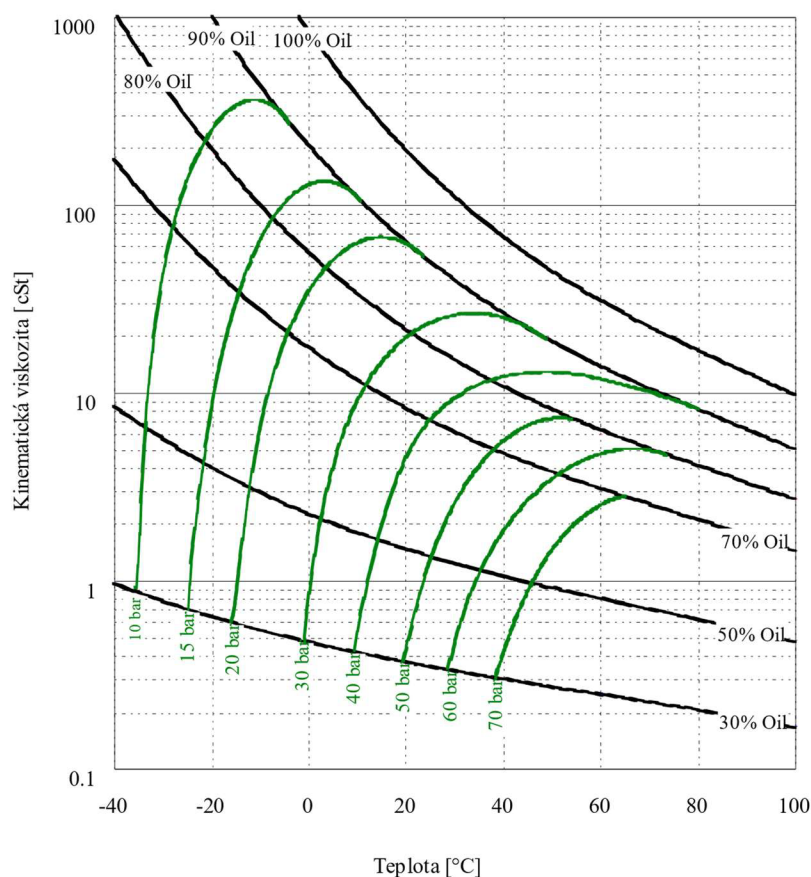
Částečně mísitelná směs může existovat ve dvou směsích: směs bohatá na olej, nebo bohatá na chladivo. Při překročení kritické teploty⁵ jsou tyto dvě fáze zcela mísitelné a tvoří homogenní roztok. Částečně mísitelné jsou například PAG oleje v kombinaci s CO₂. Pod kritickou teplotou se takový roztok může rozpadnout na již zmíněné dvě směsi. Při vypařovacích podmínkách nejsou CO₂ a PAG zcela mísitelné. Na druhou

⁵ Nejedná se o kritickou teplotu chladiva, ale kritickou teplotu směsi neoznačující termodynamický stav

stranu jsou však zcela mísitelné v chladiči plynu při vysokých teplotách, když se CO₂ nachází v nadkritické oblasti [19].

Viskozita

Viskozita je základní vlastnost oleje, která vyjadřuje odpor proti proudění. Mazací olej musí mít adekvátní hodnotu viskozity, aby dokázal dostatečně zajistit svoji funkci – lubrikaci. Hodnota viskozity oleje je mnohem větší než ta chladiva a tedy jakékoliv chladivo rozpuštěné v oleji snižuje jeho viskozitu. Na Obr. 19 je zobrazena závislost kinematičké viskozity oleje Emkarate RL 68H na teplotě a množství CO₂ v něm rozpuštěného. Lze tedy vidět, že s chladivem rozpuštěným v oleji jeho viskozita dramaticky klesá. Je proto nutné vybrat vhodný olej pro danou aplikaci vzhledem k poklesu jeho viskozity [19].



Obr. 19 Závislost kinematičké viskozity oleje RL 68H na teplotě [24]

Chemická stabilita

Olej musí vykazovat vysokou chemickou stabilitu. V opačném případě by mohl v okruhu způsobovat mnoho problémů jako například koroze, ucpané filtry a celkové snížení výkonu. V běžném provozu musí být stabilní při všech interakcích s chladivem na všech materiálech nacházejících se v systému. Na základě testu bylo zjištěno, že POE oleje jsou v kombinaci s R744 méně chemicky stabilní při kontaktu se železem v porovnání s PAG. Dobrá chemická stabilita PAG olejů byla pozorována v kombinaci s CO₂ i v nadkritickém cyklu [19].

Mazivost

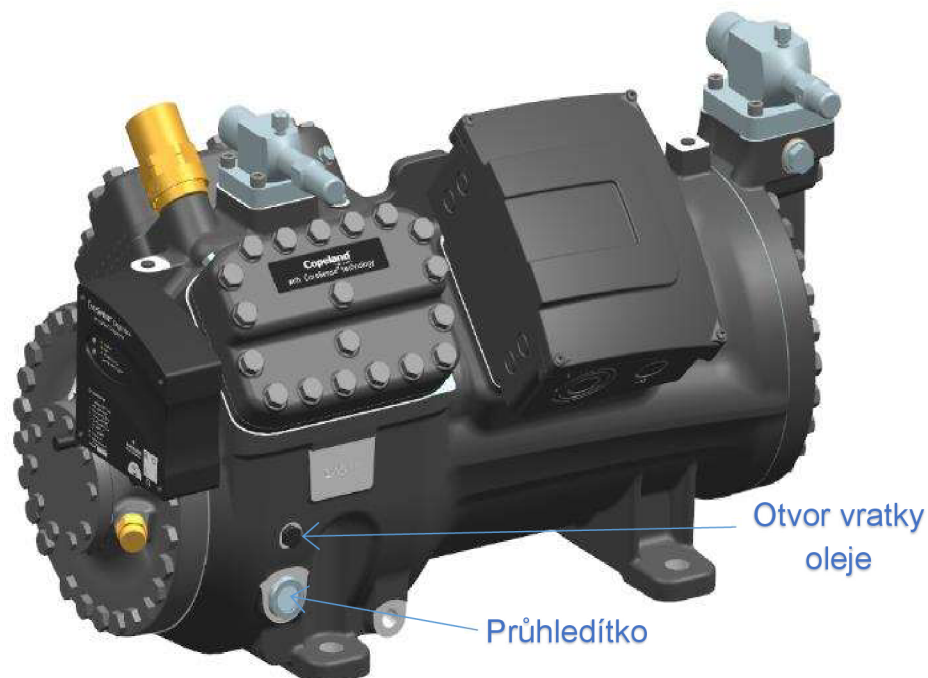
Jak již bylo uvedeno, primární funkcí oleje je snižovat tření mezi pohyblivými částmi a snížit jejich opotřebení. Toho je dosaženo vytvořením tenkého filmu mezi dotýkajícími se povrchy. Síla tohoto filmu a schopnost vydržet velké zátěže je vlastnost, která se nazývá mazivost. V kombinaci s CO₂ byla testována mazivost několika typů olejů. PAG si zachovává viskozitu při vyšších koncentracích CO₂ v porovnání s jinými typy. Z toho důvodu mají PAG oleje s R744 nejlepší mazivost z testovaných olejů.

4.2 Distribuce oleje

V případě zkoumaného kompresoru je olej distribuován zubovým olejovým čerpadlem (viz Obr. 15). Toto čerpadlo je spojené s klikovým hřídelem a otáčí se společně s ním, z olejové jímky, jejíž hladinu v klidovém stavu lze je na Obr. 15 vyznačena červeně, nasává olej a distribuuje ho kanálky v klikovém hřídeli na potřebná místa, tedy k hlavnímu ložisku, k objímce mezi ojnicemi a hřídelem a dále kanálky v ojnicích k pístním čepům.

Místo čerpadla lze použít i s hřídelem spojený rotující disk, který za sebou vytvoří takzvanou olejovou kapsu, která zaručí nepřetržitý přísun oleje stejnými kanálky jako v předchozím případě [2].

Olej, který společně s chladivem odejde z kompresoru je zachytáván olejovými separátory, z kterých putuje do zásobníku oleje. Ze zásobníku je dávkován zpět do kompresoru, když množství oleje v kompresoru dosáhne určité minimálně hranice. Frekvence tohoto dávkování je závislá na hodnotě ODR. Při testování ve společnosti Emerson se olej vrací otvorem pro to určeném ve stěně klikové skříně. V případě komerčního provozu zkoumaného kompresoru se olej vrací průhledítkem, které se nachází pod již zmíněným otvorem viz Obr. 20.



Obr. 20 Pozice vratky oleje a průhledítka – upraveno z [1]

5 Numerické simulace

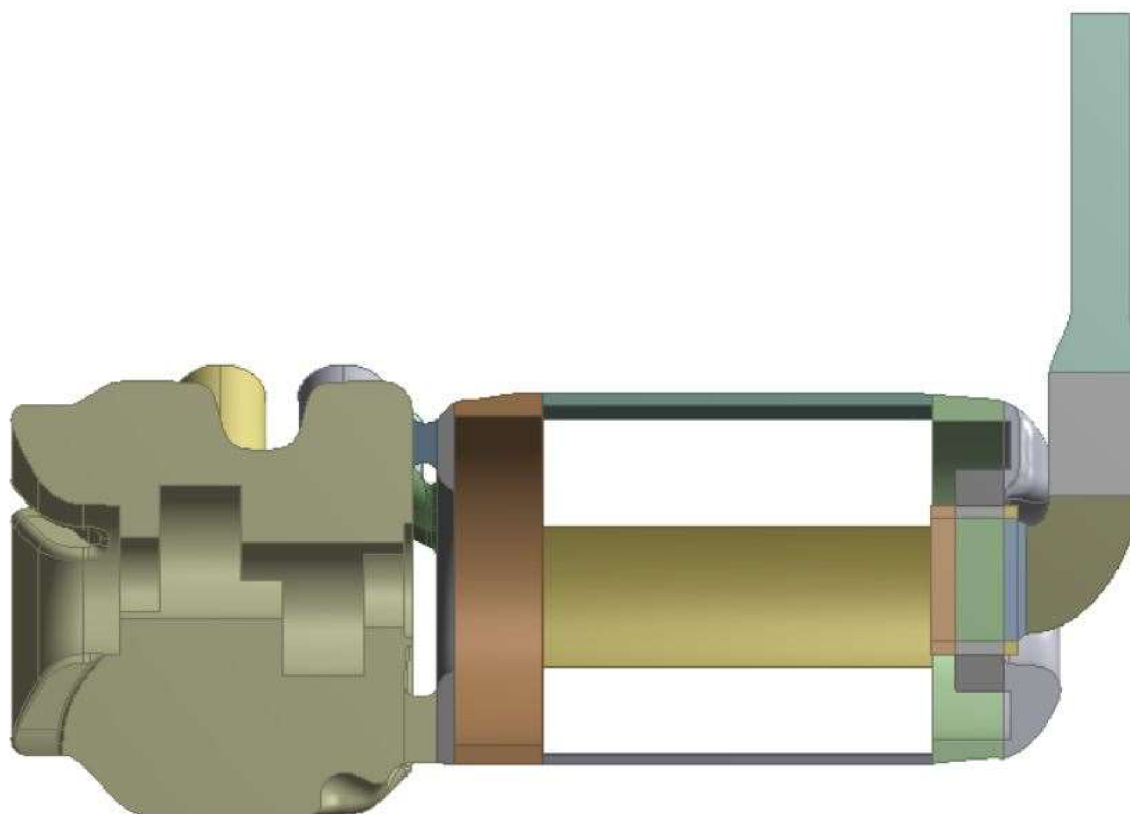
Numerické simulace proudění tekutin se provádí CFD výpočtovými programy (z angl. Computational Fluid Dynamics). V některých složitých geometriích (jako kompresor bezesporu je) není jednoduché měřicími přístroji určit lokální charakter proudění. Vizualizační metody (LDA, PDA atd.) v takových případech většinou také nelze použít. Numerický výpočet může být klíčový k přesnému popisu proudění, a to nejen v ustáleném stavu, ale také při specifických podmínkách jako například start kompresoru. CFD analýzy jsou hojně využívány především v oblasti výzkumu a vývoje, kde jsou schopné ušetřit nemalé finanční prostředky, jelikož je díky nim možné otestovat několik variant produktu a zjistit, která je lepší, bez nutnosti všechny tyto varianty fyzicky vyrobit. Numerické simulace se používají v mnoha technických oblastech, od spalování až po proudění v tiskárnách. V této práci je CFD simulace použita pro pochopení proudění chladiva R744 a jeho vliv na unášení oleje v semi-hermetickém pístovém kompresoru Copeland řady Stream [22].

Mezi komerčně nejpoužívanější programy patří StarCCM+, OpenFoam, ANSYS Fluent a ANSYS CFX. Poslední jmenovaný je použitý při řešení této práce. CFD simulace fungují na principu metody konečných objemů (MKO, anglicky FVM), které řeší Navier-Stokesovy rovnice popisující proudění tekutin při zachování hmotnosti, hybnosti a energie [16].

5.1 Výpočtová síť

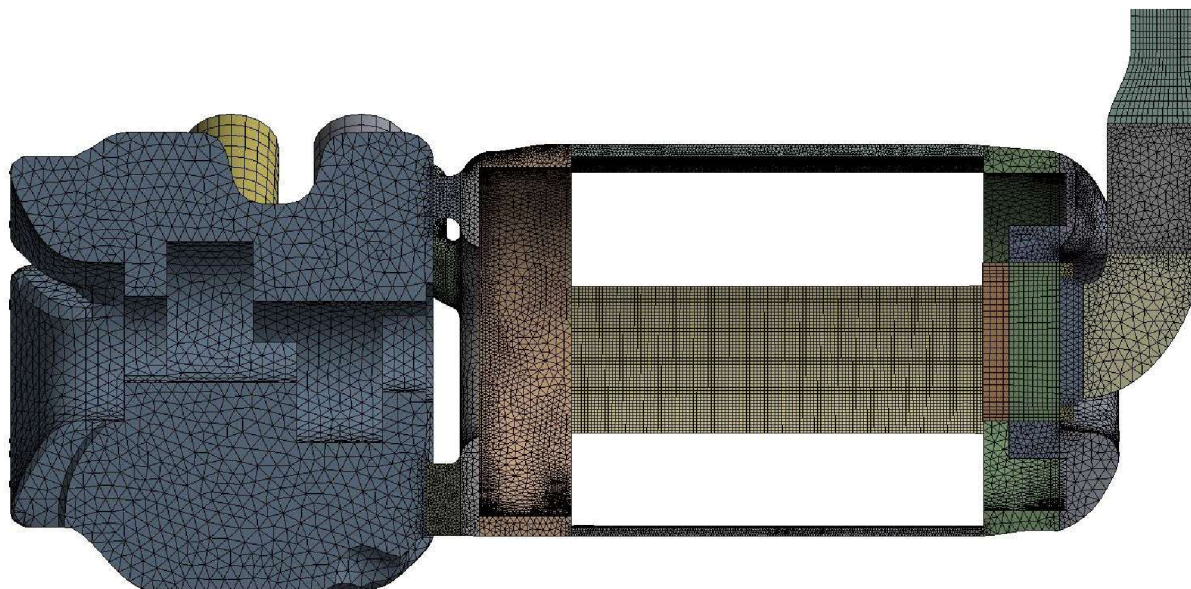
Výpočtová síť je základem celého výpočtu. Vzniká diskretizací modelu na konečný počet buněk, které mají nejčastěji tvar tetraedru či hexaedru. Jednotlivé buňky jsou tvořeny uzly, které spolu sousedící buňky sdílí. Kvalita výpočtové sítě je stěžejní pro dosažení výsledků, které co nejvíc odpovídají realitě. Určující pro kvalitu sítě je nejen počet buněk, ale také jejich tvar. Poměr stran buňky by se měl co nejvíce blížit číslu 1. Dalším kritériem hodnotícím kvalitu výpočtové sítě je Y^+ faktor, který hodnotí kvalitu sítě u stěn a podle zvoleného módu turbulence by se jeho hodnota měla pohybovat mezi 30-50. Kvalitu buněk s ohledem na transienční výpočet hodnotí Courantovo číslo, které udává, jak je vhodná síť s ohledem na velikost buněk a časový krok. Hodnota Courantova čísla by měla být kolem 1. S rostoucím počtem buněk také roste čas výpočtu, je proto vhodné najít střední hodnotu, kdy nedochází k velkým rozdílům ve výsledcích. Každý CFD software má integrovaný nástroj na tvorbu výpočtové sítě (např. ANSYS Mesh, ANSYS ICEM, ...), nebo ji lze vytvořit v externím programu pro to přímo určeném a poté importovat do výpočtového softwaru.

Výpočtová síť v této diplomové práci je vytvořena na upravené geometrii zkoumaného kompresoru poskytnuté firmou Emerson. Původní geometrie byla zjednodušena, symetricky rozdělena a zbavena částí, které nemají vliv na proudění nebo nebyly esenciální vzhledem k výsledkům, které se od výpočtu očekávají. Z takto upravené geometrie byl vytvořen negativní objem. Zároveň byla prodloužena sací komora, aby proudění v ní bylo ustálené. Takto upravenou geometrii rozdělenou na 25 částí pro lepší tvorbu sítě lze vidět na Obr. 21. Takto rozdělený model je potřeba sloučit do jednoho dílu, aby na sebe při následné tvorbě sítě jednotlivé buňky navazovaly.



Obr. 21 Negativní objem kompresoru

Základní výpočtová síť je zobrazena na Obr. 22, tato síť obsahuje 530 tisíc buněk a je zjemněna v částech kolem statoru a také v otvorech ve firewallu. Právě to jsou části, kde se očekává právě největší vliv na unášení oleje. Naopak ve válcích se významné proudění neočekává, proto jsou buňky v této oblasti znatelně větší.

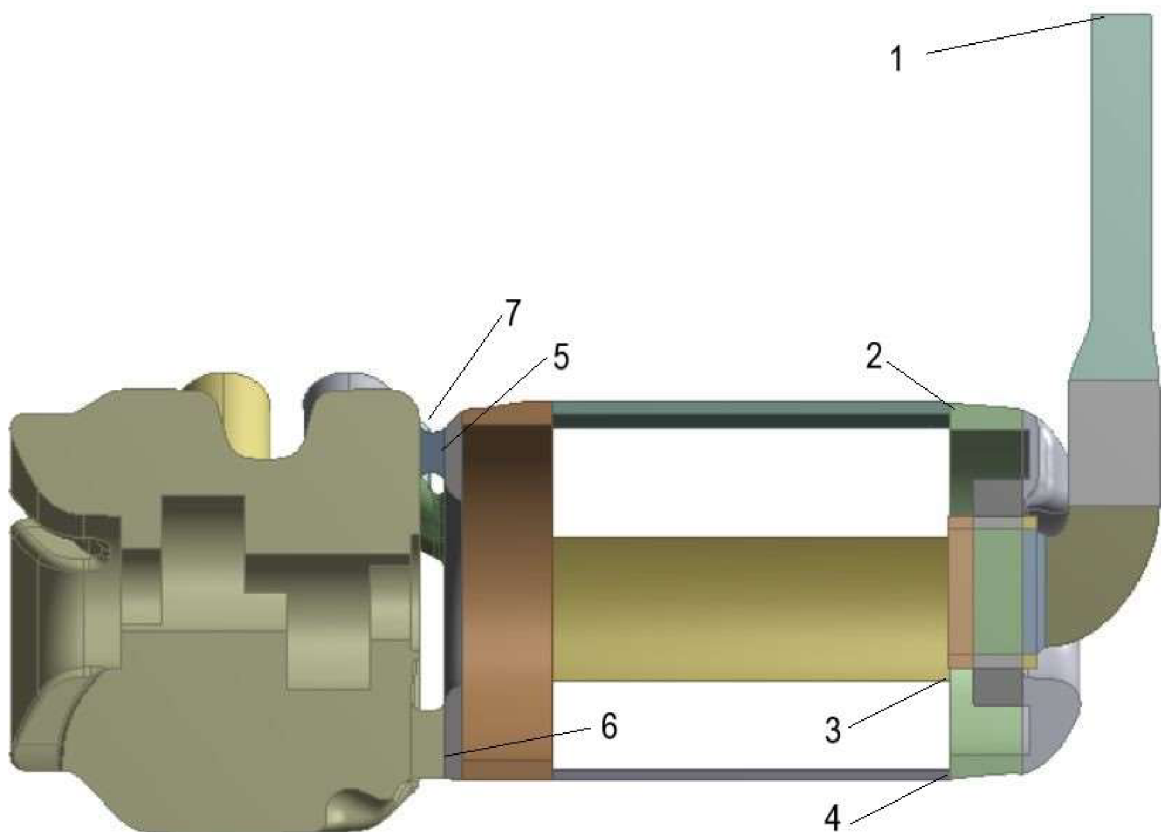


Obr. 22 Základní výpočtová síť

5.1.1 Test nezávislosti sítě

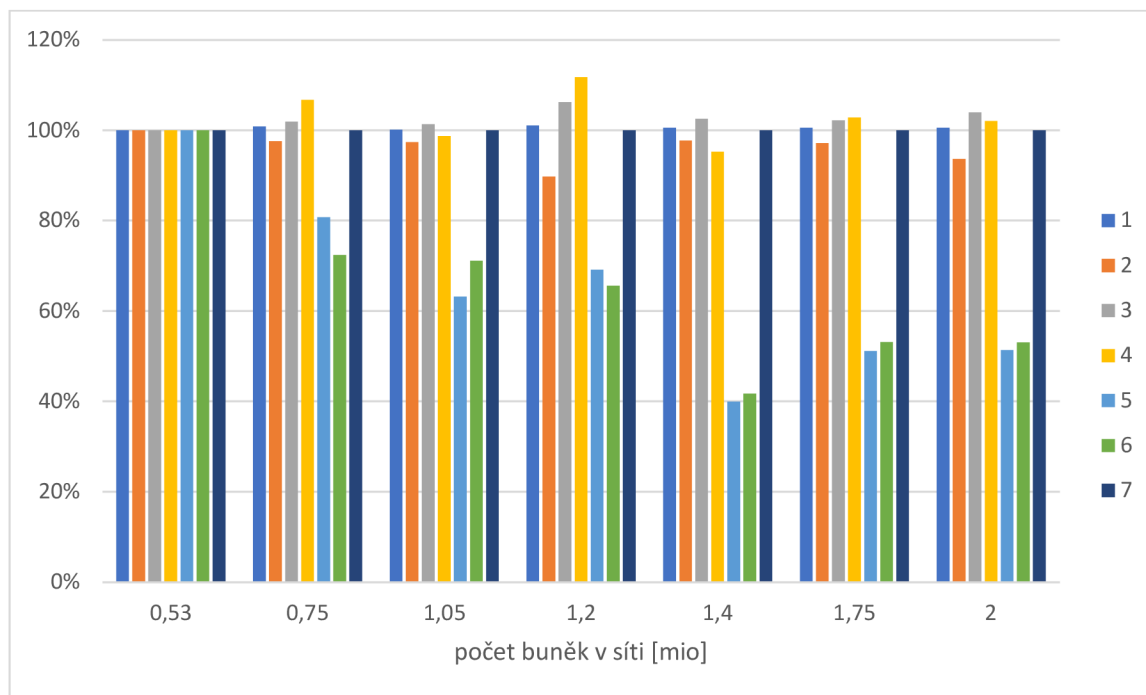
Jak již bylo řečeno, ve většině případů zvyšování počtu buněk v síti zpřesňuje výsledky CFD výpočtu. Při neustálém zvyšování počtu buněk však od určitého počtu narážíme na klesající výnosy (angl. diminishing returns), tedy fakt, že další zvyšování počtu buněk (a tedy delší výpočetní čas) přináší pouze pramalé zpřesnění výsledků. U CFD (i MKP) výpočtů se provádí test nezávislosti sítě, který má zajistit, že výsledky nejsou ovlivněny kvalitou a velikostí výpočtové sítě. Tento test vyžaduje postupné zjemňování sítě a při každém zjemnění porovnat výsledky. Pokud jsou rozdíly mezi jednotlivými výpočty minimální, lze výpočet označit za nezávislý na výpočtové síti.

Pro potřeby této práce byl proveden test nezávislosti sítě na sedmi různých výpočtových sítích. Tyto sítě měly postupně 0,53; 0,75; 1,05; 1,18; 1,40; 1,75 a 2 miliony buněk. Při těchto výpočtech byl sledovaný hmotnostní průtok na 7 různých místech kompresoru. Tato místa lze vidět na Obr. 23.



Obr. 23 pozice sledovaných míst

Jako referenční síť byla vybrána ta s nejnižším počtem buněk a vůči výsledkům vypočtených na této síti byly srovnány všechny ostatní. Výsledky testu nezávislosti sítě lze vidět na Obr. 24, kde jsou vypočtené hodnoty vyjádřeny jako procento z výsledků základní sítě.



Obr. 24 Výsledky testu nezávislosti sítě porovnávající hodnoty hmotnostního průtoku

Z testu nezávislosti sítě lze vyčíst, že zatímco na vstupu, výstupu a v motorové části se výsledky příliš neliší, výsledky v otvorech ve firewallu jsou až do počtu buněk 1,75 milionu značně závislé na kvalitě sítě. Ačkoliv se výsledky mezi posledními dvěma výpočtovými sítěmi značně neliší, byla vybrána síť s dvěma miliony buněk, a to především proto, že lépe reprezentovala charakter proudění očekávaný v otvorech ve firewallu. Z důvodu licenčního omezení, které činí 500 000 uzlů v síti (přibližně 2 miliony čtyřstěnných buněk), nebylo možné síť dále zjemňovat a nebylo tedy možné vyhovět všem kritériím hodnotících kvalitu sítě jako je například již zmiňované Courantovo číslo.

5.2 Nastavení výpočtu

Ve chvíli, kdy je vytvořena výpočetní síť, je potřeba provést nastavení výpočtu. Správné nastavení výpočtu je stejně důležitým faktorem jako kvalitní výpočtová síť pro dosažení co nejpřesnějších výsledků. Správně je potřeba nastavit modely fyziky, které určují způsob řešení již zmiňovaných Navier-Stokesových rovnic, okrajové ale i počáteční podmínky. Jednotlivá nastavení se v jistých částech znatelně liší v závislosti na tom, zda se jedná o statický, transientní, jednofázový či dvoufázový výpočet. Nastavení výpočtu probíhalo v programu ANSYS CFX-PRE.

Jak již bylo řečeno, správně nastavené modely fyziky jsou důležité pro dosažení relevantních výsledků. V této části se nastavují vlastnosti tekutiny, pohyby modelu i deformaci sítě. Stejně tak se zde nastavují tepelné vlastnosti výpočtu a modely turbulence.

V této oblasti byla nastavena tekutina CO₂ v plynné fázi, a to z knihovny materiálů. Vlastnosti tekutiny jsou vnitřně určovány dle stavové rovnice Peng-Robinson. Vzhledem k vysokým tlakům v kompresoru musela být rozšířena oblast tlaku pro výpočet pro tento materiál. Tlak v kompresoru se totiž původně nacházel mimo tuto oblast. Tato skutečnost při prvotních výpočtech vyústila ve výsledky, které neodpovídaly realitě.

Jelikož ve výpočtu není uvažováno s pohybem součástí, ale jen se samotným prouděním, byl pohyb domény nastaven na stacionární bez deformace sítě. Dále byl model turbulence nastaven na možnost *Shear Stress Transport* na základě doporučení z literatury. SST možnost totiž vykazuje nejvyšší míru stability samotného výpočtu.

5.2.1 Počáteční podmínky

Jelikož je CFD výpočet iterační, kdy dochází k postupnému zpřesňování výsledků dosazováním přesnějších hodnot do diferenciálních rovnic. Takový výpočet je potřeba nějakým způsobem inicializovat, tedy na začátku určit, které hodnoty má řešič zadat do těchto rovnic. K tomu slouží počáteční podmínky, ve kterých se nastavuje počáteční rychlost proudění, absolutní statický tlak a teplotu média.

V tomto konkrétním případě, jelikož nebylo jasné, jaké konkrétní výsledky očekávat, byla nastavena nulová počáteční rychlost proudění. Pro zkrácení výpočtového času, a tedy množství iterací nutných k dosažení správného výsledku je dobré zadávat hodnotu blízkou skutečné hodnotě, pokud je tato hodnota známa. Počáteční teplota média byla nastavena na 0 °C, jelikož to je teplota chladiva vstupujícího do kompresoru. Stejně tak počáteční absolutní statický tlak 26,49 bar odpovídá statickému tlaku chladiva na vstupu do kompresoru.

5.2.2 Okrajové podmínky

CFD simulace vyžaduje přesné zadání okrajových podmínek (OP), které by měly v ideálním případě zcela odpovídat realitě. Typů OP je vícero a definují, jak se má látka v doméně chovat. Podmínka *Inlet*, *Outlet* definuje vlastnosti tekutiny na vstupu do, resp. výstupu z domény. Obě tyto podmínky mohou být zadány pomocí rychlosti, hmotnostního průtoku nebo tlaku. Dalším typem je podmínka *Opening*, která označuje otevřený konec. OP typu *Wall* definuje stěnu, kterou tekutina nemůže protékat. Posledním typem OP dostupným v CFX-PRE je *Symmetry* definující rovinu symetrie.

Okrajové podmínky pro tuto práci byly zadány firmou Emerson, a vycházejí z měření provedených na skutečném kompresoru.

Vstup

Podmínka typu *Inlet* je v tomto případě zadaná jako tlaková. Jedná se o běžnou praxi při simulacích proudění v kompresorech. Tato podmínka je zadána absolutním tlakem. Jeho hodnota 26,49 bar je shodná s vypařovacím tlakem R744 při teplotě -10 °C. Ačkoliv se zadává jako tlak relativní, referenční hodnota je nastavena 0 Pa, tím pádem se zároveň jedná o absolutní hodnotu tlaku. Vzhledem k tomu, že zařízení s tímto kompresorem pracuje s hodnotou přehřátí 10 K, je teplota média na vstupu nastavena na hodnotu 0 °C.

Výstup

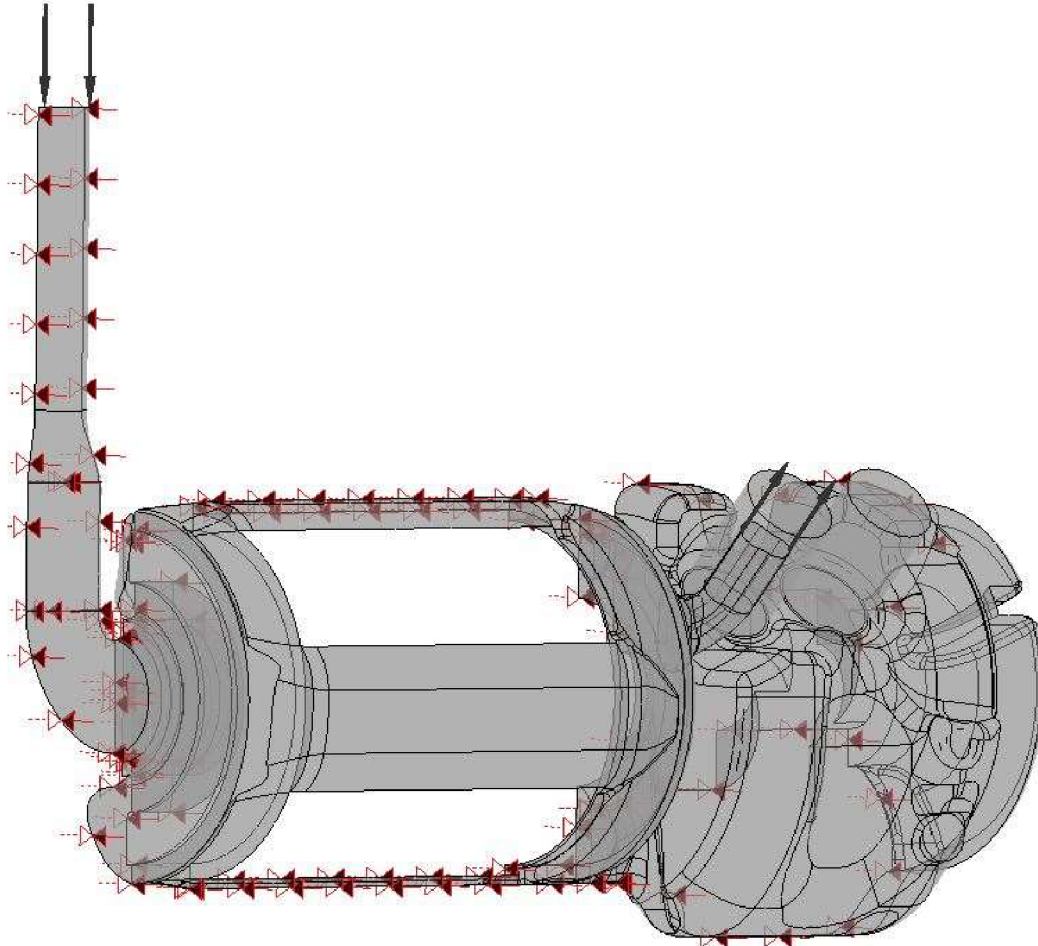
Výstupní podmínka je definována pomocí hmotnostního průtoku a jeho hodnota činí 0,22 kg/s. To je polovina z hmotnostního průtoku, který byl naměřen při provozu tohoto kompresoru s frekvencí otáček 50 Hz.

Symetrie

Jak již bylo zmíněno v části test nezávislosti sítě, se zvyšujícím se počtem buněk výpočtové sítě dochází k nárůstu výpočtového času a nárokům na hardware výpočtové stanice. Vzhledem k tomu, že tělo kompresoru je symetrické, bylo výhodné jej také symetricky rozdělit a počítat pouze jednu polovinu. To je také důvod, proč je zadána

poloviční hodnota naměřeného hmotnostního průtoku. Při zadání této podmínky nedochází ke zpomalení proudu vzájemným třením, ale stěna zároveň proudění odráží.

Umístění okrajových podmínek je na Obr. 25. Šipky směřující směrem do kompresoru značí podmínku *Inlet*, šipky mířící z kompresoru *Outlet* a červenočerné šipky označují podmínku symetrie.



Obr. 25 Okrajové podmínky

5.3 Řešení dvoufázových směsí

Tato práce zabývá vlivem proudění R744 na strhávání oleje, tedy situaci, kdy dochází k interakci dvou různých látek. Navíc, pokud bychom neuvažovali plně saturovaný plyn, jednalo by se o interakci tří látek. Vzhledem k přehřátí plynu na vstupu do kompresoru CO₂ v kapalně fází vyloučit a uvažovat pouze dvoufázové proudění.

Pro řešení vícefázového proudění byly v oblasti numerických metod vyvinuty dva přístupy – Eulerovsko-Lagrangeovský a Eulerovsko-Eulerovský. První přístup je používá pro diskrétní fázi, ve které se spojitá fáze považuje za kontinuum a tok rozptýlené fáze je řešen sledováním mnoha bublinek nebo kapiček. Mezi kontinuem a rozptýlenou fází dochází k přenosu hybnosti, hmoty i energie. Tento přístup je vhodný pro případy, kdy je objem rozptýlené fáze zanedbatelný k objemu kontinua. Na druhé straně Eulerovsko-Eulerovský přístup zachází s odlišnými fázemi jako k prostupujícímu kontinuu pomocí konceptu fázového podílu objemu. Druhý přístup je možné řešit třemi různými

modely: model směsi, model podílu objemu (VOF – Volume of Fluid) a Eulerovský model [23].

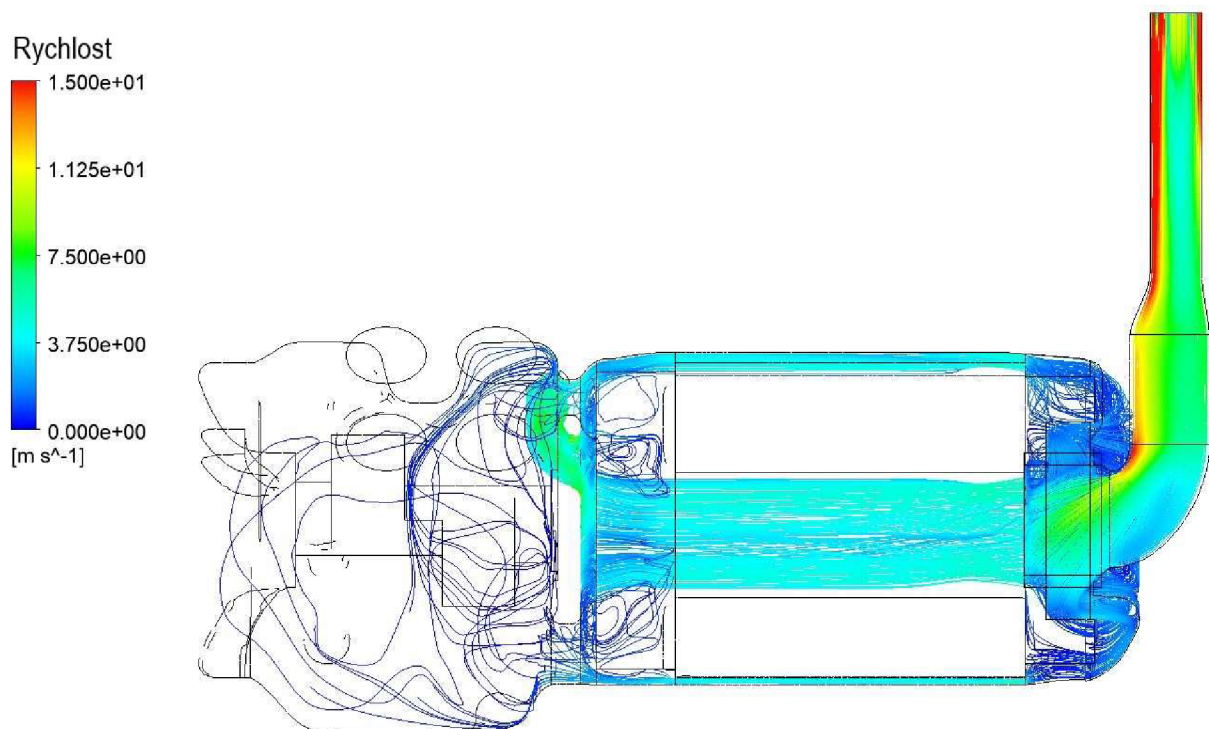
V této práci byl využit model VOF, který je jednodušší a nemá vysoké nároky na hardware výpočtové stanice. Tato metoda vychází z pohybové rovnice a v každé buňce výpočtové sítě počítá objemový podíl jednotlivých fází a fáze jsou sledovány jednotlivě. Tento přístup byl použit pro transienční výpočet, ale je vhodný i pro výpočet statický. Lze také použít pro sledování pohybu velkých bublin v kapalině.

Pro správné fungování dvoufázového výpočtu je oproti jednofázovému modelu nutné zadat několik hodnot navíc. První z nich jsou fyzikální vlastnosti druhé látky. Ačkoliv je v tomto případě druhá látka olej, z knihovny byla vybrána voda, u které se pozměnila hustota, která se pro zjednodušení považovala za konstantní hodnotu 970 kg/m^3 , a dynamická viskozita s hodnotou $0,0646 \text{ Pa s}$. Obě tyto hodnoty vychází z materiálových listů pro již zmíněný olej Emkarate RL 68H. Dále je nutné nastavit vlastnosti ovlivňující vztlakové síly, referenční hustotu a gravitační zrychlení. Referenční hustota se zadává pro dominantnější tekutinu, tedy pro plyn, pokud se očekává tvorba kapiček kapaliny v plynu a pro kapalinu, pokud se očekává tvorba bublinek v kapalině. Jelikož se v tomto případě řeší unášení oleje chladivem R744, byla hodnota referenční hustoty nastavena na hodnotu $65,70 \text{ kg/m}^3$. Jedná se o hustotu CO_2 na vstupu do kompresoru, jak ji určil předcházející jednofázový statický výpočet. Dále je potřeba nastavit hodnoty charakterizující přenos tepla mezi jednotlivými fázemi. Jelikož však přenos tepla není důležitý z hlediska unášení oleje chladivem, použil se homogenní model.

Okrajové a počáteční podmínky také doznaly jistých změn v porovnání s jednofázovým výpočtem. Na vstupu je potřeba nastavit objemový podíl jednotlivých fází, a protože se uvažuje s odloučením veškerého oleje v olejových separátorech, je objemový podíl VF oleje na vstupu 0 a chladiva 1. Výstupní podmínka se z hmotnostního průtoku změnila na společný hmotnostní průtok, tedy hodnotu hmotnostního průtoku obou fází dohromady. Hodnota této veličiny byla ponechána $0,22 \text{ kg/s}$. Pro počáteční podmínky bylo nutné definovat hodnotu objemového podílu jednotlivých fází na začátku výpočtu. Počátek výpočtu byl považován za start kompresoru, v takovém případě hladina oleje dosahuje takové výšky, že zaplní průhledítko v klikové skříni do poloviny (Obr. 15).

6 Jednofázový výpočet

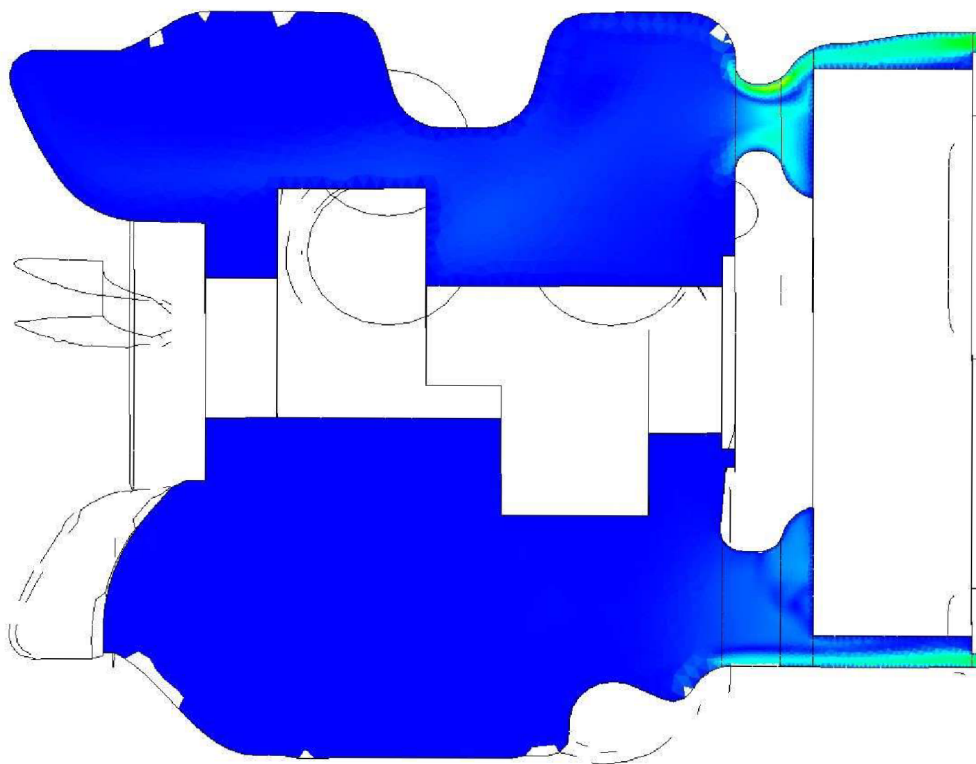
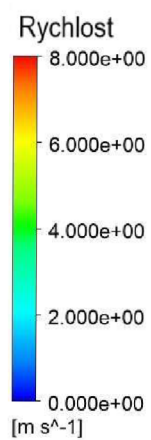
Prvním krokem analýzy byl již zmíněný jednofázový výpočet. Tento výpočet byl statický a byl proveden proto, aby se zjistil charakter proudění uvnitř kompresoru a také potenciální kritická místa v kompresoru. Při tomto výpočtu byla sledována rychlost, hmotnostní průtok na všech místech uvedených na Obr. 23 a navíc na opačných koncích kanálků v motorové části a otvorů ve firewallu. Charakter proudění lze vidět na Obr. 26, který znázorňuje proudnice a jejich barva určuje rychlost proudění v daném místě dle přiložené legendy. Tyto proudnice naznačují, že při vstupu do kompresoru se proud rozdělí přibližně rovnoměrně do kanálků kolem statoru v motorové části a odtud naprostá většina proudí rovnou směrem k sacímu kanálu válce. Část chladiva, především z horní a spodní části kompresoru, proudí otvory ve firewallu dále do motorové části, odkud jsou těmito otvory nasávány zpět a odchází do válců.



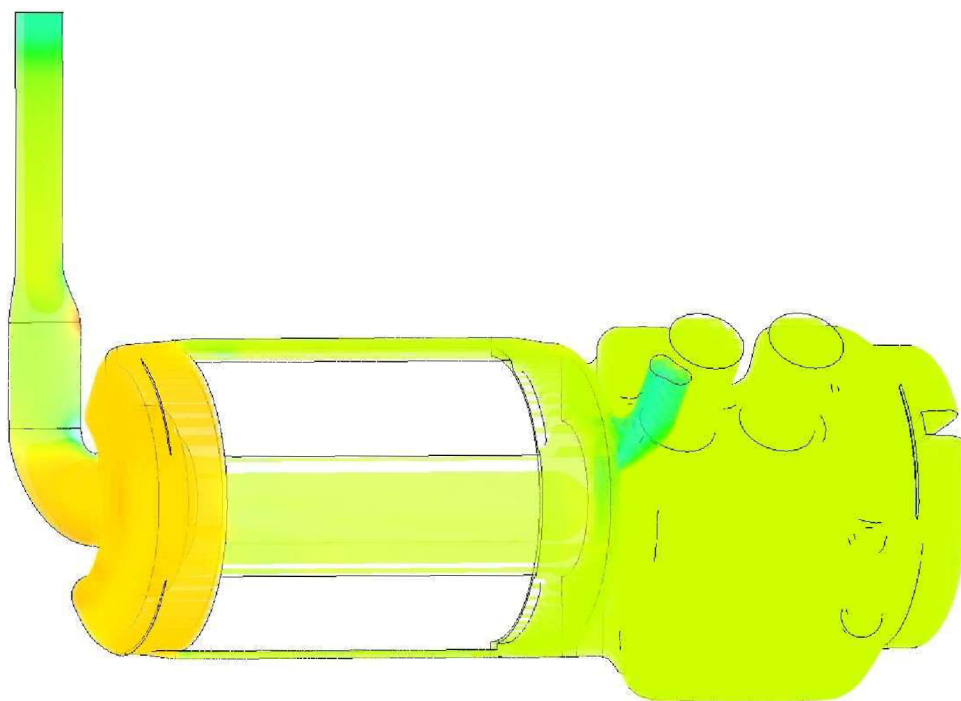
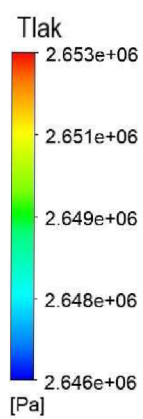
Obr. 26 Proudnice jednofázového výpočtu

Detailnější pohled na charakter proudění otvory ve firewallu nabízí Obr. 27. Jedná se o rychlostní pole vykreslené na rovině symetrie, bílá místa jsou způsobena přechody mezi buňkami v místě řezu. Zde lze detailně vidět tvorbu vírů v místě těchto otvorů. Tyto víry jsou způsobeny okamžitým zpětným nasáváním chladiva, které se dostane do motorové části. Zároveň lze na tomto obrázku pozorovat skutečnost, že v motorové části samotné nedochází k výraznému proudění mimo již zmíněné otvory.

Objemové vykreslení tlakového pole v kompresoru je poté na Obr. 28. Z něj je patrné, že oblast s nejnižším tlakem je sací kanál válce. Tato skutečnost je důležitá pro správné proudění chladiva.



Obr. 27 Proudění chladiva otvory ve firewallu

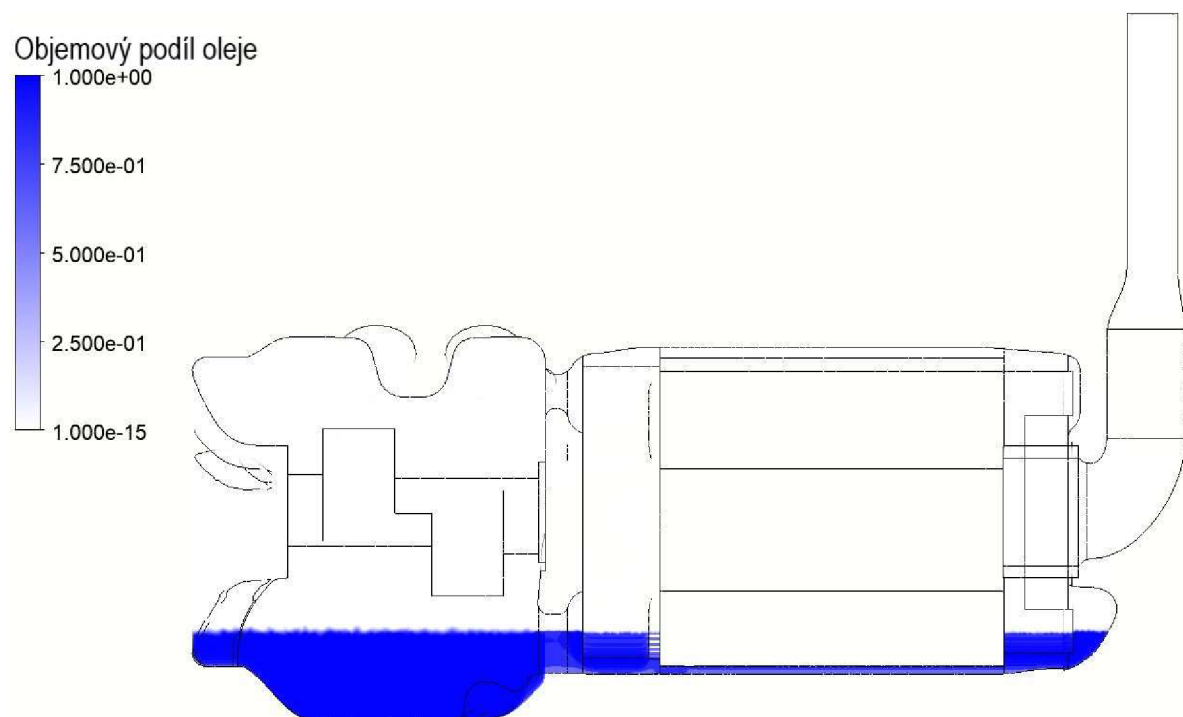


Obr. 28 Tlakové pole kompresoru

7 Dvoufázový výpočet

Dalším krokem analýzy je dvoufázový výpočet, který kromě chladiva R744 obsahuje i druhou látku a to olej. Základní nastavení takového výpočtu již bylo popsáno v kapitole 5.3. Tento výpočet byl zároveň transientní, tedy nešlo o výpočet konkrétního statického stavu, ale o průběh proudění za určitý časový úsek. Tento časový úsek byl nastaven na 10 s z klidového stavu. Tato doba výpočtu byla považována za čas, kdy dojde k ustálení proudění v kompresoru. Jelikož šlo o simulaci proudění při frekvenci 50 Hz, časový krok výpočtu byl nastaven na 0,02 s, což je v tomto případě doba jedné otáčky.

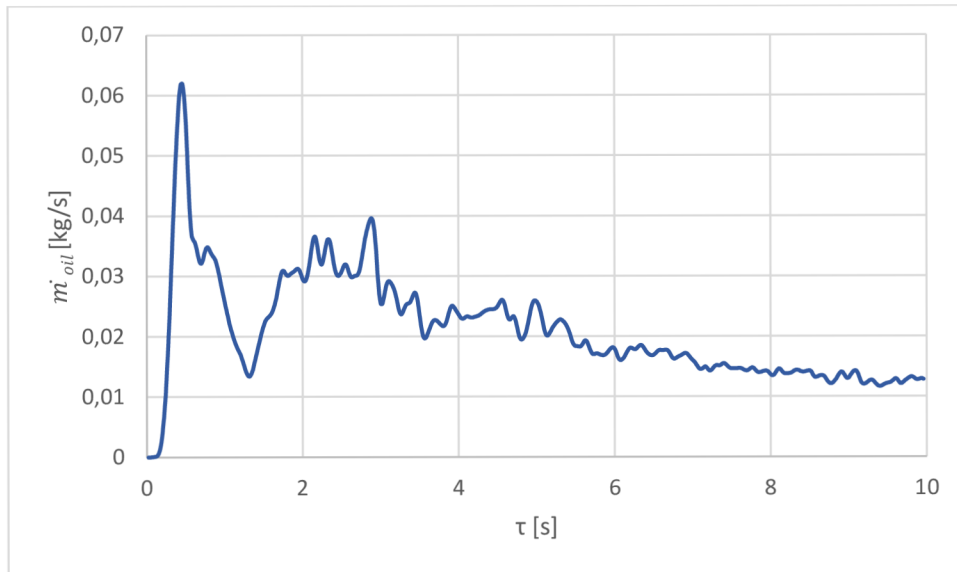
Jak vypadala hladina oleje na začátku výpočtu lze vidět na Obr. 29, kde je olej znázorněn modrou barvou. Výška hladiny zde dosahuje poloviny výšky průhledítka. S dvoufázovým výpočtem byl také sledován objemový podíl a hmotnostní průtok oleje na výstupu z kompresoru.



Obr. 29 Objemový podíl oleje $t = 0$ s

Na začátku výpočtu došlo k vytlačení oleje z motorové části kompresoru směrem do klikové skříně proudem chladiva a určitá část oleje společně s chladivem opustila kompresor. Časový průběh hmotnostního průtoku oleje odcházejícího z kompresoru lze vidět na Obr. 30. Z tohoto grafu je patrné, že po startu kompresoru dojde k prudkému nárůstu průtoku oleje. Tento nárůst je způsoben prvotním impaktem chladiva na hladinu oleje, který vytvoří hustou mlhu následně unášenou chladivem. Poté dojde k stejně prudkému poklesu a opětovnému nárůstu, ke kterému dojde ve chvíli vytlačení veškerého oleje z motorové části chladivem. Poté se průtok oleje postupně ustálí. Z grafu na Obr. 30 je patrné, že časový úsek 10 s je dostatečný pro dosažení ustáleného stavu, který lze považovat za reprezentativní k běžnému provozu kompresoru.

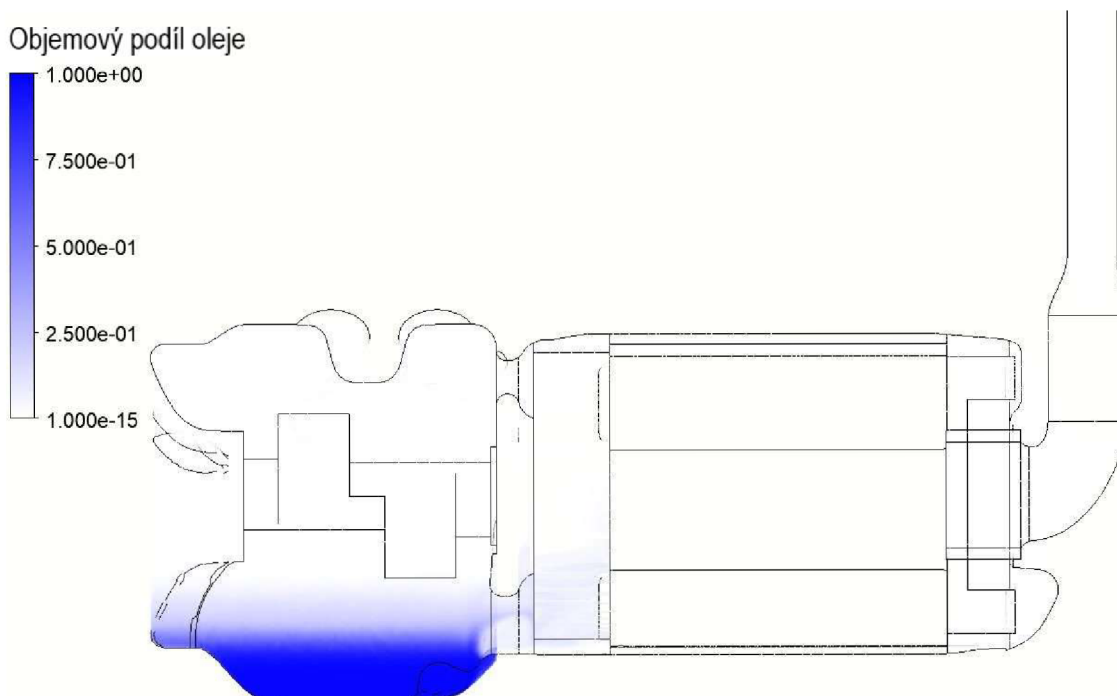
Z takto vypočtených dat hmotnostního průtoku oleje a chladiva na výstupu z kompresoru byl spočítán hmotnostní průtok obou fází za poslední 2 sekundy výpočtu a z nich následně dle rce (1) dopočítána hodnota ODR, která v tomto případě činí 6 %.



Obr. 30 časový průběh hmotnostního průtoku oleje na výstupu z kompresoru

Dále ze sledované hodnoty tlaku byla určena tlaková ztráta kompresoru, která v ustáleném stavu činí 2 135 Pa. Vzhledem k tomu, že nejsou k dispozici naměřená data tlakového pole ve skutečném kompresoru, nelze ověřit správnost této hodnoty.

Stav v kompresoru v 10. sekundě výpočtu je patrný z Obr. 31. Ve spodním otvoru firewallu se tvoří vír, ve kterém chladivo strhává olej a unáší ho s sebou ven z kompresoru.

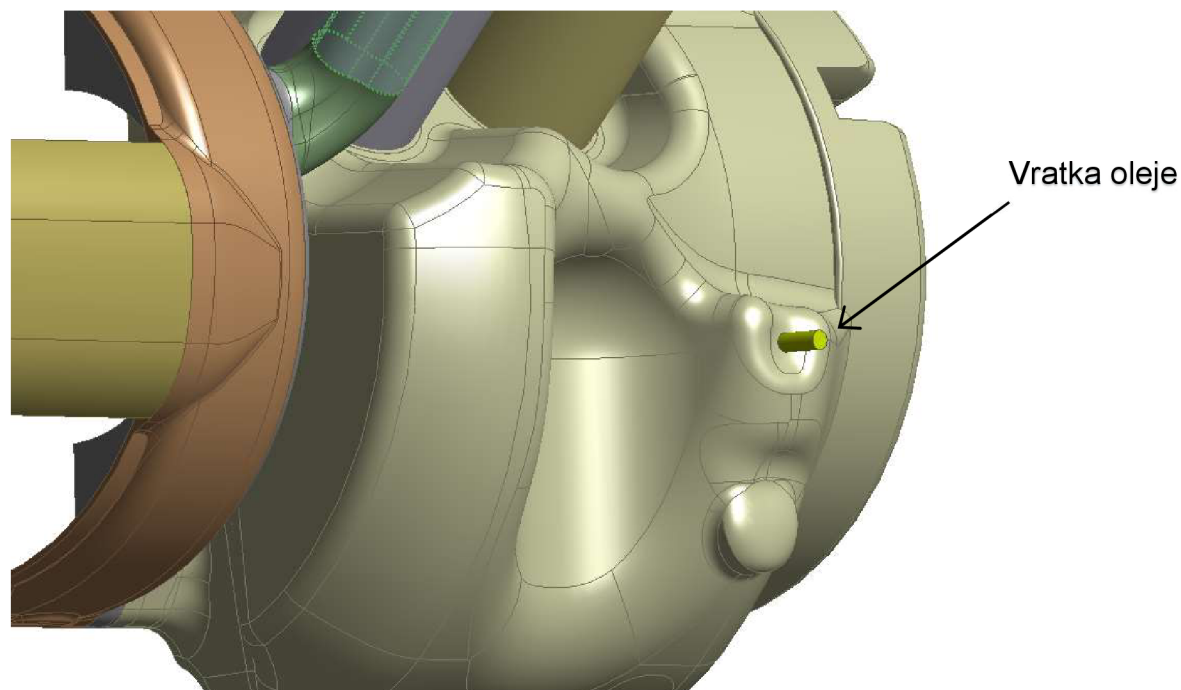


Obr. 31 Stav v 10. sekundě výpočtu

Problém tohoto výpočtu spočívá v absenci vratky oleje, což znamená, že množství oleje v kompresoru bude postupně klesat až dosáhne nulové hodnoty. Tato skutečnost však neodpovídá realitě, jelikož by v takovém případě došlo k nedostatku oleje v kompresoru a velice rychlému opotřebení součástí vedoucího k poruše zařízení.

7.1 Výpočet s vracením oleje

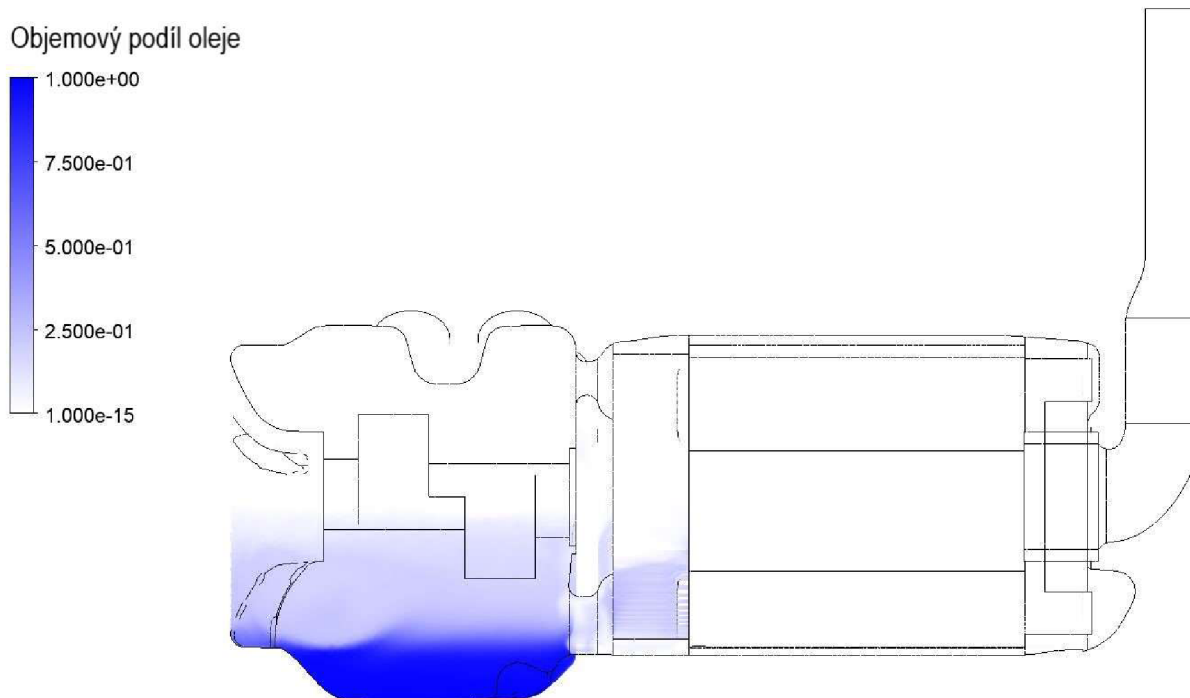
Jak již bylo popsáno výše, v reálném kompresoru dochází k zachytávání oleje separátory a jeho následnému dávkování zpět do kompresoru při podkročení určitého množství oleje v něm. Na modelu byl tedy vytvořen výstupek průměru 6,4 mm v pozici dle Obr. 32.



Obr. 32 Pozice výstupku pro vracení oleje

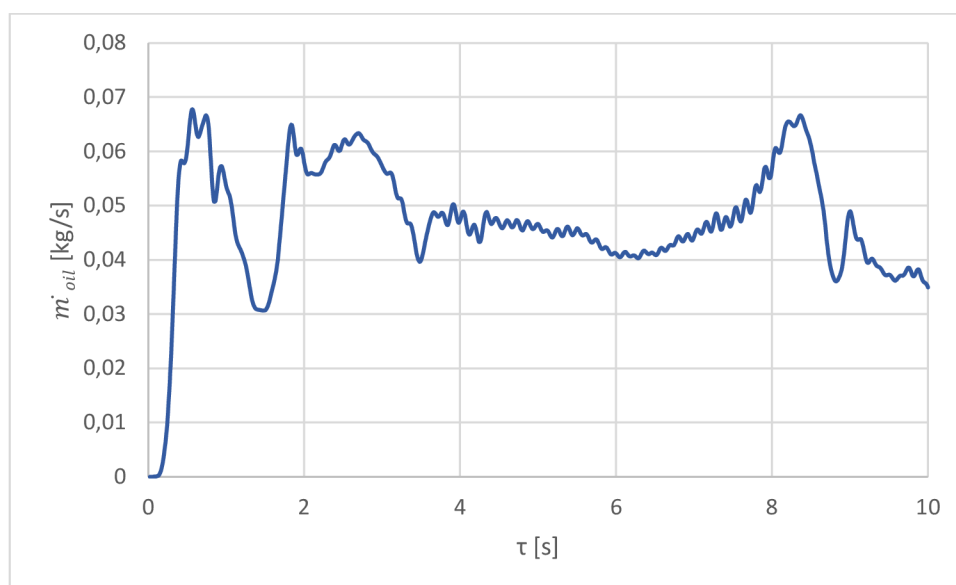
Na konci tohoto výstupku byla definována podmínka *Inlet* pomocí hmotnostního průtoku. Jeho hodnota se rovnala hodnotě hmotnostního průtoku oleje na výstupu z kompresoru v daném časovém kroku. Objemový podíl oleje byl 1 a chladiva 0. V tomto případě se jedná o zanedbatelné zjednodušení, jelikož ve vracejícím se oleji je rozpuštěné malé množství chladiva. Ve skutečnosti se olej vrací v dávkách a nedochází k jeho kontinuální vracení. V CFX však není možné takové dávkování nastavit a zároveň není známá frekvence a množství vraceného oleje v jednotlivých dávkách.

Inicializace tohoto výpočtu je stejná jako v předchozím případě, výpočet se liší jen v přidáním vracení oleje zpět do kompresoru. Vizualizace stavu v 10. sekundě výpočtu je na Obr. 33. Vracení oleje způsobilo vytvoření olejové mlhy ve spodní polovině klikové skříně. Tato mlha je způsobena umístěním vratky oleje nad hladinou oleje. Dá se předpokládat, že tato mlha bude navyšovat ODR stejně tak jako fakt, že je udržováno konstantní množství oleje v kompresoru.



Obr. 33 Stav v 10. sekundě výpočtu s vrácením oleje

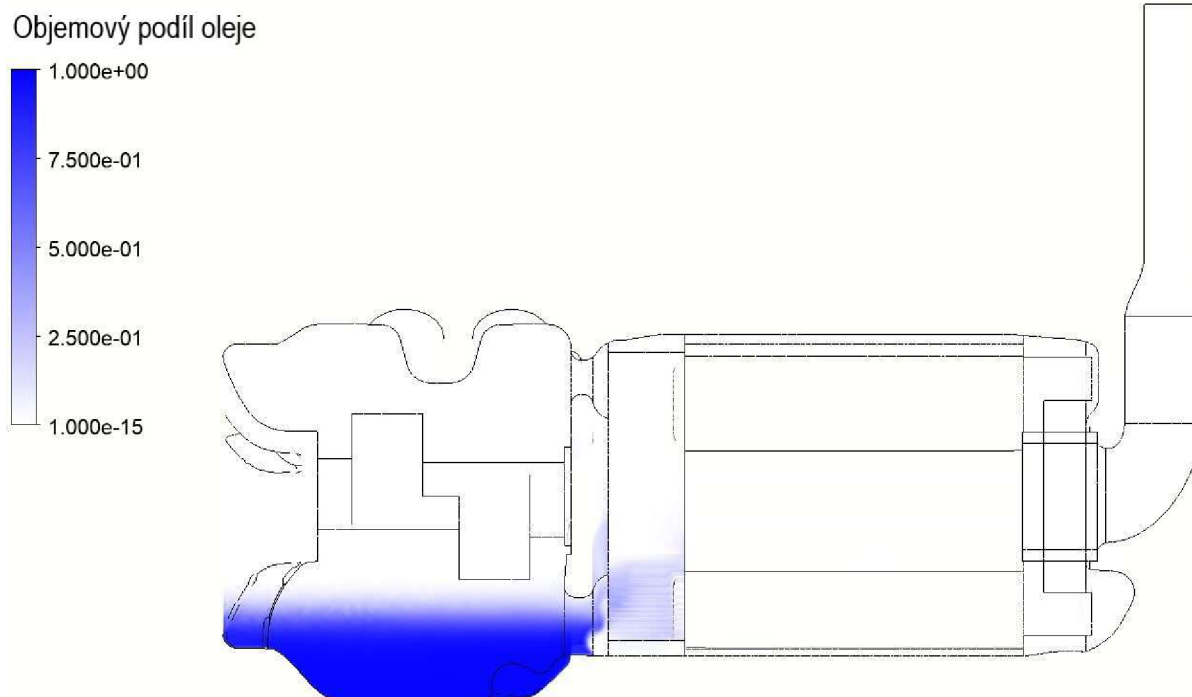
Graf časové závislosti hmotnostního průtoku oleje na výstupu z kompresoru je na Obr. 34, ze kterého je okamžitě patrné, že zatímco prvotní nárůst nabývá podobných hodnot jako v předchozím případě, druhý, který je způsoben vytlačení oleje z motorové části dosahuje podobných hodnot a celkově dochází k mnohem většímu únosu oleje chladivem. V tomto případě byla spočítaná hodnota ODR 21 %.



Obr. 34 Časová závislost hmotnostního průtoku na výstupu z kompresoru při vrácení oleje

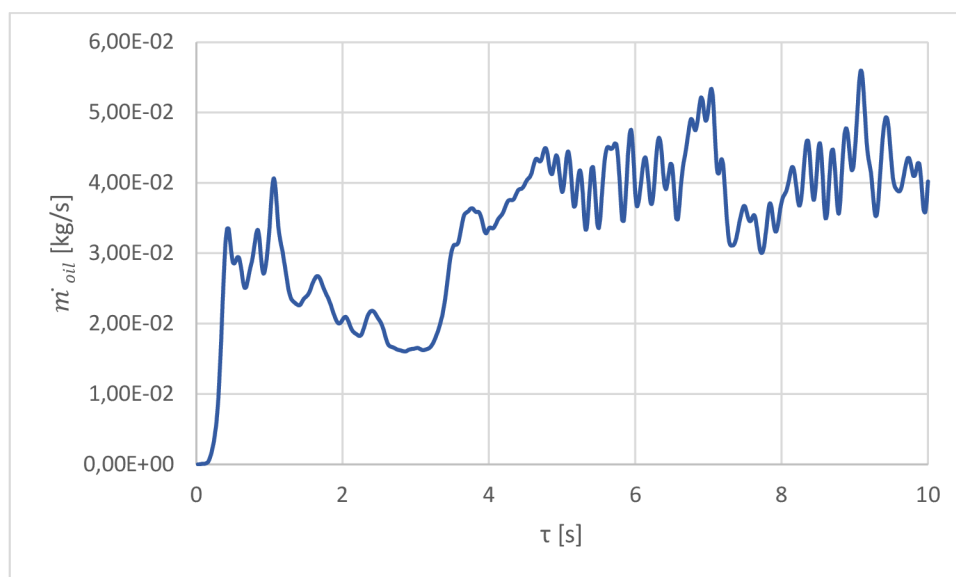
Poloha vratky oleje způsobuje tvorbu olejové mlhy ve spodní části klikové skříně, která by mohla způsobovat nadměrné unášení oleje chladivem z kompresoru, zároveň již bylo uvedeno, že při komerčním provozu je poloha vratky v místě průhledítka, které je na začátku aspoň částečně pod hladinou a při vytlačení oleje z motorové části by mohlo být ponořené celé, což by eliminovalo nadměrnou tvorbu olejové mlhy. Z toho důvodu byl proveden výpočet, kde se druhá podmínka *Inlet* nastavila na průhledítko a

výstupek vytvořený v předchozí verzi byl smazán. Hodnota hmotnostního průtoku i objemový podíl oleje je stejná jako v předchozím případě.



Obr. 35 Stav v 10. sekundě výpočtu s vrácením oleje průhledítkem

Stav v kompresoru v 10. sekundě výpočtu v tomto případě je na Obr. 35, ze kterého je patrné, že předpoklad s tvorbou mlhy byl správný. Mlha se netvoří v takové míře jako v předchozím případě. Časový průběh je na Obr. 36. V tomto případě nedochází k tak výraznému nárůstu oleje na výstupu jako v předchozích případech. Z vypočtených hodnot byla určena hodnota ODR, která v tomto případě činí 19 %. Rozdíl oproti předchozí verzi jsou pouze 2 %. Nezdá se tedy, že by změna polohy vratky oleje měla znatelný vliv na hodnotu ODR, což potvrzuje i reálný provoz kompresoru.



Obr. 36 Časová závislost hmotnostního průtoku na výstupu z kompresoru při vrácení oleje průhledítkem

7.2 Závislost ODR na otáčkách kompresoru

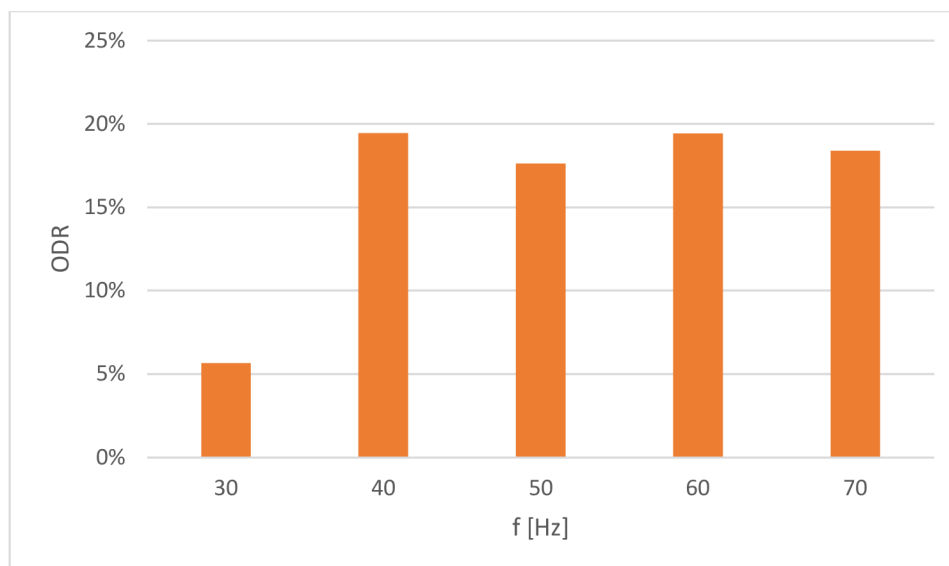
V kapitole ODR bylo nastíněno, že hodnota ODR se zvyšuje s rostoucími otáčkami kompresoru, tedy s frekvencí frekvenčního měniče. Tato možnost byla simulována v následujících výpočtech. Vzhledem k tomu, že se v modelu neobjevují žádné rotační součásti, jediný rozdíl v rámci měničích se frekvencí je tedy hodnota hmotnostního průtoku. Navíc k již simulované frekvenci 50 Hz byly prověřeny i frekvence 30, 40, 60 a 70 Hz. To jsou frekvence, na kterých kompresor pracuje a pro které Emerson poskytl naměřené hodnoty ODR viz Obr. 16.

Hodnoty průtoku, které byly nastaveny pro jednotlivé frekvence jsou v Tab. 6. Jedná se o poloviční hodnoty těch, které byly v těchto konfiguracích naměřeny, jelikož výpočet probíhá na symetrické polovině kompresoru. Pro jednotlivé frekvence byl nastaven časový krok, který odpovídá době jedné otáčky. Doba výpočtu musela být prodloužena pro nejnižší dvě frekvence pro dosažení ustáleného stavu. V případě 30 Hz byla doba výpočtu zdvojnásobena na 20 s, v případě 40 Hz je výpočetní doba 15 s.

Tab. 6 Hodnoty průtoku na výstupu z kompresoru při různých frekvencích

f [Hz]	30	40	50	60	70
\dot{m}_{ref} [kg/s]	0,124	0,174	0,22	0,256	0,28
τ_{step} [s]	0,033	0,25	0,2	0,0167	0,0143

Výstup z těchto výpočtů, tedy hodnota ODR pro jednotlivé frekvence je na Obr. 37. Numerickými simulacemi se však nepodařilo potvrdit rostoucí tendenci ODR s rostoucí frekvencí. Potvrzuje se, že nejméně oleje odchází z kompresoru pracujícího při frekvenci 30 Hz. To je nejspíš způsobené především faktem, že rychlost proudění je příliš nízká a nedokáže vytlačit olej z motorové části kompresoru. Při všech ostatních frekvencích, kdy dojde k vytlačení oleje, jsou hodnoty ODR přibližně srovnatelné.

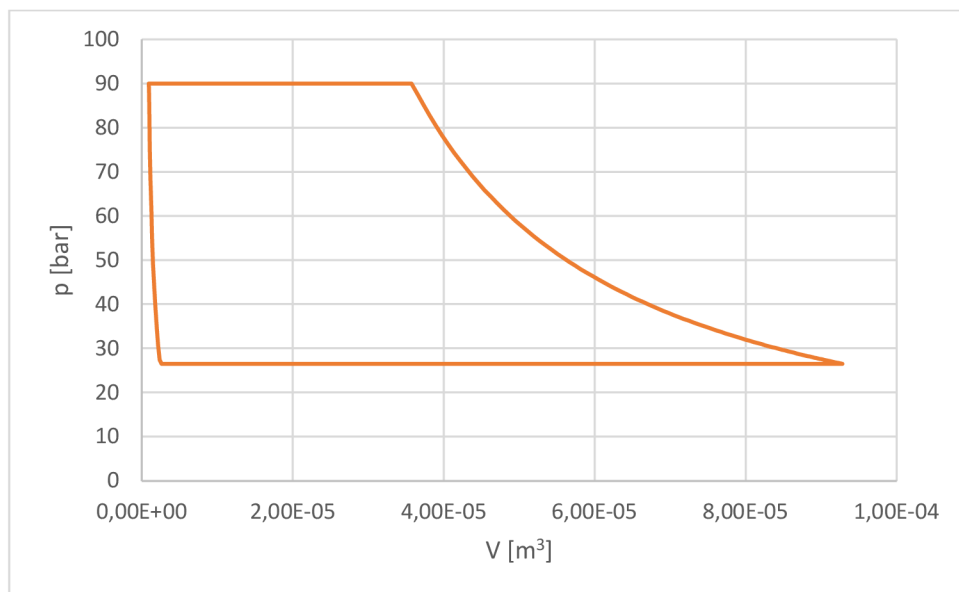


Obr. 37 Závislost ODR na frekvenci

7.3 Pulzy

Proudění v pístovém kompresoru není kontinuální, ale vzhledem k průběžnému otevírání a zavírání ventilů s ohledem na polohu pístu, a tedy tlak ve válci, dochází k pulzům. Tyto pulzy částečně vyrovnává přítomnost čtyř válců v kompresoru, které jsou fázově posunuty o 90° . Pro zjištění vlivu těchto pulzů na unášení oleje byla tato možnost podrobena výpočtu. Tento výpočet vyžaduje znalost průběhu tlaku ve válci, takzvaný p-V diagram. Tento diagram (Obr. 38) je vypočítaný ze známého objemového průtoku kompresorem a veškerý výpočet byl uvažován v ideálních podmínkách, kdy dochází k otevírání a zavírání ventilů přesně v dobu dosažení sacího, resp. výtlačného tlaku. Při výpočtu se ventily zcela zanedbávají, ty však při provozu způsobují tlakovou ztrátu a omezují průtok chladiva. Ve výpočtu se s tímto omezením průtoku nepočítá. Celý výpočet stojí na ideálním p-V diagramu, který se částečně liší od reálného. Objem plynu ve válci pro každý celý úhel natočení klikového hřídele byl spočítán pomocí rovnice klikového mechanismu. Hodnota škodlivého prostoru není známa a byla konzervativně určena na hodnotu 1 % z celkového zdvihového objemu.

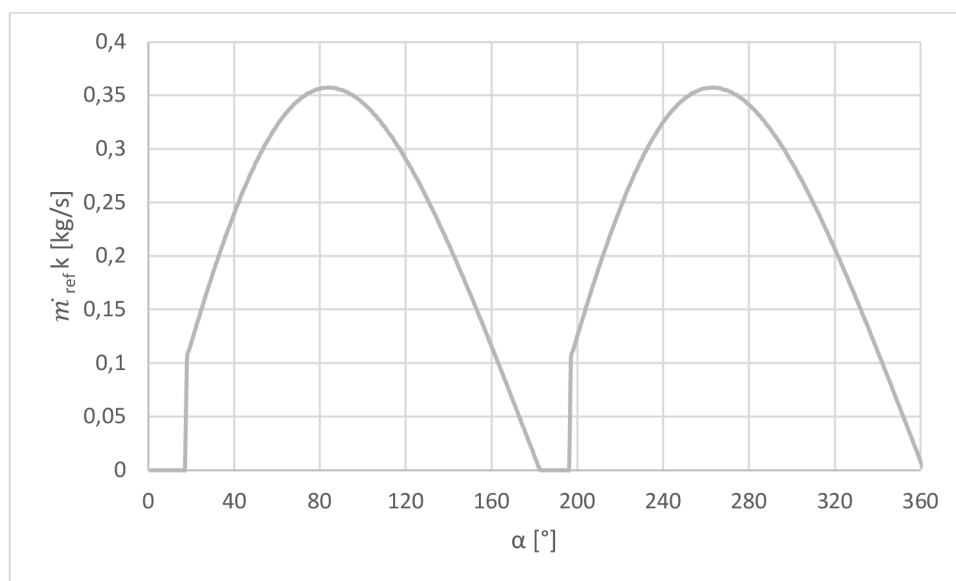
Píst ve výpočtu začíná v dolní úvratí izoentropickou kompresí z tlaku ve výparníku 26,49 bar. Komprese probíhá až do dosažení výtlačného tlaku 90 bar. V tu chvíli dochází k výtlačku při konstantním tlaku a stálém pohybu pístu nahoru až do dosažení horní úvratí. Poté dochází k izoentropické expanzi, při které jsou oba ventily zavřeny až do dosažení sacího tlaku 26,49 bar, kdy nastává proces sání, který trvá až do dosažení dolní úvratí, kde se celý cyklus uzavírá a následně opakuje.



Obr. 38 Ideální p-V diagram kompresoru

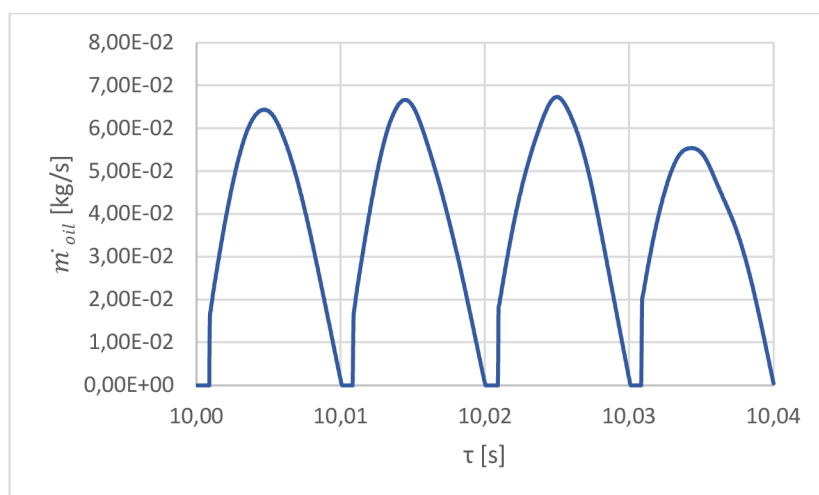
Z p-V diagramu byla vypočítána hmotnost chladiva nasáta během otáčky o 1° ze známé změny objemu ve válci a hustoty. Pro získání hmotnostního průtoku při tomto kroku bylo nutné hmotnost vydělit časem natočení o 1° , který činí $5,56e-5$ s. Na jedné straně kompresoru jsou dva válce, které jsou vůči sobě fázově posunuty o 180° , z toho důvodu dochází během jedné otáčky ke dvěma procesům sání. Zároveň, jelikož se jedná o ideální cyklus, vychází celkový hmotnostní průtok mnohem vyšší než ten, který je v reálném kompresoru. Z toho důvodu byl průtok zkorigován na celkovou hodnotu průtoku 0,22 kg/s. Průběh tohoto průtoku je na Obr. 39, tato data byla rozšířena na dvě celé otáčky, zapsaná do souboru typu CSV, nahraná do CFX-PRE a použita pro

definici hodnoty hmotnostního průtoku na výstupu z domény. Pro inicializaci tohoto výpočtu se použil předchozí výpočet 10 sekund (kvůli ustálenosti proudění) a probíhal po dobu dvou otáček do času 10,04 sekundy s časovým krokem odpovídajícím době otočení o 1° $5,56e-5$ s.



Obr. 39 Hmotnostní průtok chladiva na sání

Výsledky průtoku oleje na výstupu z kompresoru jsou znázorněny v grafu na Obr. 40. Na první pohled je zjevné, že průběh průtoku oleje tvarem kopíruje průtok chladiva. Při jednotlivých procesech sání není průtok oleje stejný, ale mění se. Tento fakt může být způsoben proměnlivým množstvím olejové mlhy nacházející se v místech, odkud ji může chladivo strhávat. Hodnota ODR v tomto případě dosahuje 17 %. Jedná se o rozdíl 4 %, tedy skoro o pětinu méně, v porovnání s výpočtem kontinuálního toku chladiva. Tento rozdíl by byl nejspíš ještě větší, pokud by se k inicializaci tohoto výpočtu použil předchozí výpočet pulzů s delším časovým krokem.



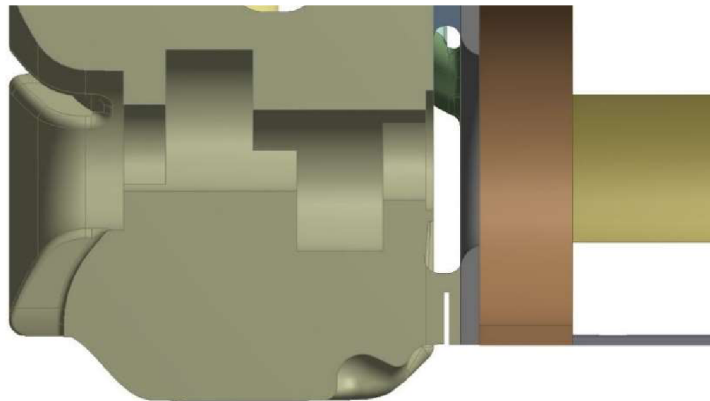
Obr. 40 Časová závislost hmotnostního průtoku oleje při pulzech

Tento výpočet vychází z několika zjednodušení, které plynou z charakteru samotného výpočtu případně z nedostupnosti p-V diagramu skutečného kompresoru. První z nich je idealizace procesů v kompresoru včetně absence sacích a výtlačných ventilů. Při běžném provozu ventily pracují s jistou setrvačností, otvírají a zavírají se se

zpožděním a také částečně omezují průtok chladiva. Dalším takovým zjednodušením je symetrický výpočet. Jelikož se počítá polovina kompresoru, uvažují se pouze válce přítomné v této polovině. Druhé dva válce ve skutečnosti vykrývají chvíle, kdy nedochází k sání do uvažovaných válců a tím samozřejmě ovlivňují proudění v celém kompresoru.

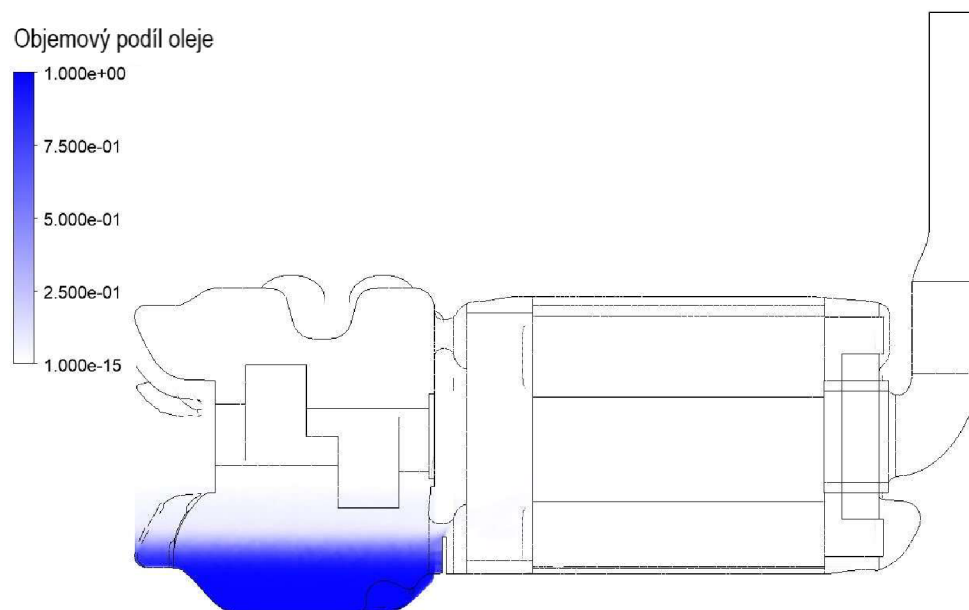
7.4 Geometrická úprava

Jak je patrné z prvotních dvoufázových výpočtů, k největšímu nárustu úniku oleje dochází rozvířením při startu a následně vytlačení oleje z motorové části kompresoru. Nabízí se tedy navrhnout úpravu geometrie, která by tento nárůst eliminovala. Bylo tedy prověřeno řešení, při kterém se vytvoří přepážka v spodním otvoru ve firewallu tak vysoká, aby zabránila přetékání oleje do motorové části a udržela jej tedy v klikové skříni. Tato úprava je vidět na Obr. 41.



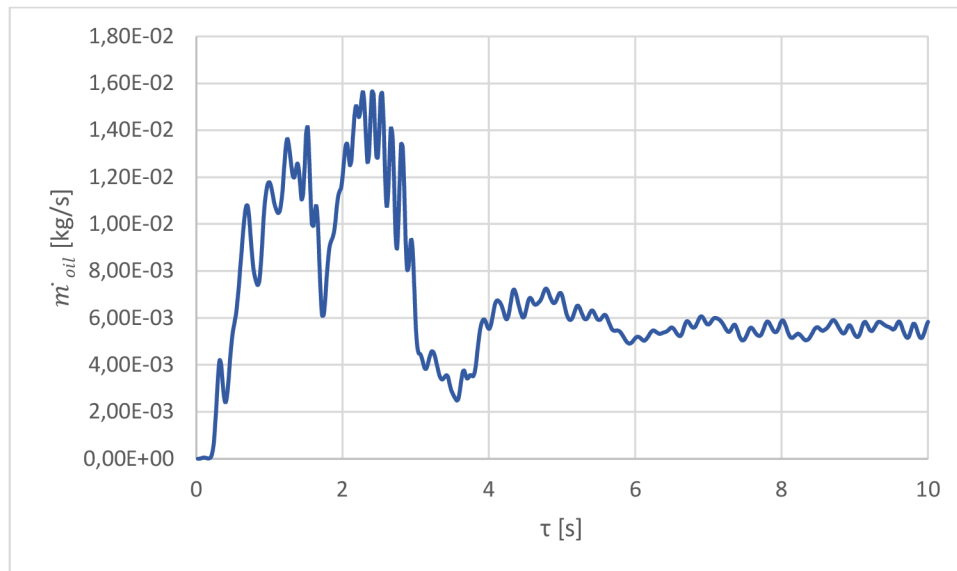
Obr. 41 Detail navrhnuté přepážky

Stav v 10. sekundě výpočtu je na Obr. 42, z kterého je patrné, že vír, který byl přítomný v předchozích výpočtech, se již nevyskytuje. Dochází pouze k nasávání oleje z povrchu jímky.



Obr. 42 Stav v 10. sekundě výpočtu s přepážkou

Z výsledků tohoto výpočtu vyplynulo, že hodnota ODR 3% je v tomto případě výrazně nižší než v předchozích případech bez této úpravy. Důvod tohoto dramatického rozdílu lze vysvětlit na základě časového průběhu hmotnostního průtoku oleje na výstupu (Obr. 43). Prvotní nárůst není ani vzdáleně tak výrazný, jako je například na Obr. 31. Nedochází také k dalšímu nárůstu způsobenému vytlačení oleje z motorové části, jelikož se v této části žádný olej nenachází.



Obr. 43 Časový průběh hmotnostního průtoku oleje s přepážkou

Při výpočtech se počítá s čistým chladičem vstupujícím do kompresoru bez oleje. Jak již bylo však uvedeno, do kompresoru se vrací i malá část oleje, který je potřeba v kompresoru zachytit a dopravit do klikové skříně. K tomu slouží spodní kanál v motorovém prostoru společně se spodním otvorem ve firewallu, kterým takto zachycený olej proudí do klikové skříně. V souvislosti s tímto řešením nebyl tento fakt uvažovaný a není tedy jasné, jak a zda by docházelo k vracení oleje přicházejícího do kompresoru. Takové řešení by bylo možné při 100% zachycení oleje olejovými separátory.

8 Závěr

Cílem této práce byla simulace proudění v chladivovém semi-hermetickém pístovém kompresoru na CO₂ řady Stream vyrobeným firmou Emerson. Pro účely této práce firma Emerson poskytla CAD model tohoto kompresoru [1], ze kterého byl vytvořen zjednodušený negativní objem symetricky rozdělený pro jednodušší a rychlejší výpočet.

Statický jednofázový výpočet byl proveden pro získání představy o proudění samotného chladiva uvnitř kompresoru. Z jeho výsledků byla určena kritická místa, kde by mohlo docházet k strhávání oleje proudem chladiva. Takovým místem může být především spodní otvor ve firewallu oddělujícím motorovou část od klikové skříně, ve které se nachází nejvíce oleje. Tímto otvorem totiž proudí chladivo do klikové skříně a zároveň z ní, dochází tedy k tvorbě víru.

Transientní dvoufázový výpočet potvrdil tvorbu víru v otvoru firewallu. Zároveň se ukázalo, že start kompresoru je doprovázen velkým nárustem ODR. Další nárůst množství oleje odcházejícího z kompresoru nastává při vytlačení oleje chladivem z motorové části. Bylo zjištěno, že umístění vratky oleje pod jeho hladinu v klikové skříně nemá výrazný vliv na snížení ODR v porovnání s umístěním nad hladinou, ačkoliv v tom případě dochází k výraznějšímu tvoření olejové mlhy. Dále bylo simulováno proudění při různých otáčkách kompresoru, aby se potvrdily závěry z jiných studií o zvyšujících se hodnotách ODR s rostoucí frekvencí frekvenčního měniče. Hodnoty ODR byly však pro všechny frekvence přibližně stejné s rozdílem frekvence 30 Hz, při které nedojde k vytlačení oleje z motorové části, a tedy nedojde k nárustu ODR. Dále byl proveden výpočet, který více reflektuje stav skutečného kompresoru, kdy nebyl průtok na výstupu z kompresoru konstantní, ale měnil se v závislosti na poloze pístu. K směsi chladiva a oleje docházelo pouze při sání chladiva do válce. Takový výpočet vykazoval nižší hodnotu ODR přibližně o pětinu. Nakonec byla navržena geometrická úprava kompresoru vytvořením přepážky ve spodním otvoru firewallu, která by zabránila vtékání oleje do motorové části a tím odstranila nárůst ODR způsobeným jeho vytlačěním z motorové části. Hodnota ODR 3 % dává naději, že by se mohlo jednat o krok správným směrem, vyžadovalo by to však vyřešení dopravování oleje přicházejícího do kompresoru společně s chladivem do olejové jímky.

Všechny výpočty doprovází výrazně vyšší hodnoty ODR v porovnání s reálnými měřeními. Zatímco hodnota ODR reálného kompresoru při frekvenci 50 Hz je 0,2 %, z výpočtu vychází ODR 19%. Důvodů, proč je ten rozdíl tak velký může být několik. Dvoufázové proudění je složitý proces a matematickými modely se nedá přesně popsat. Kapičky oleje do sebe v provozu naráží, shlukují se nebo rozpadají. Odlišnost výsledků může být tedy způsobena nesprávným matematickým popisem těchto kapiček. Jak již bylo také uvedeno, olej se do reálného kompresoru vrací v dávkách, avšak při výpočtech docházelo k průběžnému vracení oleje tak, jak z kompresoru odcházel. Dále tyto výsledky může ovlivňovat fakt, že se ve výpočtovém modelu nenachází žádné rotující součásti, které se nachází v reálném kompresoru. Tyto součásti mohou rozprašovat olej při kontaktu s ním. Zároveň při provozu dochází k zachytávání oleje na površích kompresoru. Ve výpočtovém modelu však k žádnému zachytávání nedochází, jedná se pouze o plochy ohraničující prostor kompresoru. K dalšímu odlučování oleje, a tedy snižování hodnoty ODR může docházet ve ventilové desce vlivem setrvačných sil, kdy kapičky mohou stékat zpět do kompresoru. To však neznamená, že výpočty nemají vypovídající hodnotu. Výsledky z nich lze brát relativně. Pokud se například při

přidání přepážky dramaticky sníží hodnota ODR, znamená to, že by tato úprava mohla být použitelná ve skutečném kompresoru. Jakákoliv úprava by však vyžadovala experimentální ověření.

Rozsah práce a omezení plynoucí z dostupné licence neumožnil odladění všech přístupů, může však sloužit jako základ pro další výzkum.

Seznam obrázků

Obr. 1 Kompresorové chladicí zařízení – upraveno z [3].....	16
Obr. 2 p-h diagram chladicího systému – upraveno z [4].....	17
Obr. 3 Cyklus R744 – upraveno z [5].....	18
Obr. 4 Nadkritický cyklus R744 – upraveno z [6].....	18
Obr. 5 Porovnání rotačního a swing kompresoru – upraveno z [10].....	20
Obr. 6 Princip swing kompresoru – upraveno z [11].....	20
Obr. 7 Princip scroll kompresoru – upraveno z [12].....	21
Obr. 8 Zjednodušený diagram pístového kompresoru – upraveno z [15].....	22
Obr. 9 a) běžný jazýčkový ventil b) ventil discus – upraveno z [13].....	23
Obr. 10 Škodný prostor – upraveno z [13].....	23
Obr. 11 Klikový mechanismus kompresoru – upraveno z [13].....	24
Obr. 12 Fázový diagram CO ₂ – upraveno z [6].....	30
Obr. 13 Závislost měrné tepelné kapacity při konstantním tlaku na teplotě – upraveno z [18].....	31
Obr. 14 Závislost COP a chladicí kapacity na tlaku – upraveno z [6].....	32
Obr. 15 Řez zkoumaným semi-hermetickým pístovým kompresorem.....	35
Obr. 16 Závislost ODR na frekvenci měniče – upraveno z [2].....	36
Obr. 17 Režimy mazání [21].....	37
Obr. 18 Tlak sytých par R744 v závislosti na teplotě – Emkarate.....	39
Obr. 19 Závislost kinematické viskozity oleje RL 68H na teplotě – Emkarate.....	40
Obr. 20 Pozice vratky oleje a průhledítka.....	41
Obr. 21 Negativní objem kompresoru.....	43
Obr. 22 Základní výpočtová síť.....	43
Obr. 23 pozice sledovaných míst.....	44
Obr. 24 Výsledky testu nezávislosti sítě porovnávající hodnoty hmotnostního průtoku	45

Obr. 25 Okrajové podmínky.....	47
Obr. 26 Proudnice jednofázového výpočtu.....	49
Obr. 27 Proudění chladiva otvory ve firewallu	50
Obr. 28 Tlakové pole kompresoru	50
Obr. 29 Objemový podíl oleje $t = 0$ s	51
Obr. 30 časový průběh hmotnostního průtoku oleje na výstupu z kompresoru	52
Obr. 31 Stav v 10. sekundě výpočtu.....	52
Obr. 32 Pozice výstupku pro vrácení oleje	53
Obr. 33 Stav v 10. sekundě výpočtu s vrácením oleje.....	54
Obr. 34 Časová závislost hmotnostního průtoku na výstupu z kompresoru při vrácení oleje.....	54
Obr. 35 Stav v 10. sekundě výpočtu s vrácením oleje průhledítkem	55
Obr. 36 Časová závislost hmotnostního průtoku na výstupu z kompresoru při vrácení oleje průhledítkem	55
Obr. 37 Závislost ODR na frekvenci	56
Obr. 38 Ideální p-V diagram kompresoru.....	57
Obr. 39 Hmotnostní průtok chladiva na sání.....	58
Obr. 40 Časová závislost hmotnostního průtoku oleje při pulzech	58
Obr. 41 Detail navrhnuté přepážky	59
Obr. 42 Stav v 10. sekundě výpočtu s přepážkou	59
Obr. 43 Časový průběh hmotnostního průtoku oleje s přepážkou.....	60

Seznam tabulek

Tab. 1 Hodnoty ODP a GWP pro různá chladiva [19].....	29
Tab. 2 Srovnání hodnot kritických teplot a tlaků různých chladiv [6].....	31
Tab. 3 Srovnání objemové chladicí kapacity chladiv při vypařovací teplotě -10 °C ..	33
Tab. 4 Porovnání vlastností několika chladiv [18].....	33
Tab. 5 Vliv CO ₂ na lidské zdraví při různých koncentracích – upraveno z [18].....	34
Tab. 6 Hodnoty průtoku na výstupu z kompresoru při různých frekvencích	56

Seznam použitých zkratk a symbolů

COP	[-]	koeficient výkonnosti (Coefficient of Performance)
c_p	[kJ/kg K]	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
f	[Hz]	Frekvence
h	[kJ/kg]	Entalpie
h_{olej}	[m]	tloušťka olejového filmu
\dot{m}_{oil}	[kg/s]	Hmotnostní průtok oleje
\dot{m}_{ref}	[kg/s]	Hmotnostní průtok chladiva
OCR	[%]	Podíl cirkulujícího oleje (Oil Circulation Ratio)
ODR	[%]	Podíl vytlačeného oleje (Oil Discharge Ratio)
p	[Pa]	Absolutní tlak
p''	[Pa]	Tlak syté páry
p_c	[Pa]	Kritický tlak
ppm	[-]	Koncentrace látky (Parts per Milion)
\dot{Q}_E	[W]	Chladicí kapacita
\dot{Q}_E	[kJ/m ³]	Objemová chladicí kapacita
t	[°C]	teplota
t_c	[°C]	Kritická teplota
t_E	[°C]	Vypařovací teplota
$t_{GC,OUT}$	[°C]	Teplota chladiva na výstupu z chladiče plynu
Δt_{SH}	[K]	Míra přehřátí chladiva
v	[m/s]	rychlost proudění
V	[m ³]	Objem
\dot{V}_d	[m ³ /hod]	Výkonnost kompresoru
VF	[-]	Objemový podíl (Volume Fraction)
α	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
λ	[W/mK]	součinitel tepelné vodivosti
ρ''	[kg/m ³]	hustota syté páry
ν	[cSt]	kinematická viskozita
σ	[m]	střední aritmetická drsnost povrchu
σ_c	[-]	tlakový poměr
τ	[s]	čas
τ_{step}	[s]	časový krok

CFC	plně halogenované uhlovodíky
CFD	výpočty proudění tekutin (Computational Fluid Dynamics)
FVM	metoda konečných objemů (Finite Volume Method)
GWP	potenciál vlivu na globální oteplování (Global Warming Potential)
HCFC	chlor-fluorované uhlovodíky
HFC	částečně fluorované uhlovodíky
LDA	laserová Dopplerovská anemometrie (Laser Doppler Anemometry)
MKO	metoda konečných objemů
MKP	metoda konečných prvků
ODP	potenciál rozkladu ozonové vrstvy (Ozone Depletion Potential)
OP	okrajové podmínky
PAG	polyalkylen glykoly
PDA	fázová Dopplerovská anemometrie (Phase Doppler Anemometry)
POE	polyol estery
SST	Shear Stress Transport
TEWI	Celkový ekvivalentní potenciál globálního oteplování (Total Equivalent Warming Impact)
VOF	objem tekutiny (Volume of Fluid)

Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES s.r.o., Mikulov. E-mailová komunikace, podklady a konzultace s firmou.
- [2] MANNEWITZ, J. a LANGEBACH, R. *Oil Transport Mechanisms Inside Semi-Hermetic Reciprocating Compressors For CO2 Applications*. 2018. *International Compressor Engineering Conference*. Paper 2635.
- [3] PARAJŇÁK, A. *Chlazení průmyslových kapalin*, In: *Energoekonom*, 2015. [Online]. [cit. 2020-06-14]. dostupné z: <https://www.energoekonom.cz/magazin-chlazení-prumyslovych-kapalin-detail-1532>.
- [4] BOLAJI, B. O. a HUAN, Z. *Thermodynamic analysis of the performance of a vapour compression refrigeration system, working with R290 and R600a mixtures*. 2013. *Scientia Iranica*, vol. 20, no. 6, s. 1720–1728.
- [5] SÁNCHEZ, D., PATIÑO, J., SANZ-KOCK, C., LLOPIS, R., CABELLO, R. a TORELLA, E. *Energetic evaluation of a CO2 refrigeration plant working in supercritical and subcritical conditions*. 2014. *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, no. 1–2, s. 227–238.
- [6] DANFOSS. *Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide (CO2)*, 2008.
- [7] KAUF, F. *Determination of the optimum high pressure for transcritical CO2-refrigeration cycles*. 1999. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 38, no. 4, s. 325–330.
- [8] KOLARČÍK, K. a KAMINSKÝ, J. *Kompresory (skriptum pro partnerské školy)*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. 2012.
- [9] POSCH, S. *Thermodynamic Influence of the Lubrication Oil in Hermetic Reciprocating Compressors*. Graz: Graz University of Technology, 2017.
- [10] YAMAMOTO, Y., KANAYAMA, T., YUASA, K. a MATSUURA, H. *Development of High Efficiency Swing Compressor for R32 Refrigerant*. 2014. *International Compressor Engineering Conference*, Paper 2298.
- [11] TUTUNCU, K. a TASAR, S. *Design , Manufacturing and Control of Mini- Size Rotary Swing Compressor*. 2019. *International Conference on Engineering Technologies*, s. 304-311. ISBN: 978-605-68537-9-1
- [12] *S-Series Oil-Free Rotary Scroll Compressors - Rastgar Air Compressors*. In: RASTGAR [Online]. [cit. 2020-06-14]. dostupné z: <https://rastgar-co.com/compair-oil-free-rotary-scroll-compressors/>.
- [13] TOMCZYK, J., SILBERSTEIN, E., WHITMAN, B. a JOHNSON, B. *Refrigeration and air conditioning technology*. Boston: Cengage Learning, 2019. 1699 s. ISBN: 978-1-305-57829-6
- [14] BLAHA, M., *Kompresory I*. In: BLAHA, Marián. SZCHKT, 2010. [Online]. [cit. 2020-06-14]. dostupné z: <https://www.szchkt.org/a/docs/news/147/show>.
- [15] GUZDA, A. a SZMOLKE, N. *Compressors in Heat Pumps*. 2015. *Machine Dynamics Research*, vol. 39, no. 2, s. 71–83.

- [16] 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.
- [17] CAVALINI, A. a ZILIO, C. *Carbon dioxide as a natural refrigerant*. 2007. *International Journal of Low Carbon Technologies*, 2/3, s. 225-249.
- [18] MAINA, P. a HUAN, Z. *A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology*. 2015. *South African Journal of Science*, vol. 111, 10 s.
- [19] LEE, J. *Experimental And Theoretical Investiation of Oil Retention in a Carbon Dioxide Air-Conditioning System*. Maryland: University of Maryland, Faculty of the Graduate School, 2003. 156 s.
- [20] HAVELSKÝ, V., *Chladivá 1*. In: HAVELSKÝ, Václav. SZCHKT, 2010. [Online]. [cit. 2020-06-15]. dostupné z: <https://www.szchkt.org/a/docs/news/144/show>.
- [21] ZLOCH, J. *Možnosti zvětšení zdvihového objemu čtyřválcového motoru Zetor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 75 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [22] LUCKMANN, A. J., ALVES, M. V. C., BARBOS, J. R. *Analysis of oil pumping in a reciprocating compressor*. 2009. *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 14–15, s. 3118–3123.
- [23] KIRAN, R. AHMED, R. a SALEHI, S. *Experiments and CFD modelling for two phase flow in a vertical annulus*. 2020. *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 153, s. 201–211.
- [24] EMKARATE. *VLE data of RL 68H with R-744*, 2002.